

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

- O wydajności filtrów wodociągów warszawskich i możliwości jej powiększenia, nap. Inż. L. Gembarzewski.
- Wybór materiału metalowych rur wodociagowych, nap. Inż. J. Buzek.
- Wytrzymałość i trwałość lin drucianych w świetle nowszych badań (dok.), nap. Edwin Hauswald, Profesor Politechniki Lwowskiej.
- Automatyzacja obsługi palenisk kotłowych, nap. Inż. K. Skrzyński.
- Przebieg pism technicznych.
- Kronika.
- Sprawozdania i prace Polskiego Komitetu Energetycznego.
- Wiadomości Polskiego Komitetu Normalizacyjnego.

SOMMAIRE:

- Sur le débit actuel des filtres d'eau potable à Varsovie et la possibilité de son augmentation (à suivre), par M. L. Gembarzewski, Ingénieur.
- Comparaison entre les tuyaux en fonte et en fer pour les conduites d'eau, par M. J. Buzek, Ingénieur.
- Résistance des cables métalliques, d'après les recherches récentes (suite et fin), par M. E. Hauswald, Professeur à l'École Polytechnique de Léopol.
- Régulation automatique de la conduite des chaudières à vapeur (à suivre), par M. K. Skrzyński, Ingénieur.
- Revue documentaire.
- Informations diverses.
- Bulletin du Comité Polonais de l'Energie.
- Bulletin de la Commission Polonaise de Standardisation.

O wydajności filtrów wodociągów warszawskich i możliwości jej powiększenia.

Napisał L. Gembarzewski, Inż.-technolog.

Przy określaniu wielkości powierzchni filtrów angielskich, przeznaczonych do oczyszczenia danej ilości wody, musimy wiedzieć, ile metrów sześciennych wody można przesączać przez 1 m² filtru w określonym czasie, przytem należy brać pod uwagę zawartość mętów i planktonu w wodzie surowej, a także właściwości materiału filtracyjnego. Im bardziej stałe są własności wody oczyszczonej, tem więcej ma się pewności, że filtry będą dawały wyznaczoną ilość wody.

W głównym projekcie wodociągów warszawskich, sporządzonym w 1878 r., W. Lindley podaje jako maximum wydajności 1 m² filtru 3,6 m³ na dobę, t. j. prędkość 150 mm na godzinę. Lecz sam postąpił znacznie ostrożniej, gdyż projektując dla Warszawy dostarczanie średnio 85 000 m³ na dobę, a najwyżej 120 000, przyjął przesączenie 1,43 m³, a w drugim przypadku 2,03 m³, przyczem ostrożność posunął tak daleko, że z 36¹⁾ projektowanych filtrów miało być czynnych tylko 30. Osadniki do przedwstępnego klarowania wody nie były przewidziane.

Otto Lueger w dziele „Die Wasserversorgung der Städte“ przytacza, że w filtrach wodociągów w Zurichu, otrzymujących wodę z jeziora z 14-metrowej głębokości, a 3 m ponad dnem, przez 1 m² powierzchni przechodzi 3 do 12 m³ wody na dobę bez szkody dla przefiltrowanej wody. Pfeiffer uważa, że dla otrzymania wody możliwie wolnej od bakterij prędkość przesączenia nie powinna być większa niż 30 mm na godzinę, czyli przez

1 m² powierzchni filtru nie powinno przechodzić więcej niż 0,72 m³ wody. Otto Lueger nie wyjawiał swego zdania, lecz zdaje się, że podzielał mniemanie W. H. Lindley'a, który wogóle określał granice filtracji od 1,8 do 3,0 m³, średnio 2,4 m³ z 1 m² filtru.

Przy projektowaniu w 1909 r. filtrów wodociągów m. Łodzi, z ujęciem wody z Pilicy pod Tomaszowem, przyjął W. H. Lindley przeciętnie 2 m³ wydajności, projektując jednocześnie i klarowanie wody w osadnikach, zaznaczył czystość wody w Pilicy.

Inż. Dr. R. Rosłowski, w opisie swojego projektu z 1921 r. zaopatrzenia w wodę z Białej Przemszy górnośląskiego obszaru przemysłowego, w łączności z zaopatrzeniem w wodę zagłębia dąbrowskiego, podanym w Zeitschr. d. Oberschl. Bergu. Hüttenmänn. Vereins (Nr. 7 z 1924 r.), wskazuje 2,4 m³ wydajności filtru, przewidując uprzednie 8-godzinne osadzanie, lecz bliżej tej liczby 2,4 m³ nie wyjaśnia.

Z powyżej przytoczonego widać, jak różne są zapatrywania na ilości wody, jakie można przesączać przez 1 m² powierzchni filtru.

Chociaż przy projektowaniu filtrów dla Warszawy postąpiono oględnie, to jednak już praktyka początkowa wykazała, że filtry nie dają pożądanego wyniku, gdyż nie osiągnano tej wydajności, jaką przypuszczano pierwotnie, szczególnie w czasie powodzi, kiedy ilość mętów w wodzie rzecznej znacznie wzrasta. Z tego powodu, z wybudowanych 12 filtrów, trzy przeznaczono na osadniki. Wynik nie był lepszy, i nic dziwnego. Filtr, przemieniony na osadnik, posiadał dopływ wody w jednym miejscu, a wypływ naprzeciwko. Wytwarzał się prąd prostoliniowy i woda z boków tegoż pozostawała prawie w spoczynku, pomimo tylko 28 m szerokości takiego osadnika. W r. 1892 średnia wydajność filtra wy-

¹⁾ W drukowanym po polsku w 1879 r. „Projekcie kanalizacji wodociągu w mieście Warszawie” w tekście jest mowa o 4 grupach filtrów po 6 w grupie, na planie zaś zaznaczono 6 grup.

rażała się 1,00 m³ wody z 1 m² powierzchni filtra w ciągu doby.

W końcu 1893 r., t. j. w 6 lat po otwarciu nowych wodociągów, ukończono pierwszą grupę osadników. Ponieważ jednocześnie zwiększono powierzchnię filtrów, przywracając 3 filtrom, działającym dotąd jako osadniki, właściwą im rolę, nie można więc w pierwszych latach urzędzenia prawdziwych osadników wnioskować o ich wpływie na wydajność filtrów. Wskutek zaś założenia, przyjętego przez projektodawcę osadników W. H. Lindley'a, że każda grupa filtrów powinna posiadać oddzielną grupę osadników, o wpływie tym można sądzić dopiero z danych za lata 1897 i 1898, po ukończeniu drugiej grupy osadników w 1896 r. Wydajność filtrów w ciągu tych dwu lat wynosiła 1,41 i 1,53 m³ wody na dobę z 1 m² powierzchni filtracyjnej.

W r. 1899 ukończono budowę trzeciej grupy filtrów, wskutek czego powiększono powierzchnię filtrów z 25 200 m² do 39 450 m². Gdyby od ilości wody, dostarczanej w 1900/1/2 r., odjął ilość wody filtrowanej w r. 1898 i przypuścić, że cała nadwyżka była oczyszczana w nowozbudowanej grupie, nie posiadającej swego osadnika, to wydajność tej grupy przedstawiałaby się liczbami 0,90-0,90-0,98 m³, przeciętnie 0,93 m³, czyli byłaby prawie taka sama, jak dla pierwszych dwóch grup filtrów w r. 1892, filtrujących wodę po przejściu jej przez osadniki prowizoryczne.

Wydajność ogólna trzech grup filtrów, po wybudowaniu trzeciej grupy osadników w 1902 r., wynosiła:

w 1903 r.	1,46 m ³	na dobę z 1 m ²	powierzchni filtra		
„ 1904 „	1,51	„	„	„	„
„ 1905 „	1,54	„	„	„	„
„ 1906 „	1,65	„	„	„	„

Woda wpływa do osadnika dwoma przelewami, każdy z nich obsługuje 4 galerje osadnikowe 5 m szerokości, wypływ zaś odbywa się za pośrednictwem 16 otworów, tak że w 3 grupach osadników jest 12 przelewów i 96 wylotów. Efekt działania osadników w latach 1896 do 1906, t. j. w okresie czasu, w którym każdej grupie filtrów odpowiadała grupa osadników i woda w osadnikach przebywała od 24 do 30 godzin, przedstawia się przeciętną liczbą 78,3%, wahając się od 75,2 do 85,5%, przyczem średnia ilość mętów w 1 m³ wody rzecznej wynosiła 130 gramów, przy zmianach od 63 do 195. Efekt wskazany byłby większy, gdyby woda surowa była doprowadzana do każdej galerji oddzielnie, gdyż znacznie więcej zbiera się namułu w galerjach z przelewami, do których woda wpływa wprost, niż w galerjach bocznych, otrzymujących wodę z sąsiednich galerji za pośrednictwem otworów w ściankach przedziałowych.

Gdy następnie wybudowano jeszcze dwie grupy filtrów, nie budując jednocześnie osadników, efekt działania istniejących osadników spadł z 78,3% do 70%, a nawet poniżej.

Z dwudziestoletniego okresu od 1907 do 1926 r. zasługują na uwagę tylko lata 1914, 1922 i 1925. W roku 1914 dostarczono do miasta największą ilość wody przy 6 osadnikach i 24 filtrach — wydajność okazała się 1,54 m³. Zaś w roku 1912 i 1925 dostarczono największą ilość wody przy funkcjonowaniu 6 osadników i 30 filtrów i wydajność 1 m² filtra

wyraża się liczbą 1,44 i 1,51 m³. Nie osiągnięto zatem przy maximum dostarczonej wody przeciętnej największej poprzedniej wydajności 1,65 m³, kiedy każda grupa filtrów posiadała swoją grupę osadników.

Wydawnictwo Magistratu m. st. Warszawy „Miesięcznik Statystyczny“ Nr. 1 z r. 1926 podaje za rok 1925 dzienny rozchód wody 97 350 m³. Ponieważ wskazania wodomierzy pomp wirnikowych były za duże, więc należy ilość 97 350 m³ (wskazania pomp tłokowych były prawidłowe) zmniejszyć do 95 800 m³ wody i tę ilość przyjęto do obliczenia wydajności.

Absolutne maximum dobowe zdarzyło się 24-go lipca 1925 r., gdy oddano miastu nominalnie 119 360 m³ wody, po skorygowaniu 112 500 m³, w tej ilości mieści się 4900 m³, zaczerpniętych z zapasu w zbiornikach czystej wody, czyli same filtry dały tego dnia 107 600 m³. Ponieważ wówczas było 28 czynnych filtrów, więc przez 1 m² przefiltrowano 1,70 m³ wody; czas przebywania wody w osadnikach — 15 godzin, wysokość wody na Wiśle przy moście Kierbedzia — 1,50 m, średnia temperatura powietrza 23°C, maksymalna 28,8°C.

Rozpatrując wyniki eksploatacji filtrów w 1914, 1922 i 1925 r., trzeba wziąć pod uwagę, że w czasie od listopada 1906 r. do 1910 r. zmieniono sposób ujęcia wody z Wisły, biorąc ją nie wprost z rzeki zapomocą „smoków“, ułożonych na dnie Wisły, lecz za pośrednictwem specjalnych „zatok“, w których prąd jest przeciwny prądowi rzeki. Do r. 1926 od rzeki do nowych ujęć woda przepływała drogę około 60 m z szybkością 10—15 mm/sek w ciągu 1,5 do 2 godzin, pozostawiając w każdej zatoce pewną część mętów. W trzech zatokach zbiera się rocznie 1000—1500 tonn mułu, zaś 2000—3000 tonn osadza się w osadnikach.

Wpływ zatok na wydajność filtrów w latach 1914, 1922 i 1925 można określić w sposób następujący. Odejmiemy od normalnych ilości 76 000, 91 300 i 95 800 m³ ilość wody dostarczonej w 1906 r. przy wydajności 1,65 m³, t. j. 59 700 m³, i przypuścimy, że reszta była filtrowana w pierwszym przypadku tylko w grupie III, a w dwóch następnych w III i V, wówczas otrzymamy wydajność 1,25 i 1,32 m³. Ogólnie zatem można powiedzieć, że zatoki powiększyły wydajność filtrów i z tego powodu normalna wydajność filtrów zmniejszyła się z osiągniętej przy dostatecznej liczbie osadników 1,65 m³ tylko do 1,54 i 1,51; bez zatok zaś byłaby mniejsza.

Gdyby więc po wybudowaniu III i V grupy filtrów wybudowano i odpowiadające im osadniki, to przy wydajności 1,70 m³ (zamiast 1,65 bez zatok) możnaby było otrzymywać normalnie 107 800 m³ wody na dobę.

Zbadawszy wpływ osadników na wydajność filtrów, porównajmy otrzymane wyniki z przewidywaniem W. H. Lindley'a, gdy projektował osadniki i rozszerzenie stacji filtrów.

Pierwotnie zamierzoną liczbę filtrów 36 utrzymał, lecz powiększył powierzchnię mających się następnie budować 24 filtrów z 2 100 m² do 2 375 m². Po ukończeniu więc wszystkich filtrów, miałyby do rozporządzenia 82 200 m² powierzchni filtracyjnej. Przyjętą w głównym projekcie przeciętną ilość wody dostarczanej do miasta 85 000 m³ na dobę zwię-

kszył do 100 000 m³, a najwyższą 120 000 m³ do 140 000 m³. Przy czynnych jednocześnie 33 filtrach, otrzymujemy wydajność 1,33 m³ i 1,86 m³, a więc wpływ osadników na średnią wydajność jest o 15 — 20% wyższy, niż przewidywał W.H. Lindley.

Z poprzednio podanych obliczeń można wyprowadzić dwa wnioski o znaczeniu osadników dla filtrów wodociągowych warszawskich:

1. Istniejące osadniki przesklepione, podzielone na galerje; okazały dużą pomoc filtrom, dając im wodę z mniejszą zawartością zawieszin i w ten sposób powiększyły średnią wydajność filtrów o przeszło 60%.

2. Wpływ osadników na średnią wydajność filtrów jest ograniczony i prawdopodobnie dalsze powiększanie osadników przy istniejących 3 zatokach spowodowałoby zwiększenie normalnej wydajności nie więcej niż do 1,70 m³.

Z powyższego jednak nie wynika, że większa liczba osadników nie miałaby znaczenia dla filtrów. Doświadczenie wskazuje, że w czasach przyboru Wisły woda powinna się klarować dłużej. Z drugiej jednak strony, w czasie upałów zbyt długie przebywanie wody w osadnikach jest szkodliwe i powinno się je ograniczać do 12 — 15 godzin²⁾. Stąd znowu wynika, że przedwstępne oczyszczanie wody powinno się odbywać z pomocą urządzeń, w których czas jej przebywania można by regulować, zależnie od własności wody surowej.

W r. 1924, w celu zabezpieczenia dostarczania do miasta dostatecznej ilości wody, zaczęto budować szóstą grupę filtrów tej samej powierzchni, co i ostatnio wykonane. Budowę ukończono w połowie 1926 r. Obecnie wodociąg w Warszawie posia-

dają 36 filtrów o ogólnej powierzchni 82 200 m². Przyjmując, że będą czynne jednocześnie 33 filtry i że wydajność filtrów będzie taka sama, jak w r. 1925, t. j. skorygowana średnia 1,51 a największa 1,70, otrzyma się przeciętnie na dobę 113 800 m³, maksymalnie 128 000 m³. Koszt budowy wyniósł 3 450 000 złotych.

Zestawienie głównego materiału liczbowego, przytaczanego powyżej, z pewnemi uzupełnieniami przedstawia poniżej tabela I.

Zanim rozważę, czy podaną przypuszczalną średnią ilość wody 113 800 m³ na dobę można by podnieść i do jakiej wysokości, utrzymując nadal osiowy układ stacji filtrów i zachowując dotychczasowe przewody rurowe, opiszę pokrótce, jak rozwiązano w ostatnich czasach powiększenie sprawności wodociągów w istniejącym zakładzie wodociągowym w Altonii i w nowym zakładzie w Walton, skąd woda ma być dostarczana do Londynu.

O zwiększeniu wydajności filtrów i powiększeniu ilości wody, dostarczanej do Altony, wygłosił inż. Z. Wendrowski referat na VII Zjeździe gazowników i wodociągowców polskich w Warszawie w r. 1925, zamieszczony w „Przeglądzie Gazown. i Wodociąg.” Nr. 7 z t. r. Przytoczę więc z niego, że na zasadzie doświadczeń, wykonanych w ciągu 12 miesięcy 1911/12 r., postanowiono wodę oczyszczać przedwstępnie na filtrach pośpiesznych, amerykańskich, bez koagulacji, przez co osiągnięto ten wynik, że średnią ogólną wydajność filtrów powolnych, angielskich, powiększono z 40 000 do 60 000 m³ na dobę, czyli o 50%, przy maksymalnej szybkości na filtrach pośpiesznych 6,5 m/h i w angiels-

TABELA I.

Rok	Ujęcie wody z Wisły	Osadniki		Filtre			Ilość wody		Wydajność		Uwagi.
		Ilość	Pojemność m ³	Ilość	Powierzchnia m ²		normalna	maximum	norm	max.	
					ogólna	oblicz.					
Projekty											
1878	2 smoki.	—	—	36	71 000	59 250	85 000	120 000	1,43	2,02	
1890	3 „	12	144 000	„	82 200	75 350	100 000	140 000	1,33	1,86	
Wyniki eksploatacji											
1892	1 „	(3)	(15 500)	9	18 900	16 800	16 900	22 850	1,00	1,36	
1897	2 „	4	48 000	12	25 200	23 100	32 600	—	1,41	—	
1898	„	„	„	„	„	„	35 600	41 829 +	1,53	1,81	+ 2600 z zapasu = 44 429
1900	3 „	„	„	18	39 450	36 150	47 100	—	1,30	—	
1901	„	„	„	„	„	„	47 100	—	1,30	—	
1902	„	„	„	„	„	„	49 300	—	1,36	—	
1903	„	6	72 000	„	„	„	52 800	—	1,46	—	
1904	„	„	„	„	„	„	54 900	—	1,51	—	
1905	„	„	„	„	„	„	55 600	—	1,54	—	
1906	„	„	„	„	„	„	59 700	?	1,65	?	
1914	3 zatoki	„	„	24	53 700	49 200	76 000	100 972 +	1,54	2,07	+ 3900 „ „ = 104 872
1922	„	„	„	30	67 950	63 400	91 300	—	1,44	—	
1925	„	„	„	„	„	„	95 800	107 600 +	1,51	1,70	+ 4900 „ „ = 112 500
Przypuszczaln.											
1927—1933	?	„	„	36	82 200	75 350	113 800	128 000	1,51	1,70	

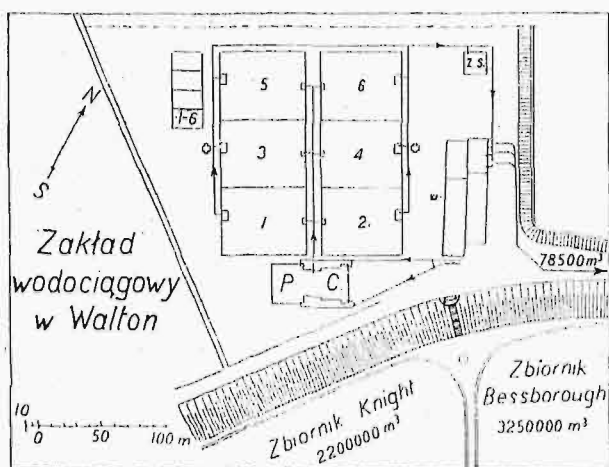
²⁾ Porówn. O. Lueger. — Die Wasserversorgung der Staedte.

skich do 130 mm/h, co odpowiada dla tych ostatnich wydajności 3,12 m³ na dobę. Koszt instalacji filtrów powolnych wyniósł 650 000 marek niemieck-

kich, a to przy kursie 100 zł. = 47 mk. stanowi sumę 1 383 000 zł.

Dla zadośćuczynienia wzrastającej konsumpcji wody południowej części Londynu, postanowiono zbudować w Walton nad Tamizą, w bliskości głównych urządzeń wodociągowych, nowy zakład wodociągowy, który uroczystie otwarto w lipcu 1926 r., a więc prawie w tym samym czasie, co i ostatnią grupę filtrów w Warszawie.

Zakład składa się z następujących części głównych: filtrów pośpiesznych amerykańskich wraz z pomieszczeniem dla sprężarek, osadników dla wody ściekowej, otrzymanej przy oczyszczaniu filtrów, powolnych filtrów angielskich, dwóch budynków do chlorowania wody przefiltrowanej, niewielkiego zbiornika czystej wody, z którego pompuje się wodę do miasta zapomocą pomp tłokowych i wirnikowych, i z sieci rur. Wydajność zakładu ma wynosić od 78 500 do 104 500 m^3 .



Rys. 1.

Woda do filtrów pośpiesznych jest dostarczana z dwóch zbiorników (rys. 1), położonych tuż przy zakładzie: zbiornika Knight o pojemności 2 200 000 m^3 i zbiornika Bessborough o pojemności 3 250 000 m^3 , głębokości około 11 m. Konieczność budowy olbrzymich zbiorników wody dla potrzeb Londynu wynika ze specjalnych warunków, w jakich się znajdują wodociągi tego miasta, a tych nie spotykamy w innych miastach. Dzielne zapotrzebowanie wody z Tamizy wynosi około 680 000 m^3 (ogólna konsumpcja 1 200 000 m^3), zaś ogólna pojemność zbiorników 58 700 000 m^3 t. j. zbiorniki zawierają zapas dwumiesięczny. Ze wspomnianego powyżej referatu inż. Z. Wendrowskiego przytaczam następujący wyjątek: „Na mocy ustaw, zatwierdzonych przez parlament, zarząd wodociągów (Metropolitan Water Board) otrzymał nieograniczone prawo do czerpania wody z Tamizy i Lee, o ile przepływ wody tych rzek nie spadnie poniżej określonej ilości (dla Tamizy 772 000 m^3 dziennie³⁾) i to było przyczyną budowania basenów osadowych o tak wielkiej pojemności”.

