

## Ś. p. Inż. Adam Wiciński.

(Wspomnienie pośmiertne).

Mija właśnie rocznica tragicznej śmierci śp. Adama Wicińskiego. Wspomnienie to, chociaż o rok spóźnione, należy się Inżynierowi, który mimo że był w młodym wieku, gdy odszedł od nas, ale dla swych zdolności, śmiałości myśli, twórczego charakteru pracy przy realizowaniu nowych problemów silnikowych, umiejętności stawiania w lot diagnoz ruchowych, a nie mniej dla nieprzeciętnej indywidualności i osobistych zalet, skupiał na Sobie duże zainteresowanie mechaników-silnikowców w ostatnim pięcioleciu.

Odsuwam na bok własny ból po stracie przyjaciela i najbliższego towarzysza pracy naukowej. Piszę to wspomnienie w imieniu Laboratorium maszynowego Politechniki Lwowskiej, dumnego ze swej latorośli, b. starszego asystenta, który w przedmowie do swej pracy doktorskiej napisał: „Z wdzięcznością wspominam Laboratorium maszynowe za stworzenie panującego tam ducha, gdyż ten spowodował, że nie bałem się podejść do problemu, uważanego przez wielu za jeden z najdziwniejszych pomysłów“.

Rodem z Małopolski, (Nowe Sioło), zapisał się na Wydział Mechaniczny Politechniki Lwowskiej w r. n. 1923/4. Po kilku pierwszych latach studjów widzimy Go bardzo czynnego w Kole mechaników studentów Bratniej Pomocy, którego to Koła przewodniczącym był w latach 1927—1929. Uzyskawszy dyplom inżyniera na wiosnę 1929 r. zgłosił się na drugi dzień po egzaminie do Laboratorium maszynowego, pełen pragnienia podjęcia się jakiegoś trudnego problemu naukowego.

A tematów do pracy twórczej jest zawsze dosyć, ale jedne odstraszają, bo trudno wprost przewidzieć, w jakim kierunku pójdzie samo zjawisko, choćby narazie tylko fizykalnie ujęte, nie mówiąc o późniejszych trudnościach matematycznych; inne są splotem tylu zależności, że podchodząc do nich trzeba mieć przygotowanie równocześnie w kilku działach, np. termodynamika, konstruktora, technologa, ruchowca, itp. A nawet pozornie proste problemy wymagają później, aż do zupełnego przeprowadzenia ich w zastosowaniu dla dobra ogółu — bo to

jest celem ostatecznym Techniki — wielu lat pracy, której przy obecnym tempie życia nikt nie uzna. Z powodu trudnych warunków bytu młodzieży w Polsce — mało jest tu chętnych. To też podjęcie się przez śp. Wicińskiego — niezależnie od Jego zdolności — problemu jednego z najtrudniejszych, było objawem wielkiej żywotności. Musiało w Nim być ogromne pragnienie inżynierskiego tworzenia, że Go nie odstraszły żadne trudności, jak tylu innych przedtem. Młodość, zdaje się, „podała Mu skrzydła“.

Tematem była realizacja bezkorbowej silnikosprężarki, której nawet koncepcja teoretyczna

nie była wtedy jeszcze ostatecznie ustalona, a który to problem okazał się ciężkim konglomeratem wielu różnych zagadnień. Rozpoczęła się praca, przypominająca wojenne kampanie, atak za atakiem, chyba naprzemian nieudaly i udały. A kontratak Natury — to milczenie, które nawet wydartą już tajemnicę, zdobycz człowieka, czyni jeszcze długo niepewną. Kampania ta trwała w sumie 7 lat. Dużo się czasu straciło, planując początkowo mało szczęśliwą konstrukcję o wyrównaniu mas zapomocą ruchomego cylindra — podczas gdy pomysł użycia ruchomych głowic leżał tak blisko, jak się później okazało. Ileż potem czasu stracono na zabiegi, aby uzyskać subwencję potrzebną do realizacji pierwszego typu! Do ilu władz i instancji pukano! A cho-

ciażby ta — utrzymująca w napięciu nawet wszystkich innych kolegów, niemych świadków tego zmagania się śp. Wicińskiego z trudnościami — kilkumiesięczna niemożność uruchomienia zmontowanego modelu, który codziennie kilkakrotnie zapuszczany po kilku skokach stawał i trudno było zanalizować przyczynę, gdy całe zjawisko trwało 1—2 sekundy. Pamiętamy wszyscy entuzjazm, gdy nareszcie motor, pracujący jak bezkompresorowy Diesel, ustawiony swobodnie, bez fundamentu, ruszył (a biegł ze średnią prędkością tłokową 32 m/s!), chociaż sceptycy byli przerażeni 4-3 m skokiem tłoka.

Hartowało to wszystko umysł i wolę śp. Wicińskiego. Dobra! On sobie grupę współpracowników, która z niesłabnącym zapalem pro-



\* 1906 Ś. p. Inż. ADAM WICIŃSKI. † 1936

jektowała nowe ulepszone konstrukcje. Przyszły silnik krystalizował się zwolna, kolejne modele były coraz bardziej zwarte, krótsze, coraz pewniejsze w ruchu. Musiano co prawda z niejednej, teoretycznie pięknej, koncepcji zrezygnować, odwrotnie niejednym udany szczegół drugorzędny, mało początkowo szacowany, zyskiwał na ważności przy rozwijaniu się typu przemysłowego. Również niektóre, początkowo wielkie możliwości zastosowania tego nowego agregatu maszynowego, zwanego w skrócie „b-s-s“ przeżyły się, w ich miejsce wypłynęły inne (i są do dziś dnia aktualne!).

Gdy kosztowne badania oparły się wreszcie w 1932 r. o największą wytwórną silników Diesla w Polsce, zdawało się, że wszystko jest na najlepszej drodze. Po opanowaniu trudności konstrukcyjnych i ruchowych pozostało, jako wada, jeszcze ciągle za duże zużycie paliwa. Może i nefachowcy uprzytomną sobie, że chodzi tu o przebiegi spalania odbywające się w setnych sekundy, a zależne od kanalików o wymiarach kilku setnych milimetra, rozpylające paliwo pod ciśnieniem kilkuset atmosfer, w warunkach niewypróbowanych dla prędkości zachodzących w układach bezkorbowych. Nie mamy w Polsce urządzeń laboratoryjnych, jakie posiada zagranica, a które pozwalają, bez łączności ze silnikiem i bez potrzeby jego uruchomienia, na szybkie i precyzyjne wyszukanie danych konstrukcyjnych, od których zależy optimum tegoż spalania. Szczegół ten, nieistotny dla samej myśli twórczej, zaciążył fatalnie na realizacji problemu nowego silnika, gdyż Fabryka, której społeczna ofiarność zasługuje na największe uznanie, musiała wreszcie wobec rosnących kosztów ograniczyć, w połowie 1936 r., niekończące się badania. Polska, jak się okazało, jest tu za uboga. Z tegoż powodu wstrzymano wówczas opłacanie licznych opłat patentów zagranicznych na bezkorbową silniko-sprężarkę i inne wynalazki ś. p. Wicińskiego. A we fikcyjną rozbudowę (giełdę) patentową (kilkadziesiąt uzyskanych patentów w państwach Europy i w Ameryce!) dał się On porwać, gdy wygrał podstawowy proces patentowy z potężnym koncernem Junkersa. Było to zwycięstwo pyrrusowe...

Dwa te ciosy nie obaliły jeszcze tyłana pomysłów, który równocześnie pracował nad problemem lotniczego Diesla, dwutaktu, (i przepro-

wadzał już pierwsze próby praktyczne) oraz nad typem okrętowego Diesla o wielkiej mocy i nowym układzie, gdyż rozzuchwalony — możnaby powiedzieć — możliwością obejścia klasycznego układu korbowego, wyszukiwał oraz to nowe śmiałe rozwiązania.

Odkryte przypadkowo jeszcze w 1933 r. przez inż. Bujaka i śp. Wicińskiego w czasie badań nad bezkorbowym układem zjawisko t. zw. dynamicznego dopełniania silnika, przeszczerpione na układy korbowe, dało u 4-ro-surowych Diesli bardzo dobre wyniki praktyczne w szeregu wypadkach w Polsce. Ideę tę próbowano rozszerzyć na silniki 2-surowe i sprężarki. Ale i ten, udało w realizacji problemów, niby jasny fragment, zawiódł czasowo w pewnym stadium badań: Odnośne próby zagranicą w jednej z największych wytwórni angielskich, przeprowadzone w lecie 1936 r., dały tylko połowiczny efekt, t. j., mimo uzyskania zwiększonej ilości powietrza w cylindrze, nie można było wydobyć większej mocy. Dlaczego — nie wiemy. Kilkumiesięczne te żmudne badania, prowadzone samotnie przez ś. p. Wicińskiego na obcym terenie, po siedmiu latach wyteżonej pracy w kraju, wyczerpały Go wreszcie zupełnie oraz złamały nerwowo, doprowadzając ostatecznie do tragedji 13 grudnia 1936 r.

Jeżeli „twórcze myślenie, samotne pasowanie się z nierozwiązaną, często nieprzeczuwaną przez nikogo, zagadką jest jedną z wielkich i czystych radości, które są duchowi ludzkiemu dostępne“ (myśli jednego z polskich fizyków) — to zbyt drogo tę radość tu okupiono. Nie wystarczyło zmęczenie dni pracowych, brnięcie przez mnóstwo drobnych i wielkich utrudnień, bolesne niepowodzenie po pierwszych blaskach tryumfu, nie starczyło jakieś cudowne opanowanie zniechęcenia lub goryczy, nawet niezwykła wytrwałość i hart — dopełnienie się tragedji zażądało ofiary z życia.

Na widok tego losu trzydziestoletniego idealisty, możnaby rzec, meteoru, który jasno, ale na krótko zabłysnął nad tak rzadko rozświetlaną szarzyzną polskiego życia naukowo-technicznego, żal musi ogarnąć każdego mechanika.

Zachowajmy Go w serdecznej pamięci, a młodzi niech z pożytkiem dla Polski czerpią ze spuścizny Jego pomysłów.

*R. Witkiewicz.*

Piękne wspomnienie pośmiertne, bezpośrednio po skonięciu, napisane przez Jego przyjaciela Inż. J. Bujaka, ukazało się w zeszytach Nr 2/1937 r. w „Przeglądzie Mechanicznym“. Wspomnienie niniejsze opóźniło się, częściowo w związku z przygotowaniem pośmiertnego wydania pracy doktorskiej śp. Inż. Wicińskiego, częściowo z innych powodów. Pracę Swą doktorską przedłożył On Politechnice Lwowskiej w 1933 r., egzamin ścisły złożył w marcu 1935 r. Zajęty coraz to nowymi problemami opóźniał końcowe przygotowanie pracy do druku, tak że związany z tym, formalny już tylko akt doktoryzacji nie odbył się — wskutek przedwczesnej Jego śmierci. Za pracę naukową otrzymał Srebrny Krzyż Zasługi.

Inne oryginalne prace śp. Inż. A. Wicińskiego, ogłoszone drukiem:

„Bezkorbowa silniko-sprężarka a zagadnienie napędu pneumatycznego o wielkiej mocy“ (wspólnie z Dr R. Witkiewiczem), 1933, Sprawozdania i Prace P. K. En., ogłoszone równocześnie w języku niemieckim w Transactions of the World Power Conference, Sectional Meeting-Scandinavia, 1933, wydane w Sztokholmie.

„Bezkorbowa silniko-sprężarka o dwu swobodnych tłokach przeciwbieżnych“, 1933, Przegląd Techniczny.

„Dynamiczne doładowanie systemu Wibu“, 1934, Przegląd Techniczny.

„Próby i doświadczenia nad spalaniem w szybkobieżnym silniku Diesla“ (wspólnie z Inż. Bujakiem), 1935, Przegląd Mechaniczny.

„Silniki Diesela do łodzi podwodnych i ich możliwości budowy w Polsce“, 1936, Przegląd Techniczny.

„Rzut oka na postępy w budowie silników Diesela w ostatnich latach“, 1936, Przegląd Mechaniczny.

Śp. Inż. Wiciński miewał referaty na wielu zjazdach SIMP'u, ponadto wygłaszał często we Lwowie, w Warszawie, w Boryslawiu i Katowicach, odczyty o silnikach spalinowych. Ogólnie komentowany był Jego wykład z początkiem 1936 roku w Warszawie na tle sporu naukowego z (również przodującym konstruktorem) Inż. S. Nowkońskim, (także tragicznie wkrótce zmarłym), o koncepcję silnika lotniczego: Otto czy Diesel.

† Inż. ADAM WICIŃSKI

(L W Ó W)

## Realizacja problemu bezkorbowej silnikowo-sprężarki.

Myślą przewodnią bezkorbowej silnikowo-sprężarki jest krótkie spięcie silnika i sprężarki, z zupełnym pominięciem układu korbowego, jako elementu przenoszącego pracę z silnika na sprężarkę<sup>1)</sup>.

Dążenie do wyeliminowania układu korbowego ma swoje uzasadnienie w tym, że układ korbowy jest elementem stosunkowo drogim. Poza tym sposób jego działania nie jest korzystny dla procesów termodynamicznych występujących w cylindrze, gdyż w pobliżu martwych położów tłoka, a więc w chwili panowania w cylindrze najwyższych ciśnień, posiada małą sprawność mechaniczną (nawet ujemną w pewnym zakresie około martwego położenia, — patrz Dr R. Witkiewicz „Praca tarcia układu korbowego“ 1918 r.). Odbija się to na ogólnej sprawności mechanicznej w ten sposób, że maszyny o wyższych ciśnieniach sprężania mogą posiadać mniejszą sprawność użyteczną wbrew temu, czego należałoby oczekiwać ze względów termodynamicznych, każde zaś obniżenie sprawności mechanicznej przy normalnym obciążeniu wywołuje tym większy spadek sprawności mechanicznej przy obciążeniach mniejszych, w obrębie których odbywa się normalnie praca maszyn w przemyśle. Usiłowanie zastąpienia układu korbowego innymi elementami, jak w układzie Michela, Brzeskiego i innych, dając pewne korzyści natury konstrukcyjnej, nie rozwiązują sprawy strat mechanicznych, gdyż wszystkie te układy posiadać muszą straty mechaniczne tego samego charakteru, jakie ma normalny układ korbowy.

Chociaż bezkorbowa silnikowo-sprężarka nie jest maszyną, którą możnaby wprost porównywać z silnikiem korbowym, gdyż dla otrzymania pracy mechanicznej wymaga maszyny wtórnej wirowej lub korbowej, to jednak wydaje się, że będzie ona w stanie nawet łącznie z maszyną wtórną wytrzymać, pod względem sprawności mechanicznej, konkurencję z silnikiem korbowym, gdyż, jak wykazały doświadczenia z tłokową lokomotywą powietrzną M. A. N. z roku 1930, moc użyteczna maszyny wtór-

nej w wypadku zastosowania podgrzewania powietrza napędowego spalinami silnika, może być większa od mocy dostarczanej przez silnik napędzający.

Pierwszym jednak terenem szerokiego zastosowania korbowej silnikowo-sprężarki jest dostarczanie powietrza dla celów fabrycznych i kopalnianych, gdzie jest ona jednostką samodzielną, dającą znaczne obniżenie kosztów produkcji sprężanego powietrza, tak przez obniżenie kosztów zakładowych jak i napędu.

