

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

Płatowce na 13 Salonie Lotniczym w Paryżu (18.XI do 4.XII 1932 r.), nap. G. A. Mokrzycki, Profesor Politechniki Warszawskiej.
 Bezsprężarkowe silniki Diesel'a z komorami wstępniemi syst. Körting'a, nap. Inż. Kazimierz Szawłowski.
 Zasady ustrojów rozrządczych hamulców jednokomorowych o sprężonym powietrzu (dok.), nap. Dr. Inż. A. Langrod.
 Przegląd pism technicznych.
 Listy do Redakcji.
 Sprawozdania i Prace Polskiego Komitetu Energetycznego.

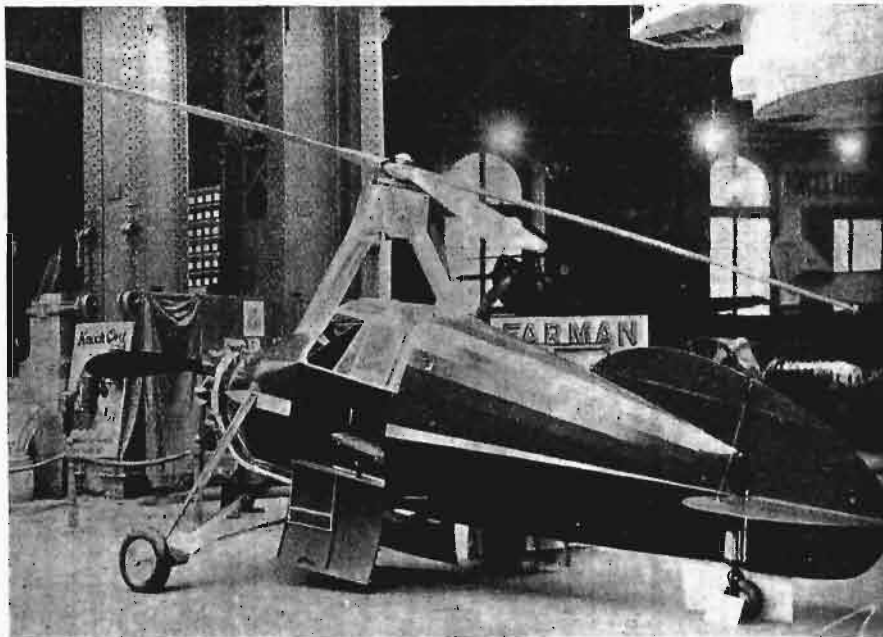
SOMMAIRE:

Les avions présentés au 13-me Salon d'Aéronautique à Paris (18.XI—4.XII. 1932), par M. G. A. Mokrzycki, Professeur à l'Ecole Polytechnique de Varsovie.
 Les moteurs Diesel sans compresseurs syst. Körting, par M. K. Szawłowski, Ingenieur mécanicien.
 Principes de la construction des organes de la distribution des freins à air comprimé (suite et fin), par M. A. Langrod, Dr. ès sc. techn.
 Revue documentaire.
 Correspondance.
 Bulletin du Comité Polonais de l'Énergie.

Płatowce na 13 Salonie Lotniczym w Paryżu (18.XI do 4.XII 1932 r.).

Napisał G. A. Mokrzycki, Profesor Politechniki Warszawskiej.

Wystawa paryska nosi nazwę międzynarodowej. Jakikolwiek przyczyny na to by się składały, musimy stwierdzić, że wystawy paryskie — przynajmniej jeżeli chodzi o płatowce — stają się coraz mniej międzynarodowe, z powodu małej stonkowo ilości eksponatów zagranicznych, i dają właściwie przegląd lotnictwa francuskiego. Płatowców angielskich i włoskich wystawiono niewiele, niema wcale niemieckich, amerykańskich, holenderskich, rosyjskich, czeskich, nie mówiąc już o krajach takich, jak Belgja, Szwecja i t. p.



Rys. 1. Autożyro Ciervy.

Polska.

Natomiast dobrze reprezentowana jest Polska, mająca w tym roku aż dwa duże stoiska. Na jednym znajdują się znane samoloty pościgowe Pań-

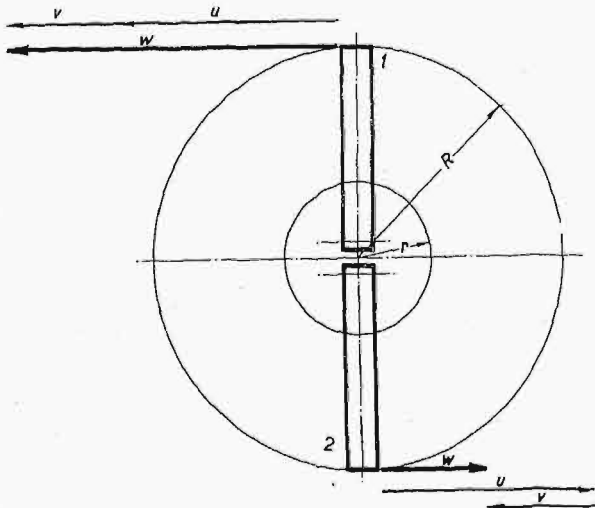
stwowych Zakładów Lotniczych PZL PVIII i będący jego dalszą ewolucją PXI, stanowiące bezsprzecznie jedne z najlepszych samolotów pościgowych wystawy paryskiej i budzące ogólne zainteresowanie.

Na drugim stoisku, oddanem przez Państw. Zakłady Lotnicze do dyspozycji Politechnice Warszawskiej, wystawiono zwycięzcę tegorocznego Challenge'u RWD6. Niestety, zatrzymane złą pogodą, nie zdążyły (do dnia mego wyjazdu z Paryża) przybyć drogą powietrzną na Salon dalsze dwa polskie samoloty sportowe RWD5

i PZL19. A szkoda, bo zainteresowanie polskimi samolotami sportowymi jest duże. Na temże stoisku zakłady Skody umieściły silnik gwiazdkowy „Czarny Piotrus”, przeznaczony dla samolotów turystycz-

2. 251/53

nych, konstrukcji wychowanka politechniki warszawskiej inż. Nowkuńskiego, bardzo pięknie i nowoczesnie przekonstruowany.



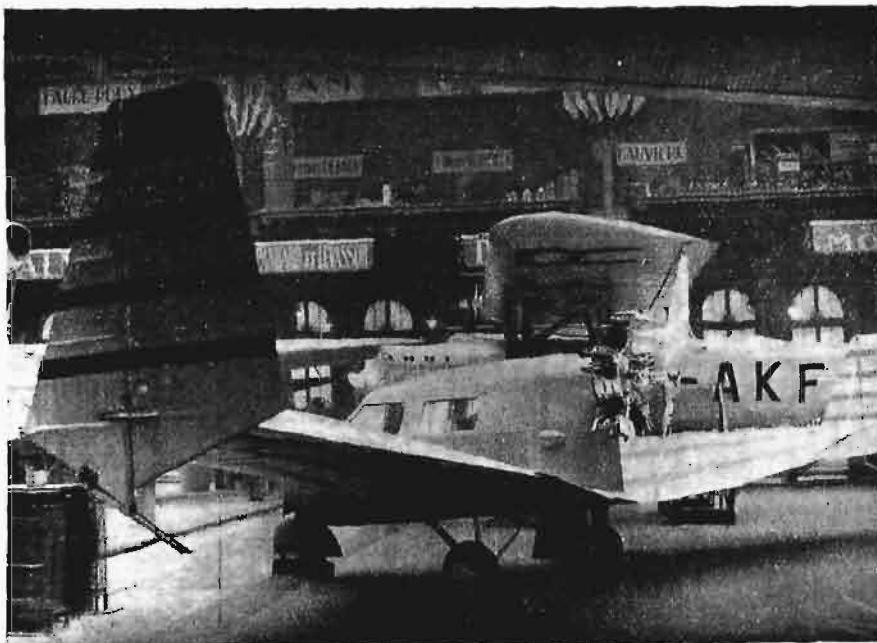
Rys. 2.

Nadto, na stoisku tem umieszczono fotografie, wykresy, modele i publikacje Warszawskiego Instytutu Aerodynamicznego, które to eksponaty budziły również powszechne zainteresowanie fachowców.

Clou salonu.

Przechodząc do omówienia szczegółów, wymienię na wstępie, jako sensację niejako wystawy, autożyro *Cierva C.L. 10* (rys. 1), budowane z licencji przez firmę *Loire et Olivier*. Jako nowość tego autożyra, trzeba wymienić zupełny brak płaszczyzn nośnych nieruchomych i brak steru wysokości oraz lotek. Zasada lotu takiego autożyra jest następująca:

Jak widzimy na fotografii (rys. 1), samolot tego typu posiada wbudowane w mały kadłub o kabine zamkniętej dwa śmigła, jedno normalne, osa-



Rys. 3. Bezogonowiec Nieuport-Delage.

dzone na wale silnika, dające siłę ciągnącą skierowaną w kierunku lotu, i drugie, mogące się obracać dokoła osi pionowej, stanowiące duży wiatrak trzyramienny, napędzany w czasie lotu prądem powietrza. Aby móc, wówczas gdy samolot jest w spoczynku na ziemi, wprowadzić wiatrak w ruch obrotowy ($n \approx 200$ obrotów na minutę), stosuje się napęd z wału silnika, zapomocą sprzęgła i układu wałków oraz kół zębatach; wiatrak jest tak zbudowany, że prędkość obwodowa punktów skrajnych wiatraka u (rys. 2) jest około $m = 2$ razy większa od prędkości lotu autożyra v .

W położeniu 1 prędkość wypadkowa końca ramienia wiatraka jest $w = u + v$, przyczem wiatr owiewa ramię od przodu (od brzegu natarcia) profilu, w położeniu 2 jest $w = u - v$, prędkość jest znacznie mniejsza, ale wiatr owiewa profil również normalnie od przodu, tak że ramię wiatraka pracuje jak normalne skrzydło samolotu. Dzieje się tak

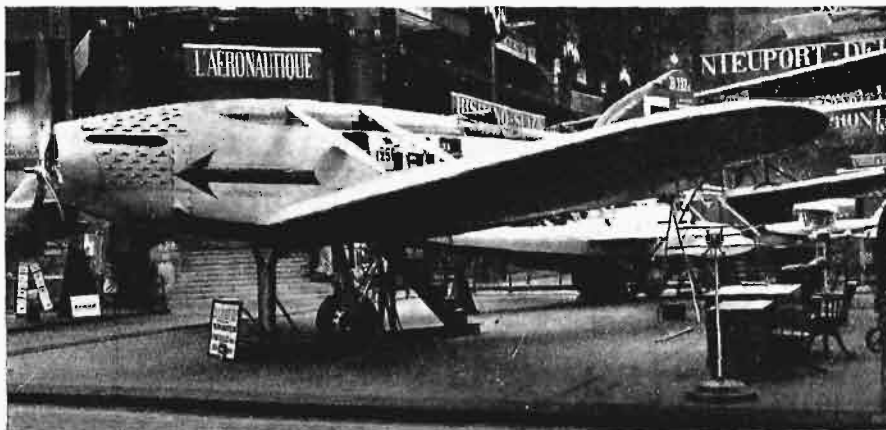
aż do promienia $r = \frac{R}{m}$, dla którego prędkość ob-

wodowa staje się równą postępowej, skutkiem czego $w = 0$. Dopiero dla promieni mniejszych od r profil w pewnych położeniach jest odmuchiwany nienormalnie, więc od tyłu, co jest złe z punktu widzenia aerodynamicznego. W położeniach pośrednich, między 1 i 2, mamy również warunki pośrednie. Pozatem wektor prędkości względnej nie leży w płaszczyźnie profilu, prostopadłej do brzegu natarcia (jak to jest dla skrzydła normalnego samolotu), lecz tworzy z nią pewien kąt, t. zw. kąt zbieżności, który nieco zmienia warunki pracy profilu, tak że skutkiem tego praca aerodynamiczna takiego skrzydła, mającego zamiast ruchu postępowego ruch złożony postępowo-obrotowy, jest nieco gorsza niż skrzydła normalnego. Za to urządzenie to pozwala (z chwilą, gdy wiatrak jest w ruchu) na prawie że pionowe lądowanie i niemal bez

wybiegu, gdyż skrzydła wiatraka mają wystarczającą prędkość względem powietrza nawet wówczas, gdy $v = 0$, oraz wykluczają t. zw. stratę szybkości, bardzo niebezpieczną dla zwykłych samolotów, tworząc w ten sposób z autożyra najbezpieczniejszy ze znanych dziś samolotów.

Aby wyrównać pulsujący moment w czasie jednego obrotu, utwierdza Cierva łopatki wiatraka przegubowo, przez co moment na przegubie staje się zerem, a ramię śmigła, wahając się w czasie obrotu dokoła przegubu tak, że wypadkowa sił zewnętrznych przechodzi stale przez przegub, nie niepokoi środka ciężkości autożyra. Sterowanie w wystawionym typie odbywa się zapomocą przechylenia osi głównej wiatraka naprzód i w tył

oraz na prawo i lewo, oraz normalnym sterem kierunkowym. Całe dwuosobowe autożyro z silnikiem Pobjoy 75KM waży w locie tylko 500 kg, szybkość maksymalna zapowiadana jest około 165 km/godz.

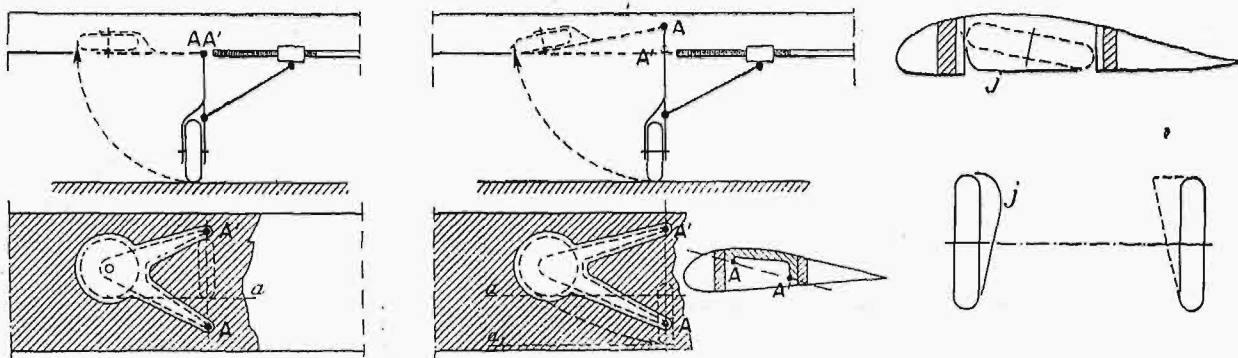


Rys. 4. Płatowiec Blériot 111,5.

Drugą konstrukcją, zasługującą na specjalną uwagę, jest bezogonowiec *Nieuport-Delage* (rys. 3) z silnikiem 120 KM, kabinka 2-miejscowa, siedzenia obok siebie. Skrzydła w strzałę, układ

bja z 230 KM Salmsonem, zgrabna łodziowa limuzynka 3-miejscowa.

Marcel Bloch. Typ 91 i 92 — turystyczne samoloty dwumiejscowe z 102 KM silnikiem Renault.



Rys. 5. Podwozie składane płatowca Blériot 111,5 (szkic „L'Aéronautique”).

wzorowany na niemieckim bezogonowcu *Lippisch'a*, którego ostatnie typy wykazywały podobno duże niedoskonałości w locie. Układ skrzydeł w strzałę nie jest idealnym rozwiązaniem t. zw. „latającego skrzydła” i stanowi właściwie obejście trudności, gdyż końce skrzydła zwichrzone i posunięte ku tyłowi stanowią niejako zamaskowany statecznik. Samoloty bezogonowe o dużej strzale latały już przed wojną, a ostatnio szereg tego rodzaju typów, jak np. *Pterodactyl* angielski, latało zadowalająco. Ideałem, do którego się dziś dąży, to skrzydło prostokątne lub ze względów wytrzymałościowych trapezowe, stateczne samo w sobie; zadanie to jest trudne i nie jest do dziś należycie rozwiązane.

Pozatem szczególną uwagę zwracało składane w locie podwozie *Blériota 111,5* (rys. 4 i 5), stanowiące nowoczesny wysiłek w kierunku redukcji oporów szkodliwych w czasie lotu; w dziedzinie tej przodują dziś Stany Zjednoczone ze swymi słynnymi samolotami komunikacyjnymi *Lockheed*.

Poniżej omówimy w porządku alfabetycznym wystawców poszczególnych krajów.

Francja.

A. N. F. Mureaux. Pościgowiec jednomiejscowy 170 C 1. z silnikiem 50 KM Hispano (skrzydła wygięte, podobnie jak PZL), komunikacyjny 140 T, 3 × 120 KM Salmson (6 osób), turystyczny 160 T z silnikiem 95 KM, Renault.

Bernard. Jedne z najlepiej pod względem aerodynamicznym opracowanych samolotów francuskich, odznaczające się czystymi, płynnymi liniami. Typ 75 C 1 — pościgówka jednomiejscowa; TS 200 — turystyczny, wcale piękny płatowiec, o ciekawie rozwiązaniem podwoziu jednoogonowym, z amortyzacją całkowicie skrytą w kadłubie.

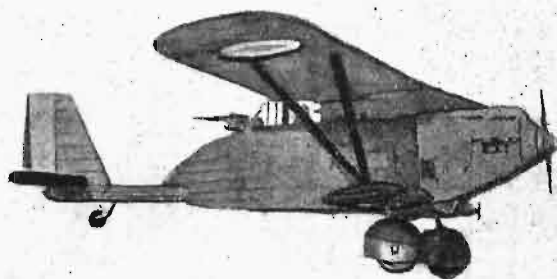
Blériot. Wspomniany już płatowiec 111,5 z silnikiem 500 KM Hispano (rys. 4 i 5). Drugi płatowiec to amfi-

bja z 230 KM Salmsonem, zgrabna łodziowa limuzynka 3-miejscowa.

Marcel Bloch. Typ 91 i 92 — turystyczne samoloty dwumiejscowe z 102 KM silnikiem Renault.

Typ 80 — sanitarka, dolnopłat z silnikiem 135 KM Salmson.