Oczywiście, że tak długie przebywanie wody w zbiornikach powoduje osadzenie zawartych w

³⁾ Przy bezwzględnie najniższym stanie Wisły 0,25 m, obserwowanym w 1904 r., przepłynęło 9 600 000 m^3 wody, przy średnim + 1,5 m przepływa około 40 000 000 m^3 dziennie.

wodzie mętów, efekt ich działania pod tym względem dochodzi do 85%, co w porównaniu z dawniejszym efektem 78,3% działania małych osadników warszawskich, w których woda przebywała 24 — 30 godzin, nie przedstawia nic nadzwyczajnego.

Filtrów pośpiesznych jest 18, z nich 8 o wymiarach $7,92 \times 4,95 = 39,2 m^2$ systemu Paterson'a i 10 o powierzchni $7,92 \times 4,11 = 32,5 m^2$ systemu Candy'ego. Wydajność tych filtrów wynosi od 4,9 do 9,8 m^3/h . Ogólna powierzchnia filtrów pośpiesznych równa się 639 m^2 . Budynek mieszczący filtry pośpieszne i sprężarki zajmuje powierzchnię $62 \times 27 = 1674 m^2$. Oczyszczanie filtrów od osadów odbywa się zapomocą powietrza sprężonego, wpuszczanego pod warstwę piasku; woda ściekowa sływa do kanału i odprowadza się do 3 osadników o wymiarach $24 \times 15 = 360 m^2$ i głębokości 2,5 m, czwarty, położony przy nich, osadnik jest przeznaczony do klarowania wody brudnej, ściekającej z płóczek piasku z filtrów angielskich.

Oczyszczona wstępnie w filtrach pośpiesznych, sływa woda grawitacyjnie rurą do 6 otwartych filtrów powolnego działania, rozłożonych symetrycznie po 3 po obydwu stronach rury. Powierzchnia każdego z tych filtrów wynosi $51,8 \times 67,0 = 3470 m^2$, więc ogólna 20 820 m^2 . Warstwa filtracyjna składa się z warstwy piaskowej 0,61 m grubości i ze znajdującej się pod nią warstwy żwiru takiej samej grubości. Zwierciadło wody w filtrze utrzymuje się na wysokości 1,22 m ponad materiałem filtracyjnym. Warstwa piaskowa pozostaje prawie jednakowej grubości, ponieważ zdjęta przy oczyszczaniu filtrów górna warstewka filtrująca zaraz się przepłukuje i oczyszczony piasek powraca do filtru. Utrzymanie możliwie stałej grubości warstwy piasku ma znaczenie dla prawidłowego działania filtru. Przez płókanie na miejscu unika się przewożenia brudnego piasku i niepotrzebne są place do jego przechowywania.

Woda, po przejściu przez filtry, może być w razie potrzeby chlorowana. W tym celu przed każdą grupą filtrów postawiono budyneczki z aparatami chlorującymi, skąd mieszanina chloru i wody jest odprowadzana do przykrytych komór wyjściowych filtrów.

Przefiltrowana woda sływa rurą grawitacyjnie do niewielkiego zbiornika czystej wody o wymiarach $15 \times 18 = 270 m^2$, co przy głębokości 4,6 m daje zawartość około 1 200 m^3 . Ze zbiornika czerpią wodę pompy, przetłaczając ją do miasta. Pompy mogą otrzymywać wodę i wprost z rury, pomijając zbiornik.

Powierzchnia, zajęta przez wspomniane urządzenia i budynek pomp, zajmuje około 7 ha.

Przy konsumpcji 78 500 do 104 500 m^3 wody na dobę i przy czynnych wszystkich 6 filtrach, przesącza się przez filtry powolne 3,75 do 5,00 m^3 przez 1 m^2 filtra. Gdy działa 5 filtrów, odnośne liczby są 4,50 i 6,00 m^3 .⁴⁾

⁴⁾ Źródło, z którego czerpię ten opis, podaje, że wskutek wprowadzenia filtrów pośpiesznych można było powierzchnię powolnych zmniejszyć 3 — 4 krotnie, a więc widocznie w wodociągach londyńskich wydajność filtrów nie przekraczała 1,50 m^3 , pomimo długotrwałego przebywania wody surowej w zbiorniku.

Wydatek na zakład wodociągowy w Walton wyniósł 116 500 funtów sterling., co licząc wg kursu 43,50 zł. za 1 f. st. stanowi 5 051 000 złotych.

Na tablicy II przedstawiono koszty instalacji, wykonanych w ostatnich latach, przeznaczonych do podniesienia sprawności zakładów wodociągowych w Altonie, Londynie i Warszawie.

Gdyby przyjąć, że koszt przykrycia filtrów w Walton wynosiłby dodatkowo 25% kosztów całkowitej instalacji, to w tym razie wydatek na zwiększenie sprawności wodociągów o 1 m³ dziennie wyniósłby 80 zł.

T a b l i c a II.

Miasto	Rok założenia	Instalacja	Podniesienie sprawności na dobę o m ³	Koszt instalacji zł.	Wydatek na 1 m ³ zwiększonej sprawności, zł.
Altona . .	1914	Filtry pośp.	20 000	1 383 000	69
Londyn . .	1926	F. pośp. i pow.	78 500	5 051 000	64
Warszawa .	1926	F. powolne	18 000	3 450 000	182

(d. n.)

Wybór materiału metalowych rur wodociągowych.

Napisał Inż. J. Buzek.

Kwestja, jakie rury stosować należy do przewodów wody lub gazu, powinna być u nas w Polsce dokładnie rozpatrywana, wobec budowy tak licznych nowych rurociągów.

Spór o to, jakie rury lepiej się nadają — żeliwne czy żelazne — próbowano rozstrzygnąć za pomocą badań laboratoryjnych odporności żeliwa i żelaza przeciwko rdzewieniu¹⁾.

Badania te nie doprowadziły jednak do konkretnych wniosków, gdyż wyniki ich były wprost sprzeczne.

Oto dwa przykłady:

a) Badania prof. Dr. K. Arndt'a dały wyniki następujące (Giesserei-Zeitung, 1910, str. 700):

	Skład chemiczny						Stopień rdzewienia po 122 dniach
	C	Cr	Si	Mn	P	S	
Rury żeliwne	3,52	3,01	1,91	0,57	1,30	0,13	416
Rury żelazne	0,11	—	0,01	0,34	0,03	0,06	949
Rury Mannesmannowskie.	0,36	—	0,08	0,39	0,10	0,07	1132

Według tych wyników, żeliwo jest dwa razy odporniejsze niż żelazo, zaś trzy razy przewyższa pod tym względem stal rur Mannesmann.

b) P. Wölbling ogłasza w „Ferrum“ (1913 8.III, str. 161) wprost przeciwne wyniki i twierdzi, że ujemne wyniki Dr. Arndt'a nie mają żadnego uzasadnienia, gdyż utleniona zewnętrzna warstwa żelaza walcowanego, z powodu swej gładkości, daleko odporniej działać musi przeciwko rdzewieniu, niż chropowata powierzchnia odlewu.

Wobec tak sprzecznych wyników, powstało kompromisowe zapatrywanie na sprawę wytrzymałości rur, mianowicie, że „jest rzeczą obojętną, czy

rdza niszczy więcej żelazo czy żeliwo, ostateczna wytrzymałość zależy od środków ochronnych przeciwko rdzewieniu.“

Takie postawienie kwestji nie mogło być jej załatwieniem. Rzecz jasna, że jeżeli rurę — żeliwną, czy żelazną — zabezpieczymy przeciwko rdzewieniu jakimś środkiem bezsprzecznie pewnym, to wytrzymałość jej będzie wieczna. Ale takiego środka zupełnie pewnego dotąd niema. Rury żeliwne asfaltujemy, rury walcowane asfaltujemy także, a oprócz tego zewnątrz owijamy jutą przesyconą smołą. Chodzi więc o to, czy powłoka asfaltu lub smoły lepiej trzyma na żeliwie, czy na żelazie. Owijanie rur walcowanych jutą świadczy już o tem, że powłoka smoły na rurach walcowanych jest niepewna i nie wystarcza.

Powierzchnia rur żeliwnych jest chropowata, smoła lepiej trzyma się na niej. Juta na rurach walcowanych dosyć szybko butwieje i nie chroni już rury. Tak więc, znowu wracamy do kwestji wytrzymałości materiału rur przeciwko rdzewieniu.

Doświadczenie uczy nas, że rury żeliwne wytrzymują w ziemi nawet 300 lat, podczas gdy rury walcowane w normalnych warunkach nigdzie dłużej nie wytrzymały niż 20—25 lat.

Przykłady następujące zdają się to potwierdzać:

1) Wodociąg w Versailles, wybudowany przez Ludwika XIV w latach 1660 — 1680, o długości 24 000 m, z rur żeliwnych o średnicy 325—500 mm, jeszcze dzisiaj — a więc po 286 latach — jest w użyciu. Dyrektor tego wodociągu pisze w r. 1904: „Naprawy spowodowane były wyłącznie zniszczeniem żelaznych śrub przez rdzę“, podczas gdy rury żeliwne dobrze dotąd się trzymają. (Stahl und Eisen, 1904, str. 189/307).

¹⁾ Literatura:

Stahl und Eisen, 1904, str. 189: Orzeczenie wiedeńskiego rady budownictwa J. Hüttera w sprawie rur wodociągowych.

Stahl und Eisen, 1904, str. 307: Wykład rady budownictwa Janke'go w Katowicach o stosowaniu rur z żelaza zlewego do wodociągów i kanalizacji.

Giesserei-Zeitung, 1910, str. 700: Praca prof. Dr. K. Arndt'a.

The Iron Age, 1912, str. 687.

Otto Lueger: Die Wasserversorgung der Städte, 1908, str. 54 i t. d.

Revue Techn. Luxemb., 1921, str. 45 i 57.

Stahl und Eisen, 1911, str. 1485: Die Rohrfrage auf der Industrieausstellung in Dresden.

Stahl und Eisen, 1903, str. 950: Wodociąg z rur żeliwnych na ciśnienie robocze 60 at.

Stahl und Eisen, 1904, str. 266: Metamorfoza żeliwa.

Katalogi: Wütkowice, Ferrum, Huta Bismarcka.

Inż. Schwarz: „Welches Rohr verwende ich?“

Świadectwa różnych miast i miejsc kąpielowych w Niemczech o wytrzymałości rur.

2) Wodociąg miasta Hamburga jest dotąd w ruchu od roku 1790.

3) Wodociąg księcia Alberta w Wiedniu, budowany w roku 1805 z rur o średnicy 105 mm, jest dotąd na długości kilku kilometrów w użyciu.

4) Tak zwany I-szy wodociąg miasta Wiednia 8,13 km długości, składający się z rur żeliwnych o średnicy 55 — 950 mm, w dużej części jest jeszcze w ruchu od roku 1874. W roku 1908 — 1912 wybudował Wiedeń drugi wodociąg z rur żeliwnych (rurociąg o średnicy 1100 mm, 32 000 m dług., a rurociąg o średnicy 100 — 750 mm 12 000 m dług. Waga rur wynosi 40 tys. t).

Większą wytrzymałość żeliwa na rdzewienie tłumaczą sobie w sposób następujący: żeliwo zawiera około 3,5% C, z którego 80—88% wydzielone są w postaci grafitu, zmieszanego mechanicznie ze stopem żelaza, zawierającym około 2% Si i 0,6—0,8% Mn. Sam grafit nie ulega „rdzewieniu”, zaś stop żeliwa o zawartości 2% Si i 2,8—3,0% węgla chem. jest na rdzę bardzo odporny. Mylnem jest zdanie, że żelazo posiadające gęstość 7,85 musi być odporniejsze na wpływy wody i powietrza, niż żeliwo o gęstości 7,25.

Według mego zdania, naskórek odlewu, czy też utleniona warstwa żelaza walcowanego, mniejszą odgrywa rolę niż się naogół przypuszcza. Zewnętrzna warstwa odlewu, wskutek szybszego stygnięcia, jest gęstsza, bo zawiera mniej grafitu, ale odporność jej na rdzewienie będzie mniej więcej taka sama, jak żeliwa wewnątrz odlewu. Naskórek odlewu zrosnięty jest ściśle z resztą odlewu, podczas gdy warstwa utleniona blachy łatwo odpada.

Nie tylko ilość wytwarzającej się rdzy wpływa na wytrzymałość i użyteczność rur, lecz w daleko większym stopniu uwzględnić należy sposób rdzewienia. Rozróżniamy dwa rodzaje rdzewienia:

a) rdzewienie głębokie w pojedynczych punktach rury,

b) rdzewienie płaskie na całej powierzchni rury.

Pod tym względem zachodzi ogromna różnica między żeliwem i żelazem. Rdza na rurach żeliwnych tworzy się równomiernie na całej powierzchni rury, tworząc obojętną warstwę i chroniąc żeliwną rurę od dalszego rdzewienia. Natomiast przy rurach żelaznych, względnie stalowych, rdzewienie koncentruje się na pojedynczych punktach rury, z jakichkolwiek powodów mniej odpornych, i idzie szybko w głąb, tworząc wprost większe lub mniejsze dziury w ściankach. Rury żelazne w kotłach o-

płomkowych bardzo często wykazują na swej powierzchni takie zniszczenia.

Do większej wytrzymałości rur żeliwnych przyczynia się, rzecz prosta, duża stosunkowo grubość ścianek. Jak z poniżej umieszczonego zestawienia wynika, grubość ścianek rur walcowanych wynosi tylko 50—30% grubości ścianek rur żeliwnych.

Rdza niszczy po zbutwieniu juty bardzo szybko tak cienkie rury.

W dziele „Die Wasserversorgung der Städte” (1908, str. 54) czytamy: „Walcowane rury z żelaza zlewnego, o średnicach 1/2—4”, ułożone niegdyś w ziemi, znikły po większej części zupełnie, wskutek zniszczenia przez rdzę, lub zostały z powodu uszkodzeń spowodowanych rdzą zamienione na rury żeliwne”.

Ze doświadczenie przemawia na korzyść rur żeliwnych, wynika także z cyfr produkcji rur żeliwnych w ostatnich latach przed wojną. Według „The Iron Age”, 1912, produkcja rur żeliwnych w Ameryce wynosiła:

1906	311 379 t
1907	331 744 „
1908	325 038 „
1909	352 931 „
1910	397 251 „
1911	377 476 „

Produkcja rur żeliwnych w Niemczech wynosiła w roku 1913 406 700 t (razem z rurami kanalizacyjnymi).

Są to tak pokaźne ilości, iż trudno przypuścić, aby konsumenci z teoretycznego zamiłowania do żeliwa stosowali rury żeliwne, a nie z przekonania o korzyściach takich rur z powodu ich długiej wytrzymałości.

Przyjmując czas służby wodociągu z rur żeliwnych na 150 lat, otrzymamy amortyzację roczną w wysokości 0,66%; przy czasie zaś służby rur walcowanych 25 lat, amortyzacja wynosi 4%. Już ten stosunek amortyzacyjny powinien decydować w wypadkach normalnych o wyborze materiału rur. Tylko bardzo zasobne miasta mogą sobie pozwolić na stopę amortyzacyjną 4%. U nas w Polsce miasta są bardzo ubogie. Oszczędność na wydatkach inwestycyjnych nie przyniesie żadnych korzyści, owszem ciężać będzie w fatalnym stopniu na gospodarcę miejskiej w przyszłości. Wynika stąd, że korzyści, jakie dają rury walcowane, ewent. taniejsze, oszczędność na uszczelnieniu z powodu wielkiej długości i t. d., nie mogą być decydujące dla zasto-

Grubość ścianek przy ciśnieniu roboczym ok. 10 at.

Średnica mm	40	50	80	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200	Długość normalna, m
Rury żeliwne	8	8	9	9	10	11	13	15	16	18	20	22	24	26	30	2,5—5
Rury walcowane zwyczajne .	4	4	5	5	5,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	4—5,5
Rury kielichowe Huty Bismarcka	3	3	3 1/4	3 1/4	4,5	5,5	8	—	—	—	—	—	—	—	—	do 14
Rury żeliwne *) spawane . .	—	—	—	—	—	—	5—15	5—20	5—24	6—24	6—24	7—24	8—24	8—24	10—24	3,35—6,7 10—12

*) Uwaga: Większe grubości ścianek odnoszą się do wyższych ciśnień.

sowania rur walcowanych do wodociągów lub gazociągów, obliczonych na lat kilkadziesiąt.

Niezaprzeczone korzyści rur walcowanych są następujące:

1) większa wytrzymałość żelaza na rozerwanie, wzgl. na pęknięcie ($34-50 \text{ kg/mm}^2$, podczas gdy żeliwo wytrzymuje na rozerwanie tylko 18 kg/mm^2).

Słychać niekiedy skargi na małą wytrzymałość rur żeliwnych na pęknięcie. Rury żeliwne w sieci miejskiej pękają przeważnie dlatego, że ułożone zostały wówczas, kiedy jeszcze ruch na ulicach był słaby i nie przewidziano przy układaniu rur nadzwyczajnych obciążeń w przyszłości. Ruch tramwajów i samochołów ciężarowych stał się często powodem pęknięcia rur żeliwnych. Obecnie układamy rury w ten sposób, by wpływ ruchu ulicznego nie dawał im się we znaki.

2) Rury walcowane nie łamią się, lecz przeginają. Tu podkreślić należy, że rury walcowane powoli niszczejają wskutek rdzy, że straty z nich wody, wzgl. gazu, są przez czas dłuższy nieostrzeżalne, natomiast rura żeliwna gdy pękła, miejsce pęknięcia jest natychmiast widoczne.

3) Rury walcowane dostarczone być mogą w dużych długościach $4-12 \text{ m}$, podczas gdy rury żeliwne są tylko $2\frac{1}{2}-5 \text{ m}$ długości. Wydatek na uszczelnienie jest przy rurach długich mniejszy, niż przy krótkich.

Na podstawie powyższych wywodów, dochodzimy do następującego wniosku:

Wszędzie, gdzie chodzi o budowę rurociągu wodnego, czy gazowego o długiej trwałości, stosować należy rury żeliwne. W wypadkach, w których wymagana jest duża wytrzymałość materiału na rozerwanie, czy pęknięcie, ze względu na duże ciśnienie wewnętrzne, ewent. ze względu na duże zewnętrzne obciążenie rur, stosować wypada rury z żelaza zlewne, wzgl. ze stali, mianowicie:

- przy ciśnieniu roboczym powyżej 20 at^2 ,
- w terenie usuwistym,
- w przewodach pod mostami.

We wszystkich innych wypadkach stosować należy rury żeliwne; szczególnie zaś przewody główne, doprowadzające wodę do sieci, powinny być z rur żeliwnych, chyba że chodzi o prowizorium.

Wytrzymałość i trwałość lin drucianych w świetle nowszych badań.*)

Napisał Edwin Hauswald, Profesor Politechniki Lwowskiej.

Wnioski teoretyczne.

Dotychczasowe wyniki pomiarów dały cenne wskazania co do dobroci różnych założeń przy projektowaniu nowych urządzeń i ulepszaniu starszych.

Przedewszystkiem zwróciły uwagę konstruktorów na korzyści, jakie daje stosowanie większych, niż dotychczas stosunków $z = D/\delta$, oraz na niedopuszczalność podawanych w katalogach „najmniejszych średnic”, odpowiadających zwykle wartości $z = 400$, albo nawet 350 .

Następnie wpłynąć powinny na zasadnicze przeobrażenie systemów prowadzenia lin przez krążki w taki sposób, by przez stosowne umieszczenie właściwej maszyny wyciągowej względem szybu i prowadnic usunąć wszelkie zbędne przegięcia lin i ograniczyć uginanie liny głównej i dla przeciwważaru do tego, co jest już koniecznym.

W tej dziedzinie można łatwo uzyskać niezwykłe ulepszenia:

a) Jeżeli naprzykład lina przechodzi przez jeden tylko, nad szybem umieszczony krążek, ale potem nawija się od spodu bębna wyciągarki, to przebywa przy podnoszeniu ciężaru $1 + 2 \times \frac{1}{2} = 2$ ugięcia; przy opuszczaniu zaś $\frac{1}{2} + 2 \times 1 = 2\frac{1}{2}$ ugięcia, razem więc na jedną jazdę tam i napowrót $4\frac{1}{2}$ ugięcia.

b) Jeżeli zaś nawijanie liny na bęben odbywa się od góry, przez co unika się przeginań w przeciwnym kierunku, to całkowita liczba ugięć ogranicza się do $1 + \frac{1}{2} + \frac{1}{2} + 1 = 3$ ugięć.

c) Przez umieszczenie maszyny wyciągowej wprost nad szybem możemy usunąć krążek wodzący i ograniczyć liczbę ugięć przy podnoszeniu do $\frac{1}{2}$ i spuszczeniu również do $\frac{1}{2}$, otrzymując razem tylko 1 ugięcie na pełny okres roboczy.

d) Przy użyciu w tem samym miejscu tarczy czarnej (Koepego) otrzymujemy na jazdę tam i napowrót 2 ugięcia i oszczędzamy użycie osobnej liny dla przeciwwagi.

Co do praktycznych następstw dobierania większych niż dawniej stosunków z , zauważyć trzeba, że np. założenie $z = 700$, zamiast 600 nie powoduje nawet zwiększenia rzeczywistej średnicy bębna lub krążka, o ile nie zwrócimy uwagi na drugi stosunek średnic z' . Przy większym bowiem z druty liny podlegają mniejszym naprężeniom dodatkowym, skutkiem czego pozostanie przy danym naprężeniu dopuszczalnym k więcej na naprężenie użytkowe σ , lina będzie lepiej wykorzystana i wypadnie z rachunku nieco lżejsza, z cieńszymi drutami, a skutkiem tego średnica D bębna może być nawet mniejsza od obliczonej dla $z = 600$.