Idea bezkorbowej silnikowo-sprężarki, to jest maszyny posiadającej jeden lub kilka tłoków, które przenoszą pracę z przestrzeni opisującej przebiegi silnika na przestrzeń opisującą przebiegi sprężarki wyłącznie za pomocą swej energii kinetycznej, znana jest z literatury patentowej w następującym porządku chronologicznym:

1. 9 maja 1897 (wydanie patentu) Niemcy Nr 99545, Thomas Thomlinson, Dublin, Explosionskraftmaschine mit zwei in entgegengesetzten Richtungen sich bewegendem Kolbenpaaren.
2. 8 grudnia 1909. U. S. A. Nr 975.136, James J. Kiely, Chicago, Air-Compressor.
3. 23 maja 1910. Francja, Nr 416.280, Edward Messmer (Seine), Moteur a explosion.
4. 28 lutego 1911. Szwajcaria, Nr 55.809. Giuseppe Matricardi (Palanza), Verbrennungsmotor - Kompressor zur Erzeugung komprimierter Luft zum Betrieb von Gasturbinen etc.
5. 13 grudnia 1912. Niemcy, Nr 281.566, Hermann Stegmayer (Charlottenburg), Stehender Gasverdichter etc.
6. 22 grudnia 1918. Szwajcaria, Nr 93.079, Robert Esnault-Pelterie (Paris), Moteur a combustion interne.
7. 18 lutego 1921. U. S. A., Nr 1,535.659, Ivar Kobbke (Kopenhaga), Fluid-Pressure-Engine.
8. 14 listopada 1921. W. Brytania, Nr 180.052, Arthur Harold Nicholson, Improvements relating to Compressors for Air or other Gases.
9. 12 lipca 1922. U. S. A., Nr 1,571.615, Jules Babin (Paris), Methode and apparatus for Compressing Gas.
10. 11 czerwca 1924. Szwajcaria, Nr 115.185, Raul Pateras Pescara, Machine a combustion interne avec une piston sans liaison cinematique oscillant dans un cylindre.
11. 2 kwietnia 1926. W. Brytania, Nr 268.782, Raul Pateras Pescara, Improvements in and relating to Air-Compressors.
12. 8 kwietnia 1926. U. S. A., Nr 1,732.693, Raul Pateras Pescara, Air-Compressor.
13. 18 czerwca 1926. U. S. A., Nr 1,653.719, Wilhelm Mauss (Durban Natal), Thermodynamic Pumping Apparatus.
14. 2 czerwca 1927. U. S. A., Nr 1,691.737, Raul Pateras Pescara (Paris), Fluid-Actuated Compressor.
15. 2 kwietnia 1927. W. Brytania, Nr 293.477, Raul Pateras Pescara (Paris), Improvements in and relating to Air-Compressors.
16. 19 lipca 1927. Niemcy, Nr 447.099, Hugo Junkers (Dessau), Freiflugkolbenmotor mit gegenläufigen Massen.
17. 2 września 1927. Niemcy, Nr 448.916, Hugo Junkers (Dessau), Freiflugkolbenmotor mit gegenläufig bewegten Massen.
18. 24 grudnia 1929. Polska, Nr 14.072, Witkiewicz - Wiciński, Sposób wyrównania działania ruchomej masy tłoka na fundament bezkorbowej silnikowo-sprężarki i urządzenie do tego celu.

<sup>1)</sup> W kwietniu 1929 przestudiowałem teorię bezkorbowej silnikowo-sprężarki, opracowaną przez Prof. Dr R. Witkiewicza, i zachęcony przez niego podjąłem się jej zrealizowania. W czasie prac okazała się potrzeba jej rozszerzenia, przyczym wyrównanie mas za pomocą dwu swobodnych tłoków przeciwbieżnych, ich synchronizacja, proces samoregulacyjny, problem stałego ciśnienia sprężania w silniku, obok konstrukcji i doświadczeń, opracowałem samodzielnie.

Zasada działania bezkorbowej silnikowo-sprężarki, oraz jej teoretyczne cechy, jak sprawa dużych prędkości tłoka, sprawności mechanicznej, etc. zostały podane w referacie: Witkiewicz - Wiciński: „Bekorbowa silnikowo-sprężarka a zagadnienie napędu pneumatycznego o wielkiej mocy“. (Sprawozdania i prace P. K. En. 1933, Nr 19), — zgłoszone również na Międzynarodowy Zjazd Energetyczny w Sztokholmie w 1933 r. i tamże ogłoszone w języku niemieckim p. t. „Der kurbellose Motor-Kompressor und seine Anwendung im pneumatischen Grosskraftbetrieb“.

19. 24 grudnia 1929. Polska, Nr 12.648, Witkiewicz - Wiciński, Sposób regulacji silnika sprężonego bezkorbowo ze sprężarką.

20. 4 listopada 1931. Polska, Nr 18684, Wiciński - Witkiewicz, Bezkorbowo silniko-sprężarka o dwu swobodnych tłokach przeciwbieżnych.

21. 7 listopada 1931. Polska, Nr 16.782, Wiciński - Witkiewicz, Urządzenie do synchronizowania bezkorbowej silniko-sprężarki o dwu swobodnych tłokach przeciwbieżnych.

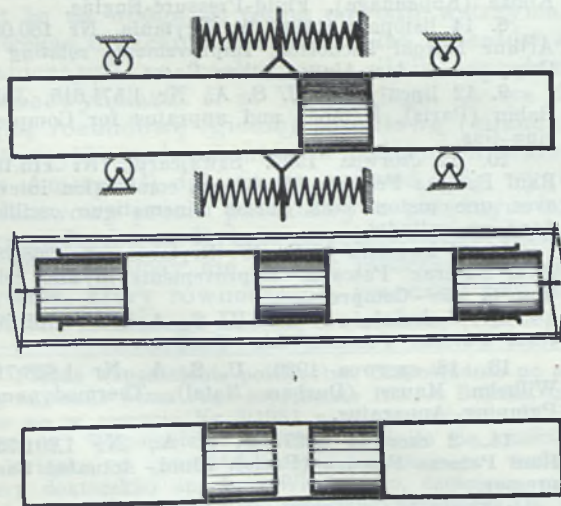
22. 22 marca 1932. Polska, Nr 18.797, Wiciński - Witkiewicz, Sposób uzyskania stałego ciśnienia sprężania w silniku bezkorbowej silniko-sprężarki i urządzenie służące do wykonania tego sposobu.

Z przeglądu patentów widać, że idea bezkorbowej silniko-sprężarki jest niewiele późniejsza od idei Diesla, który zgłosił swój pierwszy patent dnia 4 lutego 1892.

Co do doświadczeń na tym polu znana jest tylko jedna sprężarka w wykonaniu Junkersa<sup>2)</sup>, oraz model Zsélyi<sup>3)</sup>.

W dużych silnikach korbowych nie przekroczono dotąd 9 m/sek średniej prędkości tłokowej. Jedną z głównych przyczyn jest z jednej strony uderzenie, występujące w dolnej głowicy łącznika i związane z tym wysokie natężenie śrub tej głowicy, z drugiej zaś strony trudności wynikające z dużych stosunkowo odkształceń ramy silnika wskutek występowania dużych momentów sił masowych. Względnie te odpadają w zupełności w bezkorbowej silniko-sprężarce, gdzie użyć można dużo większych prędkości tłokowych i gdzie maksymalne ich wartości ograniczają czynniki zupełnie innej natury.

Ponieważ w bezkorbowej silniko-sprężarce przyspieszenia tłoka zależne są jedynie od różnicy ciśnień panujących po obu stronach tłoka oraz od jego masy i ponieważ przyspieszenia te są kilkakrotnie większe od występujących w sil-



Ryc. 1, 2 i 3.

nikach korbowych, przeto problem zupełnego zniesienia oddziaływania sił masowych tłoka na fundament jest bez porównania ważniejszy w bezkorbowej silniko-sprężarce, niż w silnikach korbowych. Ryc. 1, 2, 3 przedstawiają

schematy trzech sposobów wyrównania sił masowych.

Ryc. 1 przedstawia układ o ruchomym cylindrze, gdzie masa cylindra wykonuje swobodnie ruchy przeciwne ruchom tłoka, przy czym na „fundament“ przenosi się, — jeśli pominiemy oddziaływanie sprężyn jako nieznaczne — jedynie siła tarcia cylindra o jego prowadzenia. Układ ten nie przedstawia żadnej wartości przemysłowej z tego powodu, że wszystkie rurociągi, ze względu na ruchy cylindra, otrzymaniały musiały kompensatory lub połączenia dławikowe. Pierwsze rozwiązanie daje możliwość pęknięcia rurociągów wskutek zmęczenia materiału i duże wymiary kompensatorów, drugie zaś możliwość nieszczelności i trudności natury warstatowej i montażowej.

Ryc. 2 przedstawia inne rozwiązanie konstrukcyjne, gdzie cylinder jest stały, lecz końce jego zamknięte są ruchomymi tłokami-głowicami, połączonymi ze sobą za pomocą drągów. Tłoki-głowice i drągi stanowią masę o ruchach przeciwnych ruchom tłoka. Na „fundament“ przenosi się jedynie różnica tarć tłoków-głowic i tłoka roboczego o cylinder. Układ ten w porównaniu z układem o ruchomym cylindrze posiada tę samą myśl przewodnią, przy równoczesnym wyeliminowaniu poprzednio opisanych trudności. W układzie tym środek oscyloowań tłoków-głowic utrzymywany być musi w tym samym miejscu, za pomocą osobnego urządzenia sprężynowego lub pneumatycznego.

Ryc. 3 przedstawia układ o dwu swobodnych tłokach przeciwbieżnych, poruszających się w nieruchomym, przytwierdzonym do fundamentu, cylindrze. Układ ten mógłby mieć realną wartość pod założeniem udatnego rozwiązania problemu stałego utrzymywania ruchów obu tłoków w synchronizmie.

Praca niniejsza podzielona została na następujące rozdziały:

- I. Wykonane doświadczenia.
- II. Synchronizacja ruchów dwu swobodnych tłoków przeciwbieżnych.
- III. Regulacja.
- IV. Krytyka układów: ruchomych tłoków-głowic i dwu swobodnych tłoków przeciwbieżnych.
- V. Poszukiwania za układem uniwersalnym.
- VI. Problem stałego ciśnienia sprężania w silniku i problem stateczności procesu samoregulacji w maszynie ze zderzakiem pneumatycznym.

## ROZDZIAŁ I.

### Wykonane doświadczenia.

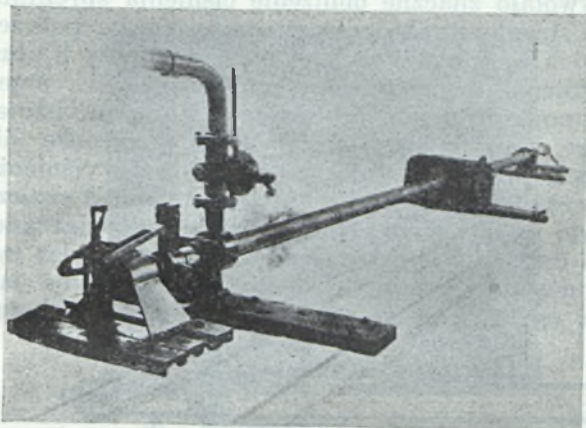
We wstępie zaznaczono już, że bezkorbowo silniko-sprężarka dopuszcza stosowanie wysokich prędkości tłokowych. Uzyskanie jednak średnich prędkości tłokowych rzędu kilkudziesięciu m/sek budziło w swoim czasie u wielu poważne wątpliwości, przeto w pierwszym rzędzie przeprowadzone zostały doświadczenia nad możliwością ich zrealizowania.

<sup>2)</sup> Thiemann. Fahrzeug — Dieselmotoren. Str. 231.

<sup>3)</sup> Aladar Zsélyi. „Die Gas-Turbine“.

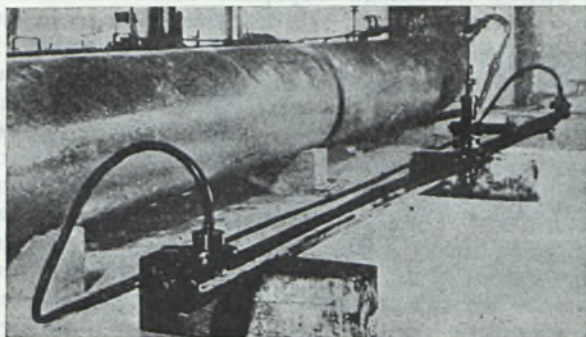
### Modele.

W tym celu ustawiony został w Laboratorium Maszynowym Politechniki Lwowskiej w roku 1930 model sprężarki (ryc. 4) o układzie ruchomego cylindra i jednego tłoka w nim się poruszającego. Z jednej strony tłoka dawane były stałe impulsy powietrzne (sterowanie uza-



Ryc. 4.

leżniono od ruchów cylindra), których zadaniem było pokonywanie oporów własnych modelu. Model ten posiadał następujące dane charakterystyczne: średnicę cylindra — 94 mm, długość jego — 7300 mm, skok  $s \approx 5600$  mm,  $n \approx 260$



Ryc. 5.

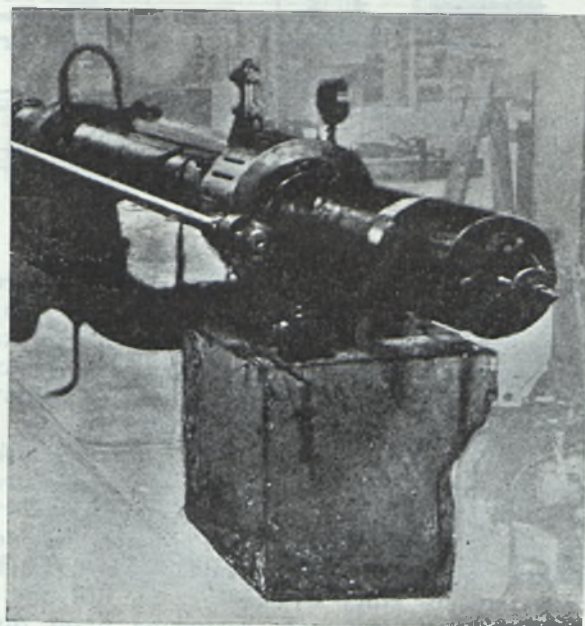
nawrotów/min. Po pokonaniu wstępnych trudności okazało się, że wywoływanie i utrzymanie ruchu tłoka przy średniej prędkości tłokowej około 48 m/sek odbywa się bez żadnych specjalnych trudności technicznych.

Następnie przystąpiono do doświadczeń nad możliwością technicznego zrealizowania problemu synchronizacji ruchów dwu tłoków przeciwbieżnych w układzie przedstawionym na ryc. 3. Użyty do doświadczeń cylinder, (uwidoczniony na ryc. 5), posiadał średnicę 94 mm, długość 7000 mm. W środku długości cylindra dano urządzenie, wytwarzające stałe impulsy powietrzne, których zadaniem było pokonywanie oporów własnych maszyny. Przeprowadzone doświadczenia wykazały, że technicznym rozwiązaniem problemu synchronizacji jest odpowiednio dobrany rurociąg, łączący oba końce cylindra ze sobą. Uzyskane w tym wypadku wy-

niki przedstawiały się następująco: przy ustawieniu jednego tłoka w wewnętrznym martwym położeniu, drugiego zaś w odległości  $\frac{2}{5}$  skoku od środka cylindra, po puszczeniu modelu w ruch, już w ciągu dwu nawrotów, (odpowiadających pojęciu obrotów), dyssynchronizm sprowadzony był do wielkości, której nie można było wykryć. Stwierdzenie dyssynchronizmu odbywało się za pomocą obserwacji ruchów cylindra, który leżąc na podporach miał możliwość swobodnego przesuwania się.