Bréguet pokazuje całkowicie stalowy wojskowy płatowiec obserwacyjny, stanowiący dalszą ewolu-

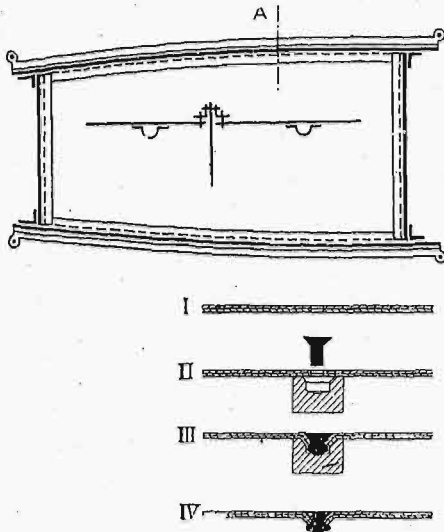


Rys. 6. Bréguet „Tout acier” (foto „Les Ailes”).

cję typu 27. Charakterystyczną cechą jest mała wymiarami belka kadłubowa (rys. 6), pozwalająca na doskonały obstrzał do tyłu, na której, jako elemen-

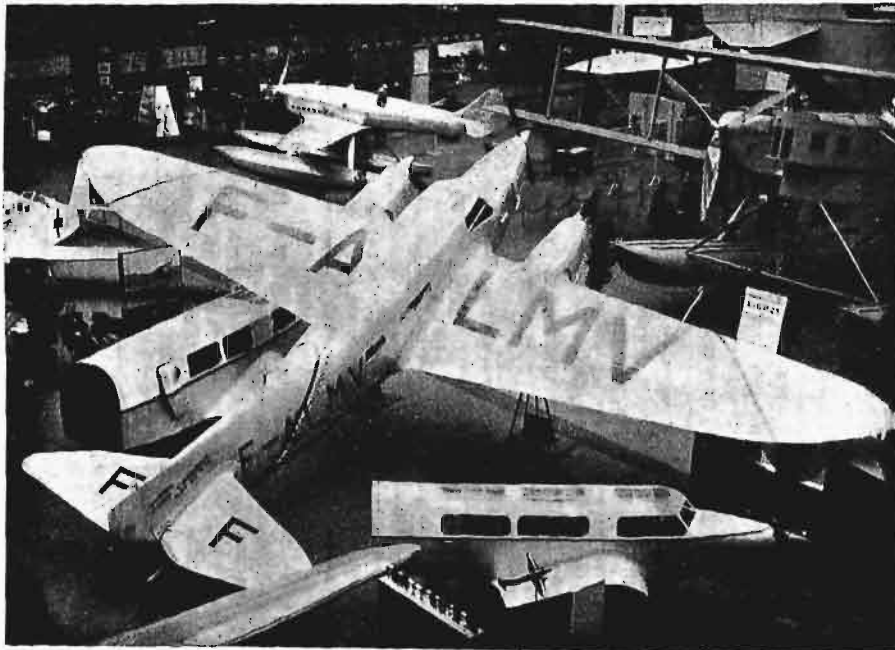
cie nośnym zamontowana jest kabina. Szybkość podawana przez fabrykę: 310 km/godz. Wyposażenie wojskowe pierwszorzędne. Jest to jedna z najpiękniejszych współczesnych maszyn obserwacyjnych. Warsztatowe wykonanie skomplikowane i zawite, wymagające dużych urządzeń.

CAMS. Typ 55—6 — wodnopłat łodziowy do wywiadu i bombardowania (waga w locie 6 500 kg).



Rys. 7. Skrzydło kesonowe Caudron P. V. 200. (Szkic „L'Aéronautique”).

Caudron. Dwiejścowy płatowiec szkolny lub turystyczny Luciol. Następnie typ C 282 Super-Phalene, 4-miejscowy turystyczny, posiada opuszczoną z tyłu klapę, mającą dać t. zw. „nadnośność”, t. j. w rezultacie małą prędkość lądowania (jeszcze nie oblatany), wreszcie typ PV200 (licencja Vizcaya) — piękna amfibija sportowa. Na uwagę za-



Rys. 8. Płatowiec Cousinet 33.

sługuje keson dźwigarowy skrzydła (rys. 7) (Aéronautique) i nitowanie pokrycia nitami o główkach frezowanych.

Cousinet. Młody konstruktor, którego kreacje cechuje rzadko we Francji spotykana czystość linii aerodynamicznych, odbiegająca od szablonu.

Typ 33 (rys. 8) 3 × Gipsy III 120 KM, samolot turystyczny, który odbył raid Francja — Nowa Kaledonia. Obok pokazane były 2 kadłuby z urządzeniem wnętrza.

Dewoitine. Rasowy wodnopłat wyścigowy, budowany na wyścig o puchar Schneider'a (rys. 9). Płatowiec o ślicznych liniach.

Farman. Wystawia 4 samoloty turystyczne.

Hanriot. Typ LH 13 treningówka. Typ LH 130 dolnopłat, zwycięzca Coupe Michelin; szkoła i trening wyższego stopnia.

Kellner-Bechereau. Bardzo interesująca konstrukcja, powłokowa, (budowane na szablonach, podobnie jak swego czasu drewniane kadłuby „Spadów”), zarówno skrzydła o konstrukcji kesonowej (cała przednia i środkowa część profilu skrzydła tworzy dźwigar kesonowy, do którego doczepia się tył skrzydła), jak i kadłuba powłokowego, o małym ciężarze i eleganckiej, płynnej linii opływu. Dolnopłat.

Latécoere. Typ Lat 29 — wodnopłat torpedowy z silnikiem 650 KM Hispano.

Levasseur. Typ PL 151 — wodnopłat torpedowy.

Loire et Olivier wystawia dwa olbrzymy o ciężarze 8 500 kg (hydro) i 15 000 kg lądowy bombowy, oraz wspomniane już autożyro (jeszcze nie latało.)

Moraine-Saulnier. Typ 332 — samolot akrobacyjny i sportowy. Typ 315 — treningówka. Typ 230 — trening i akrobacja, Typ 225 — pościgówka jednomiejscowa z silnikiem Gnome-Rhône 500 KM.

Nieuport. Typ 580 — samolot dalekiego wywiadu, silnik Hispano 650 KM. Typ 590 nazwany typem kolonialnym. Bardzo nie szablonowa konstrukcja. 3 silniki Lorraine à 300 KM (rys. 10) specjalny kształt tyłu kadłuba o przekroju T, pozwalający na doskonały obstrzał w tył i w dół. Kadłub jest dwudzielny. Nadto omówiony już bezogonowiec.

Potez. Typ 43 — sportowy. Typ 51 — treningowy. Typ 45 — hydro katapultowe (wywiad) ma dość ładne linje i ciekawie umieszczony silnik (rys. 11), wreszcie typ 45, wywiadowczy górnopłat z zastrzałem, mający w razie potrzeby (bombardowanie) doczepiane skrzydło dolne.

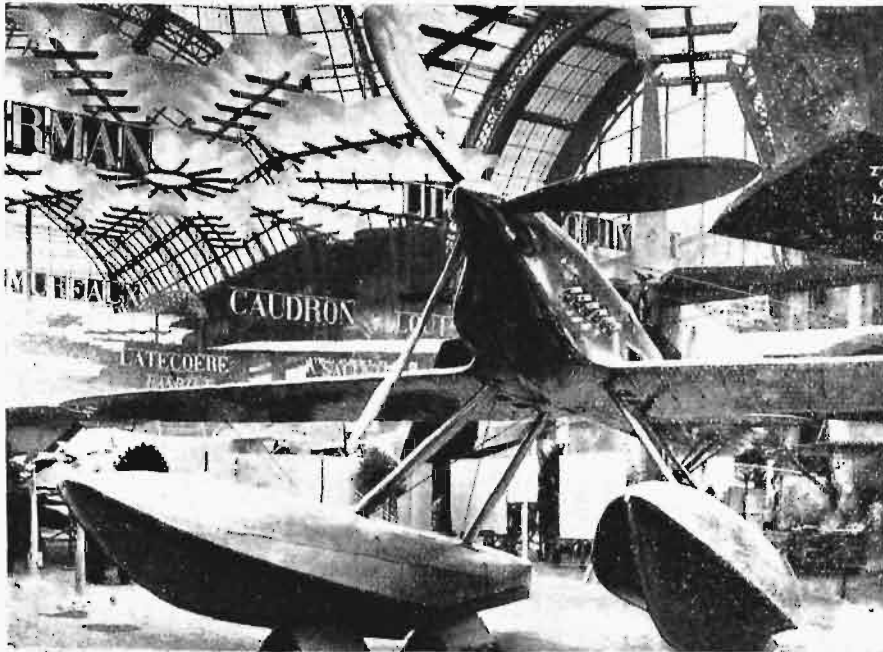
SAFA. Typ 43 — licencja Koolhovens; samolot 4 miejscowy turystyczny.

SPCA. Typ 80 (300 KM) i 90 (3 × 135 KM), typy sanitarne i kolonialne.

Wilbault-Peuhoet. Typ 282 T 12 — komunikacyjny, 3 × 350 KM. Typ 365 T7 — komunikacyjny; silnik 500 KM.

Zodiac. Typ Mauboussin 121 — sportowy z silnikiem Salmson 45 KM.

uruchomić w Polsce produkcję śmigieł metalowych, choćby narazie z licencji.



Rys. 9. Wodnopłat wyścigowy „Dewoitine”.

Nie omawiając zupełnie silników, który to dział wypadł, mojem zdaniem, bardziej interesująco od płatowców, muszę podkreślić duży wysiłek, jaki Francja zrobiła w kierunku budowy śmigieł metalowych, zwykłych oraz o zmienialnym skoku na ziemi, a nawet w czasie lotu. Uderza zwłaszcza konstrukcja Farmana, gdzie przekręcanie ramion w czasie lotu odbywa się z napędu wału głównego silnika, na którego czopie odpowiednie zazębienie wewnętrzne z piastą śmigłową pozwala, przez zaciśnięcie taśmy na jednym z dwóch istniejących hamulców, wywołać ruch względny wału i piasty, nie przerywając normalnej pracy śmigła; ten obrót względny powoduje przekręcanie ramion śmigła w jedną lub drugą stronę,

dzinach lotu i kadłub „Osprey”, o szkieletie zbudowanym z nierdzewiejącej stali.

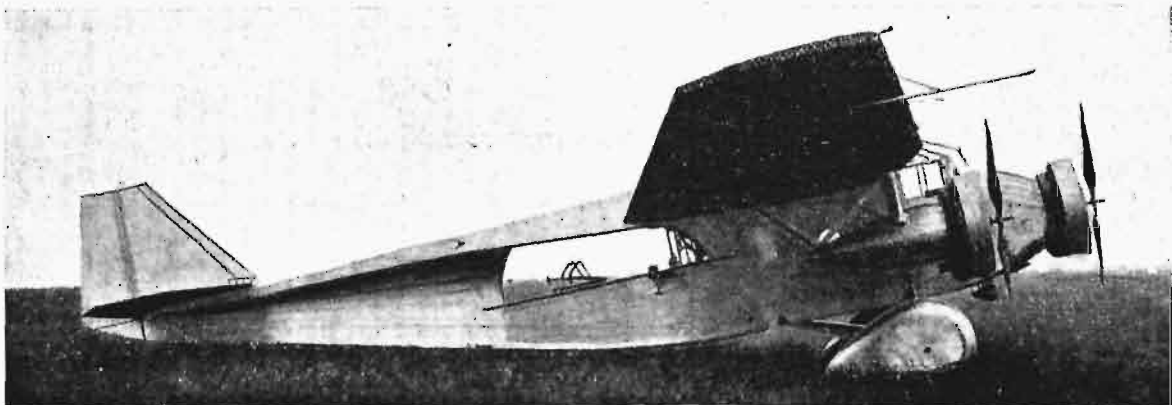
Italia.

Breda. Typ 19 — szkolna akrobatyczna jednomiejscówka. Typ 25 — szkolna maszyna dwumiejscowa.

Caproni. Typ 97 — samolot komunikacyjny.

Fiat. Typ CR30 (600 KM) — pościgówka jednomiejscowa z silnikiem Fiat A30R, szybkość podawana przez fabrykę wynosi 360 km/godz.

Savoia-Marchetti. Typ 66 — wodnopłatewiec, 3 silniki Fiata po 700 KM, ładunek 3000 kg, śmi-



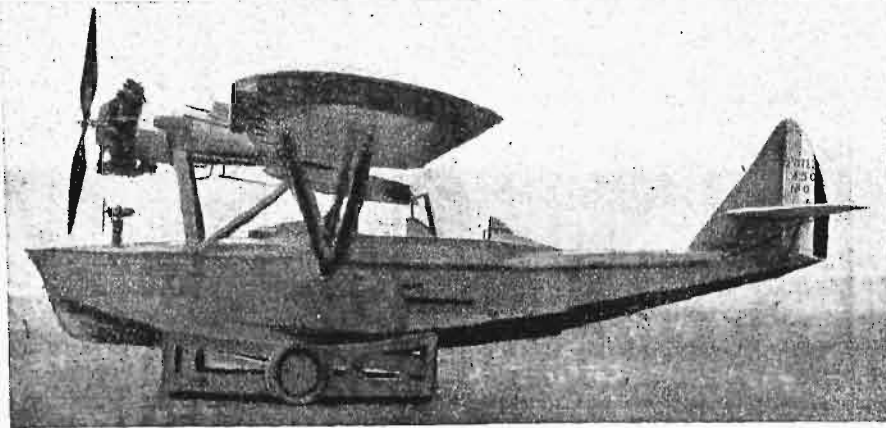
Rys. 10. Płatewiec kolonialny Nieuport — Delage 590 (foto „L'Aeronautique”).

zależnie od użycia jednego lub drugiego hamulca. Wobec znaczenia śmigła metalowego i faktu, że drewniane znikają z użytku, musimy koniecznie

gła cisańce, 2 pływaki z łącznicami (bez kadłuba), do których przytwierdzone jest usterzenie; typ będący ewolucją znanego S 55.

Wnioski.

Widzimy, że udział samolotów niefrancuskich jest minimalny, tak że możemy tylko podsumować wrażenia, dotyczące lotnictwa francuskiego. Bezspornie widzieliśmy szereg maszyn pięknych. Jednakże, jak to zresztą podkreśla większość prasy



Rys. 11. Wodnopłat katapultowy wywiadowczy Potez 45 (foto Aérophile).

francuskiej, nawet codziennej, to co pokazano nie stoi w proporcji do olbrzymiego, (wynoszącego przeszło 2½ miljarda franków) rocznego budżetu lotnictwa francuskiego. Salon francuski stał się Mekką lotniczą, do której co 2 lata ciągną liczne pielgrzymki inżynierów lotniczych z całego świata. Te łakną czegoś innego niż poprawnych przeciętnych rozwiązań konstrukcyjnych. Chcielibyśmy zobaczyć rzeczy zupełnie nowe, konstrukcje przełomowe. Chcemy widzieć wytrasowane nowe drogi postępu lotniczego. I muszę z wielkim żalem, jako prawdziwy wielbiciel geniuszu narodu francuskiego i kultury francuskiej i jako były student akademickiej szkoły lotniczej francuskiej, stwierdzić, że Francja, kolebka lotnictwa światowego, że Francja — kraj genialnych pomysłów i rozwiązań, straciła od lat kil-

ku przodujące miejsce w lotnictwie światowym i nie potrafiła go po dziś dzień odzyskać. Jakże są tego przyczyny? Trudno nam sądzić te sprawy, jednak to pewne, że nie w strukturze umysłu francuskiego należy ich szukać. Jedni z wtajemniczonych twierdzą, że nadmierna wszechwładza biurokracji zabija każdą inicjatywę twórczą, nie akceptowaną przez „odnośnego referenta”, inni — że fabryki gonią przede wszystkim za pracami zyskownymi, nie chcąc angażować się w ryzykowne studia, inni znów, że starzy konstruktorzy, zdobywszy sobie stanowiska wybitne, nie chcą dopuszczać młodych sił do samodzielnej pracy. Nawet sfer oficjalne czują, że nie całkiem dobrze się dzieje, i stworzyły jakąś skromną Service des Recherches, której interesujące eksponaty, dotyczące prac badawczych i pionierskich, zajmowały skromne, ciemne kąty w galerji pierwszego piętra.

Pracy badawczej, pracy naukowej i pionierskiej nie można uważać za „profesorski”, „nieżyciowy”, balast lotnictwa, a cenić jedynie „praktyczny” dorobek lotniczy. Bez pracy badawczej „naukowej” nie ma zdobyczy „praktycznych”, podobnie jak bez źródeł nie można mieć wody w rurze wodociągowej.

Twórczość i praca badawcza muszą być postawione w lotnictwie na pierwszym miejscu, bez nich lotnictwo zamiera.

Gdy prace francuskiego Service des Recherches zejdą na dół Salonu i zajmą dużo miejsca na poczesnych, jasnych stoiskach, geniusz lotnictwa francuskiego rozbłyśnie nanowo i Francja zajmie znów przodujące miejsce w lotnictwie światowym. My, Polacy, jako prawdziwi przyjaciele Francji, życzymy jej jaknajszczerzej, aby już następny Salon w r. 1934 mógł dać dowody jej prymatu lotniczego.

Bezsprężarkowe silniki Diesel'a z komorami wstępnymi syst. Körting'a.

Napisał Inż. Kazimierz Szawłowski, Grudziądz.

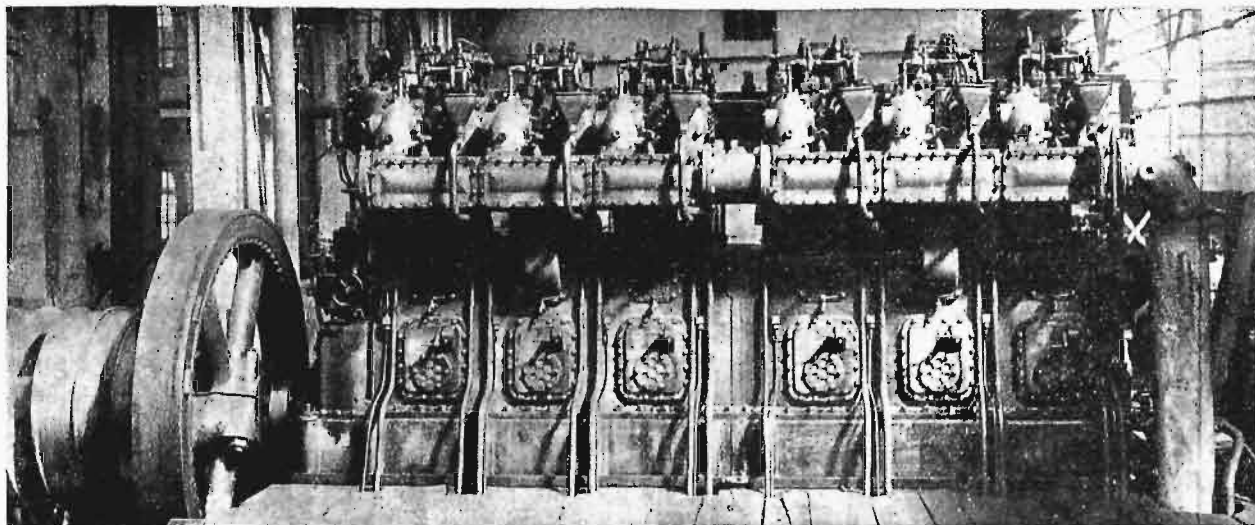
Charakterystyka rozpylania przez komory wstępne.—Ogólna budowa silników pionowych.—Pompka i zawór do wtrysku paliwa.—Komory wstępne.—Regulacja i rozruch.—Rozchód paliwa i ogólne warunki pracy na podstawie odbiorów gwarancyjnych i wykresów indykatora.

