

PRZEGLĄD TECHNICZNY

· CZASOPISMO POŚWIĘCONE SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU

TREŚĆ:

O węgla brunatnym w Polsce, nap. Inż. Z. Rajdecki.
 Błędy i poprawki narzędzi mierniczych, (dok.), nap. Inż. Z. Rauszer, Dyrektor Głównego Urzędu Miar.
 Wysokie ciśnienia i temperatury w budowie turbin parowych, nap. Inż. A. J. Uklański.
 Kontrola produkcji przy zmiennym obciążeniu, nap. Inż. L. Burnat.
 Przegląd pism technicznych.
 Bibliografia.
 Sprawozdania i Prace Polskiego Komitetu Energetycznego.

SOMMAIRE:

Les réserves du lignite en Pologne, leur exploitation et leur importance, par M. Z. Rajdecki, Ingénieur des mines.
 Erreurs et corrections des instruments des mesures (suite et fin), par M. Z. Rauszer, Ingénieur dipl., Directeur de l'Office Centrale des Mesures.
 Les hautes pressions et les hautes températures dans la construction des turbines à vapeur (à suivre), par M. A. J. Uklański, Ingénieur mécanicien.
 Le contrôle de la production variable, par M. L. Burnat, Ingénieur mécanicien.
 Revue documentaire.
 Bibliographie.
 Bulletin du Comité Polonais de l'Énergie.

O węglu brunatnym w Polsce*)

Napisał inż. gór. Z. Rajdecki.

Dla oceny wartości ekonomicznej złóż węglowych, należy wziąć pod uwagę: 1) zasoby węgla, 2) jego gatunek, 3) warunki naturalne eksploatacji, 4) warunki komunikacyjne. Znaczenie własności węgla, jako materiału opałowego, oraz środków komunikacyjnych nie budzi żadnych wątpliwości, natomiast rola naturalnych warunków eksploatacji musi być tutaj omówiona.

Najważniejszymi warunkami naturalnymi wydobywania ropy kopalnego są: 1) miąższość złoża; 2) prawidłowość jego zalegania; 3) głębokość zalegania, czyli grubość nadkładu, i 4) stopień zawodnienia. Miąższość złoża i prawidłowość jego zalegania ma największe znaczenie przy ocenie technicznej i ekonomicznej. Pokłady grubsze dają możliwość skoncentrowania robót górniczych na mniejszych przestrzeniach przy tej samej wydajności kopalni, co pociąga za sobą mniejsze koszty eksploatacyjne; pokłady cieńsze wymagają znacznej rozległości tych robót, co powoduje prowadzenie znacznie większej ilości dodatkowych robót górniczych (przekopy, chodniki i t. p.) i co znacznie więcej kosztuje.

Z miąższością pokładu, pod względem jego wartości eksploatacyjnej, wiąże się ściśle prawidłowość zalegania. Pokład prawidłowo zalegający posiada miąższość mało zmienną, pokład nieprawidłowy — często ją zmienia, ścięcia się, wyklinowuje i zupełnie zanika. Pokłady węgla prawidłowe ułatwiają wydobywanie, dają bowiem, jak i pokłady o większej miąższości, możliwość skoncentrowania robót górniczych i pociągają za sobą mniej robót dodatkowych.

Głębokość zalegania, czyli grubość skał płonnych, pokrywających złożę, ma znaczenie techniczne i gospodarcze.

Im płycej zalega pokład, tem łatwiej go wydobywać, nie wymaga bowiem budowy głębokich szybów, niejednokrotnie nasuwających ogromne trudności techniczne przy przebijaniu warstw sypkich.

Zawodnienie pokładów węgla, mniej lub więcej znaczne, nie tylko pociąga za sobą koszty, lecz niejednokrotnie powoduje bardzo znaczne trudności techniczne (kurzawka, czyli piasek płynny).

A) Rozmieszczenie złóż.

Złóża węgla brunatnego występują głównie na czterech obszarach Polski: Zawierciańskim, Świętokrzyskim, Poznańsko - Pomorsko - Kujawskim i Małopolskim.

I) Obszar Zawierciański.

Węgiel brunatny zalega na przestrzeni 60 — 70 km² w dolinach rzeki Warty i Czarnej Przemszy w okolicach Zawiercia, wzdłuż północno - wschodniej granicy Polskiego Zagłębia Węglowego, gdzie go wydobywano w Blanowicach, Porębie Mrzygłodzkiej i Nieradzie, Ciągowicach, Łośnicach i Siewierzu.