### Układ ruchomych tłoków-głowic.

Po wykonaniu z pomyślnym wynikiem powyżej opisanych doświadczeń przystąpiono do konstrukcji bezkorbowej silniko-sprężarki w układzie ruchomych tłoków-głowic. Jednostka ta, przedstawiona na ryc. 6 i 7, zaprojektowana dla wydatku 16 m<sup>3</sup> powietrza ssanego na minutę w warunkach normalnych, posiadała następujące dane konstrukcyjne: śre-

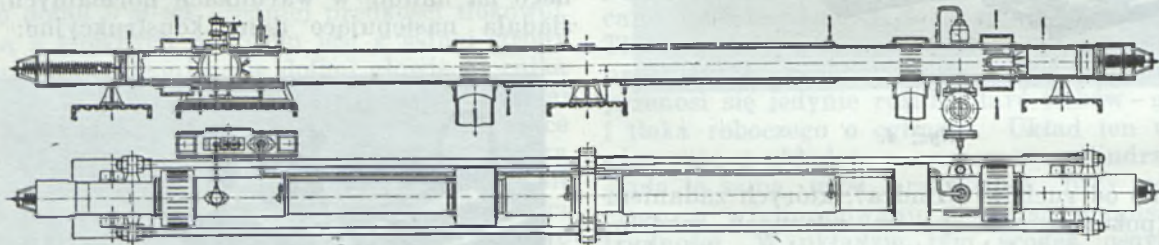


Ryc. 6.

dnicę cylindra — 198 mm, jego długość — 6800, skok  $s \approx 4400$  mm,  $n$  — 220 nawrotów/min, ciężar tłoka — 21 kg.

Działała ona na następującej zasadzie: przy ruchu tłoka z narysowanego położenia na prawo, odbywało się rozprężanie gazów spalania, aż do momentu odsłonięcia szczelin wydmuchowych przez tłok. Gdy po ich odsłonięciu ciśnienie po stronie silnika wyrównało się z atmosferycznym, zamykały się samoczynnie zawory wydmuchowe umieszczone na szczelinach i następowało ssanie powietrza przez samoczynne zawory ssące, umieszczone w puszcze, odsłanianej przez lewą głowicę. Wchodzące w czasie ssania do puszek powietrze dostawało się przez szczeliny do przestrzeni opisującej przebiegi silnika, przy czym pozostały w cylindrze słup spalin poruszał się wraz z tłokiem. Przy ruchu powrotnym tłoka zamykały się samoczynne zawo-

ry ssawne w puszcze, przy czym tłok wypychał przez szczeliny wydmuchowe pozostały w cylindrze słupek spalin, który w międzyczasie znalazł się między nim a szczelinami wydmuchowymi. Z chwilą gdy tłok przesłaniał sobą szczeliny wydmuchowe, rozpoczynało się po stronie silnika sprężanie, pod koniec którego następował wstrzyk paliwa. Paliwa dostarczała pompka paliwowa o napędzie pneumatycznym, od ciśnień panujących po stronie silnika. Druga strona tłoka opisywała przebieg sprężarkowy, składający się ze sprężania, wytłaczania, następnie z rozprężania powietrza, które nie zostało wytłoczone, oraz ssania, (dodatkowo w czasie stosowania regulacji ciśnieniowej, opisanej w rozdz. III, odbywało się jeszcze dalsze sprężanie w poduszce powietrznej, tworzącej się między tłokiem a głowicą po stronie sprężarki w chwili przesłonięcia przez tłok szczelin tłocznych).



Ryc. 7.

Rozruch uskuteczniany był od strony sprężarki przez zawór rozruchowy. Zadaniem rozruchu było wywołanie energii kinetycznej tłoka, dostatecznej dla wytworzenia odpowiedniego ciśnienia sprężania po stronie silnika, dla uzyskania zapłonu wstrzykniętego paliwa.

Na wstępie napotkano na duże trudności wskutek dwukrotnego wybuchu smarów po stronie silnika, wywołanego silnym przesmarowaniem w czasie montażu. Ponieważ rozruch odbywał się od strony sprężarki, przeto wąska struga smaru, który w międzyczasie spłynął ze ścian cylindra, zostawała rozpylona przez tłok, poruszający się ze średnią prędkością tłokową  $32 \text{ m/sek}$  i zmieszana ze sprężaniem po stronie silnika powietrzem. Ponieważ silnik pracował z dużym nadmiarem powietrza, przeto nadprogramowo spalały się duże stosunkowo ilości smarów, przy czym tłok uzyskiwał tak dużą energię kinetyczną, że zderzając się z głowicą po stronie sprężarki, spowodował jej rozbicie. W jednym wypadku zderzenie było tak energiczne, że tłok spęczył się i zakorkował cylinder, głowica rozleciała się, oraz zerwały się łączące drągi (o przekroju  $45 \text{ mm}$ !). Po stwierdzeniu powodu tych wypadków uznano konieczność montowania tłoka i głowicy w obecności jak najmniejszej ilości smarów a dostarczanie smaru tylko za pomocą praski w czasie ruchu maszyny.

Jednostka ta posiadała początkowo regulację ciśnieniową, której zadaniem było dozowanie ilości wstrzykniętego paliwa, w zależności od końcowego ciśnienia sprężania w poduszce powietrznej sprężarki. Z powodów zasadniczych, omówionych w rozdz. III, oraz okoliczności, że

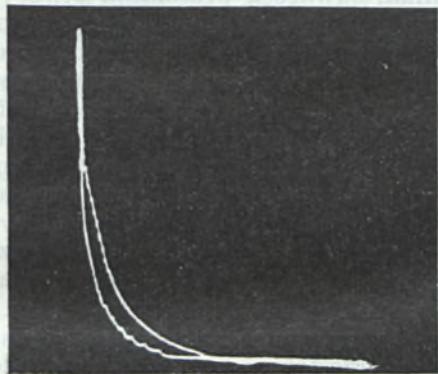
niezawodność działania przy tym systemie była uzależniona od szczelności aparatury regulacyjnej, postanowiono zrezygnować z tego sposobu regulacji i przejść na znaleziony w międzyczasie proces samoregulujący, (omówiony również w rozdz. III), który nie wymagając żadnej aparatury, a polegając na przebiegach występujących w maszynie, jest niezawodny. Przejście to wywołało znaczne obniżenie ciśnienia sprężania po stronie silnika, skonstruowanego dla poprzednich warunków (z 30 na 16 atm. przy 8 atm. ciśnienia roboczego po stronie sprężarki), przez co powstały trudności spalania. Ponieważ istniejące warunki nie zezwalały na przeróbkę silnika, w celu podniesienia końcowego ciśnienia sprężania, przeto ominęło się tę trudność sztucznym urządzeniem, składającym się z podgrzanej na czas rozruchu komory wstawionej między cylinder a zawór wstrzykowy, (analogicznie jak na ryc. 14). Komora ta posiadała stale iskrzą-

cą świecę wysokiego napięcia. Na okres rozruchu używano paliwa, składającego się z oleju gazowego, nafty i benzyny w stosunku 1:1:1. Urządzenie to dało zupełną łatwość rozruchu. W czasie ruchu okazało się, że po kilku minutach można wyłączyć iskrzenie świecy, gdyż nie ma ono wpływu na spalanie, które odbywa się już na zasadzie procesu Diesla. Stwierdzono również, że samozapłon występuje jeszcze przy 8 atm. końcowego ciśnienia sprężania w silniku. Tłumaczy się to pozostawianiem na okres sprężania części spalin z poprzedniego taktu pracy, co wywołuje podniesienie temperatury końcowej sprężania. Podobne doświadczenia, przeprowadzone w korbowych silnikach Diesla ze sprężarką, wykazały<sup>4)</sup>, że najniższe ciśnienia, panujące w cylindrze, przy których następowało spalanie wstrzykniętego paliwa, wahały się między 13 a 15 atm. Objaw pozostawiania pewnej ilości spalin w cylindrze bezkorbowej silniko-sprężarki nie jest niekorzystny dla procesu spalania przy dużych obciążeniach, gdyż średnie ciśnienie indykowane nie przekracza  $4 \text{ kg/cm}^2$ . Tak słabe wykorzystanie strony silnikowej wynika z niemożności wytłoczenia po stronie sprężarki większych ilości niż  $\approx 0,25$  powietrza znajdującego się po stronie sprężarki, gdyż reszta służyć musi na wywołanie ruchu powrotnego tłoka i uzyskanie dostatecznego ciśnienia sprężania po stronie silnika.

Ryc. 8 przedstawia wykres zdjęty po stronie silnika indykatorom optycznym, napędzanym

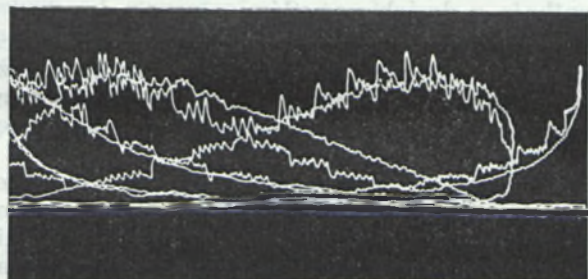
<sup>4)</sup> R. Collet, „Aussergewöhnliche Druck- und Temperatursteigerungen bei Dieselmachine“.

przez głowice. Pole zawarte w wykresie nie przedstawia jednak pracy, gdyż ruch tłoków-głowic jako wymuszony przy istnieniu oporów tarcia, posiada przesunięcie fazy (wyprzedzenie) w stosunku do ruchu tłoka. Wykres ten wykazuje powstawanie drgań słupa powietrznego po stronie silnika w chwili przesłaniania szczelin wydmuchowych przez tłok. Ryc. 9 i 10



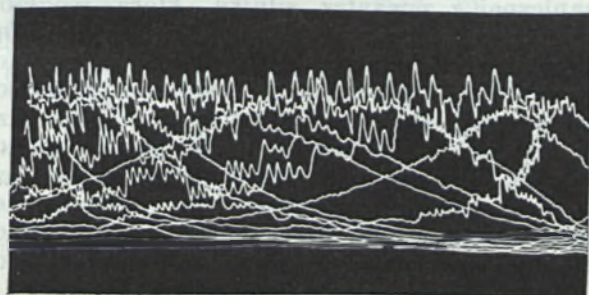
Ryc. 8.

pokazują wykresy zdjęte po stronie sprężarki tym samym indykatozem, przy ręcznym jego napędzie, (w celu uzyskania „wykresów przesuniętych“). Z wykresów tych widać, że drgania słupa powietrznego w sprężarce osiągają poważne wielkości. Że widoczne na figurach tych drgania nie powstały z winy indykatora świetl-



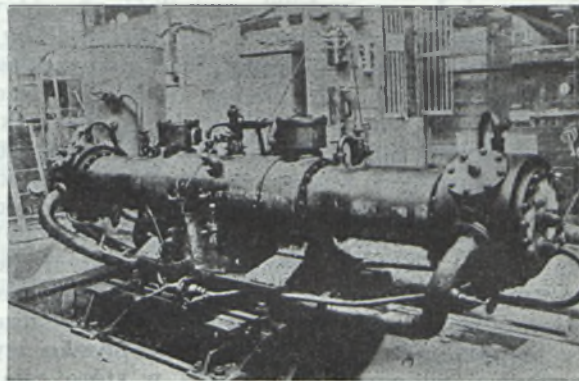
Ryc. 9.

nego lub rurki łączącej go z cylindrem, dowodzą tego wykresy przedstawione na ryc. 20 i 21, które nie wykazują pokąźniejszych drgań pomimo użycia tego samego indykatora i rurki łączącej go z cylindrem w bezkorbowej silnikosprężarce o blisko dwukrotnie wyższej ilości na-



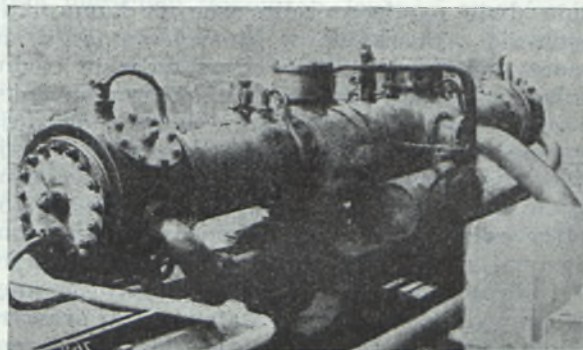
Ryc. 10.

wrotów — lecz dwukrotnie niższej średniej szybkości tłokowej. Niestety konstrukcja indykatora nie zezwala na uzyskanie wykresów w zależności od czasu, co umożliwiłoby dokładne wyznaczenie częstotliwości drgań. Z tych też powodów musiano się ograniczyć do ręcznego napędu w celu uzyskania „wykresów przesuniętych“. To, że amplituda drgań większa jest po stronie sprę-



Ryc. 11.

żarki niż po stronie silnika, wytłumaczyć można faktem, że ruch tłoka ku stronie sprężarki odbywa się z większą średnią prędkością tłokową,



Ryc. 12.

niż ruch powrotny. Ma tu również znaczenie i to, że długość drgającego słupa powietrza po stronie sprężarki jest większa od analogicznego po stronie silnika. (Długość tych słupów zależy od odległości szczelin wylotowych od obu tłoków - głowic). Z wykresów tych wynika, że przesłanianie szczelin, decydujących o powstawaniu sprężenia z chwilowymi szybkościami tłoka, zbliżonymi do 40 m/sek, wywołuje drgania słupa powietrznego w przestrzeni, w której odbywa się sprężanie. Fakt ten daje naturalne ograniczenie wysokości średniej prędkości tłokowej, która może być w bezkorbowej silnikosprężarce stosowana, gdyż występowanie w większym stopniu tego zjawiska w sprężarce prowadzi do szybkiego zużycia się zaworów tłocznych. Zjawisko to uniemożliwiło obciążenie maszyny, wskutek powstawania dużych drgań rurociągu tłoczącego. Zmierzono tylko zużycie pa-

liwa przy biegu luzem; wynosiło ono 4,5 kg na godzinę.