Dotychczasowe rozpylanie powietrzne paliwa w klasycznych silnikach Diesel'a, wymagające wielostopniowej sprężarki powietrza i licznych urządzeń dodatkowych, komplikuje budowę silnika oraz nastęrcza trudności w obsłudze. Wielostopniowa sprężarka zużywa 6 do 8% mocy silnika i bywa często przyczyną nieoczekiwanych przerw w ruchu.

To też idea uwolnienia silnika Diesel'a od niewygodnego satelity-sprężarki i związana z tem zmiana powietrznego rozpylania paliwa na zwykłe

hydrauliczne istniała już oddawna. Usiłowania podejmowane w tym kierunku przez różnych wynalazców obejmują duży okres czasu i, można rzec śmiało, sięgają początków istnienia silnika Diesel'a.

Idea ta dopiero po wojnie światowej nabrała specjalnego znaczenia i została ostatecznie pomyślnie zrealizowana. Rozpylanie paliwa na drodze hydraulicznej rozwiązano na dwa zasadnicze sposoby: rozpylanie bezpośrednie do przestrzeni dawkowych cylindrów i pośrednie, przez komory wstępne, wbudowane w głowice. Obydwa sposo-



Rys. 1. Sześciocylinndrowy silnik o mocy 360 KMe, 300 obr./min (typ starszy). Widok od strony wydechowej.

by w różnych wykonaniach mają swoich zwolenników i równie są stosowane przez liczne firmy. Klasyczny typ silnika Diesela o mocy małej i średniej znika zupełnie i tylko jeszcze niektóre większe jednostki okrętowe obecnie wykonywa się według dawnych utartych zasad.

Bezsprężarkowe silniki pod względem sposobu rozpylania różnią się ciśnieniami roboczymi pomp paliwowych, przekrojami dysz rozpylaczy oraz budową samych przestrzeni dawkowych cylindrów. Wtrysk bezpośredni wymaga bardzo wysokich ciśnień pomp paliwowych: 300 do 400 atm i małych otworków dysz: 0,1 do 0,2 mm średnicy; jest czuły na gęstość paliwa i dobroć filtrowania. Do olejów ciężkich, zawierających łatwo koksujące się składniki, niezupełnie się nadaje. Wtrysk przez komory wstępne wymaga prężności wytwarzanej przez pompki w granicach 60 do 80 atm i wobec większych wolnych przekrojów rozpylacza, 1,4 do 2,2 mm średnicy, jest pewniejszy w ruchu, nawet przy użyciu ciężkich paliw, zawierających aromatyczne związki węglowodorowe, np. olei z suchej dystalacji węgla kamiennego i t. p.

Sposób rozpylania pośredniego wprowadza do silnika Diesela nową część, t. zw. komorę wstępną, w której spala się mała dawka paliwa przy dużej wyższej ciśnienia, przewyższającej znacznie ciśnienie sprężania w cylindrze, która to zwykła wydmuchuje przez przesmyk komory resztę dawki do cylindra. Spalanie w komorze odbywa się w korzystnych warunkach mieszania się paliwa w przeciwnym kierunku z powietrzem z cylindra, gdyż w czasie wtrysku gorące powietrze przedostaje się do komory z wielką szybkością, wskutek nierównego przebiegu sprężania w cylindrze i w komorze. W przeciwieństwie do klasycznego silnika Diesela, medium rozdrabniające paliwo jest w tym sposobie gorące.

W artykule poniższym zajmiemy się opisem silników bezsprężarkowych z komorami wstępnymi według patentu firmy Körting (Hannover). Silniki tego typu budowane są na polskim obszarze cełnym w Stoczni Gdańskiej.

Ogólna budowa typów pionowych.

Silniki pionowe, budowane przez wspomnianą firmę w wypróbowanym czterosuwie, mocy 100 do 1500 KMe i 187 do 325 obr./min, przystosowane są głównie dla elektrowni.

Rys. 1 przedstawia znormalizowany typ skrzynkowy o mocy 360 KMe przy 300 obr./min; w silnikach nowszej konstrukcji niż rys. 1 skrzynki korbodów oraz płaszcze cylindrów tworzą jeden odlew, przez co uzyskano mniej powierzchni obrabianych oraz usunięto wielką ilość śrub połączeniowych.

Na rys. 2 widzimy silnik sześciocylinndrowy o mocy 900/1000 KMe przy 187 obr./min, nagrodzony na Powszechnej Wystawie w Poznaniu, ustawiony obecnie w elektrowni miejskiej w Zakopanem.

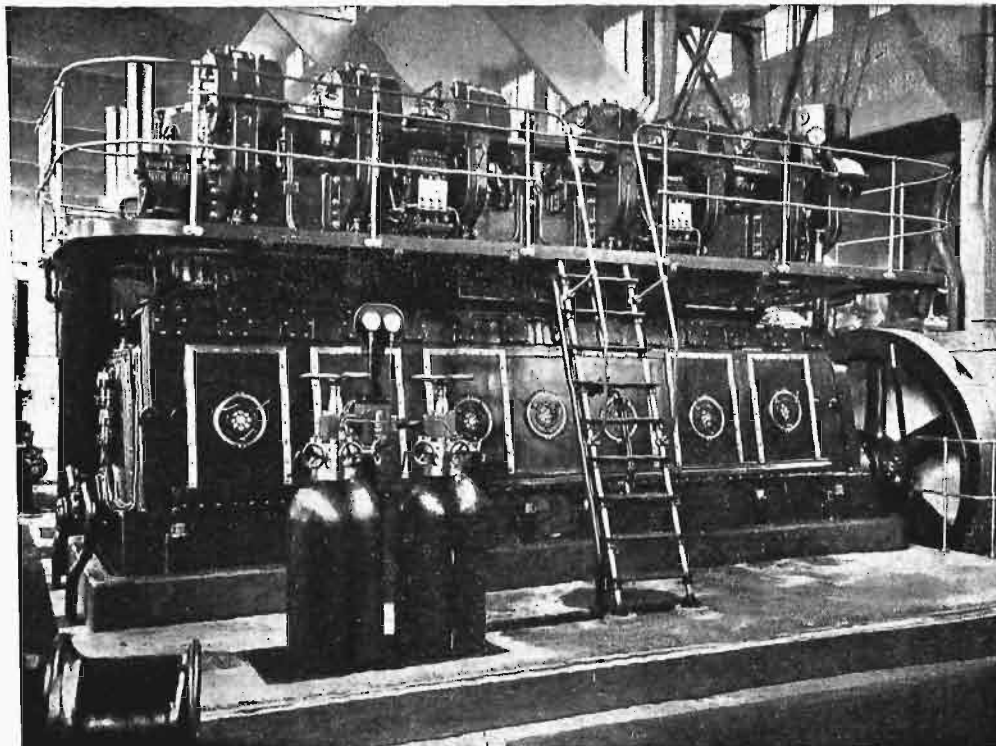
Rys. 3 pokazuje przekrój nowszego silnika sześciocylinndrowego o mocy 360 KMe, 300 obr./min (średnica cylindra 325 mm, suw roboczy 420 mm). Rama fundamentowa jednolita, należycie użebrowana, zapewnia dostateczną sztywność i wytrzymałość na działanie sił masowych. Na ramie osadzone są skrzynki korbodów, odlane wraz z cylindrami, przy czym sześć cylindrów tworzą dwa odlewy, jako kombinacja dwu trzycylindrowych. Całość jest wystarczająco mocna dla uchwycenia natężeń, wywołanych siłami tłokowymi. Naturalnie tuleje robocze cylindrów są wstawiane osobno, wymienne. Tłoki typu nurowego, niedzielone, z wkładanymi denkami, w konstrukcji odlewu pozwalają odpowiednio rozłożonym materiałem na równomierne obciążenie cieplne. Od strony wewnętrznej mają przyśrubowane blachy ochronne, które zapobiegają padaniu oliwy na ich gorące denka. Dopasowanie tłoków do tulei cylindrów zapewnia spokojną pracę silnika, bez obawy zatarcia się i nieprzyjemnego tłuczenia, mimo znacznych, szybko zmiennych, sił poprzecznych, na jakie narażone są ich powierzchnie wodzące.

Głowice cylindrów, połączone ośmiu śrubami z płaszczem cylindra, mają skośnie wbudowane

komory wstępne i posiadają otwory dla zaworów wpustowych, wydechowych, rozruchowych i bez-

odbywa się krzywkami poziomego wału sterowego, ułożonego w szczelnej ostonie u góry, wzdłuż cylindrów, na konsolach, wspólnie odlanych z płaszcami cylindrów. Poziomy wał sterowy uruchamia również krzywkami nurniki wszystkich pompek paliwowych. Regulator na pośrednim, pionowym, wale sterowym działa na pompi przez wał regulacyjny. Obsługę dźwigni manewrowych dokonuje się z podestu, obejmującego całą długość silnika (rys. 3).

Smarowanie silników wykonane jest jako obiegowe pod ciśnieniem. Z karteru ramy fundamentowej oliwa spływa do zbiorników, z których pompa trybowa zasysa i tłoczy przez filtr podwójny oraz chłodnicę zpowrotem do silnika. Do kontroli smarowania słu-

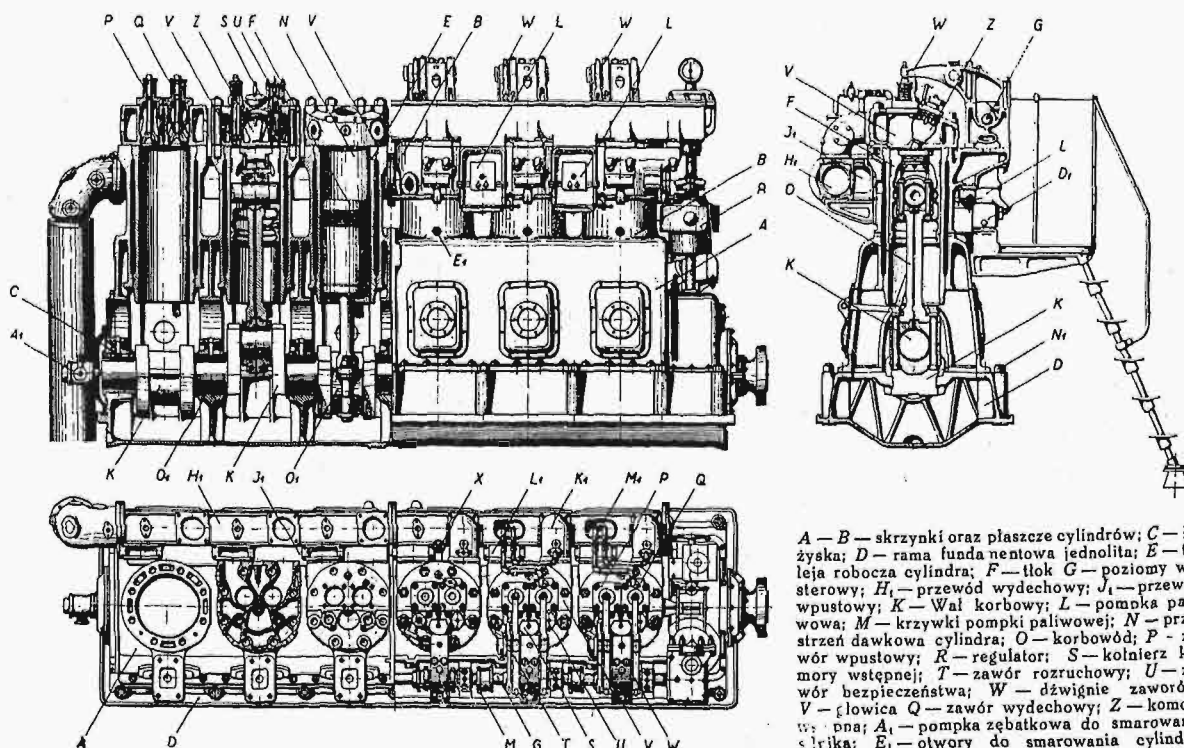


Rys. 2. Silnik sześciocylindrowy o mocy 900 do 1000 KMe, 187 obr./min.

pieczeństwa. Zakończenia komór są w środku cylindrów. Zawory bezpieczeństwa sprężynowe, ustawione na 50 atm, zapobiegają wzrostowi ciśnienia, jakie mogą powstawać podczas rozruchu wskutek ewentualnych wczesnych zapłonów. Sterowanie zaworów wpustowych, wydechowych i rozruchowych

żną manometry, wskazujące ciśnienie oliwy przed filtrem i przed silnikiem.

Przy niektórych typach stosowane jest specjalne urządzenie automatyczne, zapobiegające pracy silnika, skoro z jakichkolwiek przyczyn spadnie ciśnienie oliwy smarującej poniżej 0,4 atm, np. pęk-



A — B — skrzynki oraz płaszcze cylindrów; C — łożyska; D — rama fundamentowa jednolita; E — tuleja robocza cylindra; F — tłok; G — poziomy wał sterowy; H₁ — przewód wydechowy; J₁ — przewód wpustowy; K — Wał korbowy; L — pompa paliwowa; M — krzywki pompy paliwowej; N — przesłona dawkowa cylindra; O — korbowód; P — zawór wpustowy; R — regulator; S — kolnierz zaworów; T — zawór rozruchowy; U — zawór bezpieczeństwa; W — dźwignie zaworów; V — łożyska; Q — zawór wydechowy; Z — komora wtryskowa; A₁ — pompa zębatkowa do smarowania; E₁ — otwory do smarowania cylindra;

Rys. 3. Silnik sześciocylindrowy o mocy 360 KMe, przy 300 obr./min.

nie rurka doprowadzająca smar, zanieczyści się filtr. W tym celu zbiornik pływaka, dopuszczającego dopływ paliwa do pompki paliwowej, pozostaje pod wpływem tłoczka automatu, przez który przepływa oliwa smarująca. W razie spadku ciśnienia oliwy tłoczek automatycznie zamyka dopływ paliwa do pływaka, a tem samem do silnika.

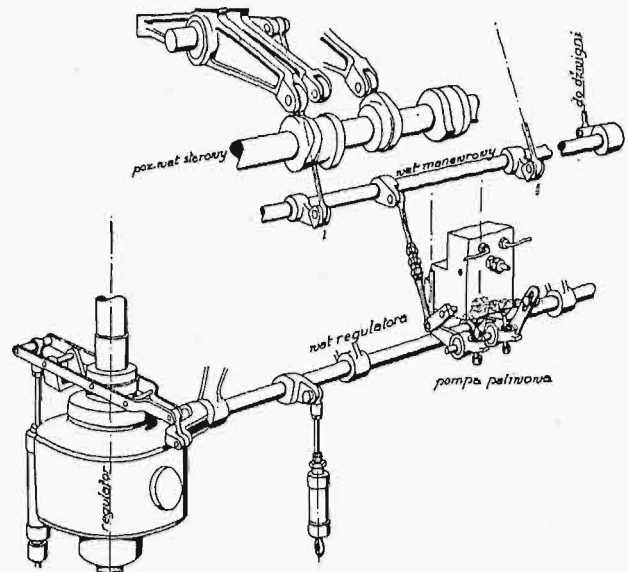
Temperatura maksymalna łożysk, jak również głów korbowodów, mierzona po długotrwałym biegu, nie przekracza normalnie 45°C .

Do przestrzeni korbowych dostęp jest wygodny, duże otwory zamykają szczelnie pokrywy o dziesięciu śrubach, przyczem w pokrywach są płytki, zabezpieczające skrzynki korbowe od eksplozji powietrza przesyconego parą oliwy, rozpryskiwanej z łożysk, jaka czasem zdarza się w silnikach, posiadających niechłodzone tłoki nurkowe.

Pompa i zawór do wtrysku paliwa. Regulacja.

Pompkę paliwową, wykonaną w bloku jako podwójną, — każda dla 2 cylindrów — przedstawia rys. 5. Kształt krzywek sterujących nurniki pozwala na łagodne zasysanie oraz gwałtowne wytłaczanie paliwa do zaworu wtryskowego. Dokładne ustawienie krzywek na wale sterowym możliwe jest przez obracanie ich w kulisach. Kąt wyprzedzenia krzywek zależy od długości przewodu tłoczącego pompki i liczby obrotów silnika. Dla

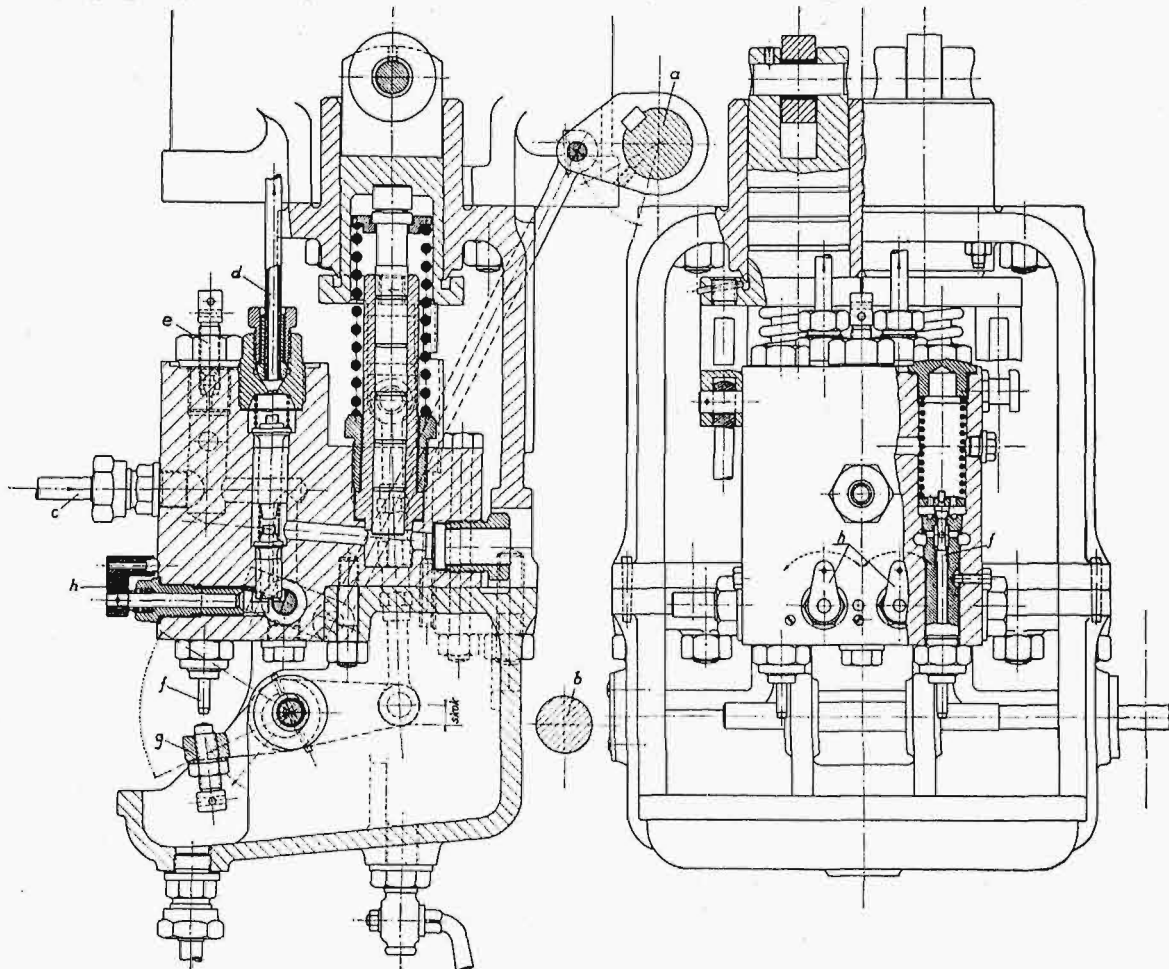
typów normalnobieżnych wyprzedzenie wynosi około $18\text{--}20^{\circ}$ przed punktem zwrotnym tłoka. Do-



Rys. 4. Szkic perspektywiczny stawidła regulacji silnika.

prowadzanie paliwa pod zaworki ssące pompki jest dla każdej przestrzeni cylinderka wspólne.