Nieoczekiwany ten wynik wskazuje na istotę korzyści, jaką daje użycie lin złożonych z cieńszych drutów.

Przykład. $P = 1000 \text{ kg}$.

Dla $z = 500$	$\delta = 1,1$	$d = 12,5$	$D = 500$	$z = 500 \text{ mm}$
$z = 600$	$\delta = 1,0$	$d = 11,5$	$D = 600$	$z = 600$ "
$z = 700$	$\delta = 0,8$	$d = 9,5$	$D = 700$	$z = 560$ "

*) Dokończenie do str. 434 w № 19 z r. b.

*) Jakkolwiek istnieją wodociągi z rur żeliwnych pracujące pod ciśnieniem roboczym do 60 at .

Widoczne jest przytem, że nawet stosunek D/d nie uległ przez to pogorszeniu.

W związku z poprzednim spostrzeżeniem co do wyzyskania przekroju liny do głównego celu, można nazwać stosunek $w = \frac{\sigma}{\sigma + \sigma'}$ stopniem użytecznego wyzyskania, albo krótko „wyzyskaniem” przekroju.

Pożądanę byłoby oczywiście, aby całą rezerwę, pozostającą po odjęciu od k naprężenia dodatkowego, można by zużyć na naprężenie użytkowe.

Dotychczas nie przekracza się zwykle granicy $\sigma = 2667$, odpowiadającego pewności prostej $p = 6$; z czasem nastąpi prawdopodobnie pewne obniżenie pewności, a zwiększenie naprężenia.

Już w swym referacie z r. 1919 (Czasop. Techn. 1919) zwróciłem uwagę na sprzeczne wymagania stawiane przy obliczaniu lin dla różnych dźwigarek i na potrzebę uwzględnienia związków między pewnością prostą a całkowitą m oraz stosunkiem średnic z .

Wobec doświadczalnego wyjaśnienia sprawy naprężeń dodatkowych σ' , przewyższających dawne wartości rachunkowe σ_3, σ_6 , sprawa należytego dobierania wartości m i p nabiera większego jeszcze znaczenia i domaga się uregulowania z pomocą nowych wskazań lub przepisów.

Ważny przytem stosunek z obiera się:

dla zwykłych dźwigarek przem. . . od 500 do 800
 „ wyciągów „ 800 „ 1800
 „ wyciągów kopalnianych . . . „ 1200 „ 3000

Stopień pewności prostej p możemy zatrzymać jako punkt wyjścia, pamiętając o tem, że jest on ściśle związany z wielkościami K, z i m , skutkiem czego nie może być dobierany dowolnie, lecz

tylko na podstawie wstępnego obliczenia, albo też przy pomocy wykresów, podających nam te zależności.

Sprawę tę wyjaśnimy przy pomocy wzoru i specjalnie ułożonej tabeli pewności całkowitych m .

Wedle znanych już wywodów:

$$m = \frac{pK}{K + p \frac{E}{z}} = \frac{p}{1 + p \frac{\sigma'}{K}} = \frac{K}{\sigma + \sigma'} \dots (13)$$

Ostatnia postać jest zwykle do obliczenia najdogodniejsza, zwłaszcza dlatego, że daje przedtem pogląd na wielkość obu naprężeń głównych.

Jeżeli tedy przy obliczaniu liny przyjmiemy pewne praktycznie wypróbowane wielkości dla p i z i obierzemy wytrzymałość drutu K , to znajdziemy łatwo pewność wypadkową m . W innych znowu zagadnieniach zakładamy odrazu m, p i K , a obliczamy odpowiadające im z .

Ponieważ jednak trafny dobór wymagać może zmian w poszczególnych wielkościach, więc dobrze będzie mieć do pomocy tabelę, która by pozwalała na szybkie porównywanie ze sobą różnych założeń. Do tego celu służy tabela wartości m , ułożona dla $K = 16\ 000$, $E = 2\ 150\ 000$, w poziomych wierszach, według różnych pewności prostych p i odpowiadających im naprężeń rozciągających (użytkowych) σ , w pionowych zaś rzędach według wartości stosunku średnic D/d i odpowiadających im naprężeń dodatkowych σ' .

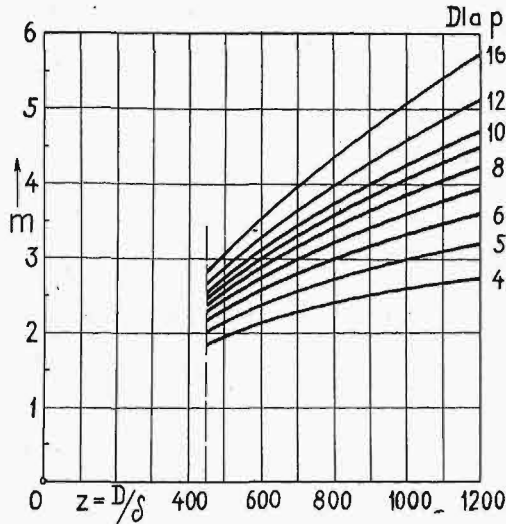
Reszta cyfr tabeli podaje wielkości pewności całkowitych dla wspomnianych poziomych i pionowych „spółrzędnych”. Wskaźniki litery m odpowiadają 1/100 z .

Tabela pewności wypadkowych (całkowitych) przy różnych stosunkach z , pewnościach p i naprężeniach. $K = 16\ 000$.

$\frac{D}{d} = z =$	450	500	600	700	800	900	1000	1200	1500	2000	UWAGI
$\rightarrow \sigma' =$	4780	4300	3590	3070	2690	2390	2150	1790	1430	1070	
$p \downarrow$ $\sigma \downarrow$	$m_{4,5}$	m_5	m_6	m_7	m_8	m_9	m_{10}	m_{12}	m_{15}	m_{20}	
4 4000	1,83	1,93	2,1	2,26	2,39	2,5	2,6	2,76	2,95	3,16	Pewności $m = \frac{K}{\sigma + \sigma'}$ obliczono dla $K = 16\ 000$, $E = 2\ 150\ 000$; $\sigma = \frac{16\ 000}{p}$; $\sigma' = \frac{E}{z}$ Po prawej stronie linii łamanej $m \geq 3$.
5 3200	2	2,14	2,36	2,6	2,7	2,86	3	3,3	3,45	3,75	
6 2667	2,15	2,3	2,56	2,8	3	3,16	3,32	3,6	3,9	4,28	
7 2284	2,	2,43	2,7	3	3,22	3,42	3,62	3,93	4,3	4,78	
8 2000	2,36	2,54	2,86	3,15	3,42	3,65	3,86	4,22	4,72	5,21	
9 1780	2,44	2,63	3	3,3	3,6	3,84	4,1	4,5	5,05	5,62	
10 1600	2,5	2,71	3,1	3,43	3,73	4	4,27	4,7	5,35	6	
11 1450	2,57	2,78	3,2	3,54	3,87	4,17	4,45	4,94	5,65	6,35	
12 1333	2,62	2,84	3,25	3,64	4	4,3	4,6	5,1	5,9	6,67	
16 1000	2,8	3	3,5	3,93	4,34	4,72	5,1	5,73	6,7	7,72	

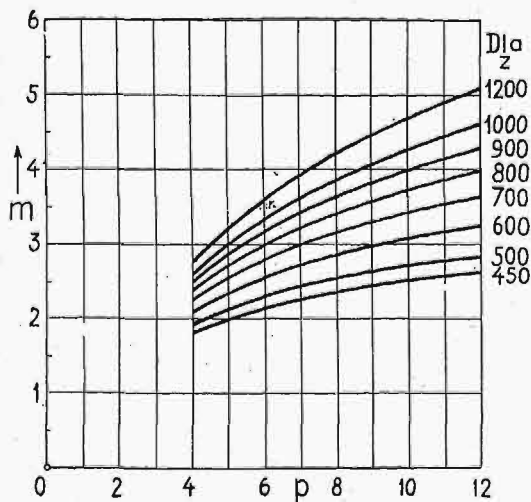
Przy pomocy tego zestawienia ułożono w rozdziale ostatnim nowe wskazówki co do pewności wypadkowej m dla różnych urządzeń dźwigowych.

Do celów praktycznych nadają się liczby odpowiadające pewnościom $p \geq 6$ oraz $z > 500$. Technicy przyzwyczajeni do dawniejszych, pozornie wysokich pewności całkowitych, np. $m = 4,4, 5, 6$ i naprężeń $s = \frac{K}{m} = 3600, 3200, 2667$, będą zrazu zdziwieni nader niskimi wartościami pewności m , gdy np. dla $z = 500$ i p zmieniającego się od 6 do



Rys. 9. Zmianność pewności całkowitej m dla różnych stosunków z i pewności prostych p .

16, pewność wypadkowa osiąga cyfry wynoszące zaledwie 2,3 do 3, zaś przy $z=800$ $m=2,98$ do 4,34 i t. d. Dla uspokojenia jednak zaznaczę, że te nowe wartości są zato bliższe prawdy niż dawniejsze, polegające na błędnej hipotezie.



Rys. 10. Wykres $[m, p]$ pewności całkowitych m w zależności od pewności prostych p , dla różnych wartości stosunków z .

Tabela (na str. poprz.) zawiera w sobie materiały dla dwu dalej podanych wykresów, gdyż każdy jej wiersz poziomy podaje rządne dla wykresu (m, p) , każdy zaś rząd pionowy — rządne dla wykresu (m, z) . (Por. rys. 9 i 10).

Rys. 9 pokazuje, jak się zmienia pewność m dla różnych stosunków z i przy założeniu różnych pewności prostych p . Liczby m wrysowano jako rządne, z jako odcięte, każda zaś krzywa (m) jest oznaczona (kotowana) przynależnym p . Oznaczenie krzywych zapomocą liczb p przyjąłem dla-

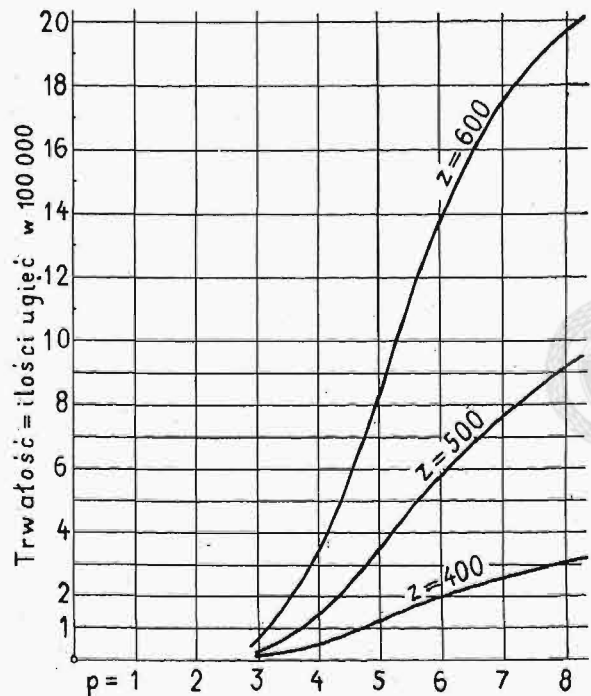
tego, że przy ich pomocy obliczyć można naprężenia σ dla różnych wytrzymałości K , podczas gdy opisanie krzywych zapomocą wartości σ odnosiłoby się tylko do jednej wartości $K = 16000$.

Rys. 10 podaje krzywe (m) , w zależności od pewności prostych, narysowanych na osi poziomej, oznaczone różnymi wartościami stosunków średnic z .

Przy projektowaniu nowych typów, widzi się odrazu, jakie z obrać trzeba, aby otrzymać przepisaną parę wartości p i m , albo też jakie wypadnie m przy założeniu pewnego p i z .

Wykres 10 daje zarazem dobre wskazówki co do wpływu różnych założeń na prawdopodobną trwałość liny, gdyż trwałości zmieniają się podobnie, jak pewności całkowite.

Rys. 11 zawiera, dla opisanej poprzednio liny $8,5 \phi$, krzywe trwałości granicznych dla różnych pewności prostych p (na osi X) oraz stosunków z . Charakterystycznym jest spadanie



Rys. 11. Trwałość graniczna T liny $8,5 \text{ mm } \phi$ przy różnych pewnościach prostych p , oraz stosunkach $z = 400; 500; 600$.
Wzór przybliżony: $T = (p - 3) \text{ tg } \beta$.

tych krzywych trwałości prawie do zera w pobliżu $p = 2,6$ do 3, wobec czego dla $z = 500$, $\sigma' = 4300$ i $\sigma = 5330$ naprężenie wypadkowe s wyniosłoby około 10000 kg/cm^2 , a $m = 1,6$ i stanowiłoby już granicę obciążenia liny. Wskazuje to, że obliczone przez nas s nie oddaje jeszcze całkowicie rzeczywistych naprężeń $\sigma'' > \sigma'$.

Obliczanie lin.

Przy obliczeniach trzeba najpierw ustalić rozdział ciężaru Q i siłę P , przypadającą na jedną linę. Siła ta zawierać powinna także dodatki na działanie ciężarów własnych i bezwładności mas.

Dawniej używano zwykle wzoru.

$$s_0 = \sigma + \sigma_b = \sigma + \frac{3}{8} \sigma', \dots \dots \dots (3)$$

który dawał złudę niskich naprężeń σ_b i dość wysokich, ale tylko pozornych pewności p i m_0 .

Zwykle przyjmowane wartości dla p i m_0 i obecnie polecane wartości dla m podaje tabelka.

Rodzaj maszyn		Dźwigarki		Wyciągi	
		ręczne	motor.	osob.	kopal.
Zwykle przyjmowane	p	6	8	10	12
	m_0	4	4—5	6	7—8
Obecnie polecane	m	2,4—3	2,5—3,6	3,8—5	5—7

$$\text{Przy użyciu wzoru (1) } s = \sigma + \frac{\delta}{D} E = \sigma + \frac{E}{z}$$

można zatrzymać dawniejsze wartości dla pewności p , ale pewności złożone m nie mogą być tak wysokie, jak m_0 , których zresztą w rzeczywistości nigdy nie osiągnano.

Przy $P = 1000 \text{ kg}$, drutu stalowego o $K = 16000$, $E = 2150000$, z tym zastrzeżeniem, że przed zastosowaniem znanego wzoru na obliczenie potrzebnej „wytrzymałości granicznej” liny $B = \frac{P \cdot p}{\eta} = \sim \frac{P \cdot p}{0,9}$ (14)

wyznamy wzajemne związki między p , m i z .

$$\text{I. Przyjmujemy z góry } K, E \text{ i stosunek } z = \frac{D}{\delta}$$

na podstawie danych z praktyki; np. $z \geq 700$ następnie obieramy $m = \sim 3$ i obliczamy:

$$\text{naprężenie dopuszczalne } k = \frac{K}{m} = 5330,$$

$$\text{„ dodatkowe } \sigma' = \frac{E}{z} = \frac{2150000}{700} = \sim 3000,$$

$$\text{a stąd } p = \frac{K}{k - \sigma'} = \frac{16000}{5330 - 3000} = 6,85,$$

Wytrzymałość liny:

$$B = \frac{P \cdot p}{0,9} = \frac{1000 \cdot 6,85}{0,9} = \sim 7600.$$

Najbliższy typ liny będzie nieco mocniejszy: 6×37 drutów $0,8$ średnicy, $d = 12,5 \text{ mm}$.

$$\text{U w a g a. Z wzoru: } p = \frac{m K}{K - m \sigma'} = \frac{K}{k - \sigma'}. \quad (15)$$

widać, że p zależy od: m, K, z ; dlatego też najlepiej je obierać po założeniu ogólnej pewności m i stosunku z , albo też przy pomocy podanych wykresów rys. 9 i 10.

II. Obliczenie oparte na naprężeniu dopuszczalnym k .

Dla dźwigarki bębnowej zwykłego typu przyjmujemy najwyższe $k = 6000 \text{ kg/cm}^2$ przekroju, stąd $m = \frac{16000}{6000} = 2,67$, $z = 700$, jak poprzednio; $\sigma' =$

$$= \frac{E}{z} = \sim 3000; \text{ na rozciąganie pozostaje więc } \sigma =$$

$$= k - \sigma' = 6000 - 3000 = 3000. \text{ Teraz oblicza się}$$

$$p = \frac{K}{k - \sigma'} = \frac{16000}{3000} = 5,2.$$

Gdyby liczba ta wydawała się za małą, można ją podwyższyć na $p = 6$ i zmienić odpowiednio wartości $\sigma = 2557$ i $s = \sigma + \sigma' = 2667 + 3000 = 5667$.

Wyznaczenie B odbędzie się, jak w przykładzie I.

IIIa. Przyjmujemy najpierw pewności p i m według danych z praktyki, albo według przepisów, korzystając przytem z wykresów (m, p) i (m, z).

Jeżeli przyjęto $p = 8$, $m = 3$, wtedy oblicza się kolejno: k, σ, z .

$$k = 5330, \sigma = \frac{1600}{8} = 2000,$$

$$z = \frac{E}{k - \sigma'} = \frac{2150000}{5330 - 2000} = 645 \sim 650.$$

Powyższe obliczenia opierają się na wytrzymałości i pewności drutu.

IIIb. Ze względu na wystarczającą trwałość techniczną $t = 250000$ ugięć, stosujemy wzór:

$$z = \frac{360}{p - 3} + 440 = 72 + 440 = 512.$$

Ponieważ równanie, uwzględniające wielkość naprężeń, dało tu większą wartość $z = 645$, więc zaokrąglimy ją na 650 i obliczymy:

$$B = \frac{1000 \cdot 8}{0,9} = 9000, \text{ czemu odpowiada lina}$$

$d = 12,5 \text{ mm}$ średnicy.

IV. Normalne obliczenie lin dla dźwigarek przemysłowych:

a) Dane są: siła P , średnia wysokość podnoszenia H ; częstość użycia w roku, np. 12000 do 15000 razy, układ bębna i krążków, na podstawie którego obliczyć można ilość ugięć u_1 na każdy okres roboczy.

b) Obiera się: K, z , oraz pewność całkowitą m

c) Oblicza się:

$$1) \text{ napręż. dopuszczalne } k = \frac{K}{m},$$

$$2) \text{ „ dodatkowe } \sigma',$$

$$3) \text{ „ użytkowe } \sigma = k - \sigma',$$

4) odpowiedni stopień pewności prostej

$$p = \frac{m K}{K - m \sigma'} = \frac{K}{k - \sigma'},$$

5) wytrzymałość graniczną liny:

$$B = \frac{P \cdot p}{0,9}, \text{ albo } B = \frac{P \cdot K}{0,9 \sigma},$$

6) średnicę bębna $D \geq \delta \cdot z$, oraz stosunek $z = D/d$, który często wymaga będzie po większenia średnicy D i ponownego przeliczenia pozycji, σ', σ, p, B , średnicy liny i drutu.

V. Obliczenie i dobranie lin dla wyciągów

a) Dane: siła P , wysokość H , warunki ruchu, rozkład lokali i obowiązujące przepisy.

b) Obiera się: $K, m, p = 10$, jeżeli tego wymaga przepis; nadto obiera się system, plan umieszczenia wyciągarki i prowadzenia lin.

c) Oblicza się kolejno: $k, \sigma, \sigma', z, B, d, z'$.
Np.: $K = 14000$, $m = \text{ok. } 4$, $p = 10$;

$$k = \frac{14000}{4} = 3500, \sigma = \frac{K}{p} = 1400; \text{ pozostaje}$$

$$\sigma' = k - \sigma = 2100; \text{ temu odpowiada } z = \frac{E}{\sigma'} \approx 1000.$$

$$\text{Dla } P = 1500, B = \frac{P p}{\eta} = \frac{1500 \cdot 10}{0,9} = 16670,$$

średn. liny $d = ?$, drutu $\delta = ?$; bębna $D \geq 1000 \delta = ?$.

$$z' = \frac{D}{d} = ?$$

Literatura:

Biggart. Proceed. Institution Civil Eng. 1890, 236.

Hrabak. Dratseile (1902).

Czopowski. Obl. lin drucianych (Przeł. Techn. 1904, 1905).

Milkowski. Liny druciane (po rosyjsku), 3 tomy.

Isaachsen. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ing. 1907, 652.

Benoit. Dratseilfrage (Karlsruhe, 1915), Pomiarzy.

Woernle. Einfluss der Schlagart etc. (Maschinenbau

1924, 763).

Suchowiak. Nowoczesne obl. lin (Przemysł naftowy,

1926, 32).

Hauswald. Oblicz. lin drucianych (Czasopismo Techn

1919 i 1927.

Automatyzacja obsługi palenisk kotłowych.

Napisał Inż. K. Skrzyński, Sosnowiec.