#### Układ o dwu tłokach.

Następnie zbudowaną została sprężarka (ryc. 11, 12) o dwu swobodnych tłokach przeciwbieżnych, zaprojektowana dla  $16 \text{ m}^3/\text{min}$  powietrza ssanego. Ryc. 13 pokazuje jej budowę. Posiada ona następujące wymiary: średnicę cylindra — 280 mm, skok  $s = \infty 1200 \text{ mm}$ , ilość nawrotów  $n = 400/\text{min}$ , (przy ciężarze tłoka  $G = 48 \text{ kg}$ ). Przestrzeń, w której odbywają się przebiegi spalania, znajduje się między tłokami. Przestrzenie zewnętrzne opisują przebiegi sprężarki. W pobliżu wewnętrznych martwych położań tłoków, a więc pod koniec sprężania w silniku wstrzykuje się paliwo. Paliwo dostarcza pompka paliwowa o pneumatycznym napędzie. W suwie rozprężania oba tłoki poruszają się od środka maszyny, przy czym w pewnym momencie tłok prawy odsłania szczeliny wydmuchowe. Szczeliny te połączone są rurociągiem z puszką wydmuchową (widoczną na ryc. 12), w której znajdują się samoczynne zawory wydmuchowe. Z chwilą odsłonięcia szczelin wydmuchowych następuje wypływ spalin z przestrzeni silnikowej, który trwa, (pominąwszy bezwładność słupa gazu), aż do momentu, gdy ciśnienie w cylindrze spadnie do ciśnienia około atmosferycznego, przy czym zamykają się samoczynne zawory wydmuchowe. W międzyczasie tłok odsłania dwie partie szczelin ssących komunikujących się z puszkami, w których znajdują się samoczynne zawory ssące. Przy dalszym ruchu tłoków na zewnątrz wywołane zostaje podciśnienie w przestrzeni silnikowej, które powoduje otwarcie zaworów ssawnych. Słup spalin znajdujący się między szczelinami ssawnymi pozostaje w spoczynku a wpływające do cylindra powietrze zajmuje przestrzeń między szczelinami ssawnymi a tłokami. Przy ruchu powrotnym tłoka słup powietrza, który znajdował się między prawymi szczelinami ssawnymi a prawym tłokiem, wprowadzony zostaje do przestrzeni silnikowej, wypychając przed sobą, przez szczeliny wydmuchowe, znajdujące się w cylindrze, słup powietrza, który znajdował się między lewymi szczelinami a lewym tłokiem, przy czym mieszanie się powietrza obniża temperaturę spalin, co chroni wentyle wylotowe przed przepalaniem. Przestrzenie zewnętrzne opisują normalny przebieg sprężarkowy, składający się ze sprężania, wytlączania oraz rozprężania powietrza, które następuje z chwilą odsłonięcia przez tłok szczelin ssących na stronę sprężarki. Jednostka ta pracuje na zasadzie procesu samoregulacyjnego, (rozpatrzonego w rozdz. III), który powoduje samoczynne dostosowanie się ilości wytlóconego powietrza do chwilowej mocy silnika.

Synchronizm ruchu utrzymywany jest przez urządzenie synchronizujące, składające się z rurociągu, łączącego obie sprężarki i synchronizatora umieszczonego w środku długości tego rurociągu. Urządzenie to jest przedmiotem rozważań w rozdz. II.

Rozruch uskutecznia się przez zawór rozruchowy, wbudowany w przestrzeń sprężania sil-

nika. Działa on na następującej zasadzie: przed rozruchem napełnia się pomocniczy zbiornik powietrza rozruchowego, do potrzebnego ciśnienia z głównej flaszki rozruchowej, przy czym zawór rozruchowy jest zamknięty, gdyż powierzchnia tłoczka odciążającego jest większa od powierzchni grzybka wentyla. Przestrzeń za tłoczkiem odciążającym odpowietrzana jest przez otworek w rozruszniku. Z chwilą naciśnięcia rozrusznika, suwaczek przesłania otwory komunikujące się z atmosferą, przy czym powietrze rozruchowe wchodzi do przestrzeni pod tłoczkiem odciążającym. Zawór rozruchowy gwałtownie podrywa się, (charakter tego ruchu zależy od wielkości przestrzeni pod tłoczkiem odciążającym i wielkości rurociągu, doprowadzającego do niej powietrze). Powietrze rozruchowe wpływając do cylindra odciąża zawór rozruchowy, przy czym sprężyna tak go przyhamowuje, iż zawór nie tłucze o ograniczenia skoku. Z chwilą spadku ciśnienia w zbiorniku pomocniczym, (przy równoczesnym rozprężaniu powietrza w przestrzeni pod tłoczkiem odciążającym), do ciśnienia około atmosferycznego sprężyna zamyka zawór rozruchowy. Urządzenie to nie wymaga specjalnej umiejętności obsługi, której zadaniem jest szybkie naciśnięcie rozrusznika i niezbyt wczesne puszczenie go, mogłoby to bowiem spowodować energiczne siadanie zaworu i związane z tym wysokie nateżenie trzonka zaworu.

Przy próbach uruchomienia okazało się, że pozostające w cylindrze powietrze rozruchowe uniemożliwia samozapłon paliwa. Trudności te wynikają z dwóch powodów:

1. Jednorazowość rozruchu, wymagająca użycia dużych stosunkowo ilości powietrza rozruchowego w suwie poprzedzającym pierwszy zapłon, co powoduje pogorszenie ssania, następującego po rozruchu.

2. Charakter rozruchu, który w ciągu jednego suwu doprowadza maszynę do pełnej ilości nawrotów, powoduje, że pierwsze spalanie w zimnej jeszcze maszynie musi się odbyć w takim samym czasie, jak spalanie w normalnym ruchu przy maszynie gorącej.

Trudności wymienione pod 1. można by w znacznym stopniu zmniejszyć przez zrealizowanie w bezkorbowej silnikosprężarce rozruchu ciągłego, przy którym w cyklu poprzedzającym pierwsze spalanie może być wprowadzana do cylindra tylko taka ilość powietrza, jaka potrzebna jest do utrzymania maszyny na biegu luzem. Wobec braku jakiegokolwiek części mechanicznej z zewnątrz silnika, która mogłaby być użyta dla sterowania rozruchu, rozruch ciągły możnaby zrealizować tylko na zasadzie sterowania pneumatycznego. Rozrusznik taki został przemyślany i skonstruowany, jednak ze względu na komplikację procesów w nim zachodzących, przy niemożności doświadczalnego ich zbadania został zarzucony jako element niepewny, mogący dać wiele dodatkowych trudności tak przy próbach, jak i ewentualnym stosowaniu przemysłowym.

Trudności opisane pod 2. nie dadzą się wyeliminować, gdyż w bezkorbowej silnikospręż-

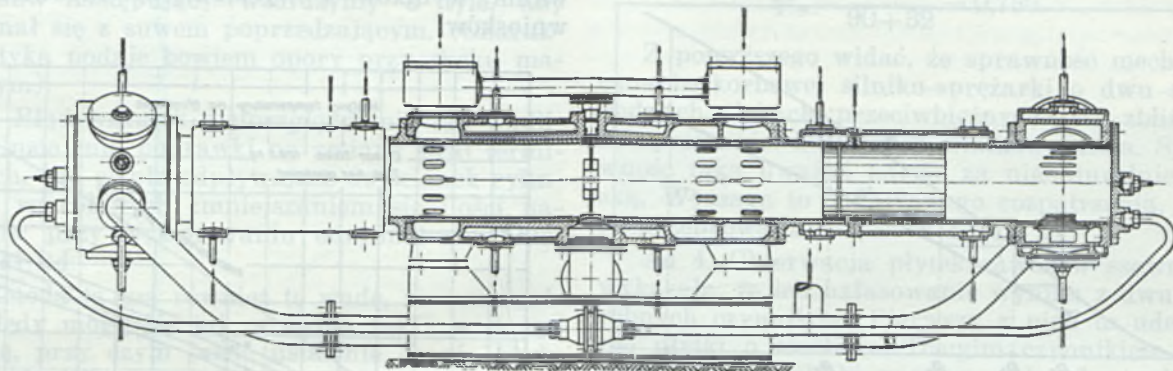


zarce w odróżnieniu od silników korbowych wielkość ciśnienia sprężania w silniku jest w ścisłym związku z ilością nawrotów, przeto uzyskanie samozapłonu wstrzykniętego paliwa możliwe tu jest dopiero przy ilościach nawrotów nie wiele różniących się od normalnych.

przez obie sprężarki, co prowadzi do stałej pracy rurociągu synchronizującego.

3. Maszyna posiada stosunkowo duże opory własne ruchu.

4. Zawory ssawne dość silnie hałasują.



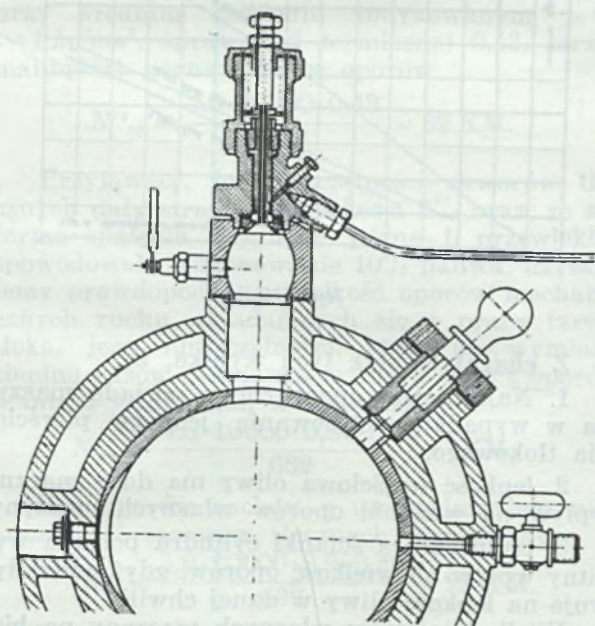
Ryc. 13.

Wobec niemożności uzyskania pierwszego zapalenia na zasadzie procesu Diesla, zmieniono zawór wstrzykowy uwidoczniony na ryc. 13 na zawór z podgrzewaną komorą, ryc. 14. Przy próbach okazało się, że kształt komory ma wybitny wpływ na łatwość rozruchu. Komory małe dawały stale zmieniające się warunki spalania, (wypuszczanie spaleń), i niemożność utrzymania maszyny w ruchu, dopiero powiększenie komory (do wielkości przedstawionej na ryc. 14), co równoznaczne jest z oddaleniem świecy od strumienia wstrzykiwanego paliwa, dało dostateczne ustabilizowanie warunków spalania i pewny rozruch.

5. Drgania słupa powietrza po stronie silnika i sprężarki nie odgrywają żadnej roli.

Punkty 3, 4, 5, wymagają dodatkowego omówienia.

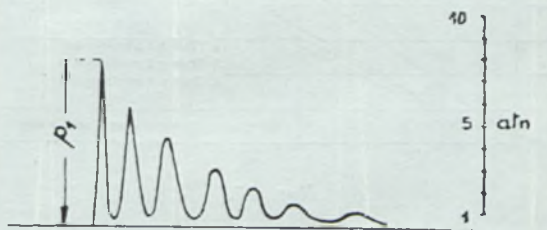
Ad 3. Sprawa wyznaczania charakterystyk oporów własnych bezkorbowej silniko-sprężarki czyli ich zależności od ciśnienia roboczego, ilości pierścieni tłokowych, lepkości smarów itp. nastęrcza poważne trudności, gdyż normalnie używana do tego celu metoda, napędu z zewnątrz i pomiaru dostarczanej mocy, nie może tu mieć zastosowania. Chociaż znalezienie swoistej metody badań, wynikającej z poniżej przeprowadzonych rozumowań, dało możliwość porównywania otrzymanych wyników, jednak nie rozwiązało sprawy dokładnego wyznaczenia wielkości oporów własnych.



Ryc. 14.

Po uzyskaniu ruchu ciągłego (20. VIII. 1932) okazało się:

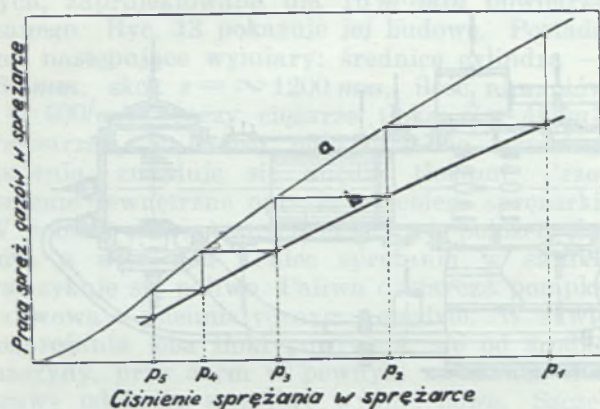
1. Synchronizacja działa bez zarzutu.
2. Przy obciążeniach zawory tłoczne wywołują nierówność wytloczonych ilości powietrza



Ryc. 15.

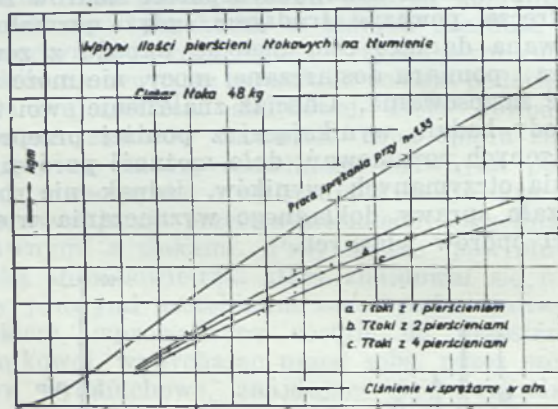
Jeżeli rozruchem doprowadzimy tłoki do ich normalnej ilości nawrotów, a równocześnie unie-możliwimy wstrzyk paliwa, to wówczas, wobec istnienia oporów ruchu, drgać one będą ruchem zanikającym. Zanikanie to, czyli tłumienie, będzie tym większe, im większe są opory ruchu. Ryc. 15 przedstawia wykres indykatorowy zdjęty po stronie sprężarki, na którym widać proces zanikania występujących tam ciśnień. Jeżeli ciśnienie końcowe sprężania w sprężarce w pierwszym suwie oznaczymy przez  $p_1$ , zaś następujące po nim przez  $p_2$ ,  $p_3$  itd., to praca zużyta na opory w cyklu występującym między np.  $p_1$  i  $p_2$  równa jest pracy sprężania gazów w sprężarce od  $p_2$  do  $p_1$ . Gdyby można było do-

kładnie ustalić ilość gazów znajdujących się po stronie sprężarki i gdyby znany był dokładny przebieg wykładników politropy sprężania i rozprężania, to wówczas sprawa wyznaczenia wielkości oporów własnych maszyny nie przed-



Ryc. 16.

stawiałyby poważniejszych trudności poza uciążliwością rachunkową. Ta ostatnia mogłaby być również wyeliminowana przez jednorazowe wyznaczenie pracy sprężania gazów w sprężarce w zależności od wywołanego tam ciśnienia. Krzywą taką (a) dla naszej bezkorbowej silnikosprężarki przedstawia ryc. 16. Wykreślamy te-



Ryc. 17.

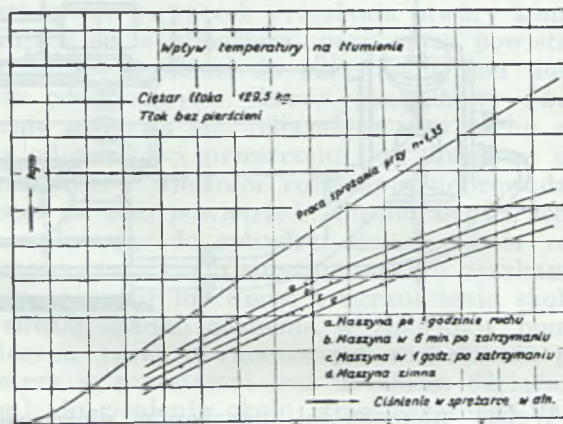
raz rzędne odpowiadające ciśnieniom  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_3$  itd., po czym rzędną  $p_2$  rzutujemy na rzędną  $p_1$ ,  $p_3$  na  $p_2$  itd. W ten sposób uzyskujemy szereg punktów dających pewną linię (b), mającą tę własność, że:

1. dzieli każdą rzędną na dwie części: jedna z nich oznacza energię, która w następnym swie ujawniona zostanie w sprężanych fazach w sprężarce, druga zaś pracę oporów w tym cyklu.