Zaworki ssące i tłoczące, ułożone względem siebie piętrowo, mają stożkowe siedliska (90°) i prowadzenie grzybków, obciążonych słabami



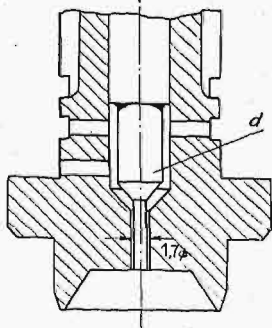
Rys. 5. Pompka paliwowa podwójna.

a — wał manewrowy; b — wał regulacyjny; c — przewód ssący; d — przewód tłoczący; e — iglicowy zawór odpowietrzający; f — zawór sterowy; g — korba regulacji mechanicznej; h — korba ręczna do podnoszenia zaworków pompki.

sprężynami, wykonane w kształcie gwintu trójzwojowego. Wytlaczanie dawki paliwa odbywa się dla każdego cylindra osobno, ponad zaworkami tłoczącymi.

Do usuwania powietrza z przestrzeni cylindrków przewidziane są t. zw. zawory odpowietrzające. Cały przewód tłoczący pompki, aż po zawór wtryskowy, można uwolnić od powietrza przez napompowanie objętości cylindrków pompką ręczną, wzgl. samym tłoczkiem pompki paliwowej, chwytanym odpowiednio dźwignią, dodaną w tym celu do silnika. Przez zastąpienie pompki ręcznej, w nowym wykonaniu, tłoczkiem pompki naliwowej, zmniejszono ilość nawierceń w bloku i wogóle uproszczono jej budowę. Do usuwania powietrza z pompki i jej przewodu tłoczącego pomagają również ręczne korbki, widoczne z przodu, które w położeniu lewym podnoszą obydwie zaworki. Ta sama korbka w położeniu prawym można podnieść tylko zaworek ssący, t. zn. wyłączyć cylinder z pracy, a w położeniu pionowym korbka znajduje się podczas ruchu silnika. Regulacja dawki paliwa odbywa się podczas tłoczenia, przez zawór sterowy, który część objętości zasanej zwraca do zbiornika pływaka. Zawory sterowe regulują korby na mimośrodkach, pozostające pod wpływem wału regulacyjnego. Uregulować pomocę można śrubkami nastawnymi w korbie, wzgl. przez odpowiednie dobranie długości cięgieł od wału regulatora oraz od prowadnicy tłoczka pompki. Zależnie od chwilowego obciążenia silnika zawory sterowe są dłużej, wzgl. krócej otwierane. Naturalnie, podczas rozruchu silnika powietrzem sprężonym dźwignia manewrowa automatycznie wyłącza wszystkie pompki przez podniesienie ich zaworków ssących (patrz szkic perspektywiczny, rys. 4).

Zawór wtryskowy niesterowany, iglicowy, jest jakby drugim zaworem tłoczącym pompki i otwiera się wówczas, kiedy ona osiągnie najwyższe ciśnienie. Wysokość ciśnienia zależy od nacisku sprężyny na iglicę i można ją dowolnie regulować.



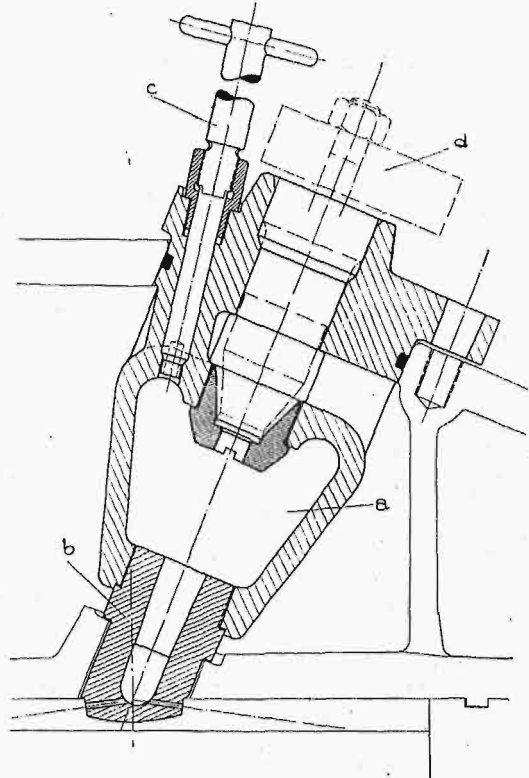
Rys. 6. Wylot rozpylacza zaworu wtryskowego.
d — iglica podniesiona.

oczywiście zależy od dobroci rozpylania. Przekrój wylotowy rozpylacza (rys. 6) zaworu ma kształt pierścieniowy i w wykonaniu Stoczni wynosi 1,4/1,7—1,7/2,3 mm średnicy. Skok iglicy wynosi około 2 mm.

Podczas rozpylania paliwa do komory wstępnej przekrój wylotowy jest w każdej pozycji jednakowy—rozpylanie jest proporcjonalne do czasu otwarcia zaworu. Ze względu na wysokie temperatury, zakończenie zaworu wtryskowego jest chłodzone i w tym celu stożki osadzenia w samej komorze posiadają skośne rowki. Dla ciężkich paliw, zawierających asfalt, krezot i t. p., może być przewidziane w zaworze dodatkowe nawiercenie do doprowadzania olejów zapalających.

Komory wstępne.

Komory wstępne patentu Körtinga są wynikiem wieloletnich uciążliwych prób. Początkowo komory wstępne były niechłodzone i stanowiły dalszą ewolucję łbicy żarowej silnika „Avance” oraz prób fir-



Rys. 7. Komora wstępna wydłużona z lontem zapalającym.
a — komora; b — zakończenie komory (przesmyk); c — lont zapalający; d — zawór wtryskowy.

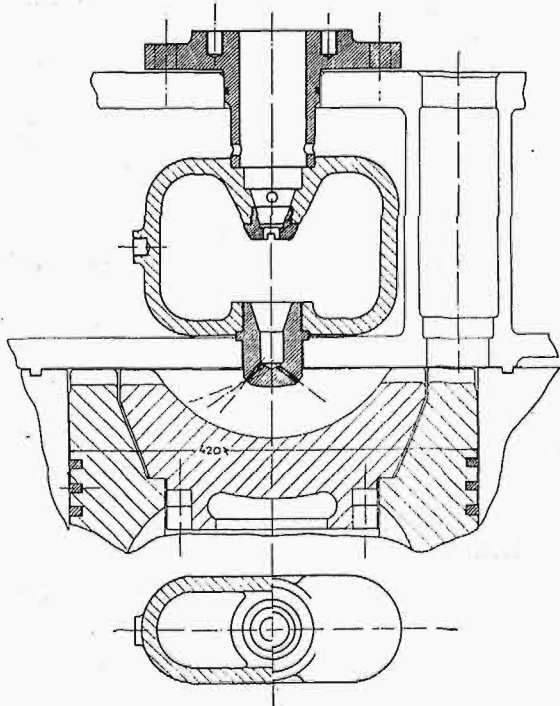
my Benz'a z 1909 r. i A. E. G. z r. 1910 (Steinbecker, 1912 r.). Pierwszą chłodzoną komorę zastosował Nielsen — ta jednakowoż miała w dolnej części stożek, utrzymujący się w wysokiej temperaturze. Ponieważ wtryskiwane paliwo padało nie tylko na gorący stożek, lecz również i na chłodzone ścianki komory, przeto koksowało się i wskutek tego wynalazek Nielsena nie miał praktycznego znaczenia. Zupełnie uniezależniła się od dawnych metod, opartych częściowo na konstrukcji silnika żarowego, szwedzka firma Ljusne-Woxna. Patenty tej firmy również nie utrzymały się, gdyż nie udało się jej zapobiec padaniu cząstek paliwa z rozpylacza na zimne ścianki komory. W dalszym rozwoju zaczęto stosować dziurkowane wkładki i wprowadzono raczej podwójne komory, przyczem wkładka miała chwytać boczne strugi z rozpylacza i w ten sposób usuwać przykre koksowanie się paliwa. Komory wstępne z wkładkami zgłosiła do patentu firma Benz.

Dopiero wynalazek francuskiego inżyniera Tartrais'a¹⁾ zmieniła zupełnie zasadę budowy. Zastosował on płaską komorę, w której zakończenie wciśkał się tłok, budową podobny do tłoka Deutz'a, wzgl. Haselwander'a. Patenty Tartrais'a wprowadziły nowy sposób mieszania paliwa wtryskiwanego w przeciwnym kierunku z powietrzem, ze szczeliny

¹⁾ Pat. franc. Nr. 359 002, 359 003 i 363 521.

pierścieniowej, jaką tworzyło zakończenie tłoka w przestrzeni dawkowej.

Z pomiędzy wielu wynalazków komór o tej zasadzie, wyróżniła się firma Körting i ważniejsze jej patenty przetrwały poniekąd do czasów dzisiejszych. Na rys. 7 i 8 pokazane są komory wstępne tej firmy, mianowicie komora eliptyczna spłaszczona i wydłużona w kształcie gruszki.



Rys. 8. Komora eliptyczna (spłaszczona) z tuleją zaworu wtryskowego.

Komory odlane są z żeliwa o specjalnym gatunku. Szczególną uwagę zwraca się na dokładną obróbkę ich zakończeń, t. zw. przesmyków, które są wykonane ze specjalnej stali, odpornej na wysokie temperatury, o nazwie „Berg-Superior”. Przesmyk tworzy szereg otworów, nawierconych w zakończeniu, pod różnymi kątami.

Ze względu na ochronę patentów komór, jestem zmuszony do ograniczenia się w podawaniu bliższych szczegółów i skierowuję czytelnika tylko do rysunków. Z punktu widzenia ruchu ciekawe są ogólne warunki pracy komory. Interesujący jest przebieg spalania w komorze w świetle doświadczeń Prof. Dr. inż. Neumann'a, przeprowadzonych na tego rodzaju silniku fabr. Körtinga, o mocy 18 KMe, przy 300 obr./min.²⁾ Prof. Neumann dokonał analiz spalin, branych z komory w różnych pozycjach tłoka w obrębie wewn. punktu zwrotnego, przyczem okazało się, iż spalanie małej części dawki paliwa w komorze jest zupełne; w spalinach nie znaleziono ani tlenu węgla, ani też wodoru. Prócz bezwodnika węglowego, analizy wykazały duże ilości wolnego tlenu, który po przejściu przez przesmyk komory przyczynia się do szybkiego spalania głównej części dawki w cylindrze. Jakkolwiek spalanie w komorze było zu-

pełne, to jednak bezwodnik węglowy nie osiągał swojej możliwie największej ilości, co pozwala wnioskować, iż w czasie spalania wydziela się czysty węgiel, który po przejściu do cylindra w stanie rozżarzonego działa jako katalizator głównego spalania.

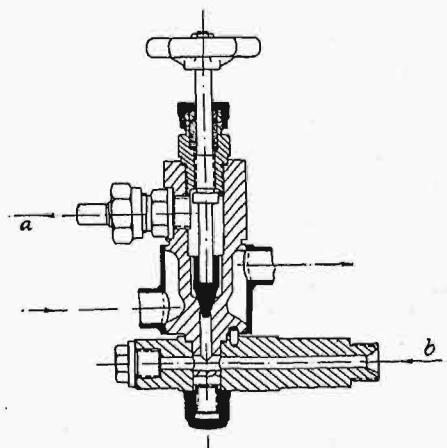
Spalanie zaczyna się przy dużej nadwyżce powietrza, stopniowo malejącej do ilości faktycznie potrzebnej, co przeciwdziała koksowaniu się cząstek paliwa. Dokonane w zakładach Körtinga próby spalania w silnikach komorowych nawet najcięższych olejów z suchej dystalacji węgla kamiennego, jak również olejów meksykańskich (Mexican crude oil) i argentyńskich (Commodore Rivadavia), dały zupełnie zadowalające wyniki.

Chłodzenie komór, jakkolwiek zwiększające energię ich wtrysku, przez zwiększenie wagi zawartości komór, jest połączone z pewnymi stratami ciepłymi, które są znacznie większe w silnikach małych. Prof. Neumann zbadał, iż dla silnika o objętości cylindra 8,96 litrów, objętości sprężania 0,444 l, objętości komory wraz z zakończeniem 0,195 l, strata wywołana chłodzeniem komory wynosiła 14,3% ogólnej straty ciepła w wodzie, a stosunek straty w wodzie do straty w spalinach (wydechowej) wyrażał się cyfrą 1,72.

Rozruch silników.

Rozruch silników bezsprężarkowych dokonywa się powietrzem sprężonym do 15—20 atm, ze zbiornika, do którego powietrze ładuje się z cylindrów roboczych silnika. W tym celu do głowicy cylindrów wbudowane są specjalne zawory ładujące (patrz rys. 9), chłodzone wodą, które można otwierać w miarę potrzeby podczas pracy silnika i napełniać zbiornik powietrzem przez zawór zwrotny.

Dla możliwości uruchomienia silnika tak niskim ciśnieniem musi być zastosowana dekompresja cylindrów roboczych. W wykonaniu Stoczni dekompresję tworzą w czasie suwu sprężania czasowo



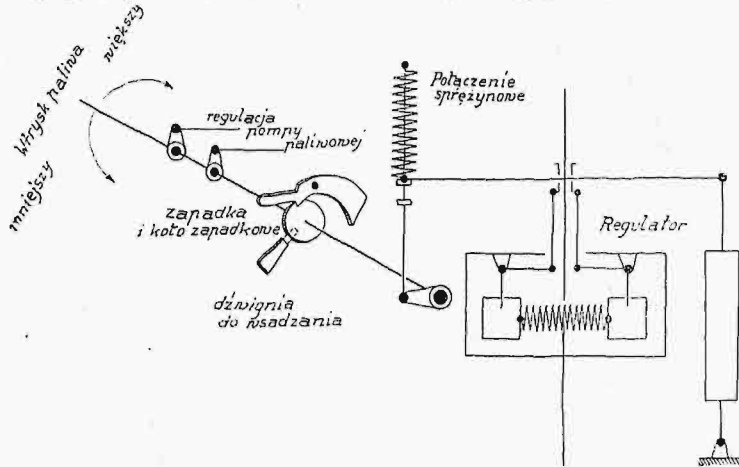
Rys. 9. Zawór ładujący powietrzem sprężonym ze zbiornika rozruchowego.

otwarte zawory wpustowe i włącza się ją równocześnie z przesunięciem dźwigni manewrowej w pozycję rozruchową. W tym celu zawory wpustowe i rozruchowe mają dźwignie osadzone na wspólnej mimośrodowej tulei.

Przy wielocylindrowych silnikach, dla zmniejszenia zużycia powietrza, tylko połowa cylindrów

²⁾ Untersuchungen an der Dieselmachine, VII: Die Vorkammermaschine, Prof. Dr.-Ing. Kurt Neumann. Forschungsheft Nr. 309. VDI.

posiada zawory rozruchowe (rys. 14). Dwie dźwignie manewrowe pozwalają przełączać każdą serię cylindrów osobno z rozruchu na ruch (patrz rys. 1). Wskutek chłodzonych komór, pierwsze zapłony przy przejściu na ruch, dla niektórych typów ko-



Rys. 10. Schemat urządzenia przy regulatorze do zmniejszania dawek paliwa podczas rozruchu.

mór, wymagają stosowania lontów zapalających, które tworzy żarząca się bibuła, przesiąknięta saletrą. Sposób zakładania lontu widać na rysunku komory (rys. 7). Komory eliptyczne nie potrzebują tego urządzenia i zapalenie jest pewne nawet w najgorszych warunkach, po krótkim rozruchu powietrznym.

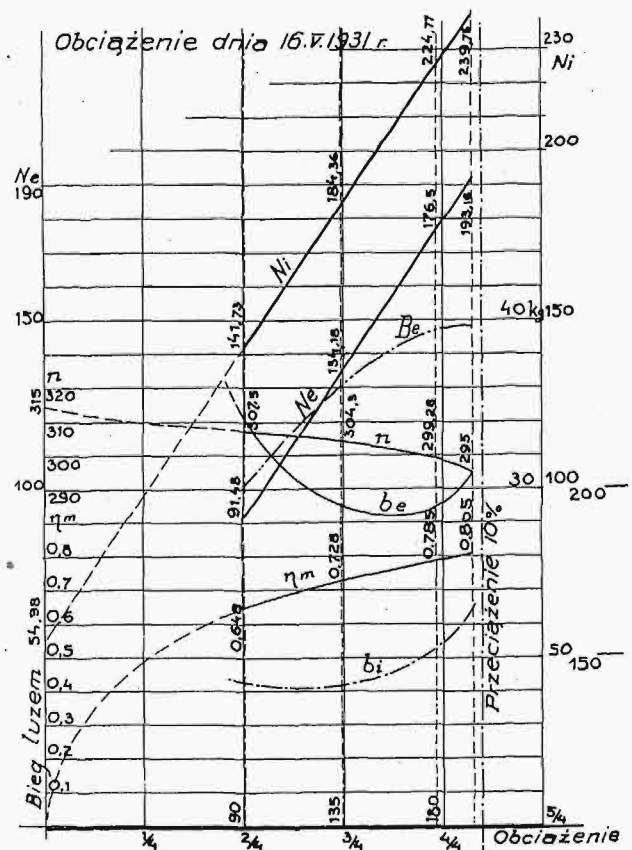
Cenną nowością w silnikach Stoczni jest urządzenie przy wale regulatora, pozwalające na wprowadzanie małych dawek paliwa dla pierwszych zapłonów. Mufa regulatora w spoczynku nastawia zawsze pompki paliwowe na największe dawki paliwa. To też podczas nieosiągniętej jeszcze pełnej liczby obrotów dostają się do komór duże dawki i wywołują w czasie spalania gwałtowną zwyżkę ciśnienia, co działa szkodliwie na silnik. Ta zwyżka ciśnienia otwiera zawory bezpieczeństwa i powoduje nieprzyjemną detonację oraz zanieczyszczenie powietrze w sali maszynowej. Obecne urządzenie umożliwia spokojne uruchomienie silnika, bez łoskotu i psucia powietrza. Widzimy je na schemacie (rys. 10).