Wśród iłów, zaliczonych do geologicznej formacji jurajskiej (lias lub dogger dolny) tworzą złożę trzy pokłady węgla, z których właściwie jeden, o miąższości od 0,6 do 1,2 m, nadaje się do eksploatacji. Pokład ten jest stały i rzadko wyklinowuje się zupełnie. Nad tym pokładem leżą jeszcze 2—3 cienkie warstwy węgla grubości od 0,06 do 0,3 m. Zawodnienie jest nieznaczne. Nadkład nie jest gruby. Węgiel brunatny obszaru Zawierciańskiego jest czarny, błyszczący, z zewnętrznego wyglądu podobny do węgla kamiennego, lecz na powietrzu

*) Referat wygłoszony na VII Zjeździe Inż. Mech. Polskich.

dość prędko rozpada się na drobne kawałki, co utrudnia jego dalszy przewóz. Przeciętna wartość opałowa węgla wilgotnego ze wszystkich kopalń obszaru wynosi około 4 500 Kal, wysuszonego zaś (zawierającego tylko wodę hygroskopową) około 5 500 Kal. Zawartość popiołu waha się w granicach od 10 do 24%, zawartość siarki jest dość znaczna. Komunikacja kolejowa — przez stację Zawiercie. Obecnie czynne są na tym obszarze tylko dwie kopalnie: „Zygmunt” i „Gustaw”.

II) Obszar Świętokrzyski.

Serja węglonośna, należąca — jak i w obszarze Zawierciańskim — do formacji jurajskiej (utwory liasowe), zajmuje obszar na północ od Bliżyna, ciągnie się wzdłuż rzeki Kamiennej, poczynając na północy od okolic Starachowic, na południu sięga okolic Opatowa, Ostrowca i Ćmielowa. W serji tej występuje kilka cienkich, nieregularnych pokładów węgla brunatnego, z których jeden posiada miąższość od 0,3 do 0,9 m. Pokłady mają charakter niestały, zmieniają często swoją miąższość i zupełnie się wyklinowują, tworząc rodzaj soczewek.

Węgiel na tym obszarze był dotychczas wydobywany tylko w okolicach Rzuchowa.

Dwie próbki węgla brunatnego z Wierzbnika i Krynek wykazały ciepło spalania około 7 000 kalorii i zawartość popiołu od 4% do 8,4%. Jak z tego wynika, węgiel tego obszaru znacznie przewyższa swoją jakością węgle brunatne obszaru Zawierciańskiego i jest zbliżony do węgla kamiennego z naszego Zagłębia Węglowego. Analiza próbki węgla brunatnego, wydobytego z otworu wiertniczego w pobliżu Starachowic, dała wartość cieplną 4 400 Kal i popiołu 17,8%, wykazała więc węgiel gorszego gatunku. Nadkład około 20 m składa się przeważnie z glin i ilów, daleko więcej zwartych, niż w obszarze Zawierciańskim. Zawodnienie umiarkowane. Teren leży w obszarze złoża rud żelaznych i w pobliżu dużych zakładów hutniczych (Zakłady Starachowickie i Ostrowieckie).

Warunki komunikacyjne: wzdłuż złoża przechodzą odgałęzienia kolei państwowej: Kozłowski — Skarżysko, Skarżysko — Sobów oraz linja Kielce — Radom. Węgiel, wydobyty ze złoża, dowieziony kolejką dojazdową, może być dostawiony do zakładów hutniczych oraz zaopatrywać w paliwo dalsze okolice.

Z tym obszarem wiąże się terenowo złożo węgla brunatnego koło Korytnicy na północ-wschód od Jędrzejowa. Złożo Korytnickie w okolicach Korytnicy i Chomentowa tworzy wśród ilów trzeciorzędowych zamkniętą soczewkę, która największą grubość osiąga nieco na południe-zachód od Chomentowa. Tu bowiem złożo dochodzi do łącznej grubości około 5 m, od tego zaś miejsca począwszy złożo we wszystkich kierunkach cienieje i dzieli się na pojedyncze pokłady, zwykle dwa ponad sobą położone, o różnej grubości — od 0,5 do 1,5 m. Szerokość złoża wynosi około 1 000 m, długość około 800 m. Nadkład od 40 do 70 m. Zawodnienie nieduże. Wartość cieplna węgla 3 200 — 3 600 Kal. Zawartość popiołu 44—53%. Złożo leży niezbyt daleko od wąskotorowej kolei Jędrzejów — Bogorja.