2. Zezwala na wyznaczenie przy danym tłumieniu następujących po sobie ciśnień końcowych sprężania w sprężarce, przynależnych do danego ciśnienia początkowego  $p_1$ .

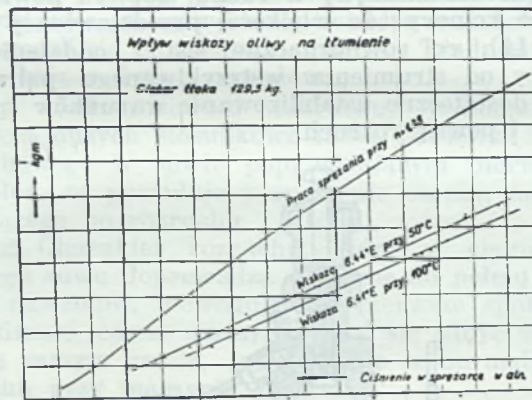
Ze względu na niemożność wyznaczenia wykładników politropy sprężania (niemożność wykonania wykresu indykatorowego w zależności

od ruchu tłoka) przyjęte zostały następujące dane dla sprężarki: wykładnik politropy  $n = 1,35$ , ciśnienie początkowe sprężania  $p_0 = 0,98$ . Wyznaczona w ten sposób krzywa prac sprężania gazów w sprężarce posłużyła jako układ odniesienia, który dał możliwość porównywania wyników i wyciągnięcia odpowiednich wniosków.



Ryc. 18.

Ryc. 17, 18, 19 przedstawiają otrzymane w ten sposób charakterystyki tłumienia w zależności od ilości pierścieni tłokowych, nagrzania maszyny oraz lepkości oliwy.



Ryc. 19.

Z charakterystyk tych wynika, że:

1. Najmniejsze opory ruchu posiada maszyna w wypadku zastosowania jednego pierścienia tłokowego,

2. lepkość wyjściowa oliwy ma dość znaczny wpływ na wielkość oporów własnych maszyny,

3. temperatura ścianki cylindra posiada wybitny wpływ na wielkość oporów, gdyż oddziałuje na lepkość oliwy w danej chwili.

Wielkość oporów własnych maszyny na biegu luzem można wyznaczyć z odpowiedniej charakterystyki, zdjętej na maszynie gorącej (nagle odstawienie pompki paliwowej) np. dla jednego pierścienia tłokowego.

Krytyka tej metody wykazuje jednak, że jej dokładność jest mała, gdyż błędy składają się tu z następujących pozycji:

1. Błąd wyznaczenia ilości znajdującego się w sprężarce powietrza.

2. Błąd wynikający z nieznanomości wykładników politropy.

3. Błąd wskutek konieczności ekstrapolowania dla znalezienia przyrostu pracy oporów, gdy suw następujący wzdluzymy o tyle, aby zrownal się z suwem poprzedzającym. (Charakterystyka podaje bowiem opory przy skoku malejącym).

4. Błąd wskutek nieuwzględnienia lub wadliwego ustalenia poprawki na zmianę strat termicznych, (na ciepło odpływające do ścianek cylindra), wywołanych zmniejszaniem się ilości nawrotów przy wykonywaniu odnośnej charakterystyki itd.

Metoda ta ma również tę wadę, że ewentualne błędy mogą iść tak w jedną jak i w drugą stronę, przy czym ściśle ustalenie granic błędu jest niemożliwe.

Z powyższych powodów przybliżone wyznaczenie wielkości oporów własnych maszyny dokonane zostało na podstawie pomiaru zużycia paliwa na biegu luzem. Sposób ten ma tę zaletę, że zezwala na dość dokładne ustalenie górnej granicy możliwej wielkości oporów, przy przyjęciu osiągalnej sprawności termicznej silnika co do czego są dane doświadczenia<sup>5)</sup>, uzyskane w silnikach korbowych.

Pomiar zużycia paliwa na biegu luzem, przy stałym ciśnieniu powietrza w zbiorniku  $p_r = 6 \text{ atm}$ , wykazał zużycie  $4,8 \text{ kg}$  oleju gazowego na godzinę. Zaznaczyć tu należy, że zawory tłoczne posiadały pewną nieszczelność oraz, że wydmuch był w widoczny sposób kopcący. Przy przyjęciu osiągalnej dla maszyny tej wielkości, przy średnim ciśnieniu indykowanym  $p_i \approx 1 \text{ kg/cm}^2$ , sprawności termicznej  $0,43$ , otrzymalibyśmy górną granicę oporów

$$N''_{op} = \frac{4,8 \cdot 10000 \cdot 0,43}{632} \approx 32 \text{ KM.}$$

Przyjąwszy, że nieszczelności zaworów tłocznych dały straty w wysokości  $3\%$  oraz, że zła forma spalania (spalenie późne i przewlekłe) spowodowała zmarnowanie  $10\%$  paliwa, uzyskujemy prawdopodobną wielkość oporów mechanicznych ruchu, składających się z pracy tarcia tłoka, jego nieszczelności, strat na wymianę ciepłą gazów ze ścianką cylindra oraz z oporów ssania i wydmuchu, w wysokości

$$N'_{op} = \frac{4,8 \cdot 10000 \cdot 0,87 \cdot 0,43}{632} \approx \text{KM.}$$

Moc oporów ruchów z uwzględnieniem nieszczelności zaworów tłocznych wynosiłaby:

$$N_{op} = \frac{4,8 \cdot 10000 \cdot 0,9 \cdot 0,43}{632} \approx 29 \text{ KM.}$$

Sprawność mechaniczna przy największym obciążeniu, (zapotrzebowanie mocy przy ciśnieniu roboczym  $6 \text{ atm}$  i wytłaczaniu  $16 \text{ m}^3/\text{min}$  wynosi  $\approx 90 \text{ KM}$ ), przy założeniu stałej wielko-

ści oporów własnych maszyny niezależnej od obciążenia:

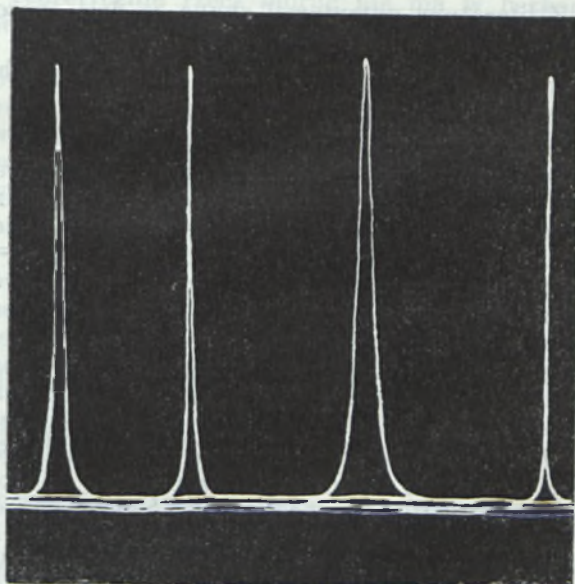
$$\eta_m = \frac{N}{N_{op} + N} = \frac{90}{29 + 90} = 0,75$$

zaś dolna graniczna wartość na  $\eta_m$ :

$$\eta^0_m = \frac{90}{90 + 32} = 0,735.$$

Z powyższego widać, że sprawność mechaniczna bezkorbowej silnikosprężarki o dwu swobodnych tłokach przeciwbieżnych jest zbliżona do sprawności korbowych silników Diesla. Sprawność taką uważać należy za nienaturalnie niską. Wymaga to dodatkowego rozpatrzenia, które przeprowadzone jest w rozdz. IV.

Ad 4. Obserwacja płytek zaworów ssawnych wykazała, że ich hałasowanie wynika z dwu odrębnych czynników. Pierwszy z nich to uderzenie płytki o siedlisko. Drugim czynnikiem jest silny pomruk płytki zaworu, wskutek gwałtownego wzrostu ciśnienia w puszcze ssawnej, wywołanego zbyt wczesnym odsłanianiem szczelin ssawnych na stronę silnika, (szczeliny ssawne umieszczone są zbyt blisko szczelin wydmuchowych). Ze zjawiskiem tym liczone się już przy konstrukcji: w tym celu szczeliny ssawne otrzymały 4 wąskie podfrezowania, widoczne na ryc. 13-ej, których zadaniem było złagodzenie wzrostu ciśnienia w puszcze i uniemożliwienie powstawania w niej gwałtownych zmian ciśnienia przy innych obciążeniach, niż to dla którego dane oddalenie szczelin ssawnych od wydmuchowych dawałoby bezgłówny charakter pracy.



Ryc. 20.

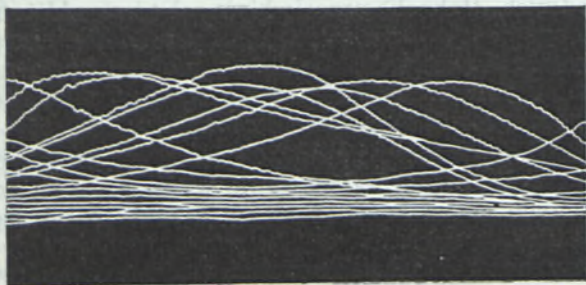
Urządzenie to nie spełniło pokładanych w nim nadziei, lecz nasunęło myśl, aby w wypadku poszukiwań za nowym układem, starać się o wyeliminowanie ze strony silnikowej zaworów ssawnych a także i wydmuchowych.

Ad 5. Ryc. 20 przedstawia wykres zdjęty indykatozem optycznym, (tym samym, który użyty był w układzie ruchomych tłoków-głowic), po stronie silnika.

<sup>5)</sup> Forschungsarbeiten Heft Nr. 314 Dr. Ing. F. Schmidt, „Der indizierte Wirkungsgrad der kompressorlosen Dieselmachine“.

Ryc. 21 przedstawia analogiczny wykres, (ręczny napęd indykatora), po stronie sprężarki.

Z wykresów tych wynika, że w warunkach pracy układu o dwu swobodnych tłokach przeciwbieżnych, ( $n = 400/min$ ,  $c_m = 16 m/sek$ ), technicznie rzecz biorąc nie ma drgań słupa powietrznego, gdyż widoczne na wykresach drgania powstają prawdopodobnie w rurce napędzającej indykator.



Ryc. 21.

Widać z tego, że ostre drgania słupa powietrznego tak po stronie silnika, jak i sprężarki, powstają gdzieś w zakresie pomiędzy 16 a 32 m/sek średniej prędkości tłokowej.

## ROZDZIAŁ II.

Synchronizacja ruchów dwu swobodnych tłoków przeciwbieżnych.

Z literatury patentowej znane są dwa sposoby rozwiązania tego problemu.

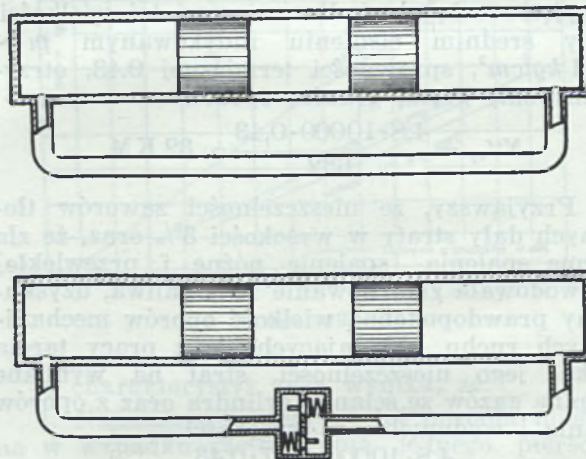
1. Urządzenie mechaniczne wiążące ruchy obu tłoków między sobą.
2. Urządzenie hydrauliczne.

Oba te urządzenia uniemożliwiają stosowanie wysokich prędkości tłokowych, gdyż ze względów konstrukcyjnych niedozwalają na stosowanie dużych skoków. (Ze związku  $D_{cyl} \cdot n = Const$ , znanego z budowy silników dwusuwowych), ważnego również i w budowie bezkorbowej silnikosprężarki wynika, że niemożliwe jest osiągnięcie wysokich prędkości tłokowych, które nie byłyby wywołane kosztem wzrostu ilości nawrotów).

Widać z tego, że stosowanie wysokich prędkości tłokowych w budowie bezkorbowej silnikosprężarki musi pociągnąć za sobą użycie dużych w porównaniu ze średnicą cylindra skoków, co możnaby urzeczywistnić przez zastosowanie synchronizacji pneumatycznej, która nie dawałaby ograniczeń natury konstrukcyjnej. Myślą przewodnią poszukiwań w tym kierunku było znalezienie urządzenia, w którym występujący dyssynchronizm wywoływałby straty energii zależne od jego wielkości, co wobec ogólnego prawa natury, że straty tłumią czynnik wywołujący ich powstanie, (zasada Lenz — le Châtelier'a), musiałoby w konsekwencji prowadzić do tłumienia dyssynchronizmu.

Urządzeniem pracującym w myśl tego założenia okazał się odpowiednio dobrany rurowciąg,

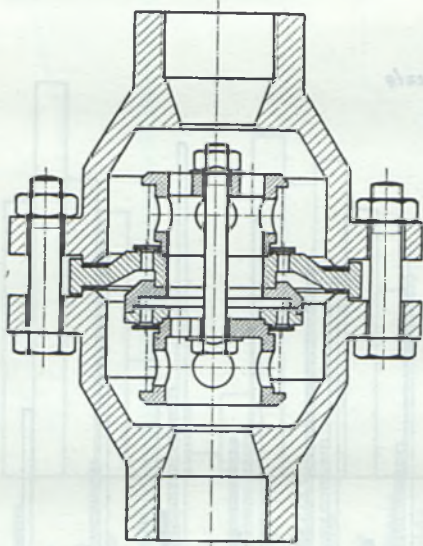
łącający sprężarki ze sobą (ryc. 22), zezwalający na przepływ gazów w obu kierunkach. Jeżeli ruch obu tłoków jest synchroniczny, to wówczas w tych samych momentach czasu, (pod założeniem identycznej budowy obu sprężarek), ciśnienia występujące w obu sprężarkach są sobie równe. Rurowciąg synchronizujący jest ładowany i wyładowywany, lecz nie ma przepływu gazów przez przekrój znajdujący się w środku jego długości. Jeżeli weźmiemy pod uwagę maszynę nie posiadającą urządzenia synchronizującego, to w wypadku stałej jego wielkości otrzymalibyśmy oscylovanie środka ciężkości obu tłoków około płaszczyzny symetrii układu, prostopadłej do osi cylindra. Częstotliwość tego oscylovania jest dwa razy mniejsza od częstotliwości ruchu tłoków. W wypadku dyssynchronizmu zanikającego środek ciężkości obu tłoków drga ruchem zanikającym około płaszczyzny symetrii układu. Z wystąpieniem dyssynchronizmu ruchów obu tłoków związane jest ujawnienie się różnic ciśnień panujących w danych momentach czasu w obu sprężarkach. Jeżeli teraz połączymy obie sprężarki rurowciągiem, to różnice ciśnień, powodujące przepływ gazu przez środkowy przekrój rurowciągu synchronizującego, wywołują straty energii tłumiące dyssynchronizm, (który je wywołał). Moc strat, decydująca o szybkości tłumienia dyssynchronizmu, zależy od wielkości różnicy ciśnień, panujących w obu sprężarkach i od wymiarów oraz kształtu rurowciągu synchronizującego. Idealny rurowciąg synchronizujący posiadać powinien takie wymiary, aby przy każdym możliwym dyssynchronizmie dawał maksimum możliwych strat.