Dźwignia mufy regulatora oddziałuje na wał regulujący pośrednio, przez mocną sprężynę. Przed rozruchem, przekręca się wał pod napięciem sprężyny tak, by zapadka trafiła koło zapadkowe w pozycji małej, wzgl. średniej dawki paliwa. Zaciśnięte końce dźwigni regulatora i cięgła wału regulacyjnego w mocną sprężynę tworzą dostatecznie pewne połączenie dla przewyciężenia oporów regulacyjnych, bez odkształcenia sprężyny. Z chwilą kiedy silnik osiągnie pełną liczbę obrotów, dźwignia regulatora, przy dalszym rozchodzeniu się ciężarków regulatora, wytrąca zapadkę i wał regulacyjny automatycznie dostaje się pod wpływ obciążenia.

Rozchód paliwa. Ogólne warunki ruchu.

Prosta budowa silników z komorami wstępnymi, w porównaniu z silnikami bezsprężarkowymi o roz-

pylaniu bezpośrednim, jest poniekąd okupiona większym rozchodem paliwa, co należy tłumaczyć chłodzeniem komór. Silniki o większej mocy w przybliżeniu dorównują jednakowoż pod względem rozchodu paliwa silnikom o bezpośrednim wtrysku, a w spalaniu ciężkich olejów, ze względu na charakter rozpylania, nawet — można powiedzieć — przewyższają je. Wskutek mniejszych ciśnień pompek wtryskowych oraz większych przekrojów rozpylaczy, nieczułości na subtelność filtrowania paliwa — są pewniejsze i łatwiejsze w obsłudze. O spalaniu ciężkich olejów przy wtrysku bezpośrednim dowiadujemy się ze sprawozdań z prób, przeprowadzanych w Niemczech, gdzie kwestja spalania ciężkich paliw w silnikach Diesela jest obecnie ciągle aktualna. Próby przeprowadzone z silnikami fabr. Linke-Hofmann-Werken, z Wrocławia, przez inż. R. Mayera³⁾ dowiodły, iż spalaniu ciężkich paliw, przy wtrysku tylko hydraulicznym, towarzyszą przeszkody. Mimo zagrzewania paliwa, spalanie już po krótkim biegu było gorsze, wskutek zanieczyszczenia się dysz skoksowaną masą paliwa. Prężność robocza pompek wtryskowych dochodziła do 450 atm.



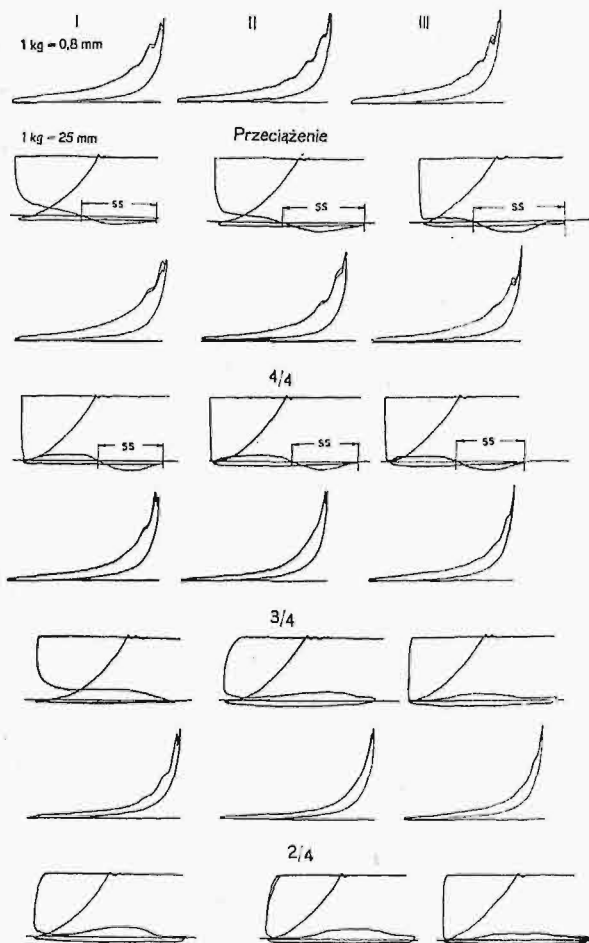
Rys. 11. Wykresy z odbioru gwarancyjnego silnika o mocy 180 KMe. 300 obr./min.

W Polsce sprawa spalania ciężkich olejów nie jest na czasie, ale w wyborze silnika, ze względu

³⁾ Kompressorlose Vientakt-Dieselmotoren mit Strahlzerstäubung. Obering. R. Mayer. Z. V. d. I. 1927, str. 1081.

na obsługę i pewność ruchu, powinna decydować prostota budowy.

Rozchód paliwa wynosi zazwyczaj wedł. gwarancji dostawcy przy 760 mm Hg ciśn. barometr., temperaturze powietrza 15° C: dla 1/4 obciążenia



Rys. 12. Wykresy indykatorowe z odbioru gwarancyjnego silnika.

180 g/KMe.godz. dla 3/4—185 g/KMe.godz.; dla 2/4—200 g/KMe.godz. z 10% tolerancją, przy ruchu na oleju gazowym o wartości opałowej 10 000 Kal/kg.

Według badań gwarancyjnych niektórych silników, dostarczonych przez Stocznnię Gdańską do Polski, sprawdzony rozchód paliwa wynosi: silnika sześciocylindrowego, dostarczonego do Małopolski, o mocy 360 KMe, 300 obr/min, według badań w zakładach Stoczni, przeprowadzonych przez Prof. Rembolda z Politechniki Gdańskiej, rozchód oleju gazowego, przeliczony na 10 000 Kal, dla obciążenia 1/4, wynosił 182 g/KMe.godz.; dla 3/4—192,5 g/KMe.godz.; dla 2/4—206 g/KMe.godz.

Tej samej konstrukcji silnik, odbierany w innym miejscu przez komisję, wykazał wyjątkowo korzystny rozchód, mianowicie: przy 1/4 obciążenia — 167 g/KMe.godz., przy 3/4—175 g, przy 2/4—184 g.

Dnia 16. V. 1931 r. Poznańskie Stow. Doz. Kotł. (dział cieplny) dokonało odbioru gwarancyjnego silnika trzycylindrowego, nowszej budowy, o mocy 180 KMe przy 300 obr/min, ustawionego w jednej z elektrowni w Poznaniu. Silnik, złączony bez-

pośrednio sprzęgłem z prądnicą prądu stałego, był obciążony w czasie pomiarów opornicą wodną. Wynik całodziennych badań przedstawiony jest w wykresach (rys. 11) i tabeli I.

TABELA I.

Wyniki badania silnika 180 KM.
Średnica cylindra 325 mm, suw roboczy 420 mm.
Moc indykowana $N_i = 0,0387$. $n. p_i$ KMł.

Obciążenie:	0	2/4	3/4	4/4	Przeciążenie 10%
Czas w min . . .	10	29,5	38,8	60,9	29
Moc w KMe. . .	0	91,48	134,18	176,5	193,2
Obr./min . . .	315	307,5	304,3	299,3	295
Moc w KMł. . .	54,98	141,73	184,36	224,77	239,75
Sprawność mechaniczna . . .	0	0,648	0,728	0,785	0,805
Spalono w kg na godz. oleju gazow. o 10030 Kal/kg. . . .		20,32	26,10	34,27	39,62
Zużyto g paliwa na KMł. godz.		143,4	141,6	152,5	165,3
Zużyto g paliwa na KMe. godz.		222,0	194,5	194,2	205,0
Sprawność cieplna		0,28	0,324	0,325	0,308

Silnik doprowadzono do równowagi cieplnej po 110 minutach. Temperatura wody chłodzącej przed silnikiem wynosiła 11° C, wody odpływowej, średnia ze wszystkich cylindrów, 60° C. Średni stan barometru 730 mm Hg, średnia temperatura powietrza przed zaworami wpustowymi 30° C.

Należy zaznaczyć, iż stosunkowo duże cyfry rozchodu paliwa wywołane są prawdopodobnie niskim stanem barometru i wysoką temperaturą¹⁾, chociaż nie jest wykluczone pewne opóźnienie zapalania cyl. 1, który też w czasie odbioru wykazywał najwyższą temperaturę wydechową (patrz wykresy indykatora).

Ciśnienie sprężania poszczególnych cylindrów, zdjęte po wyłączeniu pompki wtryskujących paliwo, wynosi:

- cylindra I — 36,2 atm
- II — 35,0 „
- III — 36,9 „

Wykresy indykatora (rys. 12), zestawione dla każdego cylindra, przy różnych fazach obciążenia,

¹⁾ Nowe przepisy odbiorcze silników spalinowych, wydane przez Związek Inżynierów niemieckich w 1930 roku, omawiane obecnie przez Międzynarodową Komisję Elektryczną I. E. C. (Advisory Committee Nr. 19 on Internal Combustion Engines, New York), przewidują dla znacznych odchyleń warunków atmosferycznych od normalnych, t. zn. gwarantowanych, redukcję mocy i rozchodu paliwa dla silników Diesel'a. Sposób przeliczania, jak również normalne warunki, do których odnosi się gwarancje, podaje dostawca silnika. Dla silników z komorami wstępniemi, ze względu na charakter rozpylania, można w przybliżeniu dla mocy efektywnej przyjąć wzór:

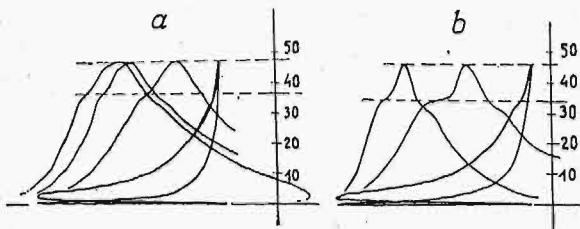
$$N_e = N'_e \frac{b \cdot 288}{760 \cdot (273 + t)}$$

przy b i t — warunkach pomiarowych, 760, i 15° C — warunkach do gwarancji, N_e — mocy otrzymanej z pomiarów.

normalne i zdjęte słabą sprężyną, wykazują maksymalne ciśnienia do 48 atm (około 42—48 atm). Ujemna praca suwu zasysającego i wydechowego, jak widać z wykresów, zmniejsza się ze wzrostem obciążenia, co wynika z prędkości wylotu spalin, zwiększającej się stosownie do ilości spalonego paliwa. Wydech dla większych obciążeń ma własności zasysające i w cylindrze tworzy się depresja. Wykresy indykatorowe rozciągnięte silników z komorą wstępną widzimy na rys. 13.

Badany silnik posiadał regulator o stopniu niejednostajności 5%, z urządzeniem do zmiany liczby obrotów oraz zmniejszania dawek paliwa podczas rozruchu. Próba regulatora, dokonana przez raptowne odciążenie silnika z pełnej mocy na bieg jałowy (zrzucenie obciążenia), wykazała zwyżkę obrotów do 320 na min, którą regulator szybko opanował, sprowadzając do normalnej liczby przy biegu jałowym, t. j. do 315 na minutę.

Temperatura wydechowa silnika wynosiła: z cylindra I, przy $\frac{1}{4}$ obciążenia 358°C , przy przeciążeniu około 10% 420°C , z cylindrów II i III, prawie jednakowo, przy $\frac{1}{4}$ obciążenia 350°C , przy przeciążeniu 380°C .



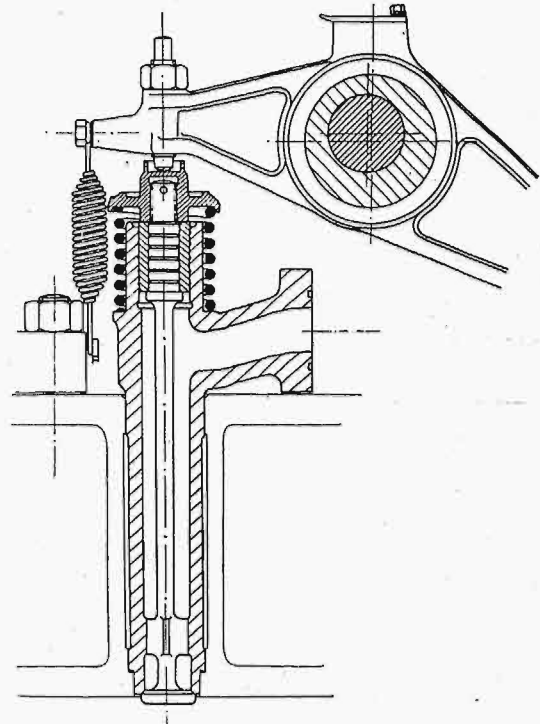
Rys. 13. Wykresy indykatorowe (normalne i rozciągnięte) silnika z komorą wstępną wydłużoną (a) i eliptyczną (b).

Należy zwrócić uwagę, iż ze względu na niekorzystne warunki atmosferyczne w dniu pomiarów, po przeliczeniu na normalny stan barometru 760 mm Hg i 15°C , faktycznie silnik był przeciążony więcej aniżeli o 10%. Przybliżony rachunek daje wysokość przeciążenia około 16%. Po ośmiogodzinnej pracy, w różnych fazach obciążenia, temperatura łożysk korbowodu dochodziła do 45°C . Rozchód oli-

wy smarującej silnik był tak mały, iż pomiar w ciągu tego czasu okazał się niemożliwy.

Podane krótko wyniki próby odbiorczej wykazują, iż silnik z komorą wstępną, nawet w niekorzystnych warunkach atmosferycznych, odpowiada wymaganiom. Naturalnie drobne regulacyjne niedokładności, zawczasu niezauważone, usunięte zaraz po pomiarze gwarancyjnym, nie wpływają na ogólną ocenę. Podczas przeciążenia wszelkie niedokładności silnika występują najjaskrawiej.

Wybrałem celowo ten pomiar do opisu ogólnych warunków pracy silnika z komorą wstępną, gdyż normalnie pomiar powinien być wykonywany w naj-



Rys. 14. Zawór rozruchowy.

niepomysłniejszych warunkach pracy silnika. Dobre warunki atmosferyczne i bardzo dokładne uregulowanie stawideł, co w praktyce zasadniczo spotyka się rzadko, muszą też dać dobry rozchód paliwa.

Zasady ustrojów rozrządnych hamulców jednokomorowych o sprężonym powietrzu^{*)}.

Napisał Dr. A. Langrod.

9. Bezpośredni organ rozrządny.

Bezpośrednimi organami rozrządymi mogą być suwaki lub zawory, lub jedne i drugie. Bezpośrednie organy rozrządne mogą być pojedyncze lub podwójne. Podwójne bezpośrednie organy rozrządne są stosowane, jeżeli idzie o zwiększenie oporu ruchu w okresie II rozrządu lub jeżeli wlot do cylindra i wylot z cylindra są obsługiwane osobnymi bezpośrednimi organami rozrządymi.

Następujące rysunki przedstawiają schematycznie przykłady bezpośrednich pojedynczych orga-

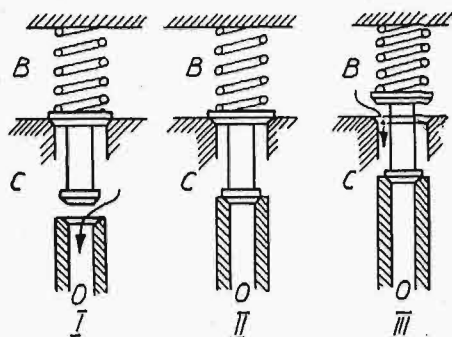
nów rozrządnych. Rys. 13 przedstawia pojedynczy suwak w 4 położeniach, mianowicie I_k, II_a, II_b i w położeniu III bezpośrednio po pełnym otwarciu wlotu do cylindra. Przestrzeń ponad suwakiem jest stale połączona ze zbiornikiem zapasowym (B). Rys. 13^{*)} przedstawia bezpośredni organ rozrządny, złożony z dwóch grzybków zaworowych, sztywnie ze sobą połączonych (Bożic) w trzech położeniach odpowiadających okresowi I, II i III. Podczas ruchu w kierunku I osobna sprężyna oraz znajdujące się ponad górnym grzybkim sprężone powietrze ze

^{*)} Dokończenie do str. 518 w zes. 47—48 z r. b.

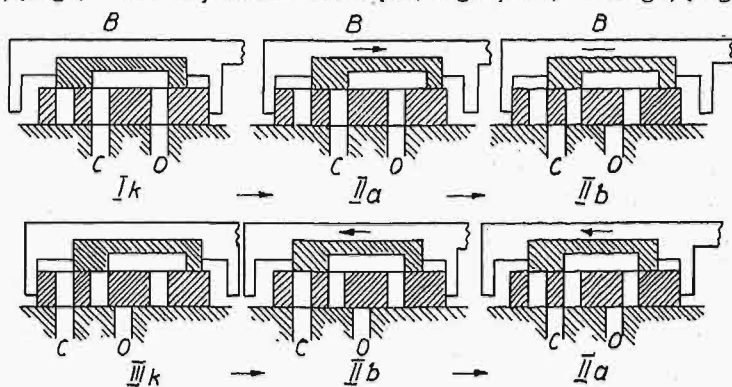
^{*)} Na str. 518 poprzedniego zeszytu.

zbiornika zapasowego (*B*) przyciskają bezpośredni organ rozrządczy do przyrządu uruchamiającego, wskutek czego kanał wylotowy, znajdujący

ten składa się z suwaka, wykonywającego wszystkie czynności rozrządu, i grzybka, obsługującego

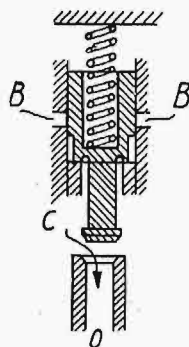


Rys. 14.