Postępy w dziedzinie gospodarki cieplnej znalazły w ostatnich czasach swój wyraz w dążeniu do automatyzacji obsługi palenisk kotłowych. Dążenie to jest zupełnie usprawiedliwione z jednej strony brakiem, jak w naszych warunkach, dostatecznie wyszkolonej fachowej obsługi, z drugiej zaś—koniecznością osiągnięcia jaknajwyższej sprawności instalacji. Obsługa ręczna, poza całym szeregiem drobnych wad, ma jedną niezaprzeczenie wielką, mianowicie tę, że palacz, obserwując zmiany ciśnienia pary, reaguje na nie nadzwyczaj wolno, zazwyczaj dopiero wtedy, gdy zmiana ciśnienia jest dostatecznie wielka dla zwrócenia jego uwagi. W pracy jego brak tej ciągłości, jaka cechuje każdy automat, a która jest szczególnie cenną przy regulacji warunków spalania. Poza tem sprawność pracy palacza, pomijając jego osobiste uzdolnienie i przygotowanie, zależna jest od stopnia zmęczenia, chwilowego nastroju, dobrej woli i całego szeregu nieuchwytnych dla zewnętrznej kontroli czynników psychicznych. W rezultacie, przy najstaranniejszej obsłudze ręcznej, linja ciśnienia pary wykazuje wahania ogromne, sięgające niekiedy kilku atmosfer, a nie potrzeba chyba podkreślać, jak wielki zachodzi wówczas spadek sprawności, zarówno kotła, jak i silnika, otrzymującego zeń parę. Szczególnie niekorzystne staje się to tam, gdzie częste są znaczne wahania obciążenia. W Stanach Zjedn. Ameryki Półn. automatyczny regulator palenisk kotłowych stał się powszechnym uzupełnieniem nowoczesnej instalacji kotłowej, na Zachodzie Europy jest rzeczą nową, u nas zaś w Polsce — prawie zupełnie nieznaną. Celem niniejszego artykułu jest wyświetlenie zasady budowy tego rodzaju automatów, która jest tak dalece prostą, że każdy kierownik kotłowni może przy odrobinie pomysłowości i dobrej woli sporządzić w swojej instalacji najprostszymi taki automat, niewielkim kosztem.

Chcąc utrzymać ciśnienie pary na jednym poziomie, należy, jak wiadomo:

1) doprowadzić do paleniska w każdej chwili taką ilość paliwa, jakiej wymaga istniejące wtedy obciążenie;

2) doprowadzić w każdej chwili taką ilość powietrza, jaka jest potrzebna dla zupełnego racjonalnego spalania doprowadzonej ilości paliwa, czyli znowu jakiej wymaga obciążenie danej chwili.

Mówiąc o doprowadzeniu paliwa, mam na myśli instalacje nowoczesne, w których paliwo jest doprowadzane do palenisk mechanicznie, a więc przy paliwach stałych zapomocą najczęściej stosowanych rusztów łańcuchowych, przy paleniskach zaś na ropę, gaz lub pył węglowy — zapomocą odpowiednio skonstruowanych przewodów i palników. O ile regulacja dopływu paliwa przy tych ostatnich paleniskach jest ogromnie łatwą i prostą, o tyle przy paliwie stałym sprawa ta się komplikuje, gdyż pomijając nieznaczną zresztą trudności konstrukcyjne, samo regulowanie, ogólnie biorąc, można osiągnąć dwojako, a mianowicie:

1) przez zmianę grubości warstwy paliwa na ruszcie,

2) przez zmianę szybkości posuwu rusztu.

Normalna grubość warstwy paliwa na ruszcie wynosi:

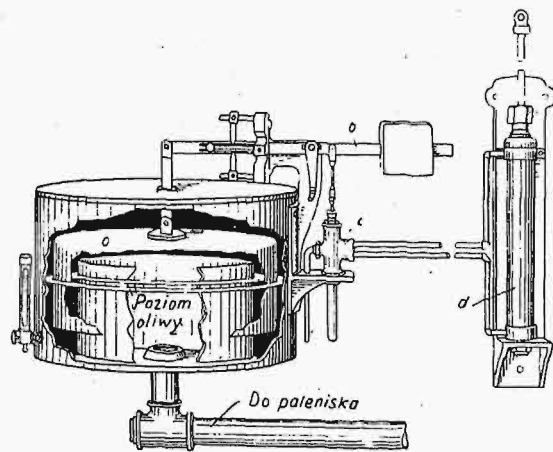
dla drzewa	350 ÷ 450 mm
" koks	200 ÷ 300 "
" węgla chudego	150 ÷ 260 "
" " średniego	100 ÷ 200 "
" " tłustego	60 ÷ 100 "

Nasz węgiel dąbrowski, jak wiadomo, najlepiej się pali w warstwie do 100 mm grubości.

Z powyższego wypływa wniosek, że przy jednym i tym samym gatunku paliwa, grubość warstwy tegoż na ruszcie można uważać za stałą, a regulację ilości doprowadzanego paliwa ograniczyć tylko do zmiany szybkości posuwu rusztów.

Przy ciągu sztucznym, regulację oczywiście osiągnąć łatwo przez zmianę liczby obrotów wentylatora.

Przechodząc do omawiania szczegółów automatycznych regulatorów palenisk kotłowych, należy stwierdzić, że zasadniczą częścią, mózgiem takiego automatu jest przekaźnik, znajdujący się pod bezpośrednim wpływem ciśnienia pary, reagujący na najmniejsze odchylenie tego ciśnienia i natychmiast pobudzający do działania zależne od niego dalsze aparaty. Przekaźnik taki może się składać naprzykład z jakiegś przepony, sprężyny manometrycznej, lekkiego i szczelnego tłoczka i t. p. mechanizmów, których wychylenia są ściśle proporcjonalne do wahanja ciśnienia. Wychylenia te, przeniesione na drodze mechanicznej lub elektrycznej, są odbierane przez specjalne urządzenia odbiorcze, które będąc posłuszne otrzymanemu rozkazowi, zmieniają szybkość posuwu rusztów, położenie zasuw kominowej, liczbę obrotów wentylatora i t. d. Do regula-



Rys. 1. Regulator ciągu kotłowego wytw. Carrick Eng. Co. a — pływak, b — dźwignia, c — suwak 4-drogowy, d — cylinder rob. regulatora

cji dopływu powietrza bywa niekiedy używany przekaźnik, znajdujący się pod wpływem ciągu w komorze spalania (rys. 1). Składa się on z pływaką w kształcie dzwonu a, zanurzonego w oliwie. Przerzeń pod dzwonem jest połączona wprost z komorą spalania. Wychylenia pływaką a są przenoszone zapomocą dźwigni b na suwaczek sterujący c, który reguluje dopływ oliwy pod ciśnieniem nad lub pod tłok w cylindrze roboczym d i w ten sposób przesuwają go nadół lub do góry. Tłok ten jest związany z

mechanizmem powodującym zmianę ciągu, a więc z zasuwą kominową lub z włącznikiem opornika, regulującego liczbę obrotów silnika napędzającego wentylator. Jeżeli wyobrazimy sobie, że na ruszcie zwiększyła się ilość paliwa, to pociągnie to za sobą oczywiście zwiększenie oporów przepływu powietrza, a zatem wpłynie na wielkość ciągu. Przekaznik zareaguje natychmiast w kierunku otwarcia zasuw kominowej lub zwiększenia liczby obrotów wentylatora. Przy zjawieniu się na ruszcie „łysiny”, czyli pustego miejsca, nastąpi zjawisko odwrotne.

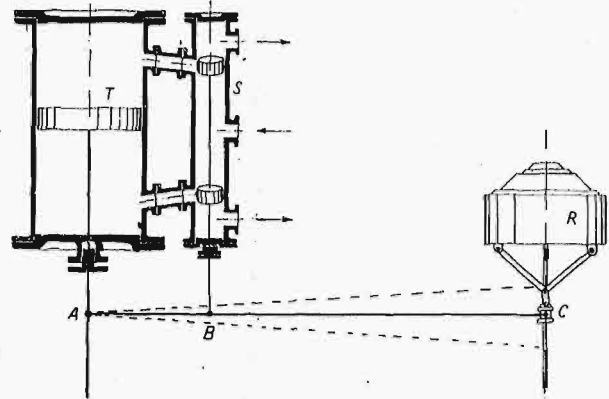
Ponieważ dobrze prowadzony kocioł powinien pracować przy stałym, możliwie niewielkim, nadmiarze powietrza, czyli przy stałej, możliwie wysokiej, zawartości CO_2 w spalinach, zależnej od rodzaju paliwa, przeto powstaje możliwość zbudowania regulatora dopływu powietrza, w którym przekaznik reagowałby na odchylenia zawartości CO_2 w spalinach. Trudności polegają tu jedynie na braku dostatecznie doskonałego analizatora gazów spalinowych. Wszystkie znane dotychczas analizatory samoczynne, działające czy to na drodze chemicznej, mechanicznej, czy elektrycznej, posiadają jedną wielką wadę, mianowicie są za bardzo „leniwe”, wskazania ich są zawsze mniej lub więcej spóźnione. Jednakże na możliwości w tym kierunku wskazuje chociażby próba firmy A. E. G. użycia w tym celu znanego powszechnie analizatora gazów „Ranarex”.¹⁾

Przy konstruowaniu takich przekazników należy zapominać o t. zw. niebezpieczeństwie przeregulowywania.

Zjawisko przeregulowywania przy automatach kotłowych jest analogiczne do podobnego zjawiska przy regulatorach biegu silników. Polega ono na tem, że regulator pod względem efektu regulacji pracuje zawsze z pewnym opóźnieniem w stosunku do pierwotnie otrzymanego impulsu. Ma to ten skutek, że regulator taki po wyprowadzeniu go ze stanu równowagi, wykazuje przez długi okres czasu ogromne wahania. Przy automatach kotłowych, niebezpieczeństwo przeregulowywania jest jeszcze większe, niż przy regulacji biegu silników, gdyż tu między pierwotnym impulsem przekaznika a wynikiem regulacji, w postaci pożądanej zmiany ciśnienia pary, upływa dłuższy okres czasu. Zjawisku przeregulowywania zapobiega stosowanie t. zw. odwodzenia, którego najbardziej typowym przykładem jest powszechnie znany serwomotor oliwny, stosowany tak często przy regulacji biegu silników (Rys. 2).

Tłok *T* cylindra roboczego jest bezpośrednio związany zapomocą przedłużonego trzona tłokowego z właściwym organem regulującym (zawór dławiący, stawidło wodne, zasuw kominowa i t. p.). Obok cylindra roboczego znajduje się cylinderek suwakowy *S*, w którym pracują dwa tłoczki sterujące, znajdujące się na wspólnym trzonie tłokowym. Pozioma dźwignia łączy w punkcie *C* odpowiedni organ przekaznika (na rysunku pochwętkę regulatora odśrodkowego) z trzonem tłokowym suwaka sterującego i tłoka roboczego w punktach *B* i *A*. Oliwa pod pewnym ciśnieniem dopływa do cylindra suwakowego i odpływa nazewnątrz, jak wskazują strzałki. Gdy wskutek, dajmy na to, wzrostu ciśnienia pary lub powiększenia się liczby obrotów silnika, punkt *C* pójdzie do góry, a pozioma dźwignia zajmie gór-

ne położenie kreskowane, to punkt *A* pozostanie w pierwszej chwili na miejscu, gdyż masa tłoka roboczego wraz z organem regulującym jest niewspółmiernie większa od masy innych części serwomotoru. Przesunie się tylko ku górze punkt *B*, a zatem i cały suwak sterujący. Przez otwarte w ten sposób okienka, oliwa wejdzie pod ciśnieniem do cylindra roboczego nad tłok i zmusi go do opuszczenia się na dół, a tem samem do wykonania jakiejś zmiany w

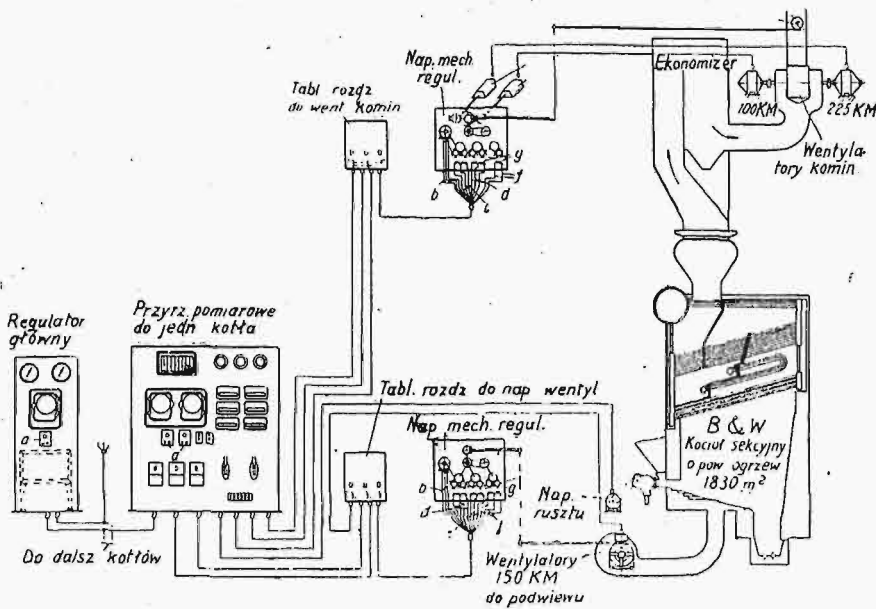


Rys. 2. Schemat serwomotoru regulacyjnego.

położeniu organu regulującego. Nadmiar oliwy z pod tłoka zostanie wypchnięty przez dolne okienko nazewnątrz. Jednocześnie z tłokiem roboczym *T* przesunie się na dół i punkt *A*, a z nim dzięki poziomej dźwigni i punkt *B*, przymykając suwakiem sterującym dopływ oliwy do cylindra i hamując pierwotny impuls jeszcze przed ostatecznym efektem regulacji. Stosowanie odwodzenia przy automatach kotłowych staje się koniecznym i znajduje rozmaite rozwiązania, ale zawsze jest swego rodzaju hamulcem, przeciwdziałającym nadmiernemu efektowi regulacji.

Przechodząc do konkretnych opisów automatycznych regulatorów palenisk kotłowych, omówimy dwa najbardziej znane na zachodzie typy. Pierwszym z nich jest regulator syst. Bailey'a, który pracuje całkowicie na drodze elektrycznej. Na rys. 3 pokazany jest ogólny układ tego regulatora, który w danym wypadku jest zastosowany do zautomatyzowania obsługi kotłów wodnorurkowych o pow. ogrz. 1830 m^2 . Paliwo jest tu oczywiście doprowadzane mechanicznie i ciąg jest sztuczny, mianowicie częściowo poddmuch zapomocą wentylatora tłoczącego z silnikiem o mocy 150 KM, częściowo zaś wentylator ssący napędzany przez dwa silniki 100 KM i 225 KM. Mniejszy silnik pracuje przy małych obciążeniach kotłowni, większy — przy średnich, a obydwa razem — przy przeciążeniach. Jest to ulubiony w Ameryce sposób regulacji, stosowany w celu lepszego wyzyskiwania mocy silników i zwiększania sprawności wentylacji. Wszystkie wspomniane silniki i kłapy w kanale kominowym każdego kotła są pod wpływem centralnego przekaznika regulacyjnego. Przekaznik ten ze swej strony ściśle reaguje na najmniejsze odchylenie ciśnienia pary od przyjętego zgóry poziomu (rys. 4). Organem reagującym na wahania ciśnienia pary jest tu sprężyna manometryczna *d*, której wychylenia są przenoszone zapomocą dźwigni na dalsze części mechanizmu. W roku na lewo widzimy manometr *a*, który w połączeniu z piórem i taśmą, umieszczoną na tarczy mechanizmu zegarowego, stanowi samoczynny aparat rejestrujący. Specjalny silnik o mocy 1/20 KM, zasi-

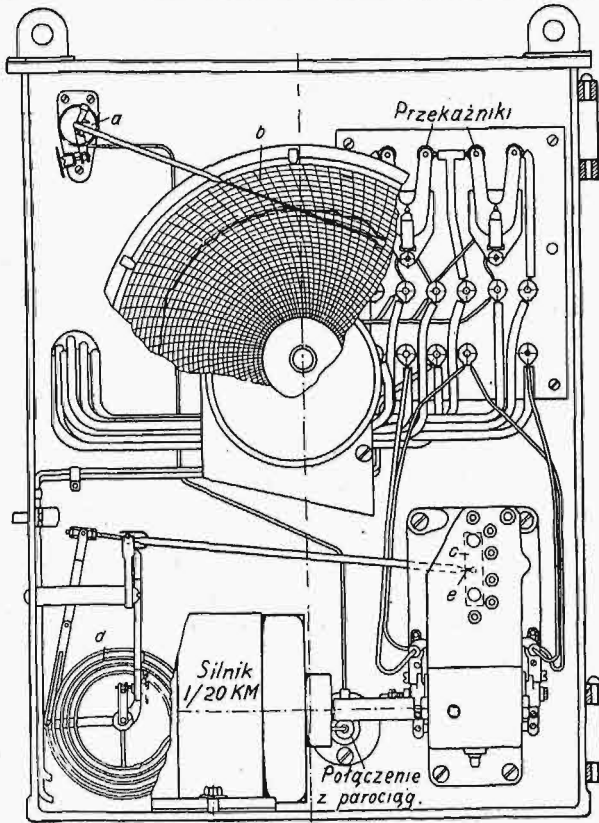
¹⁾ Z d. V. d. I. Nr. 51 z 1926 r.



§Rys. 3. Schemat instalacji samoczynnego regulowania opalania kotłów parowych (syst. Bailey'a).

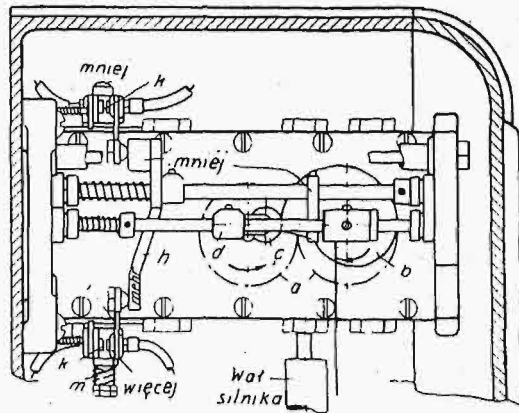
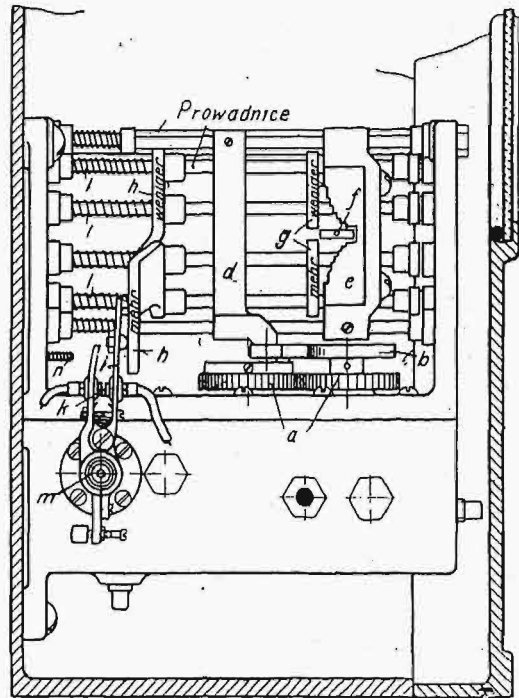
Oś kółko stanowi całość z belką poprzeczną *d*, która swój ruch posuwisto-zwrotny przenosi na drugą belkę *e*, wyposażoną w dwie zębnice, dobrze widoczne na rysunku. Słupek *f* jest związany z dźwignią sprężyny manometrycznej i jego położenie jest zależne od położenia końca tej sprężyny, a zatem od ciśnienia pary w głównym przewodzie. Gdy ciśnienie pary jest normalne dla danej instalacji, słupek *f* zajmuje położenie środkowe (pokazane na rysunku) i zębnice przy ruchu posuwisto-zwrotnym belki *e* mijają ten słupek. Gdy tylko nastąpi minimalny spadek ciśnienia, słupek *f* w tej chwili przesuwa się na dół i tym więcej, im większy spadek ciśnienia. Przy

łany prądem o stałym napięciu z jakiegoś niezależnego źródła, obraca się ze stałą zawsze liczbą obrotów i porusza przekładnię zębatą, którą widzimy na rys. 5 i 6. Przekładnia ta składa się m. in. z 2 kółek



Rys. 4. Ustrój regulatora głównego Bailey'a.

zębatych *a*. Na wspólnej osi z jednym z tych kółek jest osadzony kułak *b*, po którego spiralnej powierzchni toczy się zawsze kółko *c*, przyciskane do niej specjalną sprężynką. Dzięki takiemu urządzeniu, kółko *c*, a z nim związane dalsze części mechanizmu, wykonywują stale ruch posuwisto-zwrotny. Kułak *b*, dzięki stałej liczbie obrotów silnika napędzającego i zastosowanej przekładni wykonywa 6 obr./min.



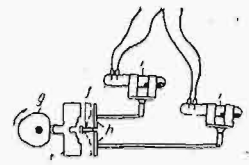
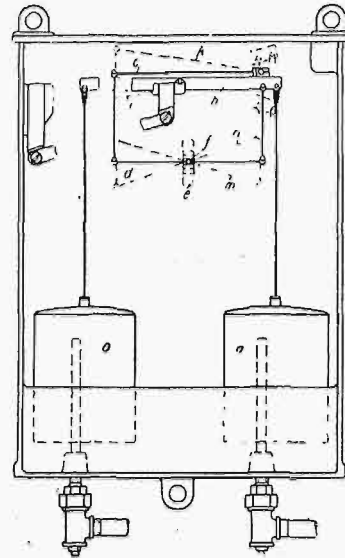
Rys. 5 i 6.

Mechanizmy przekładni regulatora głównego Bailey'a.
a — koła zębate; *b* — kułak; *c* — kółko; *d* — belczka poprzeczna, *f* — słupek (*e* na rys. 4), *e* — zębnice (*c* na rys. 4), *h* — kontakt, *l*, *m*, *n* — sprężyny.

ruchu belki *e*, dolna część zębniicy uderza już w słupki *f*, a zapomocą tego ostatniego, naciska na leżącą naprzeciwko krótką beleczkę *g* (dolną), która ze swej strony przez beleczkę *h* i sprężynę *i* zwierza kontakty *k* i zamyka obwód silniczka przesuwającego włącznik opornika w kierunku zwiększenia liczby obrotów silnika, napędzającego ruszta. Przy wzroście ciśnienia, następuje odwrotny przebieg, przyczem wtedy pracuje górna połowa zębniicy i druga para kontaktów.