Ryc. 22 i 23.

Straty w rurowciągu synchronizującym osiągają maksymalną wartość, gdy iloczyn z panującej różnicy ciśnień i ilości przyprływającego gazu osiąga maksimum. Jeżeli zwrócimy uwagę na zjawisko zmniejszania się różnicy ciśnień między sprężarkami, wskutek przepływu gazów w rurowciągu synchronizującym, to dochodzimy do wniosku, że przy danej wielkości panującego dyssynchronizmu, tylko pewna wielkość rurowciągu synchronizującego da maksimum strat. Rurowciąg o średnicy mniejszej da straty mniejsze

wskutek zbyt małego przepływu, rurociąg o średnicy większej da straty większe wskutek uniemożliwienia powstania większych różnic ciśnień między sprężarkami. Mniejsze dyssynchronizmy posiadać będą optimum zachowania się rurociągu synchronizującego przy mniejszym jego przekroju, (lub większej ilości kolan, większej jego chropowatości) i odwrotnie: dyssynchronizmy większe — przy większym przekroju. Widać z tego, że rurociąg synchronizujący, pracujący stale przy maksimum strat, musi posiadać odpowiednio zmienny przekrój, którego wielkość powinna być ściśle uzależniona od chwilowej wielkości występującego dyssynchronizmu. Problem ten rozwiązano, używając jako czynnika sterującego zmienność rurociągu synchronizującego, różnic ciśnień chwilowych w obu sprężarkach, które to różnice zmieniają się z wielkością dyssynchronizmu.



Ryc. 24.

Rurociąg synchronizujący, uwidoczniiony na ryc. 11, 13, 22, 23, składa się z rurociągu łączącego obie sprężarki i „synchronizatora“ przedstawionego na ryc. 23, który wstawiony jest w środku jego długości. Synchronizator składa się z przepony (ryc. 23), posiadającej otworek o takiej wielkości, aby energicznie tłumiał dyssynchronizmy małe. Przepona posiada dwa zawory obciążone sprężynkami, które łącznie zezwalają na przepływ gazu w obu kierunkach. Ryc. 24 przedstawia rozwiązanie konstrukcyjne tego urządzenia. Działanie tego synchronizatora, umieszczonego w środku długości rurociągu synchronizującego — jest następujące: W wypadku istnienia dużych dyssynchronizmów a więc istnienia dużych stosunkowo różnic ciśnień między obu sprężarkami przepływ odbywa się przez zawory i otworki. Duży ten stosunkowo przepływ tłumia energicznie powstały dyssynchronizm; gdy ten (a więc i różnica ciśnień) odpowiednio spadnie, zawory przestają się otwierać, zaś przepływ przez sam tylko otworek tłumia energicznie w dalszym ciągu dyssynchronizm „mały“.

Usiłowania analitycznego ujęcia procesów zachodzących w rurociągu synchronizującym nie dały rezultatów wobec dużych trudności natury matematycznej. Gdyby się nawet udało wprowadzić wzory na występujące tam tłumienie, to i tak wzory te miałyby małą wartość praktyczną ze względu na nieznaną wartość współczynników i oporów przepływu, przy jego pulsującym charakterze.

Teoretycznie rzecz biorąc nie ma w bezkorbowej silniko-sprężarce czynnika, który działałby stale w kierunku dyssynchronizowania ruchów obu tłoków. Zachowanie się jednostki tego typu w czasie ruchu wykazało jednak, że nierówne zachowanie się zaworów tłocznych w obu sprężarkach może dawać bodźce dyssynchronizujące.

(Dok. nastąpi).

Inż. hydr. MARIAN CZERWIŃSKI  
(KRAKÓW)

## Człowiek i warunki lokalne a melioracje rolne jako czynnik produkcji rolnej.

Piszący w sprawach melioracji rolnych, najczęściej ograniczają się tylko do stwierdzenia skutków i na tej podstawie wyciągają wnioski o ich potrzebie i rentowności.

Wydaje nam się, że w okresie kiedy każdy wydany grosz wymaga oceny czy, jak i kiedy się zamortyzuje, należałoby potrzebę melioracji rolnych ująć pod szerszym kątem widzenia. Jest to potrzebne zarówno z uwagi na wygotowanie celowego programu działania w tej sprawie, jak i dla uświadomienia poszczególnych jednostek. Rozważania na temat zawarty w tytule, poprzedzimy wyjątkami z prac kilku autorów, które miałyby uzasadnić to, co powiedzieliśmy wyżej.

Prof. Władysław Grabski powiada, że

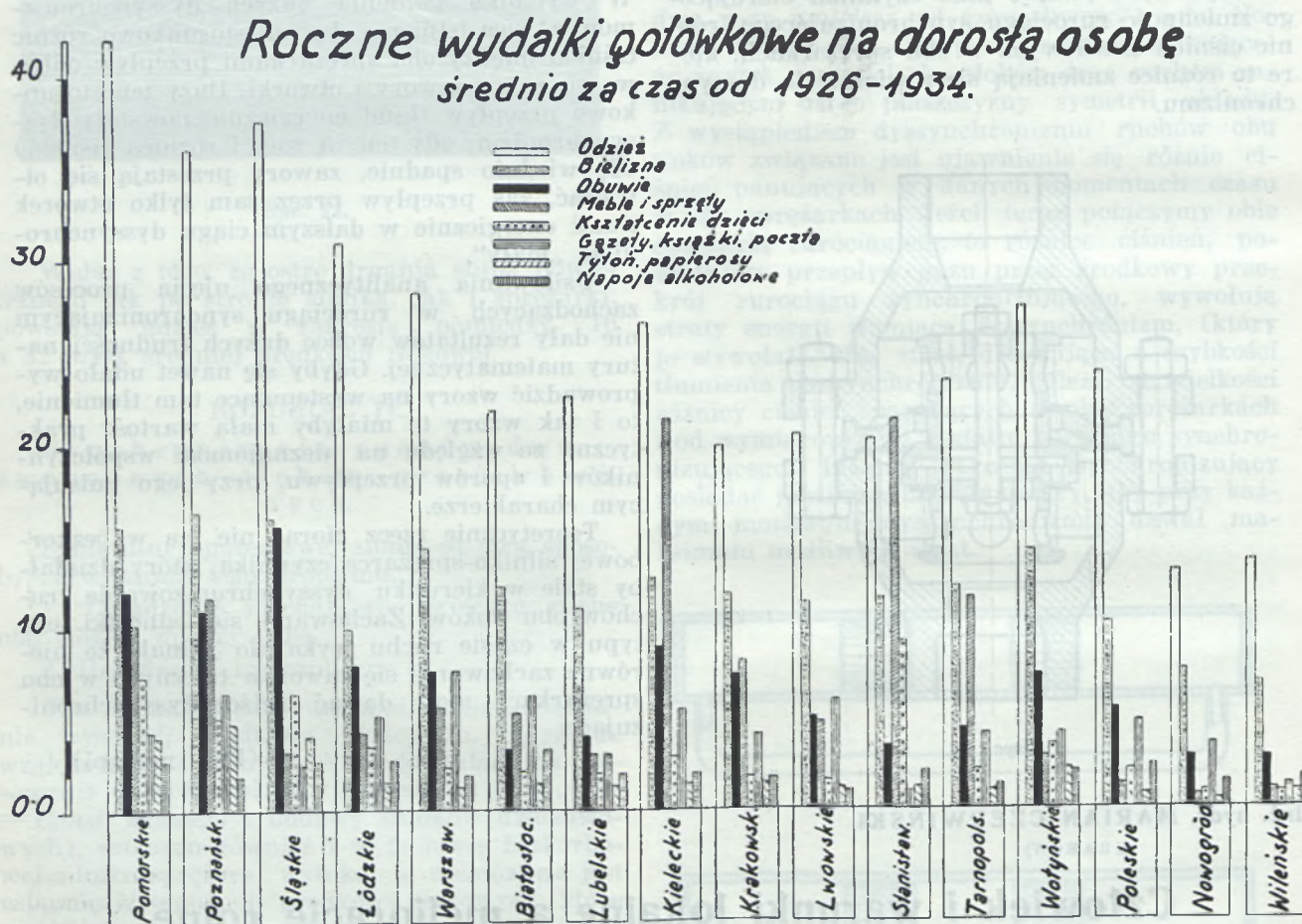
1) „Rolnictwo wymaga wytworzenia się szcze-

gólnego stosunku człowieka do jego procesów wytwórczych, stosunku, który należy nazwać symbiozą człowieka, zwierząt domowych i roślin w danych warunkach gleby i klimatu. Symbioza ta polega na podchwytywaniu wszystkich właściwości przyrodniczych otoczenia w przestrzeni i czasie i dostosowania postępowania samego człowieka do tych właściwości“. A teraz kilka wyjątków z pracy Dr A. Niegołowskiego 2) „Podłożem rozwoju rolnictwa jest lokalne środowisko, na które składają się trzy główne czynniki: a) środowisko naturalno-przyrodnicze (klimat, gleba, charakter użytkowania ziemi) — b) psychika ludzka, c) stosunki ekonomiczno-gospodarcze i społeczne. Produkcja rolna, w ekonomicznym znaczeniu działalności wy-

twórczej, opiera się na ziemi jako podstawie gospodarstwa wiejskiego tak, że zależność procesu wytwarzania od ziemi wraz z wszelkimi siłami przyrody stanowi charakterystyczną cechę wytwórczości rolnej.

Środowisko naturalne i warunki przyrodnicze wyciskają tym większe piętno na rozwój i kształtowanie się form gospodarowania, im mniejszą jest intensywność kultury rolniczej, im niższe jest stadium kulturalnego człowieka, jako podmiotu gospodarującego. Decydujący zatem wpływ czynnika przyrody na wynik wytwórczej działalności człowieka na ziemi i na systemy i formy gospodarowania na roli maleje i ustępuje

że krainy o znacznie gorszych warunkach naturalnych gleby i klimatu, wykazują wyższy stopień produktywności swych gospodarstw rolnych od krain, w których warunki naturalne kształtują się korzystniej" — albo — „Psychika człowieka, a zwłaszcza jego sposób rozumowania jest tu czynnikiem wielkiej wagi tak, że nie można rozważać systemu gospodarowania niezależnie od gospodarującego człowieka" lub, że „znaczenie i udział konstrukcji psychicznej człowieka w kształtowaniu się odmiennych systemów gospodarowania jest jednym z decydujących czynników tak, że znajdujemy ścisłą korelację między istotą psychiki gospodarza a formą



Ryc. 1.

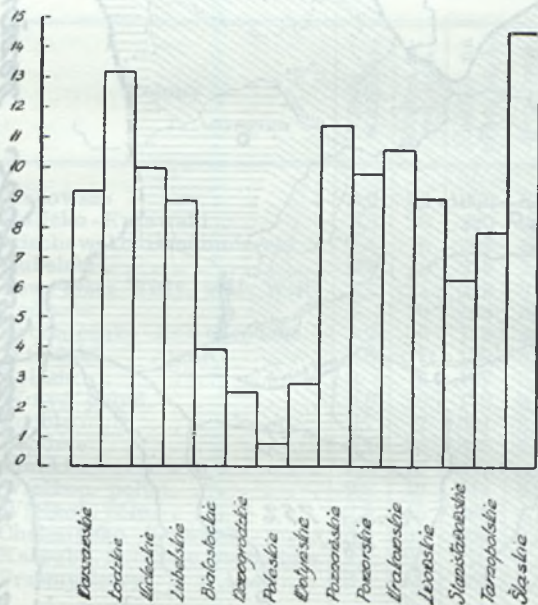
je na plan drugi (naturalnie tylko do pewnego stopnia), w miarę wzrostu znaczenia innych czynników, biorących udział w skomplikowanym procesie tworzenia się życia agrarnego. Rozwój oświaty i umiejętność zagospodarowania ziemi, czyli technika prowadzenia gospodarstw rolnych wraz z korzystnymi dla rozwoju rolnictwa koniunkturami ekonomicznymi, pozwala na przyjęcie nowych i wyższych systemów gospodarowania, powoduje różne korzystne zmiany użytków lub nieużytków na produktywny areaty, umożliwia zwiększenie nakładów, słowem zmienia dotychczasowy naturalny i prymitywny sposób gospodarki przez ogólne podniesienie stopnia intensywności i produktywności warsztatu rolnego. Dowodem tego jest częsty objaw,

gospodarowania". Wreszcie co do warunków osiągnięcia korzyści z przeprowadzonych melioracji powiada prof. St. Moszczeński<sup>3)</sup> że „wzmószony dochód z ziem zmeliorowanych jest nie tylko skutkiem polepszenia się środowiska roślin, lecz również, a może przede wszystkim, umiejętnej pracy rolnika, który powinien używać na ziemi zmeliorowanej więcej nakładu pracy i kapitału, sadzić więcej okopowych, stosować więcej nawozów pomocniczych itp. Czym intensywniej rolnik zagospodaruje swą zmeliorowaną ziemię, tym o większy procent podniesie różnicę dochodów czystych, a wiemy, że szczególnie stopień intensywności jest wynikiem indywidualnych cech rolnika. Tak tedy płaczą się wpływy dwojakiego pochodzenia: bezpośrednio

go oddziaływania melioracji na wzrost roślin i duchowych czynników w człowieku. Im potężniej wydobędą się na jaw te ostatnie, t. zn. im rolnik właściwiej i umiejętniej wykorzystyza zmienne na korzyść warunki życia roślin, tym większe będą różnice dochodów czystych przed i po zmeliorowaniu“.

Skoro zatem lokalne warunki środowiska z najważniejszym jego czynnikiem — człowiekiem, decydują o rozwoju rolnictwa, pozwolimy sobie najważniejsze z tych czynników przedstawić dla każdego województwa, porównując je z zestawieniami zawartymi w tabeli I-ej i II-ej, gdzie zawarte są daty odnośnie do intensywności i produktywności oraz cyfry z pracą rolnika na jego warsztacie ściśle związane.

*Ilość szkół powszechnych na 100 km<sup>2</sup>  
w poszczególnych województwach.*



Ryc. 2 a.