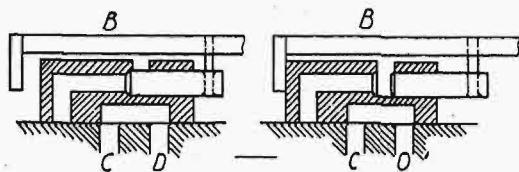


Rys. 17.

się w przyrządzie uruchamiającym, jest przez dolny grzybek zamknięty, a górny grzybek zmniejsza wlot do cylindra aż do jego zamknięcia. Od chwili, w której górny grzybek zamyka kanał wlotowy do cylindra, bezpośredni organ rozrządczy pozostaje w spoczynku, a przyrząd uruchamiający, poruszając się dalej w kierunku I, otwiera kanał wylotowy z cylindra i rozpoczyna okres I. Z powyższego wynika, że tylko jedno położenie bezpośredniego organu rozrządczego odpowiada okresowi II, a zatem, że położenia IIb i IIa są identyczne. Rys. 15 przedstawia bezpośredni organ rozrządczy, różniący się od poprzedniego tylko tem, że zawór obsługujący kanał wlotowy zastąpiony jest suwakiem cylindrycznym (Drollshammer), przez co osiąga się, że podczas okresu II organ ten przebiega drogę > 0 . Zaznaczyć jednak należy, że suwak cylindryczny jest skłonny do nieszczelności i że już projektodawca tego bezpośredniego organu rozrządczego opiera na tej nieszczelności wypełnienie przestrzeni ponad suwakiem cylindrycznym powietrzem ze zbiornika zapasowego, celem wywarcia dodatkowego nacisku w okresach II i I. Ponieważ jednak nieszczelność organu, obsługującego wlot do cylindra, jest szkodliwa podczas odhamowywania i jazdy z hamulcem zluzowanym, t. j. w okresach, w których prężność powietrza w zbiorniku zapasowym i w cylindrze różnią się znacznie, przeto dolna część suwaka cylindrycznego ma kształt grzybka, który, naciskając na podstawę, zamyka szczelnie dopływ powietrza do cylindra w okresie I.



Rys. 15.



Rys. 16.

Przykład podwójnego bezpośredniego organu rozrządczego jest przedstawiony na rys. 16. Organ

kanal wlotowy suwaka. Stosowany jest również bezpośredni organ rozrządczy, w którym kanał wlotowy suwaka głównego obsługiwany jest przez mały suwak pomocniczy. Oba te typy pracują tak samo, tylko opór ruchu suwaka pomocniczego jest większy, niż grzybka zaworowego.

Jeżeli prężność powietrza w przewodzie głównym ma wartość normalną, to kanał wlotowy suwaka głównego jest przez organ pomocniczy (suwak lub grzybek) zamknięty. Jeżeli maszynista spowoduje obniżenie prężności w przewodzie głównym, to przyrząd uruchamiający porusza najprzód stale z nim połączony organ pomocniczy, który podczas tego ruchu otwiera kanał wlotowy organu głównego, znajdującego się w spoczynku. Po przebyciu odnośnej drogi, przyrząd uruchamiający styka się z organem głównym i przesuwa podczas dalszego ruchu jednocześnie oba organy, przebiegając okresy I, II i III. Podczas ruchu odwrotnego również naprzód przesuwa się przyrząd uruchamiający wraz z organem pomocniczym aż do zamknięcia kanału wlotowego organu głównego, po czym oba organy poruszają się razem.

Z końcem zatem ruchu samego organu pomocniczego kończy się okres III, a rozpoczyna okres II, organ zatem rozrządczy znajduje się w położeniu IIb. Podczas następnego ruchu obu organów, razem następuje okres II, a nakoniec I.

Opór, jaki powyżej opisany bezpośredni organ rozrządczy przeciwstawia ruchowi, zmienia się w następujący sposób:

Podczas ruchu w kierunku III:

Poza zmniejszonym oporem ruchu podczas początkowego przesuwania organu pomocniczego aż do zetknięcia się przyrządu uruchamiającego z organem głównym, opór ruchu podczas okresów I, II i III nie ulega zmianie.

Podczas ruchu w kierunku I.

Ponieważ podczas okresu III przesuwa się tylko mały organ pomocniczy, a podczas następnych okresów — oba organy razem, przeto opór ruchu jest podczas okresu III znacznie mniejszy, niż podczas okresów II i I.

Z powyższego wynika, że omówiony bezpośredni organ rozrządczy umożliwia stopniowe hamowanie, a nie pozwala na stopniowe odhamowywanie nawet w przypadku, gdy związek między siłami

Q i P odpowiada warunkowi 1, podanemu w ustępie 8.

Przykład podwójnego bezpośredniego organu rozrządczego, nadającego się tak do stopniowego hamowania, jak i stopniowego odhamowywania, jest przedstawiony na rys. 17. Organ ten składa się z dwóch suwaków, przyczem tak, jak w powyżej opisanym bezpośrednim organie rozrządczym, zarówno podczas ruchu w kierunku III, jak i w kierunku I, naprzód porusza się sam suwak górny, a dopiero po zetknięciu się przyrządu uruchamiającego z suwakiem dolnym poruszają się oba suwaki razem. Podczas jednak ruchu w kierunku III z końcem ruchu samego suwaka górnego kończy się okres III, a podczas ruchu w kierunku I z końcem ruchu samego suwaka górnego kończy się okres I. Opór zatem ruchu zmienia się jak następuje:

Podczas ruchu kierunku III:

Opór ruchu jest w okresie III znacznie mniejszy niż w okresie I i II.

Podczas ruchu w kierunku I:

Opór ruchu jest w okresie I znacznie mniejszy niż w okresie II i III.

Powyższy zatem organ rozrządczy nadaje się tak do stopniowego hamowania, jak i stopniowego odhamowywania.

Często bezpośredni organ rozrządczy ma poza rozrządem cylindra jeszcze inne zadania rozrządcze, i dlatego jego ustrój jest mniej lub więcej zawiły. Ponadto ustrój bezpośredniego organu rozrządczego jest zależny od tego, czy przestrzeń ponad nim jest połączona ze zbiornikiem zapasowym, czy też organ ten musi obsługiwać osobny kanał, prowadzący do zbiornika zapasowego. Powyższe jednak schematyczne opisy wystarczają do wyjaśnienia działania głównych typów bezpośrednich organów rozrządczych.

Porównując suwaki i zawory, jako bezpośrednie organy rozrządcze, należy mieć na uwadze, że organy te oddzielają przestrzenie o znacznej różnicy prężności i dlatego szczelność ich jest konieczna, zwłaszcza w zaworach rozrządczych, w których straty powietrza w zbiorniku zapasowym, spowodowane nieszczelnością organu rozrządczego, nie są stale wyrównywane powietrzem z przewodu głównego. Nie zamierzone zmniejszenie się prężności w zbiorniku zapasowym wskutek nieszczelności powoduje wyczerpywanie się hamulca. Zaniedbanie siedzenia zaworów powoduje ich nieszczelność, i dlatego zawory są więcej skłonne do nieszczelności niż suwaki płaskie.

10. Organ rozrządcze zaworów złożonych.

Powyżej omówiliśmy zasady ustroju pojedynczego organu rozrządu cylindra, wykonywającego wszystkie czynności, związane z tym rozrządem. Istnieją jednak zawory rozrządcze, posiadające dwa organy dla rozrządu cylindra, przyczem oba te organy są od siebie kinematycznie niezależne, a ich współdziałanie w poszczególnych okresach rozrządu regulowane jest samoczynnie drogą pneumatyczną. Rozróżniamy zatem zawory rozrządcze pojedyncze i złożone. Podział czynności rozrząd-

czych między organy rozrządcze zaworów złożonych może być różny, np. jeden organ rozrządczy obsługuje wlot do cylindra, a drugi wylot z cylindra (Soulerin), lub jeden główny wykonywa wszystkie czynności rozrządcze, a drugi pomocniczy obsługuje dodatkowo wylot powietrza z cylindra celem umożliwienia stopniowego odhamowywania (Hardy), lub wreszcie oba organy rozrządcze obsługują tak wlot do cylindra, jak i wylot z cylindra (Hildebrand-Knorr).

Podgrupa a. Jeden organ rozrządczy (m) obsługuje wlot do cylindra, a drugi (n) — wylot z cylindra.

Oba organy rozrządcze zatrzymują się tylko w położeniach krańcowych, a przez kombinację tych *położeń otrzymuje się wszystkie 3 okresy rozrządu cylindra, mianowicie:*

Okres	Położenie organu rozrządczego	obsługa	
		wlot (m)	wylot (n)
I	wylot otwarty, wlot zamknięty	Ik	Ik
II	wylot zamknięty, wlot zamknięty	Ik	IIIk
III	wylot zamknięty, wlot otwarty	IIIk	IIIk

Ponieważ oba organy rozrządcze nie zatrzymują się w położeniach pośrednich, przeto niepotrzebne są ani dodatkowe siły Q_2 , ani też zmiana wielkości oporu ruchu podczas ruchu organów rozrządczych. Koniecznym jest jednak, aby przy obniżaniu prężności w przewodzie głównym celem hamowania organ n zamknął wylot, zanim organ m rozpocznie otwierać wlot, a przy podwyższeniu prężności w przewodzie głównym celem odhamowywania, powinien organ m wlot zamknąć zanim zacznie organ n otwierać wylot.

Następnie ustrój organów rozrządczych powinien czynić zadość jeszcze następującym warunkom, aby zawór rozrządczy umożliwiał stopniowe hamowanie i odhamowywanie. Celem ustalenia siły hamowania po poprzednim hamowaniu z wrastającą siłą, musi organ m przejść z położenia IIIk w położenie Ik, a organ n pozostać w spoczynku, a zatem w położeniu IIIk, zajmowanym podczas hamowania. Po ustaleniu prężności w przewodzie głównym, a zatem i siły P , siła Q zmniejsza się nadal tak długo, aż wynikowa $P-Q$ poruszy organ m i ten zamknie wlot do cylindra, poczem siła Q , a zatem i $P-Q$ nie ulega więcej zmianie. Jeżeli do tej chwili organ rozrządczy n nie uruchomił się, to pozostanie nadal w spoczynku.

Celem przerwy odhamowywania, musi organ m przejść z położenia Ik w położenie IIIk, organ zaś n powinien pozostać w spoczynku, a zatem w położeniu Ik, zajmowanym podczas odhamowywania. Do tego celu jest przede wszystkim konieczne, aby po ustaleniu prężności w przewodzie głównym siła Q wzrosła ponad siłę P aż do uruchomienia organu m . Jeżeli w chwili, w której $Q-P$ ma największą wartość, organ rozrządczy m jeszcze się nie uruchomił, to pozostanie nadal w spoczynku.

Ponieważ zawsze po ustaleniu prężności w przewodzie głównym po poprzednim jej obniżeniu siła Q zmniejsza się nadal aż do zamknięcia wlotu do cylindra, przeto dla organu m może być użyty przyrząd uruchamiający każdego typu. Natomiast dla

organu n może być przyrząd uruchamiający tylko takiego typu, w którym po ustaleniu prężności w przewodzie głównym podczas odhamowywania siła Q rośnie dalej i przekracza ustaloną wartość siły P , a zatem przedewszystkiem przyrządy uruchamiające, których ruch jest uzależniony od prężności w cylindrze hamulcowym.

Jak wiadomo, do uruchomienia organów rozrządzących z położenia I k koniecznym jest, aby

$$P < Q - R, \quad \text{I k}$$

a do uruchomienia z położenia III k:

$$P > Q + R,$$

Siła zatem przyśpieszająca podczas ruchu z położenia I k ma wartość

$$Q - (P + R).$$

a siła ta podczas ruchu z położenia III k:

$$P - (Q + R).$$

Wyróżnijmy znaki, odnoszące się do organu m , wskaźnikiem m , a odnoszące się od organu n , wskaźnikiem n , to aby organ n wcześniej się uruchomił z położenia I k niż organ m , siła przyśpieszająca organ n musi być większą niż siła przyśpieszająca organ m , a zatem

$$Q_n - (P_n + R_n) > Q_m - (P_m + R_m).$$

Aby zaś organ n później się uruchomił z położenia III k niż organ m , musi być

$$P_n - (Q_n + R_n) < P_m - (Q_m + R_m). \quad \text{I}$$

Zwiększenie oporu ruchu w jednym z obu organów uczyniłoby zadość jednemu z powyższych warunków, natomiast przeciwdziałałoby spełnieniu drugiego warunku. Aby uczynić zadość jednocześnie obu warunkom, powinno być

$$Q_n - P_n > Q_m - P_m,$$

co daje się skutecznie przez zastosowanie większego tłoka, na który działa powietrze z przewodu głównego, w organie n niż w organie m .

Na tej zasadzie zbudował Soulerin zawór rozrządzący, stosowany na francuskich kolejach druzgórnych. Oba przyrządy uruchamiające są typu $aT_1b - cT_2o$. Bezpośrednimi organami rozrządzącymi są zawory. Inne kombinacje są również możliwe, tylko że, jak już wyżej wspomniano, w organie n podczas przerwy odhamowywania powinna być $Q > P$, natomiast w organie m podczas tej przerwy może być $P > Q$. Przyrząd uruchamiający organu m może być zatem typu aTb , natomiast do organu n nadają się przedewszystkiem przyrządy uruchamiające, na których ruch wpływa powietrze z cylindra hamulcowego.

Podgrupa b. Jeden organ m wykonywa wszystkie czynności rozrządzące, drugi zaś organ n obsługuje dodatkowo wylot z cylindra.

Myślą przewodnią przy projektowaniu tej kombinacji było umożliwienie stopniowego odhamowywania istniejącymi i wypróbowanymi zaworami, niedozwalającymi stopniowego odhamowywania, przez dodanie organu pomocniczego n . Ponieważ or-

gan główny m wykonywa wszystkie czynności rozrządzące, przeto niema potrzeby, aby organ n uruchamiał się wcześniej lub później niż organ m . Organ n zatrzymuje się tylko w położeniach krańcowych I k i III k. Podczas odhamowywania, tak organ m , jak i organ n , znajdują się w położeniu I k, zaś podczas hamowania z wrastającą siłą oba organy znajdują się w położeniu III k. Podczas hamowania z ustaloną siłą, po poprzednim hamowaniu z wrastającą siłą, organ m znajduje się w położeniu II, zaś organ n w położeniu I k. Jakkolwiek w powyższych przypadkach hamowania położenie organu n jest obojętne, to jednak powyższe położenia tego organu wynikają z działania sił na przyrząd uruchamiający, nie posiadający urządzeń do zatrzymywania go między położeniami krańcowymi. Podczas przerwy odhamowywania organ m pozostaje w położeniu I k, a zatem pozostawia zupełnie otwarty wylot powietrza z cylindra. Natomiast organ n przechodzi z położenia I k w położenie III k i zamyka wylot z cylindra. Do wykonywania tego ruchu jest koniecznym, aby w organie n podczas przerwy odhamowywania było $Q > P$. Do organu n zatem nadają się przedewszystkiem przyrządy uruchamiające, których ruch jest uzależniony od prężności powietrza w cylindrze hamulcowym.

Już firma Westinghouse, podczas prób z hamulcem towarowym, wykonanych na Węgrzech, zastosowała dodatkowy organ n , którego ustrój daje się sprowadzić do typu $ST_1a - oT_2c$. W organie tym zatem prężność powietrza ze zbiornika rozrządczego jest zastąpiona przez nacisk sprężyny, co, jak wskazano w ustępie 7, powoduje skutki, sprzeciwiając się warunkom U. I. C. Ostatnio Rihosek i Leuchter zaprojektowali dodatkowy organ n typu $dT_1b - oT_2(c + S)$, przyczem oba tłoki są uszczelnione błonami.

Podgrupa c. Oba organy rozrządzące obsługują tak wlot do cylindra, jak i wylot z cylindra.

Pierwsze, a zdaje się dotychczas jedyne zawory tego typu stanowią zawory systemu Hildebrand-Knorra. Napozór nielogiczne połączenie dwóch organów rozrządzących, wykonywających wszystkie czynności rozrządzące, ma cel następujący:

Konstruktorowi szło o to, aby organ główny wywoływał hamowania ciągłe i stopniowe, działając na zasadach i przy pomocy elementów konstrukcyjnych, wypróbowanych w kilkudziesięcioletniej praktyce. W tym celu zastosowano organ główny systemu wprowadzonego po raz pierwszy przez Westinghouse'a, t. j. przyrząd uruchamiający typu aTb i podwójny bezpośredni organ rozrządzący typu, przedstawionego schematycznie na rys. 16. Ta okoliczność umożliwia niezawodne współdziałanie danego systemu złożonego zaworu rozrządczego z innymi systemami, w pierwszym rzędzie aprobowanymi.

Organ pomocniczy ma dwa zadania, z których pierwszym jest umożliwienie stopniowego odhamowywania. Gdyby organ pomocniczy miał tylko to zadanie, zawór ten należałby do omówionej powyżej podgrupy b. Konstruktorowi jednak szło

o to, aby umożliwić także uzupełnianie strat powietrza w cylindrze hamulcowym podczas hamowania z ustaloną siłą, spowodowanych nieszczelnością, a ponadto, aby podczas odhamowywania prężność w cylindrze zmniejszała się tylko w miarę wzrostu prężności w zbiorniku zapasowym. Obie te właściwości czynią hamulec niewyczerpalnym.

W powyższym celu hamulec posiada dwa zbiorniki zapasowe i jeden zbiornik rozrządczy. Zbiornik zapasowy mały jest stale połączony z odnośnymi przestrzeniami obu organów rozrządczych. Powietrze sprężone z tego zbiornika działa na główny organ rozrządczy w ten sam sposób, jak w innych zaworach z przyrządem uruchamiającym typu aTb , i zasila podczas hamowania z wznoszącą siłą cylinder hamulcowy. Powietrze z tego zbiornika działa również na organ pomocniczy, a mianowicie w tym samym celu, w jakim powietrze z przewodu głównego działa na organ główny lub na organ rozrządczy w zaworach pojedynczych, t. j. do uruchomienia organu. W przepływie powietrza ze zbiornika małego do cylindra pośredniczy wyłącznie organ główny.

Powietrze ze zbiornika wielkiego służy wyłączenie do zasilania cylindra hamulcowego i nie wpływa zatem na ruch organów rozrządczych. W przepływie powietrza z tego zbiornika do cylindra pośredniczy tak organ główny, jak i organ pomocniczy.

Ruch organu pomocniczego jest uzależniony od prężności powietrza w cylindrze hamulcowym. Organ ten może zająć wszystkie trzy położenia, a więc I, II i III, i wykonywa swe działanie jak pełny organ rozrządczy, umożliwiając tak stopniowe hamowanie, jak i stopniowe odhamowywanie, obsługuje jednak tylko dodatkowo wylot z cylindra i wlot do cylindra powietrza ze zbiornika wielkiego. Jeżeli podczas hamowania z ustaloną siłą prężność powietrza w cylindrze się zmniejsza wskutek nieszczelności, to organ główny pozostaje nadal w spoczynku, gdyż ruch tego organu nie jest zależny od prężności powietrza w cylindrze. Natomiast organ pomocniczy, na którego ruch wpływa prężność powietrza w cylindrze, przesunie się w położenie III i połączy zbiornik zapasowy wielki z cylindrem. Połączenie to będzie otwarte tak długo, aż prężność w cylindrze wzrośnie do wysokości, wystarczającej do powrotnego przesunięcia organu pomocniczego w położenie II.

Jak już wyżej wspomnieliśmy, prężność powietrza przewodu głównego jest zastąpiona w organie pomocniczym przez prężność powietrza małego zbiornika zapasowego. Odhamowywanie zatem następuje przez wzrost prężności w tym zbiorniku. Ponieważ nadto ruch organu pomocniczego jest uzależniony od prężności w cylindrze, przeto spadek prężności w cylindrze jest ściśle zależny od wzrostu prężności w małym zbiorniku zapasowym, a zupełne zluźnianie hamulca następuje jednocześnie z zupełnym naładowaniem tego zbiornika, t. j. w chwili, gdy prężność w tym zbiorniku osiągnie normalną wartość roboczą.