Dla regulacji dopływu powietrza, Bailey stosuje przekąznik, pokazany na rys. 7. Jest to w zasadzie ciągomierz różnicowy, którego dwa zanurzone w oliwie dzwony *a* i związana z niemi beleczka *b* przybierają rozmaite położenia, ściśle zależne od zmian warunków ciągu. Położenie tej ostatniej beleczki całkowicie uzależnia również położenie słupka *f*. Kulak, obracany analogicznie, jak w poprzednim przekązniku, nadaje zapomocą kółka ruch posuwisto-zwrotny beleczce *e*, zaopatrzonej w podobne zębniice. Ta ostatnia, w wypadku odchylenia się słupka *f*, naciska zapomocą tego ostatniego na odpowiedni talerzyk *h*, który przechyla naczynko *i* i przelewa znajdującą się w nim rtęć wlewo, zwierając w ten sposób wtopione kontakty i zamykając obwód silnika elektrycznego, przesuwającego w odpowiednim kierunku włącznik opornika. W ten sposób jest regulowany bieg silników

wentylatorowych, ewentualnie położenie kłapy kominowej.



a — pływaki, *b* — dźwignia, *c* — dźwignia paromierza, *e* — zębniice, *f* — słupek, *g* — kulak, *i* — naczynko z rtęcią, *k*, *l* — położenia przy najwyższym i najniższym ciśnieniu pary, *m*, *n* — odp. przesunięcia regulatora ciągu.

Rys. 7. Mechanizm regulatora dopływu powietrza.

Precyzja działania regulatora syst. Bailey'a jest tak wielka, że odchylenia w ciśnieniu pary nie przekraczają dziesiątych części atmosfery.

(D. n.)

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

BUDOWNICTWO WODNE.

Zaopatrzenie w wodę m. Manchester.

Obecnie miasto Manchester zaopatrują w wodę zakłady wodociągowe w Longendale i Thirmere Lake. Pierwsze znajdują się w odległości około 10 km, drugie w odległości przeszło 150 km od miasta. Zakłady w Longdale dostarczały w roku ubiegłym dziennie 101 000 m³, w Thirmere 115 000 m³, więc pełna dostawa wynosiła 216 000 m³ wody. Choć jest to ilość znaczna, to jednakże w ciągu 8—9 lat trzeba będzie zużywać prawdopodobnie całkowite zapasy. W przewidywaniu tej okoliczności, zarząd wodociągów w Manchester już zakupił jezioro Haweswater, najwyższe położone w angielskim rejonie jezior. Roboty, które są obecnie wykonywane, polegają na przedłużeniu jeziora z 3 750 do 6 375 m, doprowadzeniu do równej szerokości 750 m i pogłębieniu z 31,5 m do 60 m, wskutek czego będzie można otrzynywać z jeziora 280 000 m³ wody dziennie.

Ig.

METALOZNAWSTWO.

O miękkiej i półtwardej stali, zawierającej miedź.

Rudy śląskie zawierają pewne ilości miedzi. Podczas wytopiania w wielkim piecu, miedź łatwo się oddlenia i przechodzi do surowca, a podczas procesu martenowskiego przechodzi do żelwa w całej swej zawartości i nie może być wydzieloną. Nic dziwnego, że wszystkie materiały żelazne i stalowe z Górnego Śląska zawierają nieco miedzi (około 0,12 — 0,20%).

Obecnie istniejący układ termiczny Fe-Cu, ułożony przez Ruer'a, Fick'a i Goerens'a (1917), wykazuje dość szeroką granicę rozpuszczalności dla stopów ze strony żelaza w zakresie istnienia alotropowej odmiany γ -Fe (do 21% w t-rze około 1440°, a tylko około 2% w t-rze około 830°),

co daje możliwość dobrego walcowania na gorąco żelaza zawierającego do 4% miedzi. Rozpuszczalność jednak miedzi w alotropowej odmianie α -Fe jest nieznaczna, mianowicie 0,8%. Nadmierne zawartości miedzi powodują występowanie eutektydu, wydzielającego się podczas stygnięcia stopu z roztworu stałego γ -Fe w stanie submikroskopowym, co uniemożliwia jego obserwację pod mikroskopem. Z tego powodu, stopy Fe-Cu o zawartości do 9% Cu wykazują pod mikroskopem budowę jednorodną.

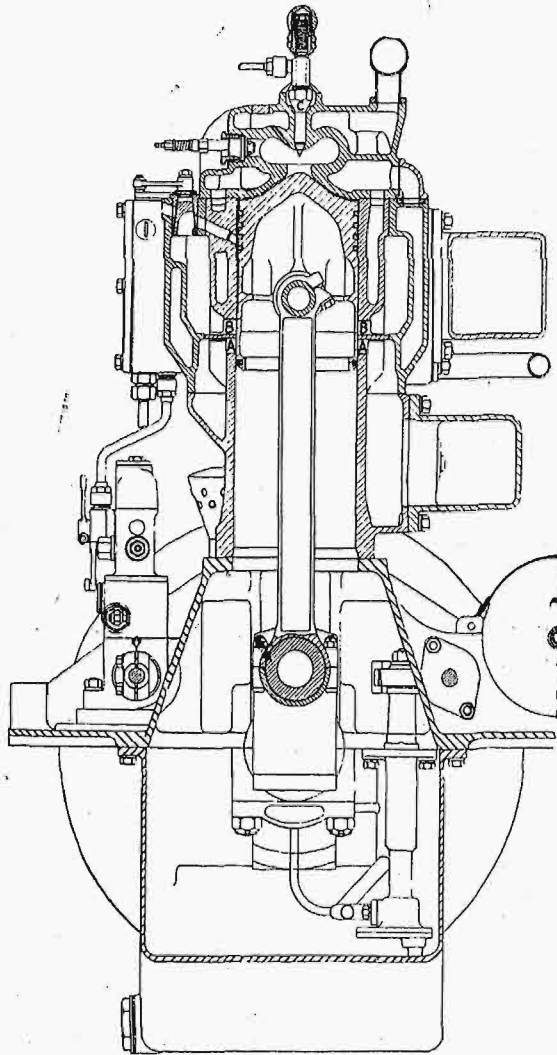
Dotychczas niewiadomo, jaki wpływ wywierają zwykłe i specjalne domieszki żelaza na stopień rozpuszczalności miedzi. Jedynie Stead, wślad za Mushetem, spostrzegł, że miedź tem łatwiej stapia się z żelazem, im mniej węgla zawiera żelazo; węgiel, jak twierdzi Stead, wyciska miedź z roztworu stałego miedzi w żelazie.

Miedź w małych zawartościach (do 1%), według badań Burgess'a i Aston'a, a później G. H. Clevelinga, P. Alto i Bhupendra Natha Raya, podnosi nieco wytrzymałość stali, zwiększa znacznie twardość i granicę plastyczności i prawie nie zmienia wydłużalności i przewodności. Zawartość zaś miedzi ponad 1% czyni stal kruchą.

Stead, Lipin, Breuil stwierdzili występowanie kruchości na gorąco w miękkiem żelazie przy zawartości miedzi ok. 4%, a Burgess i Aston — już przy zawartości około 2% Cu. Jednak Stengel stwierdził pojawienie się kruchości na gorąco dla żelaza miękkiego już przy zawartości 0,015% S i 0,44% Cu. Howe twierdzi, że zawartości miedzi do 0,3% pozostają bez wpływu na stopień kruchości żelaza i dopiero zawartości miedzi od 0,34% i wyżej wykazują pewne pogorszenie kujących zdolności materiału.

Zdolność do odkształceń na zimno (Wigham), a również i zdolność do spawania (Colby i Lipin) materiałów

40 i 65—100 oczkach na cal bież., oraz do 28%—przy węglu grubszym (sito 14—20), Koks miał wygląd drobnego pyłu, doskonale nadającego się do opalania kotłów. Gazy były usuwane zapomocą prądu wodoru, przepływającego rurą z dołu ku górze. Wart. opał. gazów wynosiła 3600—5260 *Kal*. Ażeby sprawdzić czy wodór nie oddziaływał tu na skład gazu, przeprowadzono drugą serję doświadczeń, bez gazu obcego.



Rys. 1.
Przekrój pionowy silnika samochodowego.

W pierwszej serji zauważono przystawanie koksu do ścianek rozżarzonej rury, później więc rozszerzono ją do 76 *cm* średnicy i przedłużono do 2,13 *m*, osiągając możność uzyskania tych samych wyników przy temp. 750° C, co dawniej przy 900°, i usuwając przylepianie się cząsteczek koksu. Wyniki badań wskazują, że im drobniej jest zmieszany węgiel, tem większą się uzyskuje objętość gazów w m^3/kg , że wart. opał. gazów jest mniejsza niż przy dystalacji zwykłej (3700—4600 *Kal*), że ilość koksu stanowi ok. 78% wagi węgla suszonego na powietrzu i że zawiera on jeszcze ok. 7% części lotnych.

Badania te, wykonane w skali laboratoryjnej, bez oddzielania produktów ubocznych, nie pozwalają sądzić o zdadności i rentowności zastosowania przemysłowego tej metody. Stwierdzają tylko możliwość takiego sposobu szybkiej dystalacji, być może dogodnego tam, gdzie potrzebne jest paliwo w postaci pyłu i gaz. (*Gas Age Rec.*, 11 grudnia 1926).

SILNIKI SPALINOWE.

Ropowy silnik samochodowy.

Wytwórnia samochodów Peugeot w Paryżu wykonywa silniki samochodowe, do napędu ropa, o wtrysku bezpowietrznym, wedł. patentu Tartrais. Silniki są 2-suwowe, o rozstawieniu korb pod kątem 180°. Jeden z takich silników dał na 50-godz. próbie wyniki zupełnie zadawalniające. Silnik 2-cylindrowy, o wymiarach cylindrów 115 × 145 *mm*, rozwijał 41 *KM* przy 1300 obr./*min*, zaś 53 *KM* przy 1450 obr./*min*. Rozchód paliwa o cięż. wł. 0,87 wyniósł średnio 203 *g/KMh*.

Pod względem konstrukcyjnym, wyróżnia się nowy silnik (rys. 1) kształtem głowicy i komory spalinowej, ustrojem pompy paliwowej i pompy powietrznej do płókania i zasilania cylindrów. Tłok aluminiowy, z domieszką 13% Cu, o grubych ściankach w części górnej, posiada występ odpowiadający wgłębieniu w głowicy, w celu intensywnego wtłaczania powietrza do komory spalinowej i tworzenia wirów. Początkowo nie stosowano chłodzenia głowicy, wykonanej ze stopu odpornego na wysoką temperaturę, nie dało to jednak dobrych wyników, wobec czego wprowadzono głowice żelazne, chłodzone wodą. Pompa powietrzna, napędzana przez wał korbowy i ustawiona obok silnika, wpędza powietrze płócające przez otwory A; wylot spalin następuje przez otwory B.

Wtrysk bezpośredni paliwa wykonywa się zapomocą pompy tłokowej i iglicy C. Spalenie, wskutek dobrego zmieszania rozpylonego paliwa z powietrzem w komorze spalania, jest zupełne, zwłaszcza przy osiągnięciu normalnej temperatury roboczej głowicy. Stopień sprężania $\epsilon = 12$.

Do czasu rozgrzania głowicy, zapłon uskutecznia się zapomocą zapalnika oporowego (zwój drutu platynowego), przez który przepływa prąd z niewielkiego ogniwa galw. Po kilku obrotach silnika, prąd zostaje wyłączany. Regulację silnika wykonywa się przez oddziaływanie na czas wtrysku oraz na suw tłoczka pompy paliwowej.

Ciężar silnika wynosi 4,5 *kg/KM*, co łącznie z taniem paliwem, jakie może być użyte do jego napędu, oraz wobec dużej w porównaniu ze zwykłym silnikiem samochodowym zdolności do pracy przy zmiennym obciążeniu, czyni nowy silnik bardzo dogodnym, zwłaszcza przy małym obciążeniu. (*Automotive Ind.* t. 54, str. 662 - 664).

Kronika.

Zjazd metaloznawczy w Niemczech.

W dniach 21—22 kwietnia r. b. odbył się w Berlinie Zjazd Niemieckiego Towarzystwa Metaloznawczego (*Deutsche Gesellschaft für Metallkunde*), poświęcony zagadnieniom z męczenia metali (temat ogólny: „*Dauerbruch*”).

Po otwarciu Zjazdu przez jego organizatora, przewodniczącego Tow. Metaloznawczego, którym jest obecnie p. Jan Czochralski, wygłoszone zostały nast. referaty: Prof. W. Hort mówił o zjawiskach zmęczenia zachodzących podczas drgań, Prof. Dr. F. Körber — o wyznaczeniu wytrzymałości na zmęczenie stali przy podwyższonych temperaturach, Dr. G. Welter — o zmęczeniu przy długotrwałym obciążeniu statycznym. Inż. nacz. J. Czochralski — o zmianach własności mechanicznych powodowanych przez zmęczenie.

W drugiej części Zjazdu wygłosili referaty: Dr. G. Sachs — p. t. „Sprężystość, próby statyczne i na obciążenie długotrwałe”, Dr. E. Schmid — „Zmęczenie z punktu widzenia zjawisk w pojedynczym kryształku i Dr. E. Lehr — „Wrażliwość powierzchniowa i pochłanianie prądu przez tworzywo przy próbach dynamicznych.

Nielktóre z tych referatów omówimy wkrótce w streszczeniach, zaś referat p. Czochralskiego będziemy mogli zapewne podać naszym czytelnikom w całości.

SPRAWOZDANIA I PRACE POLSKIEGO KOMITETU ENERGETYCZNEGO

BULLETIN DU COMITÉ POLONAIS DE L'ÉNERGIE

T R E Ś Ć :

Projekt norm odbiorczych dla turbin i tłokowych maszyn parowych. Napisał Prof. Dr. Inż. W. Borowicz.

Sprawozdania z posiedzeń Polskiego Komitetu Energetycznego.

WARSZAWA

18 MAJA

1927 r.

S O M M A I R E.

Projet de la norme des essais de réception des turbines et des machines à vapeur, par M. W. Borowicz, Dr., Ing., Professeur à l'École Polytechnique de Lwow.

Procès verbaux des séances du Comité Polonais de l'Energie.

Projekt norm odbiorczych dla turbin i tłokowych maszyn parowych.

Napisał Prof. Dr. Inż. W. Borowicz.

A. WSTĘP.

Uwagi ogólne.

1. Badania odbiorcze służą do sprawdzenia, czy dostawca wykonał swe zobowiązania, i powinny się odbywać możliwie w warunkach, jakie były gwarantowane, oraz po ustaleniu się wewnętrznych warunków pracy danej maszyny. O ile obie strony nie zastrzegły sobie specjalnych warunków, obowiązują je normy niniejsze.

2. Badania odbiorcze mają być wykonane w przeciągu dwóch miesięcy od uruchomienia zespołu, w każdym razie jeszcze w okresie gwarancyjnym. Uruchomienie liczy się od dnia, w którym dany zespół zaczął pracować, bez dłuższego postoju spowodowanego przez samą maszynę.

3. Zamawiający, wzgl. odbiorca, powinien przed badaniem odbiorczym zezwolić dostawcy na zbadanie prawidłowości działania zespołu. Niedokładności, jakie się przytem okażą, usuwa dostawca, o ile były spowodowane przez niego, inne braki powinien usunąć zamawiający (wzgl. odbiorca), wzgl. na jego koszt usuwa dostawca.

4. Rodzaj, ilość i czas trwania badania odbiorczego należy dostosować do celu doświadczenia.

Badania odbiorcze są tylko wtedy obowiązujące dla dostawcy, jeżeli ich program został poprzednio przyjęty przez obie strony.

5. Jeżeli dostawa obejmuje kilka jednostek jednakowego układu i wielkości, wystarczy poddać badaniom tylko jedną maszynę, o ile obie strony na to się zgodzą.

6. Celem zaznajomienia się z działaniem zespołu, dla zbadania przyrządów mierniczych i t. p., dostawca ma prawo przed badaniem odbiorczym przeprowadzić badania wstępne. Badania odbiorcze powinny nastąpić po upływie pewnego czasu pracy zespołu. Czas ten ustalają obie strony.

Badanie wstępne można uważać, za zgodą obu stron, za badanie odbiorcze, jeżeli odpowiadało ono wszystkim przepisom badań odbiorczych.

7. Koszta przygotowania i przeprowadzenia

badania ponosi zamawiający, wzgl. odbiorca; dostawca ponosi tylko koszty przejazdu i utrzymania swych pracowników, wysłanych w celu badania odbiorczego.

Jednostki pomiarowe i wartości zasadnicze.

8. Wszystkie miary powinny być wyrażone w jednostkach metrycznych.

9. Temperatury należy mierzyć w skali Celsjusza, t. j. takiej, której 0° odpowiada temperaturze topienia lodu, a 100° — temperaturze wrzenia wody pod ciśnieniem jednej atmosfery.

Ilości ciepła należy mierzyć w kalorjach kilogramowych (*Kal*), t. j. w takich jednostkach, jakie są potrzebne, aby ogrzać jeden kilogram wody pod ciśnieniem jednej atmosfery od 14,5° do 15,5° C.

10. Ciśnienia należy podawać w kg/cm^2 ($1 kg/cm^2 = \text{atmosferze techn.} = 1 \text{ at}$) bądź to nadciśnienia, bądź podciśnienia, bądź wreszcie ciśnienia bezwzględnego (*ata*). Ciśnienie bliżej nieokreślone należy rozumieć jako nadciśnienie. Niskie ciśnienia mogą być podawane w *mm* słupa wody, albo w *mm* słupa rtęci, jako nadciśnienie lub podciśnienie.

Przy wszelkich pomiarach podaje się ciśnienie barometryczne.

11. Dokładne pomiary ciśnień wymagają:

a. przeliczenia wskazania barometru na 0° C, ponieważ przy tej temperaturze 1 *at* techniczna równa się wysokości słupa rtęci 735,5 *mm*,

b. uwzględnienia rozszerzenia się oprawy drewnianej barometru przy przeliczeniu wskazań tegoż na 0°.

Wskazanie barometru przy 0° C:

$$B_0 = b_t (1 - 0,00175) \text{ mm Hg,}$$

gdzie t — temperatura otaczającego powietrza, b_t wskazanie barometru przy $t^{\circ} \text{C}$.

Dokładne podanie ciśnienia pary wlotowej ma się odbywać wtedy według wzoru:

$$p_1 = p_{man} + \frac{B_0}{735,5} \text{ ata,}$$

gdzie p_{man} oznacza wskazanie manometru (ew. sprężynowego) w *at* nadciśnienia.

12. Ciśnienie pary odlotowej podaje się albo w kg/cm^2 ciśnienia bezwzględne, albo w % wskazania barometru przy $0^{\circ}C$. Zaleca się posługiwanie się przytem manometrem rtęciowym zamkniętym, ponieważ jest on niezależny od wskazania barometru.

Jeżeli oznaczymy wysokość ciśnienia [według tego manometru (sprowadzonego do $0^{\circ}C$) przez h , to bezwzględne ciśnienie będzie:

$$p_2 = \frac{h}{735,5} kg/cm^2.$$

Podciśnienie wyliczamy według wzoru:

$$p_v = p_B - p_2 kg/cm^2.$$

Próżnia w procentach ciśnienia barometrycznego, sprowadzonego do $0^{\circ}C$, oblicza się według wzoru:

$$X = \frac{p_B - p_v}{p_B} 100 \%.$$

Podciśnienie w kg/cm^2 obliczamy na podstawie próżni w % oraz wskazania barometru według wzoru:

$$p_v = p_{B_0} \left(1 - \frac{X\%}{100}\right) kg/cm^2.$$

13. Jednostką podstawową mocy silnika jest kilowat:

$$1 kW = 102 kgm/sec = 1,36 KM.$$

Jednostką drugorzędną jest koń mechaniczny:

$$1 KM = 75 kgm/sec = 0,736 kW.$$

Jednostki pracy:

Kilowat-godzina,

$$kWh = 367\,000 kgm = 860 Kal = 1,36 KMh.$$

Koniogodzina,

$$KMh = 270\,000 kgm = 632,3 Kal = 0,736 kWh.$$

Mechaniczny równoważnik ciepła:

$$427 kgm = 1 Kal.$$

14. Całkowitą zawartość ciepła pary należy obliczyć według ogólnie uznanych tablic liczbowych, np. Molliera, albo Knoblauch'a, Raisch'a i Hausen'a, albo podawać według wykresów entropijnych Mollier'a, wzgl. Stodoli. Należy podawać, która z tych tablic (wzgl. wykresów) była użyta do obliczenia.

Przyrządy pomiarowe.

15. Wszystkie przyrządy używane do badań powinny być dokładne i niezawodne.

Przyrządy samopiszzące należy używać przy dokładnych badaniach tylko wówczas, jeżeli ich wskazania mogą być w każdej chwili podczas pracy sprawdzone.

16. Ilości wody ustala się albo drogą ważenia, albo też drogą mierzenia w naczyniach wzorcowanych. Naczynia powinny być wzorcowane przy temperaturze mierzonej wody, albo zawartość ich powinna być przeliczona na tę temperaturę. Jeżeli ilość wody jest bardzo znaczna i nie można zastosować poprzedniego sposobu, wtedy należy używać wzorcowanych dysz.

Należy przytem zwrócić uwagę, aby dopływ i odpływ wody był stały, oraz aby dysze były wzorcowane przy takich temperaturach oraz ilościach wody, jakie odpowiadają badaniom odbiorczym.

Używanie młynka Wolfmana oraz przelewu jest niedopuszczalne dla pomiarów odbiorczych.

Używanie wskazań wodomierzy do obliczeń jest niedopuszczalne, natomiast można używać tych przyrządów celem stwierdzenia, czy przy dokładnych pomiarach nie zaszła omyłka w zapisywaniu dat.