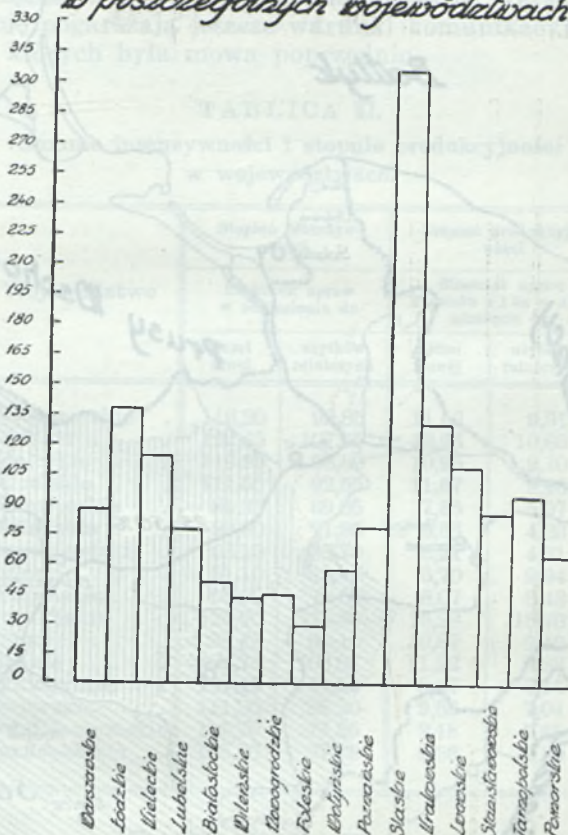
W ten sposób dojdziemy do wyjaśnienia rentowności (ekonomii) produkcji rolnej w różnych stronach Polski. Po takim przedstawieniu okoliczności lokalnych, będziemy się starali odpowiedzieć na pytanie: Jaką rolę mogą odegrać melioracje rolne w poszczególnych wypadkach.

Z góry powiadamy, że uwzględnić trzeba dwa wypadki, tj. pierwszy, gdzie melioracje rolne są czynnikiem umożliwiającym produkcję rolną w ogóle, oraz drugi, gdzie one przyczynić się mogą tylko do podniesienia produkcji rolnej; w tym ostatnim wypadku należy rozróżnić takie okolice, gdzie melioracje rolne napewno spełniają to zadanie, oraz takie, gdzie co do tego istnieją pewne wątpliwości.

Przechodząc zatem do omówienia stosunków lokalnych poruszymy w pierw te dane, które charakteryzują podstawowy czynnik w rolnictwie tj. człowieka. A więc ryc. 1 wskazuje, jak mniej więcej wyglądają wydatki roczne na osobę dorosłą w poszczególnych województwach. Wydatki te są największe w województwach, gdzie

albo sięgnęła wybitnie kultura zachodu, lub gdzie znajdują się ośrodki przemysłowe. Widzimy to zatem w województwie pomorskim, poznańskim, kieleckim, łódzkim i śląskim. Przyczynia się do tego niewątpliwie i oświata wyrażająca się w postaci ilości szkół powszechnych na terenie tych województw (ryc. 2 a). Jeżeli by chodziło o inne województwa, to wysoką sumę wydatków na osobę, czynią pozycje wydatków na narkotyki (w szczególności na napoje alkoholowe), w czym

*Gęstość zaludnienia na km<sup>2</sup>  
w poszczególnych województwach.*



Ryc. 2 b.

wyjątek stanowią województwa: warszawskie, krakowskie, lwowskie i tarnopolskie. Województwa lubelskie, nowogrodzkie i wileńskie wykazują w ogóle bardzo małe wydatki na osobę i stoją pod tym względem na ostatnim planie; do nich zaliczyć by trzeba także i województwo poleskie, gdyż tam większy sumaryczny wydatek na osobę, powoduje duży wydatek na alkohol.

Z tymi małymi wydatkami na osobę w ostatnio wymienionych województwach, harmonizuje brak szkół powszechnych a więc brak podstawowego czynnika oświaty (ryc. 3). Jeżeli przyjmujemy, że wydatki na prenumeratę czasopism i dzienników są — zwłaszcza u rolnika — miernikiem oświaty, to pierwszeństwo pod tym względem przysnać trzeba województwom zachodnim, podczas gdy województwa wschodnie stoją na ostatnim planie; bardzo małe zainteresowanie czytelnictwem wykazuje również województwo warszawskie, później województwa południowe z wyjątkiem krakowskiego. Fakt ten dziwnie wygląda w zestawieniu z ilością szkół powszech-

nych na terenie województwa warszawskiego i lwowskiego, która tam przedstawia się znacznie lepiej, jak np. na terenie województw wołyńskiego lub białostockiego, gdzie czytelnictwo postawione jest znacznie lepiej. Czyżby pracujące na tym terenie szkoły, względnie organizacje rolnicze, za mało temu czynnikowi poświęcały uwagi?

do ryc. 1-ej, podkreślając jeszcze, zawartą tam pozycję wydatków na kształcenie dzieci. Otóż z tej pozycji widoczne, że i na ten cel wydatki w województwach kresów wschodnich, a w szczególności w poleskim, wileńskim i nowogrodzkim są najmniejsze. Te „wydatki na osobę“, pozwalają nam już na zarysowanie trzech grup województw tj. 1-ej z województwami: kieleckim,



Ryc. 3.

Możnaby tak analizować każdy z wydatków oddzielnie, lecz aby się dłużej nad tym nie zatrzymywać, pozwolimy sobie odesłać czytelnika

łódzkim, pomorskim, poznańskim i śląskim, 2-giej złożonej z województw: lubelskiego, nowogrodzkiego, poleskiego i wileńskiego oraz 3-ciej



składającej się z województw: białostockiego, krakowskiego, lwowskiego, stanisławowskiego, tarnopolskiego i wołyńskiego.

Jeżeli teraz spojrzymy na dołączoną mapę, na której poglądowo przedstawiono sprawę analfabetyzmu to zauważymy, że najgorzej pod tym względem przedstawiają się województwa łuckie, nowogródzkie, poleskie i wileńskie, gdzie sięga on ponad 75% (pod analfabetyzmem, rozumie się procent z dzieci ponad 10 lat, które nie uczęszczają do szkół). Wyjaśnić trzeba, że daty te dotyczą okresu przed wielką wojną, za czas bowiem obecny szczegółowe zestawienia dla poszczególnych okolic były dla autora niedostępne.

Jeżeli się jednak weźmie pod uwagę, że w czasie wojny nic się nie polepszyło, a nawet mogło pogorszyć oraz, że deficyt szkół powszechnych do tej chwili panuje, to cyfry podane nie odbiegają zapewne wiele od dzisiejszej rzeczywistości.

TABLICA I.

Rejony	Gleba w stopniach	Nakład na nawozy z 1/ha	Nakład na pracę z 1/ha	Komunikacje w stopniach	Kierownictwo w stopniach
Kalisko-Kujawski . . . . .	3,3	28	220	3,6	3,4
Miechowsko-Sandomierski . . . . .	4,1	19	235	3,4	3,6
Lubelski . . . . .	3,8	15	219	3,5	3,9
Lewy brzeg Wisły, widły Wisły . . . . .	3,1	21	215	3,1	3,7
Podlasie . . . . .	3	13	169	3,3	3,5
Grodzieńsko-Nowogródzki . . . . .	3,2	6	148	3,2	3,2
Wileński . . . . .	2,8	7	139	3,0	3,4
Polesie . . . . .	3	6	107	2,7	3,4
Wołyń połud. . . . .	3,9	10	172	3,2	3,7
Podole . . . . .	3,7	7	334	3,5	3,2
Pogórze . . . . .	3,1	26	325	3,5	3,5
Górski . . . . .	2,8	19	307	3,2	3,1
Wielkop. połud. . . . .	2,8	49	244	3,8	3,9
Wielkop. półn. . . . .	2,8	45	204	4,1	3,9
Chelmińsko-Kujawski . . . . .	3,3	31	208	3,9	4,1
Kaszuby, Pomorze wschodnie . . . . .	2,7	25	170	4,4	3,7
Przemysłowy . . . . .	3,1	51	353	3,5	3,5

**Objaśnienie do tablicy I-szej.**

**Oznaczenie w stopniach.**

**a) Komunikacje**

**b) stopnie**

Odległość od rynku zbytu.	droga zwykła:	szosa:
do 5 km	4	5
7-12 "	3	4
12-20 "	2	3
powyżej 20 "	1	2

Dla gleb pięć stopni według klasyfikacji w b. dzielnicy pruskiej.

**Dla kierownictwa:**

**Przygotowanie: Stopnie:**

Szkoła rolnicza . . . . .	5	Oprócz tego uwzględniono odpowiednio w punktacji stosowanie nawozów, przynależność do org. gosp. lub innych.
Kursy rolnicze . . . . .	4	
Szkoła powszechna i prow. rach. gospod. . . . .	3	
Bez wykształcenia tylko prowadz. rachunków gospod. . . . .	1-2	

Warunki komunikacyjne poznać możemy z tablicy I-ej i III-ej. Jakkolwiek ta sprawa przedstawia się zarówno pod względem dróg bitych jak i kolei żelaznych w całej Polsce nie

szczególnie, to jednak możemy zupełnie wyraźnie powiedzieć, że województwa zachodnie stoją pod tym względem najlepiej a województwa wschodnie najgorzej. Wobec tego zarysowują się tutaj znowu trzy grupy województw podobne bardzo do określonych poprzednio. Bardzo ważnym czynnikiem w rozwoju rolnictwa — w poszczególnych województwach jest ilość miast przypadająca na 1000 km<sup>2</sup>. Poznać to możemy z ryc. 4; widać tam znowu te same trzy grupy województw co poprzednio, czyli, że w województwach zachodnich zagęszczenie miast jest największe a we wschodnich najmniejsze. Tę sytuację pogarszają jeszcze warunki komunikacyjne, o których była mowa poprzednio.

TABLICA II.

**Stopnie intensywności i stopnie produktywności w województwach.**

Województwo	Stopień intensywności		Stopień produktywności	
	Stosunek upraw w odniesieniu do		Stosunek upraw i plonów z 1 ha w odniesieniu do	
	ziemi ornej	użytków rolniczych	ziemi ornej	użytków rolniczych
Warszawskie . . . . .	116,20	99,85	11,56	9,91
Łódzkie . . . . .	122,65	107,05	12,26	10,66
Kieleckie . . . . .	116,95	98,50	10,95	9,10
Lubelskie . . . . .	111,55	92,55	11,57	9,46
Białostockie . . . . .	85,25	69,05	7,63	5,97
Wileńskie . . . . .	88,80	71,95	5,33	4,33
Nowogródzkie . . . . .	68,10	58,70	5,21	4,31
Poleskie . . . . .	51,10	43,45	3,70	2,94
Wołyńskie . . . . .	93,00	76,00	8,07	6,43
Poznańskie . . . . .	126,70	114,50	15,28	13,78
Pomorskie . . . . .	98,45	86,10	10,87	9,49
Śląskie . . . . .	124,75	103,04	11,22	9,33
Krakowskie . . . . .	121,45	94,50	9,27	7,16
Lwowskie . . . . .	111,80	86,20	9,35	7,04
Stanisławowskie . . . . .	115,70	74,25	9,18	5,65
Tarnopolskie . . . . .	105,70	97,35	9,53	8,58

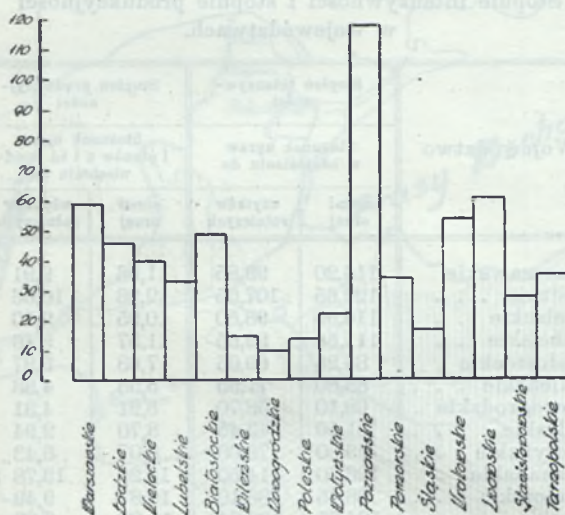
TABLICA III.

Województwo	Ilość km kolei szerokotorowych na 1000 km <sup>2</sup>
Warszawskie . . . . .	29
Łódzkie . . . . .	36
Kieleckie . . . . .	31
Lubelskie . . . . .	33
Białostockie . . . . .	31
Wileńskie . . . . .	23
Nowogródzkie . . . . .	23
Poleskie . . . . .	20
Wołyńskie . . . . .	28
Poznańskie . . . . .	75
Pomorskie . . . . .	59
Śląskie . . . . .	105
Krakowskie . . . . .	50
Lwowskie . . . . .	41
Stanisławowskie . . . . .	40
Tarnopolskie . . . . .	45

Przechodząc teraz do elementów ściśle związanych z produkcją rolną, to po pierwsze zwrócić należy uwagę na jakość gleby; dane co do tego mamy zawarte w tabeli I-ej. Widzimy tam, że na ogół w tych województwach, gdzie poprze-

dno poruszane okoliczności przedstawiały się korzystnie, warunki glebowe są najgorsze np. w Wielkopolsce, na Pomorzu i na Śląsku choć zarówno na Wileńszczyźnie jak i na Polesiu gleby — dodać trzeba, że w obecnym ich stanie — są mało wartościowe. Te nierówności starają się jednak rolnicy upośledzeni pod tym względem, wyrównać nakładem pracy i nawożenia. Z tabeli I-ej dowiadujemy się, że największy nakład na pracę i nawożenie, ponoszą województwa zachodnie, podczas, gdy tak samo potrzebujące tych starań województwa wileńskie, poleskie i nowogrodzkie, najmniej ze wszystkich o tym myślą.

### Ilość miast w poszczególnych województwach.



Ryc. 4.

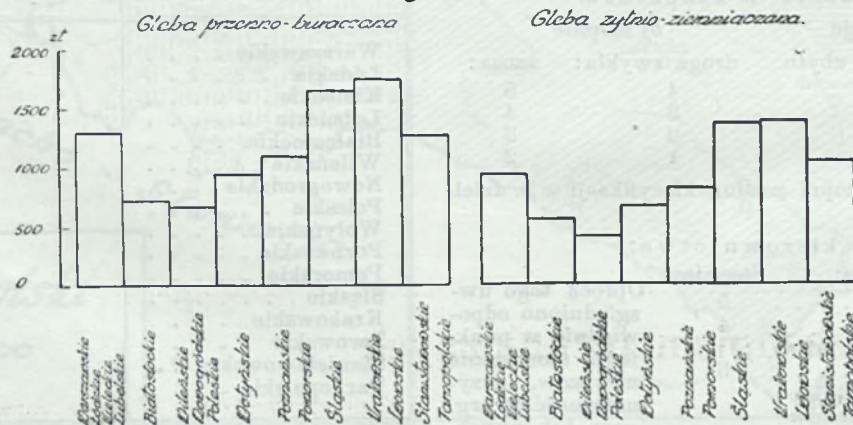
Biorąc teraz pod uwagę zestawienie podane w tabeli II-ej, omówimy zagadnienia intensywności i produktywności w poszczególnych województwach. Otóż zarówno produktywność

grupy 1-ej; oprócz tego podobny stan rzeczy widzimy w województwach o znacznie większym zaludnieniu (tablica I-sza). Województwa wschodnie i te, gdzie zaludnienie jest słabsze, wykazują słabą intensywność jak i produktywność; województwa te należą w całości do grupy 2-ej i częściowo do 3-ej (według poprzedniego podziału). Jeżeli za miarę intensywności przyjmijemy wysokie nakłady pieniężnych lub ich równoważność, na jednostkę powierzchni, to województwa wschodnie stoją pod tym względem zdecydowanie nisko; miernikiem tego mogą być podane w tabeli I-ej nakłady na pracę i na nawozy.