Zasadniczy przyrząd uruchamiający organu pomocniczego jest typu $dT_1(b+S) - oT_2c$. Uszczelnienie

łoków T_1 i T_2 jest wykonane błonami gumowymi sfaldowanymi, a zatem nie naciskającymi na tłoki. Dodatkową zaś siłą Q_2 wytwarza sprężyna, naciskająca na tłok T_2 w tym samym kierunku, co powietrze ze zbiornika zapasowego. Bezpośredni organ rozrządczy stanowi suwak pojedynczy.

11. Zakończenie.

W ustępie 7 podaliśmy system oznaczania różnych typów zasadniczego przyrządu uruchamiającego. Pozostaje nam zatem uzupełnienie tego systemu do oznaczania całkowitego organu rozrządu cylindra, obejmującego obok zasadniczego przyrządu uruchamiającego jeszcze bezpośredni organ rozrządczy i dodatkowe urządzenia, służące do stopniowego hamowania i odhamowywania.

Całkowity organ rozrządu cylindra oznaczymy ułamkiem, którego licznik stanowi znak zasadniczego przyrządu uruchamiającego, a mianownik znak bezpośredniego organu rozrządczego i urządzeń dodatkowych. Następnie oznaczymy przez

- x — bezpośredni organ rozrządczy, którego opór ruchu nie zmienia się nagle w okresie II,
- y — bezpośredni organ rozrządczy, którego opór ruchu jest mniejszy w okresie III niż w okresie III i I, a zmiana oporu ruchu jest nagle,
- z — bezpośredni organ rozrządczy, którego opór ruchu jest mniejszy w okresie III i I niż w okresie II, a zmiany oporu ruchu są nagle.

Dodatkową siłą Q_2 oznaczamy przez s , jeżeli wytwarza ją sprężyna, przez q — jeżeli wytwarza ją błona, a przez litery już poprzednio podane, jeżeli wytwarza ją sprężone powietrze. Jeżeli kilka z powyższych czynników wytwarza siłę dodatkową, to łączymy odnośne litery znakiem dodawania. Jeżeli siła Q_2 lub jej składowe działają w tym samym kierunku, co powietrze przewodu głównego, na przyrząd uruchamiający, to odnośne znaki umieścimy po tej samej stronie znaku bezpośredniego organu rozrządczego, po której jest umieszczony w liczniku znak prężności powietrza przewodu głównego wobec znaku tłoka, a jeżeli powietrze przewodu głównego działa na kilka tłoków, — wobec znaku tłoka największego. Jeżeli zaś siła Q_2 lub jej składowe działają w kierunku przeciwnym niż powietrze przewodu głównego, to odnośne znaki umieścimy po stronie przeciwnej.

Znaki organów rozrządczych zaworów złożonych połączymy znakiem dodawania, a bezpośrednie organy rozrządcze wyróżnimy wskaźnikiem m dla organu głównego, a wskaźnikiem n dla organu pomocniczego.

W tym systemie oznaczania różne typy organów rozrządczych mają następujące znaki:

I. Zawory pojedyncze.

A. Organy rozrządcze, na których ruch wpływa powietrze zbiornika zapasowego.

- a) Zawory umożliwiające stopniowe hamowanie, a nie umożliwiające stopniowego odhamowywania.

- 1) Zawór Westinghouse'a z roku 1874

$$\frac{aTb}{sx}$$

2) Zawór hamulców parowozowych i zawór hamulców pociągów towarowych system Westinghouse'a

$$\frac{aTb}{y}$$

3) Zawór hamulców pociągów osobowych systemu Westinghouse'a

$$\frac{aTb}{sy}$$

Sprężyna służy tylko do uniemożliwienia przeskoku z hamowania ruchowego w hamowanie nagłe.

b) Zawory umożliwiające stopniowe hamowanie i odhamowywanie.

1) Amerykański zawór pociągów osobowych syst. Westinghouse'a

$$\frac{aT \frac{b}{b_1}}{y}$$

2) Zawór systemu Kunze-Knorra

$$\frac{aT \frac{d}{bT_1 d + dT_2 o}}{z}$$

B. Organy rozrządowe, na których ruch wpływa powietrze cylindra hamulcowego.

1) Zawór według patentu Humpreya z roku 1892:

$$\frac{cT_2 a + aT_1 d + dT_2 c + cT_2 o}{sx}$$

2) Zawór syst. Lipkowskiego z roku 1911:

$$\frac{aT_1 d - cT_2 o}{qxq}$$

3) Zawór syst. Lipkowskiego z roku 1918:

$$\frac{aT_1 d - cT_2 o}{xs}$$

4) Zawór syst. Lipkowskiego z roku 1921:

$$\frac{aT_1 b - cT_2 o}{qxq}$$

5) Zawór syst. Lipkowskiego z roku 1931:

$$\frac{aT_1 b - cT_2 o}{qx(q+s)}$$

6) Zawór syst. Lipkowskiego z r. 1932:

$$\frac{aT_1 b - cT_2 (o+S)}{sx}$$

7) Zawór syst. Bozica i syst. Drollshammer'a:

$$\frac{dT_1 (a+S) - oT_2 c}{x(s+b)}$$

II. Zawory złożone.

1) Zawór syst. Soulerin'a

$$\frac{oT_2 c - bT_1 a}{x_m} + \frac{aT_3 b - cT_4 o}{x_n}$$

2) Zawór syst. Hardy'ego (Rihosek-Leuchter):

$$\frac{aTb}{y_m} + \frac{dT_1 b - oT_2 (c+S)}{x_n}$$

3) Zawór syst. Hildebrand-Knorra:

$$\frac{aTb}{y_m} + \frac{dT_1 (b+S) - oT_2 c}{x_{ns}}$$

W naszych rozważaniach dwutłokowych zasadniczych przyrządów uruchamiających założyliśmy milcząco, że trzon łączący oba tłoki jest sztywny. W rzeczywistości istnieją konstrukcje, w których połączenie obu tłoków jest sprężyste, lub między trzonami obu tłoków jest pewien luz i dopiero po przebyciu przez jeden lub dwa tłoki drogi, odpowiadającej temu luzowi, oba tłoki współdziałają, albo naciskając na siebie (Hildebrand-Knorra), albo ciągnąc się wzajemnie (Lipkowski, typ z r. 1932). Wreszcie jeden tłok może działać na jedno, a drugi na drugie ramię dźwigni dwuramiennej, która porusza bezpośredni organ rozrządowy.

Urządzenia te nie zmieniają wyżej omówionych zasad ustroju organu rozrządu cylindra i są przeznaczone albo do rozrządu przewodu, albo do rozrządu regulacyjnego. Z tego powodu powyższych konstrukcyj nie uwzględniamy w znakach typu organu rozrządu cylindra.

W niniejszym artykule ograniczamy się tylko do omówienia organu rozrządu cylindra, który głównie cechuje dany zawór rozrządowy. Wyczerpujące jednak porównanie zalet i wad poszczególnych systemów zaworów rozrządowych jest dopiero możliwe po rozpatrzeniu przedewszystkiem urządzeń rozrządu przewodu głównego, a w dalszym rzędzie urządzeń regulacyjnych.

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

MOSTOWNICTWO.

Most sklepiony bez ścian czołowych i przyczółków.

Swoistego kształtu żelbetowy most drogowy, odznaczający się niezwykłą prostotą pomysłu, został niedawno zbudowany w Australji, na jednym z dopływów rzeki Yass.

Sklepienie tego mostu posiada na całej swej rozciągłości zmienną szerokość, równą szerokości przykrywającego je nasypu, i opiera się bezpośrednio na skalistym gruncie. Most nie posiada ścian czołowych ani przyczółków, co znakomicie upraszcza konstrukcję, oczywiście kosztem estetycznego wyglądu, czem w danym wypadku widocznie mniej się interesowano.

Rozpiętość mostu wynosi 18,30 m, strzałka łuku 5,80 m; szerokość sklepienia w kluczu wynosi 9,76 m i powiększa się ku podstawom do 23,50 m. Grubość sklepienia w kluczu jest 38 cm; w podstawie 46 cm.

Sklepienie posiada uzbrojenie podłużne i poprzeczne. Wysokość warstwy nasypu w kluczu wynosi tylko 30,5 cm.

Przepływ wody w rzece pod mostem jest niewielki, natomiast znaczne bywa spiętrzenie wody podczas przyborów

na rzece Yass. Szybkość przepływu wody jest jednak wówczas tak mała, że nie zachodzi obawa rozmycia nasypu, nie chronionego murami czołowymi ani przyczółkami. (Engg News-Record, 8 września 1932, str. 293). A. E.

SAMOCHODNICTWO.

Postępy w budowie samochodów.

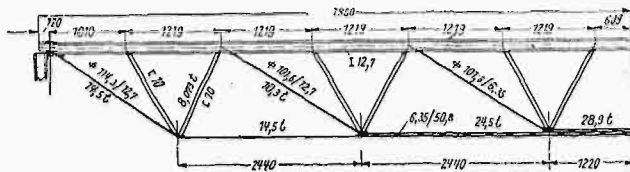
Donoczne wystawy samochodowe, które się odbyły w Paryżu i Londynie na początku października r. b., nie wykazały — jak można się było spodziewać ze względu na kryzys, który dotknął i tę dziedzinę przemysłu — wybitniejszego postępu w budowie samochodów. Można więc było stwierdzić jedynie pewne tendencje rozwojowe, idące po linii wytkniętej już poprzednio, a m. in. pewne dążenie do powrotu ku silnikom 4-cylindrowym, aczkolwiek o ulepszonych własnościach z punktu widzenia warunków jazdy. Poza tem uwytadnia się staranie, zwłaszcza w tańszych wozach, o lepsze uresorowanie i hamowanie. Sprężyste ustawienie silnika i skrzynki biegów w podwoziu czyni pewne postępy, zwłaszcza w samochodach firmy Chrysler Motor Corp., któ-

ra ustawia silnik na podkładkach gumowych, tak że blok silnikowy „plywa” w podwoziu. Ponieważ wówczas przestaje być blok elementem usztywniającym, przeto dodaje się zwykle przekątne usztywnienia. Również dużo uwagi zwraca się na wzrost sztywności podwozia przez spawanie jego części. Co się zaś tyczy sprzęgieł hydraulicznych i samoczynnego włączania biegów, to te zagadnienia pozostają prawie w tym samym stanie, co w r. ub. Niemniej i budowa karoseryj o linjach opływowych czyni bardzo powolne postępy. Większych udoskonaleń można się spodziewać pod tym względem wówczas, gdy przejdzie się do ustawiania silnika na tylnym końcu podwozia (VDI-Zft, 76 (1932), str. 1231).

SPAWANIE.

Wiązar spawany z pasem dolnym z płaskowników.

Jak wiadomo, pozwala spawanie na zastosowanie zupełnie innych profili w konstrukcjach żelaznych, niż te, które musiano stosować przy nitowaniu złącz, przyczem uzyskuje się oszczędności, dzięki lepszemu wyzyskaniu tworzywa. Przykładem tego rodzaju postępowania jest wiązar dachowy wykonany przez Westinghouse Electric & Manuf. Co w jej nowych budynkach w Perry (Pa.) i Mansfield (Ohio).



Rys. 1.

Układ tego wiązara (rys. 1) może być rozpatrywany jako belka usztywniona przez podwieszane pręty kratownic, w której pas dolny jest utworzony z płaskowników. Odpowiednio do wartości momentu, liczba płaskowników nałożonych na siebie wzrasta ku środkowi przęsła, tak że we wszystkich prętach pasa panują prawie jednakowe naprężenia, a zatem tworzywo jest wyzyskane prawie doskonale. Pręt końcowy tworzy płaskownik 114,3/12,7 mm, następny otrzymuje nadto płaskownik dodatkowy 101,6/12,7, a środkowy — jeszcze jeden dodatkowy 101,6/6,35 mm. Każdy płaskownik przechodzi przez całą odnośną część pasa dolnego, a następnie odgięty ku górze tworzy ukośnicę rozciągana, przypawaną na styk do pasa górnego. Dalszy podział pasa górnego tworzą pręty ściskane, prowadzące do węzłów pasa dolnego.

Rozpiętość wiązara wynosi 15,7 m, wysokość 1,22 m, ciężar 910 kg. Pas górny jest utworzony z belki dwuteowej wysokości 12,7 cm, ukośnice ściskane — z żelaza korytkowego 10 cm. Naprężenia w prętach są prawie jednakowe i wynoszą od 880 do 950 kg/cm². Próbné obciążenie dwu wiązarów wykonano ciężarem 18 t, co odpowiada 1140 kg/cm². Pomiary wykazały zgodność z obliczeniami; największe odchylenie wyniosło zaledwie 5%.

Rachunek porównawczy dał wynik następujący: analogiczny wiązar nitowany, z zastosowaniem kątowników, byłby o 11% cięższy, nie licząc ciężaru nitów, blach węzłowych i t. p., gdyż ważyłyby o 100 kg. więcej. Pomiary naprężeń dowiodły, że szwy przerywane wystarczają przy wiązaniu płaskowników w prętach złożonych do wytworzenia jednostajnego rozkładu naprężeń na cały przekrój. (Eng. News Rec. 1932, zesz. 5, str. 136).

TELETECHNIKA.

Nowe połączenie krótkofalowe.

Obie strony kanału Pas de Calais mają być wkrótce połączone zapomocą instalacji krótkofalowej, posługującej się falami o długości 15 cm. Stacje nadawczo-odbiorcze mieścić się będą koło lotniska Lypne pod Hythe i Stinglevert pod Calais. Budowę wykonywa firma Standard Telephones and Cables Ltd. Anteny odbiorcze i nadawcze tworzą przewodniki napowietrzne o długości 25 mm. Fale ultrakrótkie, wytworzone w specjalnej lampie katodowej, o 2.10⁹ okr./sek, będą skupiane na stacji nadawczej w wiązkę zapomocą reflektora o średnicy 3 m, wypromieniowane i skupione znów na stacji odbiorczej zapomocą takiegoż reflektora.

Urządzenie to ma służyć w szczególności do zawiadomiania o odlotach i przylotach samolotów, nie posiadających własnych radiostacji, oraz do komunikatów meteorologicznych. Instalacja może być wyposażona również w maszyny samopiszące, tak że wiadomości będą mogły być odbierane w nieobecności obsługi. Fale ultrakrótkie, które znalazły tu zastosowanie, są dogodnie dlatego, że ani stan pogody, ani pobliskie urządzenia nadawcze albo maszyny nie zakłócają odbioru. (VDI-Zft, 76 (1932), str. 1231).

Listy do Redakcji.

Mielenie i spalanie węgla wilgotnego.

Odnośnie artykułu p. Prof. Inż. B. Tołłoczki p. t. „Współczesne paleniska kotłowe”, zamieszczonego w zeszytach 41—42 z dn. 15.X.1932, pozwałam sobie zauważyć:

Próby mielenia węgla o zawartości wilgoci większej niż 14% przeprowadzane były nie tylko w Anglii, lecz również w Polsce. Osiągnięte wyniki były nieoczekiwane.

Ostatnio w Zagłębiu Dąbrowskim zostały przebudowane stare kotły na paleniska na pył węglowy. Kotły te wyposażono w instalację pojedynczą, a mianowicie w najbardziej rozpowszechnioną w Polsce młyn AEG-Resolutor. Przy przeprowadzonym pomiarze palił się węgiel o zawartości 21,9% wilgoci. Ten mokry węgiel został zmieszany bez suszenia i przy uruchomieniu zapalił się bez trudności. Podczas normalnego ruchu suszy się węgiel według opatentowanego sposobu zapomocą doprowadzenia gazów z paleniska do młyna. W ten sposób mielono bez trudności węgiel o zawartości 24—25% wilgoci. Jak wykazały pomiary, pył węglowy zapalał się bezpośrednio za palnikiem. Pozostałe części niespalone praktycznie nie były stwierdzone ani w żużlu, ani w gazach odlotowych. Sprawność przed przebudową na pył węglowy wynosiła 63—64%, zaś po przebudowie stwierdzono przy pomiarach 78,48%.

Należy jeszcze zaznaczyć, że w danym wypadku przebudowane były stare kotły wodnorurkowe z rusztem mechanicznym, które nie są wyposażone ani w podgrzewacz wody, ani w przepięgrzewacz powietrza.

Inż. K. Wenclawiak.

Notatka p. inż. Wenclawiaka jest zgodna z tem, co powiedziałem w moich artykułach p. t. „Współczesne paleniska kotłowe”, z tej racji nie mam odnośnie do omawianego zagadnienia nic do dopowiedzenia, chyba mogę wyrazić tylko zadowolenie, że moje artykuły wydoły z ukrycia cenne wyniki doświadczeń z wytwarzaniem i spalaniem pyłu węgla kamiennego o dużej wilgotności. Należałoby przy tej okazji zwrócić się z apelem do wszystkich techników polskich, aby swych spostrzeżeń, które stanowią pewien przyczynek do rozwoju wiedzy technicznej, nie chowali wyłącznie dla siebie, lecz dzielili się z ogółem, ogłaszając w prasie technicznej. Dlatego należy się tu p. Wenclawiakowi podziękowanie za podany komunikat.

Prof. B. Tołłoczko.

POLSKIEGO KOMITETU ENERGETYCZNEGO

BULLETIN DU COMITÉ POLONAIS DE L'ÉNERGIE

T R E Ś Ć:

Energetyka Zagłębia Węglowego,
nap. Inż. Jan Obrąpalski.

WARSZAWA

14 GRUDNIA
1932 R.

S O M M A I R E:

Problèmes énergétiques du bassin
houillier polonais, par M. J. Obrąpalski, Ingénieur.

Energetyka Zagłębia Węglowego.

Napisał Inż. Jan Obrąpalski.

Zagłębie Węglowe, posiadające zapasy węgla kamiennego w ilości, która może wystarczyć Polsce na jakieś 10 wieków, jest jednocześnie najbardziej przemysłowym okręgiem Polski, a, co za tem idzie, i najbardziej interesującym pod względem energetycznym. Tu na przestrzeni 80×40 km² znajduje się 103 kopalni węgla, większych i mniejszych, 9 koksowni, 7 kopalni większych galmanu, 32 hut żelaza i cynku oraz szereg fabryk chemicznych, fabryk maszyn i t. d. Z ogólnej ilości 3 miliardów kWh energii elektrycznej, spożytej w Polsce w r. 1929, przypada na Zagłębie Węglowe ok. 2 miliardów, jest więc ono największym spożywcą prądu, jednocześnie zaś prawie wyłącznym źródłem produkowanej obecnie energii elektrycznej.