Należy jednak poprzednio przekonać się o prawidłowości wskazań wodomierzy.

17. Do mierzenia ilości pary należy używać wzorcowanych dysz.

18. Temperatury mierzy się zapomocą termometrów rtęciowych, albo elektrycznych termometrów oporowych. Przed badaniami odbiorczymi trzeba powyższe przyrządy sprawdzić z przyrządami wzorcowanymi. Termometry powinny być tak osadzone, aby uchronić je od wpływu temperatury atmosfery otaczającej.

Przy próbach odbiorczych należy użyć do zakładania termometrów rurek o cienkich ściankach i wąskim prześwicie, celem szybkiego oddziaływania krótkotrwałych wahań temperatury. Przeszłość między termometrem a wnętrzem rurki zapewnia się oliwą cylindrową albo lepiej rtęcią, jeżeli mierzona temperatura nie przekracza $350^{\circ}C$. ponieważ przy $357^{\circ}C$ rtęć wrze. Można również owinać termometr plecionką z azbestu i wtedy wstawić do rurki, albo górny koniec rurki przykryć pokrywką azbestową, celem uniknięcia obiegu powietrza.

Rurki termometrów powinny być zaopatrzone w gwint gazowy o średnicy $3/4''$ Whitworth'a. Ze wnętrza końca rurki i otaczające je części metalowe nie powinny zbyt wystawać, ponieważ powoduje to nieprawidłowe wskazania.

Należy przy pomiarach zanurzyć cały słupek rtęci, w przeciwnym zaś razie należy wprowadzić odp. poprawkę.

Temperaturę wystającego końca mierzymy zapomocą osobnego termometru, którego kulka powinna znajdować się około połowy wysokości nieznanurzonego słupka rtęci i obadwa termometry powinny być w tem miejscu owinięte sznurem azbestowym. Jeżeli termometr pomocniczy wskazuje $t^{\circ}C$, n przedstawia ilość nieznanurzonych podziałek termometru głównego (rtęciowego), t — temperaturę odczytaną na głównym termometrze, to poprawkę oblicza się ze wzoru:

$$\Delta t = n \alpha (t - t'),$$

gdzie $\alpha = 0,000135$ dla termometrów szklanych.

Przy pomiarach temperatury pary przegrzanej, należy przyrząd pomiarowy wprowadzić możliwie aż do środka rurociągu (w szerokich najmniej do $100 mm$ wgłęb od ścianki) i koniec przyrządu wrażliwy na ciepło skierować w przeciwnym kierunku do prądu pary. Pomiaru należy robić tylko w dobrze izolowanych miejscach.

19. Ciśnienia należy mierzyć zapomocą wzorcowanych manometrów sprężynowych lub rtęciowych. Wskazane jest zaopatrzenie wszystkich przyrządów do mierzenia ciśnień w specjalne kołnierze, celem dołączenia manometru kontrolującego.

20. Indykatory należy umocować w końcach cylindra bez pomocy długich, zagiętych pod ostrym kątem rurek. Otwór dla indykatora ma być zaopatrzone w normalny gwint Whitwortha $3/4''$. Należy unikać zbyt długich sznurków reduktora przy in-

dykatorach. Rysiki powinny być zastrzone osiowo. Pola wykresów należy mierzyć planimetrem biegunowym lub innym dokładnym sposobem. Dla pewności pomiary należy powtórzyć.

21. Indykatory i sprężyny należy wzorcować zwykłym sposobem zapomocą ciężarków, manometr należy przynajmniej porównać z manometrem wzorcowym i wprowadzić poprawkę.

B. ZESPOŁY TURBINOWE.

Oznaczenia i wartości porównawcze.

I. Moc użyteczną zespołu turboprądnicy należy mierzyć na zaciskach prądnicy, z uwzględnieniem następujących ograniczeń:

a) Jeżeli maszyny pomocnicze (np. należące do urządzenia skraplacza, wzgl. prądnicy) są napędzane zapomocą prądu elektrycznego, to zużycie przez nie prąd powinien być odjęty od mocy na zaciskach.

b) Jeżeli para odlotowa powyższych maszyn pomocniczych jest użytkowana w turbinie głównej, natenczas moc użyteczną należy rozumieć włącznie z mocą otrzymaną z pary odlotowej.

c) Jeżeli para odlotowa z maszyn pomocniczych jest użyta do innych celów, należy uwzględnić ją tak samo, jak parę pobraną z turbiny.

d) Mocy prądnicy wzbudzającej, bezpośrednio sprzężonej z prądnicą, nie należy uważać za moc użyteczną.

c) Przy wzbudzaniu prądem obcym, moc użytkowaną na wzbudzenie odejmuje się od mocy na zaciskach turboprądnicy.

II. Jeżeli w dostawie zespołu biorą udział rozmaici dostawcy, albo jeżeli turbina napędza przekładnię zębatą, prądnicę, sprężarkę, lub inne maszyny, dostarczane przez innych dostawców, wówczas pod nazwą mocy użytecznej należy rozumieć moc mierzoną na sprzęgle, zapomocą którego napędzana maszyna jest poruszana. W podobnych przypadkach, albo przy dostawie maszyn pomocniczych przez innego dostawcę, należy zaznaczyć w umowie, w jaki sposób i na czyj koszt mają być wykonane badania odbiorcze, wzgl. czy jeden dostawca, jako główny, obejmuje całkowitą odpowiedzialność.

Badania odbiorcze.

Przy zamówieniu maszyn należy ustalić, jakie badania powinny być wykonane przy odbiorze. Przedmiotem takich badań może być ustalenie:

- a) mocy użytecznej,
- b) zużycia pary na jednostkę pracy przy określonym stanie pary, wody chłodzącej i obciążenia,
- c) zmian ilości obrotów przy zmianie obciążenia,
- d) pewności ruchu i sprawności działania regulatora bezpieczeństwa,
- e) zużycia energii przez maszyny pomocnicze (pompy powietrzne, do skroplin, do wody chłodzącej), o ile powyższe zużycie nie było włączone w ogólną gwarancję całkowitego zużycia pary przez cały zespół maszynowy,

f) stanu pary, powietrza i wody w skraplaczu, o ile zużycie pary nie obejmuje także i tego zespołu maszyn. W tym wypadku jest miarodajna temperatura wody chłodzącej, którą należy mierzyć przy samym wlocie do skraplacza,

g) do badań odbiorczych należą również pomiary temperatury, oliwy i wody chłodzącej, przed i za chłodnicą, oraz ilości wody.

Badania odbiorcze powinny być wykonane możliwie w tych warunkach, jakie były zastrzeżone przez gwarancję.

Wykonanie badań odbiorczych.

a) Uwagi ogólne dotyczące badań.

22. Obciążenie, prężność pary i temperaturę w czasie badań należy utrzymywać możliwie na stałym poziomie, w razie potrzeby obciążenie trzeba utrzymywać stałe, nawet sztucznie.

Badanie może być zaczęte tylko z chwilą ustalenia się obciążenia, prężności i temperatury w silniku i przyrządach.

23. Przy pomiarach skroplin i przy pomiarach ilości pary zapomocą dysz, wystarcza czas trwania badania do 1/2 godz., licząc od chwili osiągnięcia stanu ustalonego. Przy obustronnej zgodzie, wystarcza przy pomiarach zapomocą dysz, w pewnych wypadkach, 5 kolejnych odczytów na przyrządach.

24. Do ustalenia mocy lub przejściowego najwyższego obciążenia, wystarcza czas krótszy.

25. Odczyty na przyrządach należy dokonywać co 5 minut. Temperatury wody, oliwy i stan barometru mogą być odczytywane rzadziej. Jeżeli obciążenie jest zmienne, to potrzebne są częstsze odczytywania, najmniej 15 w ciągu całego badania.

26. Ilość obrotów silnika należy ustalić ściśle oraz stwierdzić, przy jakiej ilości obrotów daje się zauważyć niespokojny bieg maszyny.

27. Prężność i temperaturę pary dolotowej mierzy się bezpośrednio przed zaworem dolotowym. Stosuje się to również do maszyn z regulacją jakościową (t. j. regulowanych zapomocą dławienia pary).

28. Jeżeli przy dostawie skraplacza przez innego wytwórcę, gwarantowany rozchód pary oparty jest na pewnej próżni, to należy ją mierzyć przy kołnierzu rury wylotowej turbiny przed skraplaczem.

29. Rurociąg do pary dolotowej powinien być całkowicie odwodniony możliwie blisko turbiny (przed zaworem dolotowym). Urządzenie to jest potrzebne nawet w tym przypadku, jeżeli rurociąg już jest zaopatrzony w odwadniacz, położony nieco dalej od turbiny.

30. Jeżeli gwarancja dotyczy pary nasyconej, to pod nazwą pary nasyconej rozumiemy parę suchą. Turbiny gwarantowane dla pary nasyconej należy (celem otrzymania dokładniejszych wyników) badać przy słabym przegrzaniu i następnie wynik przeliczyć na parę nasyconą drogą ekstrapolacji. Jeżeli podczas badań odbiorczych nie można otrzymać pary przegrzanej, to pomimo najlepszego odwodnienia trzeba tu dopuścić 3% tolerancji.

31. Gwarantowana moc i stopień przeciążenia przy zastosowaniu pary nasyconej powinny być utrzymane również przy parze zawierającej do 5% wilgoci.

32. Badania, prowadzone w czasie normalnego ruchu fabryki, nie powinny się odbywać co najmniej podczas całej pierwszej godziny i ostatniej półgodziny dnia roboczego.

Również nie należy ich wykonywać w dniu przedświąteczne.

33. Zużycie pary ustala się:

- a) drogą ważenia skroplin ze skraplacza powierzchniowego;
- b) jeżeli turbina nie posiada takiego skraplacza, to ilość pary mierzy się zapomocą dyszy wzorcowanej;
- c) Jeżeli pomiary według a) i b) są niemożliwe, to mierzy się ilość skroplin zapomocą zaokrąglonej dyszy wpływowej, względnie
- d) mierzy się ilość wody zasilającej drogą ważenia.

Czas trwania takich badań wedł. d) powinien z reguły wynosić 5 godzin; tylko przy zupełnie jednostajnym przebiegu pracy turbiny przy danym obciążeniu, może być skrócony najwyżej do 4 godzin.

Pomiary pary według b) t. j. zapomocą dyszy, stosuje się również do turbin z częściowym odbiorem pary, jeżeli nie można skraplać odbieranej pary w skraplaczu.

34. Skraplacze powierzchniowe powinny być przed badaniem należycie oczyszczone i wypróbowane na szczelność. Dla stwierdzenia nieszczelności, należy komorę wodną skraplacza w przeciągu 1 godziny trzymać pod ciśnieniem równym zwykłemu ciśnieniu wody w skraplaczu, zwiększonym o ciśnienie odpowiadające wysokości próżni w skraplaczu. Wszelką nieszczelność skraplacza należy przed badaniem odbiorczym usunąć.

35. Jeżeli zachodzi potrzeba, należy oczyścić również łopatki turbinowe.

36. Strat pary w turbinie (w dławnicach), które nie mogą być mierzone jako kondensat, i straty pary w kondensacji (pompy powietrzne) należy możliwie unikać, albo wyznaczać osobno i uwzględniać.

37. W pewnych przypadkach, razem z powietrzem mogą być zabrane ze skraplacza znaczne ilości wody, wzgl. pary. Należy wobec tego umożliwić ustalenie tych ilości i w razie potrzeby zmierzyć w czasie badania odbiorczego.

38. Parę wypływającą przez dławnicę wału części wysokoprężnej skierowuje się zazwyczaj do dławnicy niskoprężnej, w celu jej uszczelnienia, a nadmiar pary — do skraplacza, wzgl. do podgrzewacza wody lub t. p. urządzeń. Ilość pary skroplonej w podgrzewaczu lub t. p. urządzeniach należy zmierzyć osobno i doliczyć do rozchodu pary turbiny, określonego w drodze pomiarów skroplin.

39. Również powinna być wzięta pod uwagę para pobierana z turbiny głównej, gdzie już częściowo wydała pracę i następnie została zużyta do podgrzewania wody zasilającej lub na inne cele.

Para ta nie zostaje skroplona w skraplaczu i nie znajduje się w skroplinach. Powyższa uwaga dotyczy również pary zużywanej w inżektorowej pompie powietrznej, jeżeli zużycie pary tego urządzenia nie jest zagwarantowane osobno.

b) Przeliczenie wyników i sprawozdanie.

40. Sprawozdanie powinno zawierać wszystko, co jest potrzebne dla przeliczenia i oceny wyników badań odbiorczych.

41. Jeżeli podczas badań zachodziły wahania, to w sprawozdaniu, prócz głównych odczytów, należy także podać najniższe i najwyższe wartości.

42. Jeżeli otrzymane średnie wartości obciążenia różnią się od wartości podanych w gwarancji, to wyniki badań należy sprowadzić do wartości gwarantowanych przez interpolację.

Jeżeli w umowie jest podana gwarancja przy jakimkolwiek jednym obciążeniu, to — o ile nie ma specjalnych zastrzeżeń — przyjmuje się, że gwarantowane zużycie pary jest ważne także dla obciążeń o 5% różnych od obciążenia gwarantowanego. Przy większych odchyleniach (przy turbinach z pobieraniem pary i przeciwpężnych) należy w umowie zastrzec odpowiednie zmiany liczb gwarantowanych.

43. Jeżeli podczas badania prężność i temperatura pary, względnie temperatura wody chłodzącej (ta ostatnia bywa podawana zamiast próżni przy wspólnej dostawie turbiny i skraplacza) różnią się od tych, które były podane w umowie, to otrzymane wartości należy przeliczyć na warunki gwarancyjne. Sposób takiego przeliczenia należy ustalić przed badaniami odbiorczymi, wzgl. podać w umowie, biorąc pod uwagę wszelkie możliwe wpływy i opierając się na sprawdzonych wartościach praktycznych.

44. Jeżeli nie jest zastrzeżony inny sposób obliczenia, to pod procentową tolerancją gwarantowanego zużycia pary rozumie się tolerancję odniesioną do średniej arytmetycznej wartości poszczególnych odchylen wartości mierzonych do gwarantowanych.

45. Umowa powinna ściśle ustalić, czy wogóle i w jakiej wysokości są dopuszczalne tolerancje wyników badań turbiny w stosunku do liczb zagwarantowanych. Jeżeli umowa tego nie podaje, to przy równomiernym obciążeniu i przy określaniu zużycia pary drogą ważenia skroplin, albo zapomocą wzorcowanych naczyń lub wzorcowanych dysz, przyjmuje się otrzymane wyniki bez tolerancji. Jeżeli w czasie badania obciążenie wahało się $\pm 5\%$, t. j. w całości do 10%, to dopuszcza się podwyższenie tolerancji o 0,5% na każdy 1% średniego arytmetycznego wszystkich odchylen (+ i —) od przeciętnego odchylenia (przeciętnem odchyleniem nazywa się średnie arytmetyczne wszystkich odczytanych odchylen, które były dostrzeżone w jednostajnych odstępach czasu. Ilość odczytów powinna być nie mniejsza od 15).

Przy wszystkich sposobach mierzenia pary (np. zapomocą paromierzy, płytek dławikowych z małą różnicą ciśnień, albo dysz) dopuszczalna jest tolerancja 5%. Przy pomiarach wody zasilającej, trwających 5 godz., dopuszczalna tolerancja

wynosi 2½%, przy krótszych pomiarach — tolerancja wzrasta w odwrotnym stosunku do czasu pomiarów.

C. TŁOKOWE MASZYNY PAROWE.

Oznaczenia i wartości porównawcze.

46. Pod mocą maszyny parowej należy wogóle rozumieć moc użyteczną, mierzoną na wale, o ile ta w jakikolwiek inny sposób nie została określona. Jeżeli maszyny pomocnicze są napędzane przez inne źródło, należy podać jego moc. Jeżeli ma być mierzona moc indykowana lub moc na zaciskach prądnicy, napędzanej przez maszynę parową, wtedy należy to wyraźnie zaznaczyć.

47. O ile w jakikolwiek inny sposób nie zostało określone zużycie pary na koniogodzinę, to należy je rozumieć w stosunku do mocy indykowanej.

48. Zużycie pary na kilowatgodzinę maszyn parowych, napędzających prądnice elektryczne, należy liczyć w stosunku do mocy na zaciskach prądnicy. Moc prądnicy wzbudzającej, połączonej bezpośrednio z prądnicą, nie należy uważać za moc użyteczną. Przy wzbudzaniu prądem obcym, moc zużytkowaną na wzbudzenie należy odjąć od mocy na zaciskach prądnicy głównej.

49. Sprawność mechaniczną jest to stosunek pracy użytecznej do indykowanej. Moc użyteczna może być określona zapomocą dynamometru skrętowego, przez hamowanie lub przez pomiary mocy na zaciskach prądnicy, z uwzględnieniem strat elektrycznych i mechanicznych prądnicy. O ile nie jesteśmy w stanie przeprowadzić takich pomiarów, to sprawność mechaniczną oblicza się ze wzoru:

$$\eta_m = \frac{N_i - N_0}{N_i},$$

gdzie N_i jest moc indykowana przy pewnym obciążeniu, natomiast N_0 — moc indykowana przy biegu jałowym.

50. Moc indykowaną przy biegu jałowym należy mierzyć po kilkugodzinnej pracy maszyny. Należy zwrócić szczególną uwagę, aby liczba obrotów w czasie indykowania była stała.

Badania odbiorcze.

51. Przy zamówieniu maszyny należy ustalić, jakie badania powinny być wykonane przy odbiorze. Przedmiotem takich badań może być ustalenie:

- mocy indykowanej, użytecznej, elektrycznej;
- zużycia pary na jednostkę mocy przy określonym stanie pary, wody chłodzącej i obciążenia;
- zmiany liczby obrotów przy zmianie obciążenia, stopnia niejednostajności w czasie jednego obrotu, regulacji, np. stopnia nieczułości regulatora odśrodkowego, oraz regulacji całkowitej;
- zużycia mocy przy biegu jałowym i sprawności mechanicznej;
- zużycia mocy, wzgl. pary przez maszyny nie napędzane bezpośrednio przez maszynę główną;
- stanu pary, powietrza i wody w skraplaczu i chłodnicy kominowej;
- zużycia oliwy.

Wykonanie badań odbiorczych.

a) Uwagi ogólne dotyczące badań.

52. Jeżeli przy badaniu, mającym na celu określenie zużycia pary, mierzymy wodę zasilającą, to czas trwania badania powinien wynosić 6 godzin. Przy zupełnie jednostajnym przebiegu pracy maszyny, może być czas skrócony do 4 godzin.

53. Przy określaniu ilości pary zużytej przez maszynę parową drogą ważenia pary skroplonej w skraplaczu, czas trwania badania może być ograniczony do jednej godziny.

54. Do określenia mocy i sprawności mechanicznej, oraz przejściowego najwyższego obciążenia, wystarczają krótsze badania, ewentualnie w ciągu 15 minut.

55. Odczyty (prężności pary, temperatury przed wlotem do maszyny, przy cylindrach, przełotniach, skraplaczu i t. p.) należy dokonywać w regularnych odstępach czasu, które należy ustalić stosownie do celu badania. Przy określeniu zużycia pary, odczyty i zdjęcia wykresów indykatora należy czynić co 15 minut, przy zmiennym obciążeniu — co 10 minut, ewentualnie jeszcze częściej.

56. Dla określenia mocy należy zdjąć przynajmniej 2 serie wykresów indykatorowych.

57. Badania mogą być rozpoczęte tylko z chwilą ustalenia się obciążenia, prężności i temperatury w silniku i przyrządach.

58. Badania, prowadzone w czasie normalnego ruchu fabryki, nie powinny odbywać się co najmniej podczas całej pierwszej i ostatniej półgodziny dnia roboczego.

Również nie należy wykonywać ich w dniе przedświąteczne i poświąteczne.

59. Obciążenie, prężność pary i temperaturę w czasie badań należy utrzymywać możliwie na stałym poziomie, w razie potrzeby — nawet sztucznie.

60. Jako najwyższe dopuszczalne wahania obciążenia można uważać $\pm 15\%$, prężności zaś i temperatury $\pm 7\frac{1}{2}\%$ w porównaniu do średniej liczby. Przy większych wahanach obciążenia, dopuszcza się tolerancję ujętą w § 77. Ewent. liczby powinny być ustalone przez obustronną zgodę.

Uwagi dotyczące przeprowadzania badań.

61. Wszystkie rurociągi (połączone z kotłami, dostarczającymi parę do badań) nie służące do przeprowadzania badania, również wszelkie odgałęzienia od tych rurociągów, powinny być odcięte przy pomocy zaślepek, t. j. krążków z blachy, wsuniętych między kołnierze trójników na odgałęzieniach.

62. Prężność i temperatury pary, służącej do badania maszyny parowej, należy mierzyć przy samym wylocie do niej. Również mają być mierzone ciśnienia u wlotu do odwadniacza, celem określenia strat ciśnienia w rurociągu.

63. Przy maszynach z regulacją zapomocą dławienia pary, należy uważać ciśnienie przed tym organem regulacyjnym, za ciśnienie przed maszyną.

64. Za przeciwcisnienie uważać należy ciśnienie pary wylotowej. Przy maszynach z kondensacją należy obracać miejsce do pomiarów przy wlocie do skraplacza. Spadek ciśnienia w dołą-

czonych podgrzewaczach lub odolwiaczach należy mierzyć i zgodnie z umową uwzględnić.

65. W czasie doświadczeń należy odczytać wskazanie barometru (ewentualnie kilkakrotnie).

66. Liczbę obrotów należy mierzyć za pomocą licznika skoków w regularnych odstępach czasu. Przy zmiennym obciążeniu, należy oprócz tego używać tachometrów, wzgl. tachografów.