W tabeli I-ej zawartą jest kolumna p. t. „Kierownictwo“. Otóż wyjaśniamy, że zawarte tam cyfry oznaczają stopień przygotowania kierowników gospodarstw, których wyniki i warunki pracy stanowiły podstawę do układu tej tabeli (według skali podanej na końcu). Otóż z porównania cyfr tej kolumny z cyframi tabeli II-ej jest widoczne, że im stopień przygotowania rolnika wyższy, tym intensywność i produktywność gospodarstwa wyższa. Np. rejon wielkopolski lub chełmińsko-kujawski ma naturalne warunki tj. glebę gorszą, aniżeli Wołyń lub Podole, natomiast stopień przygotowania jest wyższy to też zarówno intensywność jak i produktywność tych wymienionych wyżej rejonów jest wyższą aniżeli Wołyń lub Podole; jeszcze lepszym przykładem na tę okoliczność, byłoby porównanie między województwami wschodnimi a zachodnimi. Z tych zestawień jest również widoczne, że wiele dobrych przyrodzonych warunków nie jest wyzyskanych z powodu niedostatecznego stopnia przygotowania np. na Podolu, w Lubelszczyźnie lub w rejonie miechowsko-sandomierskim. Te porównania doprowadzają nas do stwierdzenia, że wartość przygotowanej do gospodarowania jednostki jest właściwie podstawowym czynnikiem w rolnictwie.

Z powyższego przedstawienia poszczególnych czynników wpływających na produkcję rolni-

### Wartość szacunkowa ziemi w r. 1933. złotych za 1 ha.



Ryc. 5.

jak i intensywność, przedstawia się najkorzystniej w województwach przemysłowych i zachodnich tj. tych, które na wstępie zaliczyliśmy do

czą w różnych stronach Polski wynika, że tak jak wyżej zaznaczono, całe terytorium Polski można podzielić na 3 grupy

różne pod względem warunków produkcji. Ten podział wskazuje nam również na ekonomię produkcji rolniczej, gdyż, jeżeli są podejmowane usiłowania w kierunku zmiany lub podniesienia systemu gospodarstwa na wyższy stopień intensywności, to przede wszystkim zwracać trzeba uwagę na stosunki środowiska wraz z działającymi w nim czynnikami gospodarczymi i że najracjonalniejszy jest taki system, który daje w warunkach miejscowych najrentowniejsze wyniki. Otóż tam, gdzie mamy małe zaludnienie, gdzie mamy mało miast, gdzie brak jest ośrodków przemysłowych przy równocześnie skąpo rozwiniętej sieci komunikacyjnej, tam nie można liczyć na rentowność produkcji rolniczej. W okolicach o takich warunkach, gdzie obok tego spotykamy jeszcze niski stan kultury ludności należałoby bardzo ostrożnie stosować zabiegi zmierzające do intensyfikacji w rolnictwie. Podstawowy bowiem czynnik produkcji — człowiek, jest w takim minimum, że do niego przede wszystkim trzeba sprowadzić skalę zabiegów. Jeżeli bowiem rolnik nie potrafi wyzyskać włożonego na intensyfikację kapitału, to uważać należy ten kapitał za stracony a co najmniej za niewyzyskany należyćie. W tych warunkach stopień produktywności się nie podniesie, czyli cel zabiegów będzie chybiony.

Aby mogło być odwrotnie, trzeba najpierw zmienić niekorzystne warunki zaczynając od człowieka. Z powyższego zatem wynika, że największe prawdopodobieństwo dobrego wyzyskania wkładów w rolnictwie istnieje w grupie 1-ej, gorsze nieco, poparte jednak znacznym zaludnieniem a zatem pilną koniecznością zwiększenia produkcji w grupie 3-ej. Jeżeli chodzi o grupę 2-gą, to tam właściwie należałoby dopiero stworzyć warunki umożliwiające produkcję rolniczą i jakieś podstawy do jej rentowności.

Teraz dopiero możemy odpowiedzieć na postawione u wstępu pytanie, co do melioracji rolnych. Otóż z dotychczasowych rozważań widzimy, że melioracje rolne mogą być uważane tylko jako czynnik wpływający albo na stworzenie warunków do powstania innych czynników, lub mogący spotęgować działanie istniejących już czynników produkcji. Melioracje rolne są więc zasadniczo jednym z czynników produkcji rolniczej a ponieważ są inwestycją na ogół kosztowną, przeto ich celowe stosowanie w wysokim stopniu zależy od czynników lokalnych, o których była wyżej mowa.

Wobec tego nie może ulegać wątpliwości celowość ich stosowania w województwach zaliczo-

nych do grupy 1-ej, w województwach grupy 3-ej stosować je należało by przede wszystkim tam, gdzie jest największe zaludnienie i wyższa kultura rolnicza. W tych województwach melioracje rolne spełniać będą zadanie czynnika podnoszącego produkcję rolną. Jeżeli chodzi o województwa grupy 2-ej, to tutaj melioracje rolne spełnia zadanie czynnika umożliwiającego w ogóle produkcję rolną i mogącego wywołać powstanie innych czynników budzących tę produkcję. Z tego powodu w grupie 1-ej i 3-ej uważamy za możliwe i potrzebne stosowanie zarówno melioracji podstawowych, jak i szczegółowych, podczas gdy w grupie 2-ej powinno się w jak największym wymiarze stosować przede wszystkim melioracje podstawowe; w tym ostatnim bowiem wypadku forsowanie melioracji szczegółowych z uwagi na lokalne warunki, uważamy w chwili obecnej za ryzykowne, jeżeli chodzi o ich rentowność.

Jak zatem widoczne, staraliśmy się w niniejszym szkicu przedstawić dopiero przy końcu celowość stosowania melioracji rolnych z uwagi na warunki produkcji rolnej w różnych stronach Polski. Mówiliśmy przede wszystkim o warunkach tej produkcji a o melioracjach bardzo mało dlatego, bo melioracje rolne są tylko jednym z wielu czynników produkcji rolniczej, których poznanie właściwie dopiero zdecyduje o sposobie i czasie skorzystania z melioracji rolnych.

#### ŹRÓDŁA:

1. Rocznik N. R. i L. Poznań, r. 1929 — W. Grabski: „Czynny udział w rolnictwie żywych sił przyrody“.
2. ditto, r. 1930. A. Niegolewski: „Intensywność i produktywność gospodarstw rolnych państw europejskich“.
3. Prof. St. Moszczeński: „Poszukiwanie cenności gruntów i majątków wiejskich“. Warszawa 1920. r.
4. Roczniki N. R. i L. Poznań 1926—1927. — W. Ponikowski: „Intensywność a opłacalność“.
5. Prof. Dr W. Schramm: „Targ ziemią w wojew. Poznańskim i Pomorskiem w latach 1920—1925“. Poznań 1927, str. 49.
6. E. Romer: „Atlas Polski“, tabl. XV.
7. Biblioteka Puławska. Dr St. Antoniewski: „Opłacalność kierunków w drobnych gospodarstwach“ cz. I-sza. Warszawa 1934.
8. ditto. „Badania nad opłacalnością gospodarstw włościańskich“.
9. Dr Inż. M. Sowiński: „Zagadnienie organizacji i metodyki badań nad opłacalnością melioracji rolnych“. Inż. rolna r. 1933 — Warszawa.
10. Mały rocznik statystyczny r. 1935 i 1936 oraz Tablice statystyczne Polski r. 1923 — Warszawa.

## Przegląd czasopism technicznych

### Budownictwo wodne

„Program budownictwa wodnego Państwa polskiego“ omawia p. Ross, referent instytutu wschodnio-europejskiego gospodarstwa w Królewcu, na łamach *Zeitschrift für Binnenschiffahrt*, Nr 4/1937.

Nawiązując do programu uprzemysłowienia okręgu centralnego polskiego, stwierdza autor, że ma tu

być przeprowadzone również rozwinięcie sieci komunikacyjnej. Przy przełożeniu przemysłu do tego okręgu były według autora miarodajne również momenty gospodarcze i strategiczne. Jednym z postulatów było także zaopatrzenie okręgu w źródła energii.

W ramach całego planu odgrywa również zasa-

dniczą rolę powiększenie sprawności sieci dróg wodnych, a przede wszystkim gruntowna, etapami przedsięwzięta regulacja Wisły od źródeł aż do ujścia. Autor podnosi z uznaniem podjętą budowę zbiorników (Porąbka, Rożnów, Czchów, Kozłowa Góra i i.), które stanowiąc będą główną podstawę elektryfikacji Polski południowej i nowego rewiru przemysłowego, który nazywa „polnische Waffenschmiede“. Dalej podnosi autor rozbudowę portów wiślanych w Puławach, Warszawie, Płocku i Włocławku, wspomina o projekcie kanału Warszawa-Bug, oraz z Warszawy do Warty, co w kombinacji z ukończeniem w Niemczech Kanału Śródlądowego dałoby europejską drogę wodną od Renu do Morza Czarnego.

W dalszym ciągu omawia autor prawie wszystkie proponowane u nas drogi wodne; stwierdza, że kanał Bałtyk - Morze Czarne przez Wisłę-San-Dniestr-Prut-Dunaj byłby rzeczywiście najkrótszą drogą handlową między obu morzami — wobec jednak kosztu 1 miljarda złotych „nie może być przedmiotem poważnych rozważań“. Zwalcza „kanał węglowy“, stwierdzając, że wobec regulacji Wisły będzie on niepotrzebny, a w końcu podnosi, że regulacja wyjdzie i państwu niemieckiemu na korzyść.

**Ruch na drogach wodnych czechosłowackich** stale wzrasta, dzięki stałej dbałości państwa o ich stan. Ukończenie stanowiska Masaryka kanalizacji Łaby z jazem i śluzami pod Strzekowem, poprawiło tu warunki żeglugi, pozostaje jeszcze dokończenie kanalizacji do granicy saskiej. Również na Dunaju poprawia się żegluga na progach między Bratisławą a Komornem. Szczególnie troskliwą jest opieka nad portami rzecznyymi, które się rozbudowuje. W Bratisławie wybudowano dwa nowe baseny; w porcie tym przeładunek ropy w ostatnich dziesięciu latach wzrósł z 10.000 ton na 170.000 ton. Żegluga śródlądowa Czechosłowacji objęła już 18% całego przewozu zagranicznego.

**Sprawozdanie z czynności (Tätigkeitsbericht) pruskiego zakładu doświadczalnego dla budownictwa wodnego i budowy okrętów w Berlinie** (Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau) za rok 1936. Tegoroczne sprawozdanie jest znacznie obszerniejsze jak z lat poprzednich i zawiera opis wielu badań z podaniem szczegółów technicznych wielu nowoczesnych konstrukcji i urządzeń technicznych, badań ruchu materiału w wodzie, grobli ziemnych i wogóle z zakresu budownictwa ziemnego, gdyż berlińskie laboratorium wodne posiada również

dobrze urządzone laboratorium budownictwa ziemnego (Erdbaulaboratorium).

Zakład zatrudniał 39 urzędników, w tym 13 naukowo pracujących, 40 rzemieślników i robotników, poza tym 12 osób przejściowo zajętych. Budżet zakładu wynosił w 1936 r. 920.000 zł. Do najważniejszych prac w dziale Budownictwa wodnego należały: Doświadczenia na modelach dotyczące śluzy podwójnej na skanalizowanej Łabie pod Magdeburgiem (25 m × 325 m), śluz kanalizacji Wezery, śluzy berlińskiej (Mühlendammschl.), schodków śluzowych kanału Elster-Saale, śluzy Sierszno (dziś Stauwerder) badania drgań jazu klapowego klapy segmentowej opuszczonej w dół i obmyślenie środków zaradczych), badania jazów klapowych (drgania, j. w.), doświadczenia nad kształtem wlotu kanałów żeglugi (kanalizacja Łaby pod Magdeburgiem), etc.

Dr M. M.

## Kronika techniczna

**Wypadki przy pędniach w młynach.** Zestawienia wypadków przy pracy wykazują, iż z wypadków śmiertelnych zdarzających się przy pędniach w całym przemyśle, na pędnie w młynach przypada znaczna część (w roku 1931 np. połowa 13 na 26). Jeżeli weźmiemy pod uwagę — pisze w Przeglądzie Ubezpieczeń Społecznych Inż. St. Liebert — stosunek zatrudnienia lub też stosunek ilości pędni w całym przemyśle do ilości urządzeń tego rodzaju w młynach, wówczas zdąc sobie musimy sprawę, jak wiele stosunkowo ofiar pochłaniają pędnie w młynach.

Jaka jest przyczyna tak częstych wypadków? Analiza poszczególnych wypadków — pochwylenia przez pas podczas jego nakładania na koło, pochwylenia podczas zdejmowania pałta, pochwylenia za róg ubrania itd. wykazują, że większość wypadków zachodzi wskutek ciasnoty pomieszczeń, braku dostatecznego oświetlenia, dopuszczenia do obsługi ludzi niedoświadczonych, nieraz przygodnych robotników, o czym świadczy poniekąd to, że w małych młynach wiejskich liczba ciężkich wypadków jest znacznie większa, aniżeli w młynach dużych, nowoczesnie urządzonych. Dość powiedzieć, że częstość wypadków śmiertelnych w stosunku do ogółu wypadków przy pędniach jest czterokrotnie mniejsza na terenie zachodniej dzielnicy Polski, gdzie przeważają młyny nowoczesne, aniżeli na terenach pozostałych dzielnic.

Na uwagę zasługuje jeszcze zjawisko — że pewna liczba wypadków, które sądząc z opinii lekarskich, nie były same przez się groźne, kończyły się jednak śmiercią. Dowodzi to braku szybkiej pierwszej pomocy i dopuszczenia wskutek tego do zakażenia.

(Komun. Inf. I. S. S. Nr 15 — 1937 r.)

**Uprasza się wszystkich Członków P. T. P. zalegających z zaplaceniem wkładek, by wyrównali je do końca grudnia b. r.**

TREŚĆ: R. Witkiewicz: Ś. p. Inż. Adam Wiciński. — † Inż. Adam Wiciński: Realizacja problemu bezkorbowej silniko-sprężarki. — Inż. Marian Czerwiński: Człowiek i warunki lokalne a melioracje rolnej jako czynnik produkcji rolnej. — Przegląd czasopism technicznych. — Kronika techniczna.

„CZASOPISMO TECHNICZNE“ WYCHODZI 10-go i 25-go KAŻDEGO MIESIĄCA.

Ceny ogłoszeń jednorazowych:

$\frac{1}{1}$  str. zł. 240;  $\frac{1}{2}$  str. zł. 140  
 $\frac{1}{4}$  " " 80;  $\frac{1}{8}$  " " 50  
 $\frac{1}{16}$  " " 30;  $\frac{1}{32}$  " " 20

Ogłoszenia na miejscach specjalnie rezerwowanych o 25% drożej. Dla ogłoszeń o zaoferowaniu lub poszukiwaniu pracy opust 50%.

Adres Redakcji i Administracji: Lwów ul. Zimorowicza 1. 9.

Telefon Redakcji 226-60. Telefon Redaktora 236-46. Konto P. K. O. 151.857.

Prenumerata w kraju: rocznie zł. 32; kwartalnie zł. 8.

Cena pojedynczego zeszytu zł. 1.60.