Największe pozycje po stronie czynnej i biernej w bilansie energetycznym Zagłębia wykazuje przemysł węglowy. Z ogólnej produkcji rocznej 40 milionów tonn lepszych lat ubiegłych, ok. 25% przypada na miął i przerosty, które stanowią nieunikniony, ściśle związany z systemem wybierania węgla, produkt niskowartościowy. Produkt ten nadaje się zasadniczo tylko do spalania w paleniskach kotłowych przemysłowych, w piecach cementownianych i cegielnianych. Wartość jego użytkową obniżają trudności techniczne przy jego spalaniu i przechowywaniu; trudności przy spalaniu spowodowane są głównie zawartymi w nim małymi cząsteczkami o wielkości ziaren poniżej 3 mm, które w palenisku w znacznej części zostają uniesione do komina w stanie niespalonym i zasypują bliższą okolicę, częściowo przesypują się przez ruszt, pozatem zaś zasklepiają przestrzenie wolne w warstwie węgla leżącej na ruszcie, powodując potrzebę stosowania regulowanego strefami podmuchu. Pozatem jest to gatunek, posiadający największy procent popiołu i wilgoci. Miął można uszlachetnić i spalić go jako pył z wysoką sprawnością, proces ten podnosi jednak jego cenę o ok. 2 zł. na tonnie.

Przed wojną górna granica ziarn miálu wynosiła powszechnie 15 mm, po wojnie — kopalnie, dążąc do podniesienia jego wartości użytkowej, a więc i jego ceny, — oddzielają od całej jego ma-

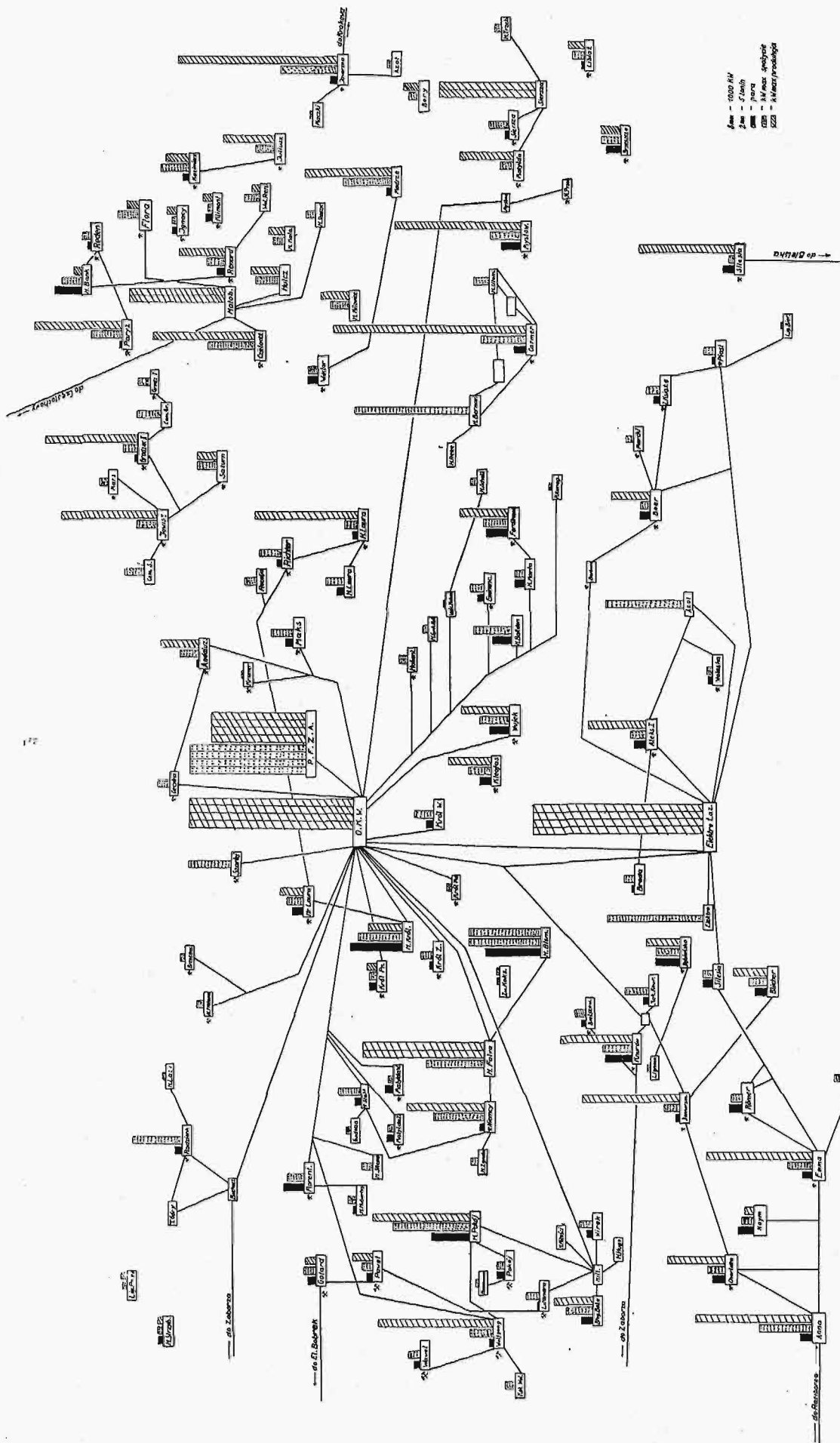
sy różne gatunki grubsze pod nazwą groszków, orzeszków i t. d. o wielkości ziarn powyżej 10, 7, 5 i 3 mm, pozbawione owych cząstek najdrobniejszych i stanowiące idealne paliwo dla rusztów kotłowych. W ten sposób na kopalni pozostaje najgorszy miął, o ziarnach np. (0—5) mm, w ilości ok. 10% całego wydobycia, t. j. przekraczającej jeszcze o jakieś 40% potrzeby własne kopalni. Wartość opałowa miálu leży naogół nie więcej niż o (10—15) % poniżej wartości orzechów, natomiast cena rynkowa miálu leży stale o 50% i więcej poniżej jego „parytetu cieplnego”. Ten właśnie miął stanowi obecnie najtańsze w Polsce i przez długi jeszcze czas niewyczerpane źródło energii.

W roku 1931 spaliły kopalnie we własnych kotłowniach i kuźniach (kostka i część orzechów) ok. 3 milionów t, które w następujący sposób dzielą się na poszczególne gatunki:

miął	79%
przerosty	5 „
szlamy	8 „
pospółka	1 „
orzechy	4,2%
kostka	2,8 „
	100,0%

Około 30 kopalni nie wytwarza prądu własnego, lecz pobiera go z elektrowni okręgowych, spalających wyłącznie miął. W ten sposób na potrzeby własne kopalni spala się w dziewięćdziesięciu kilku procentach miął, szlamy i przerosty, czyli produkt odpadkowy.

Napęd mechaniczny na kopalniach jest w dwóch trzecich zelektryfikowany, potwierdza to zarówno tabela poniższa, podająca moce zainstalowanych silników elektrycznych i parowych na kopalniach, jak i statystyka mocy potrzebnej w postaci prądu i pary do napędu bezpośredniego maszyn i mechanizmów kopalnianych; moc zainstalowana silników elektrycznych wynosiła w 1926 r. 405 000 KM, czyli 61,5%, a parowych 253 000 KM, czyli 38,5%, największa zaś sumaryczna moc potrzebna (1930 r.): elektrycznych 155 000 KM (69%), parowych 70 000 KM (31%).



Rys. 1.

Schemat rozmieszczenia i wielkości urządzeń wytwórczych i odbiorczych energii w Zagłębiu węglowym.

Rodzaj maszyn	Razem		%	Górny Śląsk		Zagł. Dąbrowskie		Zagł. Krakowskie	
	Parowe KM	Elektr. KM		Parowe KM	Elektr. KM	Parowe KM	Elektr. KM	Parowe KM	Elektr. KM
Pompy	42 621	169 130	81	18 995	126 729	16 653	29 596	6 973	12 805
Wyciągi	92 214	41 960	32	76 325	31 748	11 373	9 023	4 516	1 189
Sprężarki	81 033	46 524	36	73 276	37 290	2 577	5 342	5 180	3 892
Wentylatory	2 013	15 267	89	1 943	11 932	70	2 354	—	981
Inne	35 593	132 281	79	29 076	122 209	5 665	8 250	852	1 822
Razem	253 474	405 162	—	199 615	329 908	36 338	54 565	17 521	20 689
% zelektryfikowania	61,5			62,5		60		57	

Z tabeli powyższej widać, że najmniej zelektryfikowane są sprężarki i wyciągi. Przyczyną niewielkiego zelektryfikowania sprężarek jest głównie ta okoliczność, że wytwarzanie sprężonego powietrza jest zwykle scentralizowane w pobliżu głównej kotłowni i proces wytwarzania na drodze turbina — sprężarka jest tańszy i pod względem kosztów instalacji i kosztów ruchu od procesu na drodze turbina — prądnica — silnik — sprężarka, i dopiero przy większych odległościach przenoszenia energii proces ostatni może opłacać się lepiej. Elektryfikację wyciągów niezawodnie wstrzymała wojna i jej skutki gospodarcze; gdyby nie to, utrzymywanie w ruchu tych pożeraczy pary, pracujących w wielu wypadkach jeszcze na wydmuch i spożywających po (40—60) kg pary na użytkowego konia mechanicznego i godzinę, napewno byłoby w szybkim tempie zlikwidowane. O ile więc procent zelektryfikowania sprężarek nie przekroczy prawdopodobnie w przyszłości (50—60), o tyle w stosunku do maszyn wyciągowych będzie on dążył do 100.

Ogólne zapotrzebowanie energii elektrycznej na 1 tonnę wydobytego węgla wynosi (15—16) kWh. Na Górnym Śląsku kopalnie w r. 1929 spżyły ogółem ok. 500 milionów kWh, z czego wytworzyły we własnych elektrowniach 280 milionów, wzięły zaś z elektrowni obcych 220 milionów.

Stopień zelektryfikowania hut i fabryk żelaznych Zagłębia może być obliczony tylko na zasadzie statystyki zapotrzebowania mocy, gdyż brak statystyki mocy zainstalowanych silników. Na Górnym Śląsku moc zainstalowana była do niedawna następująca:

	silniki parowe KM	silniki elektryczne KM	silniki gazowe KM
Wielkie piece (16)	11 000	11 000	3 200
Odlownie (12)	1 000	5 000	—
Stalownie i walcownie (9)	100 000	165 000	—
ogółem	112 000 (38%)	181 000 (62%)	

Największa sumaryczna moc potrzebna wynosiła w 1930 r. w całym Zagłębiu: silników elektrycznych w hutach 84 000 KM (63%), parowych 50 000 KM (37%).

Dosyć dokładną statystykę silników elektrycznych i prądnic na Górnym Śląsku w r. 1929 podaje następująca tabela Dozoru Kotłów w Katowicach:

	Prądnice kW				Silniki KM
	Ogółem	Turbiny	Masz. par.	Masz. gaz.	Ogółem
Kopalnie	158 210	147 442	10 743	25	350 231
Huty	78 148	61 945	3 883	12 320	181 175
Różne	181 500	180 120	1 170	105	67 633
Ogółem	417 858	389 507	15 796	12 460	599 039

W ogólnej ilości zainstalowanych kotłów ok. 60% stanowią dotychczas kotły płomienicowe i walczakowe, ok. 25% wodnorurowe, resztę zaś różne. Najbardziej rozpowszechniony jest ruszt łańcuchowy. Paleniska na pył węglowy posiadają już w całym Zagłębiu 23 kotły, w tem 4 jednostki po 1000 m² i 1 na 1200 m².

Ogólny bilans zdolności wytwórczej trwałej i największej mocy potrzebnej dla większych zakładów przemysłowych Zagłębia jest następujący (w tysiącach kW).

	kopalnie	huty	różne	el. okręg.
zdolność wytwórcza	263	47	46	184
zapotrzebowanie	128	71	88	—

Największą rolę wytwórcy prądu odgrywają więc kopalnie i elektrownie okręgowe, rolę zaś odbiorcy — również kopalnie.

W okrągłych liczbach dla wszystkich zakładów Zagłębia wynosiły:

zdolność wytwórcza	500 000 kW
największe obciążenie	300 000 kW
nadwyżka czynna	200 000 kW

Nadwyżka ta jest rozrzucona po całym Zagłębiu i wykorzystanie jej czynne, lub w celach wzajemnej rezerwy, możliwe jest dopiero po przeprowadzeniu licznych połączeń dodatkowych i zorganizowaniu współpracy. Z drugiej znowu strony, istniejące urządzenia prądotwórcze starzeją się, a licząc za najdłuższy okres ich pracy 20 lat — otrzymamy moc urządzeń, które co roku przechodzą w stan nieczynny wskutek starzenia się; moc ta wynosi średnio 500 000 : 20 = 25 000 kW.

Obraz powyższy dotyczy oczywiście lat, kiedy wszystkie prawie zakłady były w ruchu; w chwili obecnej nadwyżki są znacznie większe, ale stan ten należy uważać za przejściowy.

Współpraca elektrowni i koncentracja wytwarzania prądu widoczna jest z mapy energetycznej Zagłębia. Koncentrację w wielkich rozmiarach prowadzi tu od 30 lat elektrownia okręgowa w Chorzowie, do której sieci przyłączono 42 zakłady przemysłowe wielkie oraz dużą ilość zakładów mniejszych, kolejek, gmin i t. d. Produkcja prądu elektrowni tej dzieliła się w r. 1929 jak następuje:

wielki przemysł	196.10 ⁶ kWh
fabryki chemiczne	182
oświetlenie	33
trakcja	6
różne	3

razem 420.10⁶ kWh

W ostatnich latach rozwinęła się bardzo druga śląska elektrownia okręgowa — w Łaziskach — i dopędziła pierwszą pod względem wielkości zakładu wytwórczego (80 000 kW). Obie one, wraz z kilku elektrowniami kopalni obwodu Rybnickiego, pracują na wspólną „szynę zbiorczą” Górnego Śląska 60 kV.

Na planie energetycznym podane są w odpowiedniej skali dla każdego większego zakładu przemysłowego Zagłębia: największe zapotrzebowanie pary do napędu w tonnach na godzinę, największe zapotrzebowanie prądu w kW i największa trwała zdolność wytwórcza w kW; oprócz tego podane są linje elektryczne, łączące dany zakład z innymi. Miarą współpracy i centralizacji wytwarzania prądu służyć może do pewnego stopnia sumaryczna zdolność przesyłowa połączeń elektrycznych wewnątrz Zagłębia, która wynosi ok. 210 000 kW; przy 100% rezerwy moc przesyłana między oddzielnymi zakładami wynosi w sumie ok. 100 000 kW. Linij elektrycznych do eksportu prądu z Zagłębia istnieje 6 o zdolności przesyłowej 50 000 kW, eksport ten nie przekroczył jednak w sumie 15 000 kW.

Koszt wytwarzania prądu elektrycznego, obliczony na zasadach podanych przez niżej podpisanego w Nr. 10 „Techniki Ciepłej” z 1928 r., wynosi

$$a = 21 \cdot A \frac{1}{n \cdot 8760} + k \left(1,35 \frac{f}{n} + 4,83 \right) \cdot W$$

dla elektrowni małej, zaś

$$a = 21 \cdot A \frac{1}{n \cdot 8760} + k \left(0,9 \frac{f}{n} + 3,8 \right) \cdot W$$

dla elektrowni dużej,

gdzie A — koszt zainstalowania 1 kW mocy w elektrowni w złotych,

n — stopień wyzyskania potrzebnej mocy,

f — współczynnik zależny od planu pracy maszyn;

jeżeli stale pracują wszystkie maszyny, to $f = 1$,

dla elektrowni szczytowych $f = 0,4$;

W — cena paliwa w groszach, za 1000 kaloryj,

k — współczynnik zależny od gatunku węgla i wynoszący 0,98 do 1,02.

Koszt A wynosi dla elektrowni mniejszych (1000—1200) zł/kW, dla większych nowoczesnych (500—600) zł/kW.

Koszt paliwa W wynosi dla różnych jego gatunków i różnych miejscowości za 1000 Kal w gr.

gaz koksowy	0,72
węgiel orzech II	0,4
„ miął (0 — 10)	0,2
„ „ (0 — 5)	0,1

a w Warszawie:

węgiel orzech II	0,7
„ miął (0 — 10)	0,5

i w Borysławiu:

gaz ziemny	0,6
----------------------	-----

Obliczony w ten sposób koszt wytwarzania prądu w większych elektrowniach kopalnianych Zagłębia do celów wielkiego przemysłu ($n = 0,57$) wynosi w przybliżeniu

$$21 \cdot 750 \cdot \frac{1}{0,57 \cdot 8760} + 1,02 \left(0,9 \frac{1}{0,57} + 3,8 \right) \cdot 0,1,$$

czyli 3,7 gr./kWh.

Dla wielkiej elektrowni nowoczesnej, wytwarzającej prąd do celów elektrochemii ($T = 8760$, $n = 1$) i posiadającej 25% rezerwy, koszt wytwarzania będzie:

$$21 \cdot 500 \cdot 1,25 : 8760 + 1,02 (0,9 + 3,8) \cdot 0,2,$$

czyli 2,46 gr./kWh.

Jest to koszt, rywalizujący śmiało z tanimi siłami wodnymi.

Gaz wielkopieczowy, jako paliwo, posiada znaczenie czysto lokalne, gdyż zostaje całkowicie spożyty do celów metalurgicznych i w siłowniach hut. Gaz koksowniczy częściowo tylko jest wykorzystany do celów metalurgicznych i w paleniskach kotłowni koksowniczych lub hutniczych, znaczne zaś ilości jego pozostają niewykorzystane i giną w atmosferze bezpowrotnie; ilości te mogłyby wytworzyć paręset milionów kWh rocznie, cena tego gazu, jak widzieliśmy wyżej, jest jednak stosunkowo znacznie wyższa niż miału węglowego.

Z niskiej ceny paliwa wypływa w konsekwencji fakt, iż najtańsze rozwiązanie dadzą konstrukcje kotłów i maszyn proste i tanie, sprawność zaś urządzeń tych odgrywać tu będzie rolę naogół podrzędną; drogie urządzenia o wysokiej sprawności będą się opłacały tylko w elektrowniach o bardzo wysokim stopniu wyzyskania (elektrochemia).

Z powyższego widać, że Zagłębie posiada duże zapasy taniej energii z paliwa odpadowego oraz duże nadwyżki czynne w zakładach prądotwórczych. Współpracę elektrowni Zagłębia można zorganizować, zależnie od potrzeby, w dwóch kierunkach: 1) posunąć jaknajdalej centralizację wytwarzania w wielkich zakładach, zamykając małe, i 2) posunąć jaknajdalej decentralizację wytwarzania, uwalniając wielkie zakłady od dostaw lokalnych i przeznaczając im rolę wielkich eksporterów prądu. Niskie stawki przewozowe na kolejkach dojazdowych sprzyjać będą rozwiązaniu w obu wypadkach.