67. Zużycie pary ustala się:

1) drogą mierzenia lub ważenia przy pomocy wzorcowanych naczyń lub przyrządów:

- a) wody zasilającej kocioł,
- b) pary skroplonej w skraplaczu powierzchniowym (należy specjalnie zbadać odolwiacze na szczelność).

2) Jeżeli maszyna nie posiada skraplacza, wzgl. przy maszynach z częściowym pobieraniem pary, używamy do mierzenia pary dysz wzorcowanych.

68. Skroploną wodę w rurociągach parowych należy usunąć zapomocą odwadniacza, zmierzyć i odjąć jej ilość od mierzonej ilości wody zasilającej. Wspomniana woda skroplona nie ma wpływu na zużycie pary w maszynie.

69. Skroploną wodę z ogrzewków cylindra, głowicy i przelotni, wzgl. doprowadzone do pary ilości ciepła należy mierzyć osobno i dodać do ogólnego zużycia ciepła maszyny.

Przyrządy pomiarowe powinny tak działać, aby nie powstały straty z powodu ponownego parowania.

70. Zużycie pary do napędu maszyn pomocniczych należy zmierzyć i podać osobno. Zużycie wspomniane należy dodać do ogólnego zużycia pary, jeżeli ogólne zużycie pary ma być obliczone w stosunku do użytecznej mocy zespołu.

71. Dla określenia rozchodu ciepła doprowadzanej pary do maszyny w stosunku do jednostki pracy (§ 13), należy ustalić wyraz:

$$D_i (i - t_0) \text{ w } \text{Kal}/\text{KM godz.},$$

gdzie

D_i — rozchód pary na 1 Kal/KM i godz.

i — całkowita zawartość ciepła pary doprowadzanej do maszyny (§ 62).

t_0 — temperatura wody zasilającej.

Zawartość ciepła w parze, zużytej w ogrzewkach i innych przyrządach grzejnych maszyny, może się różnić od zawartości ciepła w parze doprowadzanej do maszyny i należy przyjąć ten stan pary grzejnej, jaki posiada ona przy wlocie do odpowiednich miejsc pracy, i powyższą zawartość ciepła należy podać osobno.

Przeliczenie wyników i sprawozdanie.

72. Należy podać krótki opis maszyny, warunki pracy oraz główne wymiary. Średnice cylindrów oraz drążka tłokowego należy mierzyć przy zwykłej temperaturze; uwzględnienie rozszerzenia się tych części pod wpływem temperatury jest zbyteczne. Sprawozdanie powinno zawierać wszystko, co jest potrzebne do przeliczenia i oceny wyników badań odbiorczych.

73. Jeżeli podczas badania zachodziły wahania, to w sprawozdaniu oprócz głównych odczytów należy także podać max. i min. wartości.

74. Jeżeli podczas badania prężność i tempe-

ratura pary, wzgl. temperatura wody chłodzącej, różnią się od tych, które były podane w umowie, to otrzymane wartości należy przeliczyć na warunki gwarancyjne. Sposób takiego przeliczenia należy ustalić przed badaniami odbiorczymi, wzgl. podać w umowie.

75. Jeżeli zostały podane gwarancje dla różnych stanów pary oraz mocy, to dla mierzonej w czasie badań odbiorczych mocy należy obliczyć liczby gwarancyjne z podanych drogą interpolacji.

76. Jeżeli otrzymane w czasie badań odbiorczych średnie wartości obciążenia różnią się od wartości podanych w gwarancji, to wyniki badań należy sprowadzić do wartości gwarantowanych przez interpolację. Jeżeli w umowie jest podana gwarancja tylko przy jakimkolwiek jednym obciążeniu, to przyjmuje się, że gwarantowane zużycie pary jest ważne także dla średniego obciążenia, które się różni od gwarantowanego o $\pm 7,5\%$.

77. Umowa winna ściśle ustalić, czy wogóle i w jakiej wysokości dopuszczalne są tolerancje wyników badań maszyny w stosunku do liczb zagwarantowanych.

Jeżeli umowa tego nie podaje, to:

a) uważa się, że gwarancja jest wypełniona, jeżeli przy pomiarach wody zasilającej, trwających najmniej 5 godz., zużycie pary różni się od gwarantowanego nie więcej niż o 2,5%. Przy krótszych pomiarach, tolerancja wzrasta w odwrotnym stosunku do czasu trwania pomiarów.

b) jeżeli w czasie pomiarów ciśnienie i temperatura pary wahały się w całości do 7,5% w porównaniu z przeciętnym odchyleniem, to dopuszcza się podwyższenie tolerancji o 0,5% na każdy 1% średniego arytmetycznego wszystkich odchylen (+ i -) od przeciętnego odchylenia. (Przeciętnem odchyleniem nazywa się średnie arytmetyczne wszystkich odczytanych odchylen, które były dostrzeżone w jednostajnych odstępach czasu. Ilość odczytów nie powinna być < 15).

79. Przy określeniu zużycia pary drogą ważenia skroplin, otrzymane wyniki przyjmuje się bez tolerancji, t. j. tolerancja podana w § 77 pod a) upada, natomiast pod b) pozostaje w mocy.

79. Przy wszystkich sposobach mierzenia pary (dla § 67—2) (np. zapomocą paromierzy, płytek dławikowych z małą różnicą ciśnień albo dysz) dopuszczalna jest tolerancja 5%. Przyrządy powyższe należy wzorcować w takich warunkach pary, w jakich będą pracowały w czasie badań odbiorczych.

Załącznik do projektu norm odbiorczych dla turbin i maszyn parowych.

ad. 9. Alternatywa określenia jednostki ciepła:

$$1 \text{ Kal} = 427 \text{ kgm.}$$

ad. 43. Przeliczenie ogólnego zużycia pary powinno się wykonywać według wzoru:

$$G_e' = \frac{\eta_e (i_1 - i_2)}{\eta_e' (i_1' - i_2')} G_e \dots (1)$$

gdzie: η_e — sprawność rzeczywista turbiny,

G_e — ogólne zużycie pary,

$i_1 - i_2$ — spadek cieplny pary wedł. wykresu

$i - S$, dla stanu pary przy badaniu; natomiast te same oznaczenia z kreską (górny indeks) oznaczają stan pary gwarantowany.

1) Dla turbin kondensacyjnych:
 η_e' — oblicza się według wzoru:

$$\eta_e' = 0,941 \frac{\left(1 + \frac{t_1 - 100 \sqrt[4]{p_1}}{1650}\right) \left[1 - \frac{(V-90)^2}{12000}\right]}{\left(\frac{0,27}{v} + \sqrt{v}\right) \left(1 - \frac{100}{N_n}\right)}, \quad (2)$$

gdzie

- p_1 = prężność pary przed zaworem reg., *ata*
- t_1 = temperatura tamże,
- p_2 = przeciwcisnienie w *at abs.*
- V = przeciwcisnienie w % ciśnienia barometrycznego, 760 *mm Hg*,
- N_n = normalna moc turbiny w *KM*, dla której jest ona zbudowana i dla której wykazuje najlepszą sprawność,
- n = liczba obrotów w *min.*,
- u = śr. prędkość obw. poszczeg. stopni,
- H = spadek adyabatyczny od p_1, t_1 do p_2 ,
- $v = \frac{\sqrt{\Sigma(u)^2}}{91,53 \sqrt{H}}$.

O ile η_e , obliczone z tego samego wzoru dla odpowiedniego stanu pary, równa się otrzymanemu z badania odbiorczego, wtedy przeliczenie według wzoru (1) jest dokładne. W przeciwnym wypadku przeliczenie należy uczynić na zasadzie doświadczeń dodatkowych, z których wnioskujemy o zachowaniu się turbiny przy odmiennych warunkach.

2) Dla turbin przeciwprężnych oblicza się zużycie pary według wzoru:

$$D_n = 5,45 \frac{\left(1 - \frac{t_1}{740}\right) \left(1 + \frac{50}{N_n}\right)}{1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0,1}} \text{ kg/KMh} \quad (3)$$

Dla obliczenia ogólnego zużycia pary G_o , gdy pobranie pary $G_a = 0$, przy 1/2, 3/4, 1/1 i t. p. obciążenia turbiny, posługujemy się wzorem:

$$D_o = 1,1 m \left(\frac{0,27}{v} + \sqrt{v}\right) \left(1 + \frac{1,9}{p_1}\right) \left(1 - \frac{t_1}{905}\right) \left(1 - \frac{V}{145}\right) \left(1 + \frac{100}{N_n}\right) \text{ kg/KMh}, \quad (4)$$

gdzie $m = [1,02 + 0,2 (0,65 - \beta)^2]$,
 $\beta = \frac{N_x}{N_n}$ = częściowe obciążenie turbiny / normalne obciążenie turbiny

$$D_x = D \frac{\gamma}{\beta}, \quad \text{gdzie}$$

$$\gamma = \beta + 0,1 (1,1 - \beta)^2 - 0,001 \text{ — dla regulacji jakościowej,}$$

$$\gamma = \beta + 0,1 (0,8 - \beta)^2 - 0,004 \text{ — dla ilościowej.}$$

Dla obliczenia zużycia pary przy pobraniu całej ilości pary do celów grzejnych, używamy wzoru:

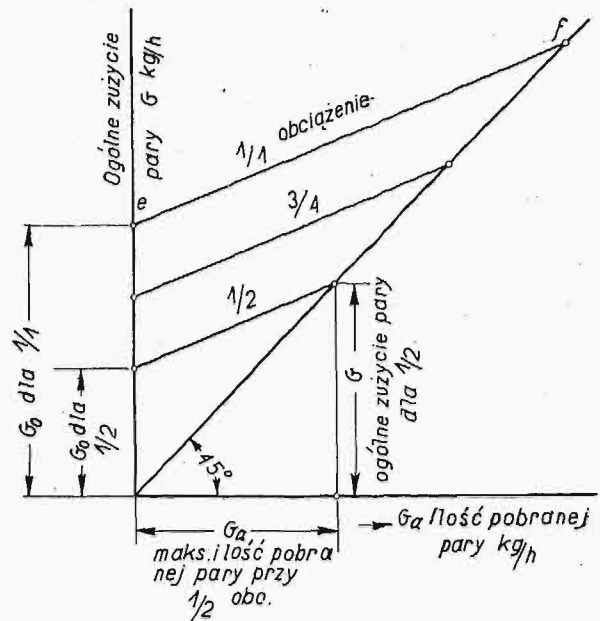
$$G = G_g + 0,05 G_n,$$

gdzie G_g obliczamy przy pomocy wzoru (3)

G_n obliczamy przy pomocy wzoru (4),

przyjmując $m = 1$. Następnie na osi rzędnych rysujemy zużycie pary bez jej obioru G_o , t. j. liczby obliczone dla przypadku pierwszego; na prostej idącej pod kątem 45° podajemy zużycie pary G dla przypadku drugiego, przy różnych obciążeniach turbiny. Łącząc odpowiednie punkty na tej pochyłej i pionowej, otrzymujemy krzywe zużycia pary w posrednich przypadkach.

Krzywe $e\Gamma$ można przyjąć z dosyć znaczną dokładnością jako proste, wtedy sporządzenie tego wykresu znacznie się upraszcza.



Rys. 1.

ad 45) Przykład obliczania tolerancji przy obliczaniu zużycia pary z badania odbiorczego.

Badanie odbyło się w innych warunkach niż gwarantowane, przyczem mierzono wodę zasilającą kocioł w przeciągu 4 godz. 20 min.

Ciśnienia pary:

		wyższe od średniej wartości.	niższe od średniej wartości.
1)	10,2 kg/cm ²	0,1353	
2)	9,6 "		0,4647
3)	10,2 "	0,1353	
4)	10,4 "	0,3353	
5)	10,1 "	0,0333	
6)	10,3 "	0,2353	
7)	9,8 "		0,2645
8)	10,2 "	0,1353	
9)	10,2 "	0,1353	
10)	10,2 "	0,1353	
11)	9,9 "		0,1047
12)	9,9 "		0,1647
13)	9,9 "		0,1647
14)	10,1 "	0,0353	
15)	10,1 "	0,0353	
16)	10,0 "		0,0647
17)	10,0 "		0,0647
razem	171,1 "	1,3530	1,3529

$$\text{średnio } p_m = \frac{171,1}{17} = 10,0647 \text{ kg/cm}^2.$$

Temperatury pary:

		wyższe od średniej wartości.	niższe od średniej wartości.
1)	302° C	17	
2)	286 "	1	
3)	281 "		4
4)	278 "		7
5)	281 "		4
6)	281 "		4
7)	270 "		15
8)	262 "		23
9)	262 "		23
10)	260 "		25
11)	268 "		22
12)	288 "	3	
13)	306 "	21	
14)	305 "	20	
15)	311 "	26	
16)	304 "	19	
17)	306 "	21	
razem	4846° C	128	127

$$\text{średnio } t_m = \frac{4846}{17} = 285° \text{ C.}$$

Średnia arytmetyczna liczba dodatnich i ujemnych odchyień w % średniego odczytu:

1) dla ciśnień:

$$\frac{1,353 + 1,3529}{171,1} 100 = 1,58147\%$$

2) dla temperatur:

$$\frac{128 + 127}{4846} 100 = 5,26207\%$$

razem 6,84354%
średnio 3,42177%.

Wahania ciśnień od 9,6 do 10,4 at wynoszą 0,8 at, to jest więcej niż 7,5% średniej wartości.

Wahania temperatur od 260° do 311° wynoszą 51°, to jest około 18%.

Dla turbin parowych.

Tolerancja 2,5% według § 45 podwyższa się z powodu krótszego badania niż 5 godzin.

$$2,5 : \frac{5^h}{4^h 20'} = 2,5 \frac{300}{260} = 2,88461\%$$

ad 77) Dla maszyn parowych.

Oprócz powyższego powiększenia się 2,5% procentowej tolerancji, dochodzi jeszcze powiększenie tolerancji z powodu większych wahań temperatury niż 7,5% ponad średnią wartość odczytu, mianowicie 0,5% tolerancji od każdego 1% średnich wahań, to jest połowa od 3,42177% = 1,71088%
co razem z powyższem. 2,88461%
wynosi 4,59549%.

O taki procent może zużycie pary przewyższać liczbę gwarantowaną. Gdyby ogólne wahania 7,5% + 18% = 25,5% były niższe niż 7,5% (według § 77), to nie nastąpiłoby podwyższenia tolerancji o ten drugi współczynnik 1,71088%.

Sprawozdania z posiedzeń.

KOMISJA ŹRÓDEŁ ENERGJI.

Protokół I-go posiedzenia z dnia 26-go marca 1927 roku.

Obecni: pp.: inż. S. Czarnocki (przewodniczący), inż. C. K. Kłobukowski, inż. Kruszewski, inż. Kuczewski, inż. Cz. Mikulski, inż. J. Obrąpalski, dr. M. Ptaszycki, inż. Z. Rajdecki, dr. A. Różycki, prof. B. Stefanowski, inż. A. Stein, dyr. Cz. Świerczewski, inż. L. Tolłoczko, inż. S. Turczynowicz i prof. Zawadzki.

I. Po powitaniu zebranych i podziękowaniu im za przybycie, przewodniczący, p. inż. Czarnocki, zobrazował w krótkim zarysie cel i zadania Polskiego Komitetu Energetycznego oraz jego dotychczasową działalność, zapoznał zebranych z organizacją Komitetu i z regulaminem Komisji.

Zgodnie z regulaminem, dokonano wyboru Sekretarza Komisji, przyczem został wybrany inż. Z. Rajdecki. Następnie przewodniczący przedstawił zebrany projekt organizacji Komisji, polegający na utworzeniu czterech podkomisji, z następującym podziałem pracy: podkomisja pierwsza miałaby za zadanie badanie węgla wogóle i jego zastosowania jako paliwa; podkomisja druga — opracowanie zagadnień związanych z przeróbką węgla; podkomisja trzecia byłaby torfową, zaś podkomisja czwarta — drzewną. Szczegółowe opracowanie programu prac w zakresie wyżej po-

danym dla każdej z podkomisji przeprowadzi oddzielna podkomisja.

W dalszym ciągu swego przemówienia, p. przewodniczący wyłuszczył swój pogląd w tej sprawie, głównie co do programu prac w dwu pierwszych podkomisjach, i zaznaczył, iż wobec mającego odbyć się w r. 1928 w Londynie zebrania sekcijnego Światowej Konferencji Energetycznej poświęconego wyłącznie paliwu, należałoby przyspieszyć prace w Komisji Polskiego Komitetu Energetycznego, z tem, aby oddzielne referaty były gotowe jesienią r. b.

II. W dyskusji, prof. Zawadzki podniósł konieczność skoordynowania prac Komisji z Unją Międzynarodową Chemiczną i Polskim Komitetem Normalizacyjnym, głównie w zakresie ustalenia metod badania węgla. Prof. Stefanowski wyjaśnił, iż zakres prac P. K. E. obejmuje ustalenie norm wartości opalowej węgla i in. o charakterze czysto praktycznym, co nie koliduje z pracami o charakterze raczej naukowym Umji. Z drugiej strony P. K. En. ma za zadanie zespolenie prac w tym zakresie, prowadzonych w różnych instytucjach.

Inż. Stein podkreślił szczególne znaczenie, jakie posiada standaryzacja sortymentów węgla, ze względu na jego eksport i użytkowanie na opał.

III. Dalsza dyskusja dotyczyła głównie programu prac poszczególnych podkomisji i ich organizacji.

Inż. Kruszewski wysunął propozycję umieszczenia w programie pracy podkomisji I-ej zagadnienia przeznaczenia węgla w stosunku do jego gatunków, uważając tę sprawę za jedną z najważniejszych i najpilniejszych ze względu na to, iż u nas sposób użytkowania węgla nie jest racjonalny.

Przewodniczący zauważył, iż kwestja przeznaczenia węgla może być rozstrzygnięta w drodze zestawienia wyników prac całej Komisji źródeł energii, a nawet poniekąd i innych komisji P. K. En., gdyż kwestja ta jest zadaniem bardzo złożonym i trudnym.

W związku ze sprawą przeznaczenia węgla, omówiona została sprawa inwentaryzacji analiz węgla. Prof. Stefanowski stwierdził, iż w wielu instytucjach analizy te są prowadzone, lecz wyniki nie są publikowane. Dyr. Świerczewski wyjaśnił, iż w przemyśle gazowniczym są wykonywane analizy, wprawdzie nie naukowe, mimo to jednak mogą mieć znaczenie praktyczne. Inż. Kruszewski wspominał, iż Państwowy Instytut Geologiczny wykonał dla kolei znaczną ilość analiz węgla, lecz oddzielny materiał jest trudno do uzyskania.

Tematem dalszej dyskusji był podział na podkomisje Prof. Zawadzki i dyr. Świerczewski rzucili myśl, by podkomisje I i III-gą, ze względu na ich częściowo wspólne zadania, połączyć w jedną, inż. Stein proponuje utworzenie jeszcze jednej podkomisji, która miałaby na celu syntetyzowanie wyników prac innych podkomisji. W sprawie wydzielenia spraw węgla brunatnego w oddzielną podkomisję zabierali głos: inż. Tolłoczko, dyr. Świerczewski, inż. Kruszewski, inż. Stein i przewodniczący.

Zdecydowano tymczasowo połączyć wszystkie kwestje związane z węglem w jedną podkomisję i sprawy torfowe w drugą, w trzeciej zaś — kwestje wyzyskania drzewa dla celów energetycznych.

IV. Skład osobowy podkomisji ustalony został w sposób następujący:

Do podkomisji I (węglowej) należą z obecnych: inż. Czarnocki, inż. Kłobukowski, inż. Kruszewski, inż. Kuczewski, inż. Mikulski, inż. Rajdecki, dr. Różycki, prof. Stefanowski, inż. Stein, dyr. Świerczewski i prof. Zawadzki. Oprócz tego będą zaproszeni pp.: Doliński, Wowkonowicz, Wandycz i Urbanowicz.

W skład podkomisji III (torfowej) z obecnych wchodzi: pp. inż. Tolłoczko, jako przewodniczący, inż. Turczynowicz, dr. Ptaszycki oraz dr. Różycki.

Co do podkomisji drzewnej, to przewodniczący wyjaśnia, iż zwrócono się do prof. Szwarca z prośbą o jej zorganizowanie.

Prof. Stefanowski prosi zebranych o zbadanie, czy od Koła Chemików nie można uzyskać referatów odpowiednich dla przesyłki na świat. Konferencję w Londynie. Referaty takie Polski Komitet Energetyczny mógłby poprzeć materialnie.

Na zakończenie uchwalono, iż zebrania Komisji będą się odbywały w terminach wyznaczonych przez przewodniczącego, przyczem uznano za najdogodniejszy dzień — sobotę o godz. 6-ej wieczorem.

POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO

BULLETIN DE LA COMMISSION POLONAISE DE STANDARDISATION

T R E Ś Ć:

Regulamin wewnętrzny Polskiego Komitetu Normalizacyjnego.
Projekt normy kopert.
Sprawozdania z posiedzeń.

WARSZAWA

18 MAJA

1927 r.

S O M M A I R E:

Nouveau règlement de la Commission Polonaise de Standardisation.
Projet de la norme des enveloppes.
Comptes-rendus des séances de la Commission.

Regulamin wewnętrzny Polskiego Komitetu Normalizacyjnego.

I. Posiedzenia plenarne Komitetu.

1. Posiedzenia Polskiego Komitetu Normalizacyjnego zwołuje Prezes Komitetu zapomocą zaproszeń, wysyłanych przynajmniej na 10 dni przed posiedzeniem, z załączeniem porządku dziennego.

2. W posiedzeniach Komitetu uczestniczą członkowie Komitetu i ich zastępcy. Ostatni korzystają z prawa głosu decydującego tylko w razie nieobecności członka Komitetu.

3. Czynności biurowe związane ze zwoływaniem posiedzeń Komitetu, załatwia Biuro Komitetu.

4. Sekretarz Generalny Komitetu bierze udział w plenarnych posiedzeniach Komitetu w charakterze generalnego referenta narówni z innymi członkami Komitetu. Protokoły posiedzeń Komitetu prowadzi Sekretarz Biura.

II. Komisje.

5. Opracowanie poszczególnych działów Komitet powierza Komisjom, wyznaczając dla nich na wniosek Komisji Ogólnej przewodniczących z grona członków Komitetu, lub osób z poza niego na okres roczny.*) Komisje, z wiedzą Prezesa Komitetu, określają zakres swojej działalności i mają prawo inicjatywy. Komitet lub Prezes Komitetu, jak również przewodniczący komisji za zgodą prezesa Komitetu, mogą powołać do prac komisji rzeczoznawców w dowolnej liczbie, w charakterze członków komisji, korzystających z prawa głosu narówni z członkami Komitetu. Komitet wchodzi w porozumienie z organizacjami, zajmującymi się normalizacją w zakresie poszczególnych działów techniki, ustalając każdorazowo swój stosunek do tych organizacji.

U w a g a. O ile do komisji zapraszani są delegaci instytucji, to odpowiednia instytucja może delegować na różne posiedzenia danej komisji róż-

ne osoby, w zależności od porządku dziennego posiedzenia.

6. Posiedzenia komisji zwołują przewodniczący tychże. Dla ważności uchwał konieczną jest obecność conajmniej $\frac{1}{3}$ członków komisji, łącznie z przewodniczącym (minimum 3 osoby).

7. Komisje mogą tworzyć podkomisje i sekcje o charakterze samodzielnym, z prawem kooperacji członków, korzystających z prawa głosu decydującego. Skład osobowy podkomisji i sekcji aprobuje Prezes Komitetu, na wniosek przewodniczącego odpowiedniej Komisji. Wnioski podkomisji, sekcji przed przedstawieniem ich na plenum Komitetu, muszą uzyskać aprobatę swojej Komisji.

8. Przewodniczących Podkomisji i Sekcji wyznacza odpowiednia Komisja na okres roczny.

9. Komisje, podkomisje i sekcje winny składać się w miarę możliwości z jednakowej liczby przedstawicieli wytwórców, odbiorców i rzeczoznawców.

10. Przewodniczący lub sekretarze komisji, podkomisji i sekcji winni nadsyłać do Biura Komitetu (Elektoralna 2, Ministerstwo Przemysłu i Handlu) zawiadomenia o posiedzeniach, z załączeniem porządku dziennego.

11. W posiedzeniach komisji, podkomisji i sekcji mogą uczestniczyć sekretarz generalny i sekretarz Biura Komitetu, ostatni z głosem doradczym. To uczestniczenie nie ma jednak charakteru obowiązującego. Protokoły posiedzeń komisji, podkomisji i sekcji prowadzą członkowie tychże.

12. Biorąc pod uwagę społeczny charakter prac Komitetu, jak również i to, że w wynikach prac jest przedewszystkiem zainteresowany przemysł i handel, komisje mogą pokrywać swoje wydatki z funduszów, jakie z charakteru swojej działalności uzyskują od właściwej gałęzi przemysłu, lub z sum, będących w dyspozycji Komitetu.

13. Przewodniczący poszczególnych komisji otrzymują z Biura Komitetu wszystkie materiały, jakimi Biuro rozporządza. Materiały te po ukończeniu prac komisji powinny być zwrócone do Biura Komitetu.

*) Terminem rocznego okresu jest termin dorocznego plenarnego posiedzenia Komitetu.

Termin zgłaszania sprzeciwów: 15 sierpnia 1927 r.
Polskie Normy

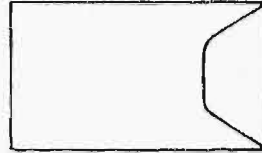
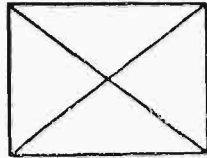
Koperty

PN
o—104
Projekt

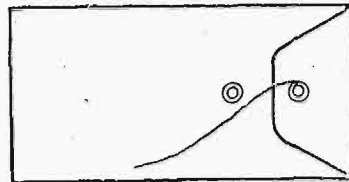
Koperty są trzech rodzajów:

I—koperty listowe,

II—torebki listowe i dla druków



III—torebki dla wzorów towarowych.



Format	Wymiary, mm.	Rodzaj	Zastosowanie
C_7	81×114	I	Karty wizytowe, zaproszenia.
C_6	114×162	I	Karty pocztowe, złożone listy A_4 i A_5
C_5	162×229	I, II	Złożone listy A_4 , niezłożone A_5
C_4	229×324	I, II	Złożone wykresy i plakaty, niezłożone listy A_4
$C^{1/2}$	114×324	II, III	Druki A_4 , wzory towarowe
B_6	176×125	I	Listy w kopertach C_6
B_5	250×176	I, II	„ „ C_5
$B^5/1^9/1^6$	250×100	II, III	Wzory towarowe
B_4	353×250	I, II	Listy w kopertach C_4
$B^4/1^9/1^6$	353×140	II, III	Przesyłki w kopertach $C^{1/2}$, grubsze druki, większe ilości wzorów towarowych.

Formaty papieru i ich zastosowanie patrz PN o—102 i o—103.

Koperty rodzajów I i II mają klapki gumowane; rodzaj III posiada 2 krążki, odpowiednio umocowane; jeden na kopercie, drugi na klapce niegumowanej; ten ostatni posiada nić długości koperty.

III. Komisja Ogólna.

14. Do opracowania wniosków treści ogólnej, do uzgadniania wniosków i norm komisyj właściwych, słownictwa, znakowania, form i rysunków oraz do rozważania spraw organizacji wewnętrznej zostaje powołana Komisja Ogólna.

Przewodniczącym Komisji Ogólnej jest Prezes Komitetu, a sekretarzem — sekretarz Biura Komitetu. Do składu Komisji Ogólnej należą przewodniczący wszystkich Komisji, jak również osoby zaproszone przez Prezesa Komitetu.

15. Komisja Ogólna, oprócz spraw wymienionych w Par. 14, w kwestiach spornych decyduje o drukowaniu w piśmie technicznym materiałów otrzymanych od poszczególnych Komisji.

IV. Porządek postępowania.

16. Wnioski i projekty, opracowane przez Podkomisje i Sekcje, z aprobatą odpowiedniej Komisji, ew. Przewodniczącego Komisji, przesyła się do Biura Komitetu, które przedstawia je do uchwały Komisji Ogólnej (patrz par. 14). Wnioski i projekty uzgodnione przez Komisję Ogólną podaje się w Przeglądzie Technicznym do ogólnej wiadomości na przeciąg 1—3 miesięcy, w którym to czasie mogą być zgłaszane do Biura sprzeciwy i krytyka zgłoszonych projektów. Jeżeli projekt nie wywołał sprzeciwów, to uchwałą Komisji Ogólnej przedstawia się plenum Komitetu do zatwierdzenia. W razie, jeżeli zostaną zgłoszone sprzeciwy, Sekretarz Generalny zwołuje konferencję, złożoną z członków Komisji (ew. Podkomisji) właściwej, oponentów i rzeczoznawców, w celu dojścia do porozumienia, i cały materiał przedstawia Komisji Ogólnej dla przekazania ogólnemu zebraniu Komitetu.

17. Normy uchwalone przez Komitet mogą być poddane rewizji decyzją Prezesa Komitetu.

18. Kierownictwo Biura Komitetu spoczywa w rękach Sekretarza Generalnego.

V. Biuro Komitetu.

19. Do czynności Biura Polskiego Komitetu Normalizacyjnego należy:

- a) prowadzenie korespondencji i archiwum Komitetu;
- b) zbieranie i przechowywanie materiałów biur normalizacyjnych zagranicznych oraz rozsyłanie im wzamian prac Polskiego Komitetu Normalizacyjnego;
- c) udzielanie komisjom wszelkich posiadanych materiałów zagranicznych i krajowych, potrzebnych do prac normalizacyjnych, i okazywanie pomocy w ich pracach;
- d) przedstawianie do decyzji Komitetu protokółów i wniosków, otrzymanych od poszczególnych komisji;
- e) prowadzenie protokółów posiedzeń Komitetu i Komisji Ogólnej;
- f) prowadzenie wydawnictwa prac Komitetu;
- g) ogłaszanie projektów norm i materiałów przygotowawczych w piśmie technicznym;
- h) propaganda idei normalizacji.

Wprowadzenie w życie norm formatów papieru w Polsce.

Zgodnie z innymi krajami Europy, P. K. N. jeszcze w grudniu 1925 r. uchwalił polską normę formatów papieru (o-102) i normę zastosowania tych formatów (o-103). Polskie normy są zgodne z normami wydanymi przez Belgię, Szwajcarię, Czechosłowację, Austrię, Węgry, Rosję, Holandję, Szwecję, Norwegię i Finlandję.

Zagranicą wprowadzenie w życie nowych norm papieru postępuje dość szybko, np. w Niemczech obecnie 70 tygodników technicznych oraz 16 pism tygodniowych już wychodzi w formacie normalnym; nadto około 70 większych firm przemysłowych i handlowych wprowadziło nowe formaty w swej korespondencji.

Jakkolwiek u nas ta sprawa postępuje wolno naprzód, to jednak z prawdziwym zadowoleniem można stwierdzić, iż sfera rozumiejąca doniosłość wygód i oszczędności, jakie daje normalizacja papieru i książek, pociągają tę sprawę dobrowolnie naprzód. W roku bieżącym wychodzą w normalnym formacie następujące czasopisma techniczne: „Przegląd Techniczny”, „Mechanik”, „Przegląd Organizacji”, „Gaz i Woda”. Poza tem wszystkie wydawnictwa Instytutu Naukowej Organizacji są wydawane w formacie normalnym. Niektóre fabryki prywatne, jak np. fabryka samochodów „Ursus” w Czechowicach, stosują tylko normalny format papieru, kopert i książek.

Bez wątpienia znacznym bodźcem do rozpowszechnienia normalnych formatów papieru stała się uchwała Rady Ministrów z dnia 12-go grudnia 1926 r., którą to uchwałą wprowadza się, w miarę wyczerpania się posiadanych zapasów papieru w wszystkich urzędach państwowych formaty normalne, według norm P. N. o-102 i o-103, opracowanych i uchwalonych przez Polski Komitet Normalizacyjny.

Polski Komitet Normalizacyjny rozpisal obecnie ankietę do wszystkich większych firm, trudniących się handlem papierem, z zapytaniem, które z nich będą trzymać na składzie wyrobę w nowym formacie.

Po otrzymaniu odpowiedzi, P. K. N. poda do wiadomości te firmy, w których szersze koła konsumentów będą mogły nabywać znormalizowane wyroby papierowe.

Sprawozdania z posiedzeń.

KOMISJA OGÓLNA.

Protokół posiedzenia z dnia 9 marca 1927 r.

Dnia 9 marca 1927 r. odbyło się w Ministerstwie Przemysłu i Handlu posiedzenie Komisji Ogólnej Polskiego Komitetu Normalizacyjnego, pod przewodnictwem p. prof. A. Rogińskiego, Dyrektora Polskiego Komitetu Normalizacyjnego, i przy udziale pp.: mjr. inż. K. Jackowskiego, inż. Wł. Płużańskiego, inż. K. Parniewskiego, inż. L. Gembarzewskiego, inż. J. Piotrowskiego, inż. Z. Przybylskiego oraz przedstawiciela Wydziału Górnictwa Węglowego.

1. Protokół.

Odczytano i przyjęto protokół posiedzenia Komisji Ogólnej z dnia 3 lutego 1927 r. z następującymi poprawkami:

a) w punkcie 5c) zamiast „na stanowisko sekretarza Komisji lotniczej” winno być „na stanowisko przewodniczącego Komisji lotniczej”.

b) w punkcie 10 ostatni ustęp otrzymuje brzmienie następujące: „Prof. L. Karasiński zgodził się opracować to ostatnie oraz ułożyć schemat ramowy”.

2. Sprawa normalizacji armatur mosiężnych.

Dyrektor Komitetu, prof. A. Rogiński odczytuje list od fabryki „Pocisk”, w którym fabryka zwraca się z prośbą o ustalenie typu armatury mosiężnej, celem umożliwienia masowej produkcji. Wobec tego, że sprawa normalizacji armatury mosiężnych jest bardzo aktualna, zaś w zakresie prac podkomisji uzbrojenia armatura parowa nie wchodzi, uchwalono, na wniosek prof. Rogińskiego, stworzyć specjalną Komisję rurociągową z uwzględnieniem uzbrojenia rurociągowego w ogóle. Do tej Komisji uchwalono zaprosić przedstawicieli komisji kotłowej, komisji rur oraz podkomisji uzbrojenia.

3. Sprawa normalizacji sit.

Prof. A. Rogiński referuje wniosek wydziału Górnictwa Węglowego w sprawie zapoczątkowania normalizacji sit do przesiewania pyłu w kopalniach węgla. Wyższy Urząd Górniczy w Katowicach proponuje oprócz zasady normalizacji sit nie na ilości oczek na 1", ew. 1 cm², lecz na wymiarze pierześwitu.

Wobec tego, że w normalizacji sit zainteresowane są również i inne gałęzie przemysłu (np. przemysł młynarski, cementowy i t. d.), uchwalono, na wniosek prof. Rogińskiego, utworzyć Komisję Sit. Wyniki prac Komisji sit przesłać od Międzynarodowego Związku Normalizacyjnego w celu przedyskutowania tej sprawy na terenie międzynarodowym.

4. Pismo Ministerstwa Spraw Wojskowych dotyczące współpracy z P. K. N.

Prof. Rogiński odczytuje z pisma Ministerstwa Spraw Wojskowych część dotyczącą współpracy z P. K. N.

P. mjr. Jackowski zaznacza, iż sprzeciw M. S. Wojskowych omówiony w Par. 14 b mógłby być stosowany tylko w tym wypadku, gdyby P. K. N. nie chciał uwzględnić ujętych w nich istotnych i zasadniczych wymogów.

Wobec powyższych wyjaśnień, Komisja Ogólna przyjęła do wiadomości komunikat M. Spr. Wojskowych i wyraziła zgodę na zasady współpracy, zaproponowane przez M. Spr. Wojskowych.

5. Projekt normy kopert.

Prof. Rogiński proponuje zwiększyć dotychczasowy szereg kopert. Projekt normy kopert przewiduje koperty trzech rodzajów: 1) koperty listowe, 2) torebki listowe i do druków i 3) torebki do wzorów towarowych.

Prócz formatów szeregu C, które były już uchwalone w normie o-103, wprowadza się jeszcze koperty i torebki szeregu B i koperty poszerzone szeregu B do przesyłania wzorów towarowych oraz listów łącznie z kopertami normalnymi (szeregu C).

Na wniosek p. Wł. Płuzańskiego, Komisja Ogólna uchwaliła dodać jeszcze format B5/16 (250 × 100). Postanowiono projekt powyższej normy ogłosić w „Przeglądzie Technicznym”.

Prof. Rogiński powiadamia zebranie o krokach Biura Komitetu, przedsięwziętych w celu szybszego wprowadzenia w życie norm papieru, mianowicie Biuro rozpisało ankietę do wszystkich większych firm handlu papierem z zapytaniem, które z nich będą magazynować wyroby w normalnych formatach papieru.

Po otrzymaniu odpowiedzi, Biuro poda do wiadomości te firmy, w których szersze koła konsumentów będą mogły nabywać normalne wyroby papierowe.

Mirkowska fabryka papieru proponuje narazie wyrabiać 2 gatunki papieru normalnego, mianowicie w gramaturach 65 i 80 g. Jednakże ze względu na to, że urzędy państwowe będą potrzebowały również gorszego papieru na odpisy, Komisja Ogólna zaproponowała wprowadzić jeszcze jeden gatunek papieru tańszego.

Jednocześnie Komisja Ogólna uchwaliła stworzyć komisję do znormalizowania gatunków papieru i ustalenia warunków technicznych dostawy.

6. Sprawa zmiany regulaminu wewnętrznego Komitetu.

Po rozpatrzeniu redakcji regulaminu wewnętrznego, ustalonej na mocy uchwały Komisji Ogólnej z dnia 3 lutego 1927 r., niektórzy członkowie zaproponowali jeszcze następujące uzupełnienia i zmiany:

ustalić porządek postępowania przy wydawaniu norm, oraz zastąpić tytuł „Dyrektor Komitetu” przez „Sekretarz Generalny Komitetu” i zamiast „Prezes Komisji” używać „Przewodniczący Komisji”.

P. mjr. Jackowski uważa, iż byłoby pożądane, w celach agitacyjnych Komitetu, wyzyskać Radiostację Warszawską, wygłaszając popularne odczyty o działalności Komitetu.

W Biurze Polskiego Komit. Normalizacyjnego (Elektoralna 2, gm. Min. Przem. i Han., pokój Nr. 242) oraz w Księgarni Technicznej „Przegl. Techn.” są do nabycia nast. tablice normalizacyjne:

	CENA zł.		CENA zł.
f — 401. Temperatura odniesienia dla narzędzi mierzalnych i przedmiotów warsztatowych	—,25	B — 812. Żeliwne rury wodociągowe. Zwężka kielichowa	—,25
o — 101. Wzór tablicy normalizacyjnej	—,25	B — 813. Żeliwne rury wodociągowe. Zwężka bosa	—,25
o — 102. Formaty papieru	—,25	B — 814. ark. 1. Żeliwne rury wodociągowe. Trójkąt i krzyżak kielichowy	—,25
o — 103. Zastosowania formatów papieru	—,25	B — 814. „ 2. Żeliwne rury wodociągowe. Trójkąt i krzyżak kielichowy	—,25
o — 301. Zamiana długości wzorców calowych na milimetrowe	—,25	B — 815. „ 1. Żeliwne rury wodociągowe. Trójkąt 3-kołnierzowy i krzyżak kołnierzowy	—,25
o — 302. Stalowe wzorce calowe w milimetrach od 1/64" do 12"	—,25	B — 815. „ 2. Żeliwne rury wodociągowe. Trójkąt 3-kołnierzowy i krzyżak kołnierzowy	—,25
o — 303. Stalowe wzorce calowe w milimetrach od 12" do 36"	—,25	B — 816. Żeliwne rury wodociągowe. Odwodniak kielichowy	—,25
o — 304. Stalowe wzorce calowe w milimetrach od 36" do 60"	—,60	B — 817. Żeliwne rury wodociągowe. Korek	—,25
o — 305. Stalowe wzorce calowe w milimetrach od 60" do 72"	—,55	C — 201. Środki skażające dla spirytusu	—,25
o — 306. Stalowe wzorce calowe w milimetrach od 0,001" do 9,999"	—,25	C — 205. Badanie środków skaż. dla spirytusu	1,—
o — 307. Stalowe wzorce milimetrowe w calach od 1 mm do 9,999 m	—,25	C — 206. Normalne aparaty do badania środków skażających	—,25
w — 1. Znakowanie wytrzymałościowe	—,25	C — 901. Skóra. Skóra podszew. używana w wojsku	—,25
w — 3. Próba na rozciąganie. Pomiary próbek	—,25	C — 902. „ „ brandzłowa „ „	—,25
w — 4. „ doraźna żeliwa i stopów nieciągliwych na rozciąganie	—,25	C — 903. „ „ blankowa „ „	—,25
B — 201. Normalny cement portlandzki	—,25	C — 904. „ „ juchtowa „ „	—,25
B — 202. „ „ Próby fizyczne	—,25	C — 905. „ „ surowcowa „ „	—,25
B — 203. Analiza chemiczna cementu portlandzkiego	—,50	C — 906. „ „ na futrówki „ „	—,25
B — 204. Normalny cement portlandzki. Próby wytrzymałościowe	—,25	C — 907. „ „ pergaminowa „ „	—,25
B — 801. Warunki techniczne wyrobu i odbioru żeliwnych rur wodociągowych	—,25	C — 908. „ „ chromowa „ „	—,25
B — 802. ark. 1. Znakowanie rur i kształtek	—,25	C — 909. „ „ Kozuchy, używane w wojsku	—,25
B — 802. „ 2. „ „ „ „	—,25	C — 921. Metody badania skóry	—,25
B — 803. Żeliwne rury wodociągowe. Prostka kielichowa	—,25	G — 101. Średnice normalne wałków i otworów	—,25
B — 804. Żeliwne rury wodociągowe. Prostka kołnierzowa	—,25	S — 201. Silnik samochodowy. Materiały na części stalowe. Wał wykorbiony	—,25
B — 805. Żeliwne rury wodociągowe. Kieliszek	—,25	S — 202. Silnik samochodowy. Materiały na części stalowe. Korbówód	—,25
B — 806. „ „ „ „ Króciec	—,25	S — 203. Silnik samochodowy. Materiały na części stalowe. Wał rozrządczy	—,25
B — 807. „ „ „ „ Nasuwka	—,25	S — 204. Silnik samochodowy. Materiały na części stalowe. Popychacz	—,25
B — 808. „ „ „ „ Łuk kielichowy	—,25	S — 205. Silnik samochodowy. Materiały na części stalowe. Zawór	—,25
B — 809. Żeliwne rury wodociągowe. Krzywka kielichowa	—,25	Koszt opakowania wynosi	—,20
B — 810. Żeliwne rury wodociągowe. Kolano kielichowe i kolano kielichowe ze stopką	—,25	„ specjalnej teczki do norm	1,50
B — 811. Żeliwne rury wodoc. Kolano 2-u kołnierzowe i kolano 2-kołnierzowe ze stopką	—,25	Cena kompletu dotychczas wydanych tablic w specjalnej teczce wraz z opakowaniem wynosi łącznie	16,95