III) Obszar Poznańsko-Pomorsko-Kujawski.

Obszar ten, najwięcej zasobny pod względem zawartości węgla brunatnego, obejmuje znaczną część Pomorza i całe prawie województwo Poznańskie, a na południe wkracza w granicę województwa Warszawskiego i Łódzkiego. Pomorska część obszaru ciągnie się od obszaru Gdańskiego na wschodzie aż do granicy niemieckiej na zachodzie. Najlepiej znane złożo znajduje się w okolicach Chłapowa i Tupadeł.

Największe złoża węgla brunatnego w Poznaniu znajdują się na południo-zachód od Poznania, w pobliżu Leszna, Szmigiela i Gostynia, oraz na północ-zachód od Poznania, po obu brzegach Warty, na zachód od Oborników. Teren ostatni ciągnie się przez Międzychód do granicy państwowej, wydobywanie węgla prowadzono na nim na kopalni „Sieraków”, a obecnie na kopalni „Wanda”, przy której została założona pierwsza brykietownia węgla brunatnego. Na północ od złoża powyższych leży złożo węgla w Czarnkowie i w okolicy Mogilna, lecz już na znacznej głębokości: od 100 do 130 m.

Na północy obszaru Poznańskiego, już w obrębie woj. Pomorskiego, występują złoża węgla brunatnego w okolicy Tucholi, gdzie są eksploatowane przez dwie kopalnie: „Olga” i „Aleksandra”.

Oprócz powyższych znacznie większych, odkryte zostały mniejsze złoża węgla brunatnego w okolicach Poznania, Jarocina i wielu innych miejscach. Formacja węgla brunatnego przechodzi z Poznańskiego na obszar woj. Warszawskiego i obejmuje przede wszystkim okolice Włocławka, ku południowi ciągnie się w okolicach Konina, Koła i Kutna na głębokości do 100 m. Dalej na południe formacja była stwierdzona wierceniami koło Warszawy, Żyrardowa i Guzowa, lecz już głębiej: na 100—170 m. W niektórych jednak miejscach, sąsiednich z powyższymi, węgiel brunatny znaleziono na głębokości mniejszej, mianowicie na obszarze Regny — Kozłowski — Rogów. Obszar ten jest jeszcze badany wierceniami. Obszar Poznańsko-Pomorsko-Kujawski, na zachodniej granicy państwa, łączy się z niemieckim obszarem węgla brunatnego, który ciągnie się ku południowi i tworzy obszar górnośląski. Południowo-zachodnia część tego obszaru leży już w polskiej części zagłębia węglowego, gdzie odkryte zostały parometryczne pokłady węgla brunatnego. Złoża węgla brunatnego obszaru Poznańsko-Pomorsko-Kujawskiego należą do trzeciorzędowej formacji geologicznej (górnymiocen).

Węglonośna serja pokładów obszaru Poznańsko-Pomorskiego posiada miąższość zmienną, od przeszło 100 do 300 m. Na głębokościach do 190 m występuje na tym obszarze 3—8 pokładów węgla ogólnej miąższości do 14 m, z których najgrubszy 2,5 m stanowi pokład podstawowy, zawierający węgiel względnie twardszy i lepszego gatunku.

Węgiel trzeciorzędowy posiada charakter lignitu ze znaczną ilością resztek drzewiastych. Wysuszony węgiel wielkopolski ma wartość opałową ok. 4 500 — 5 000 Kal, zawiera stosunkowo bardzo ma-

łe ilości siarki (0,3 — 0,4%) i mało popiołu (4,5 — 8%).

Złoże węgla brunatnego, położone na Kujawach i Mazowszu, są jeszcze mało zbadane. Występują tam pokłady węgla, wzgl. lignitu, niejednokrotnie z przerostami piasku lub gliny, o różnej miąższości. Stwierdzono grubości pokładów w otworach wiertniczych: w Kaliszu — 3 i 6 m, w Aleksandrowie 1,5 i 3 m, we Włocławku od 0,2 do 7 m, w Gąbinie 6 m i 4 m, w Kutnie 0,3 i 1,7 m, w Żyrardowie 0,8 i 1 m, w Guzowie 3,5 m. W Regnach natrafiono na głębokości 50 — 60 m na soczewkę węgla brunatnego miąższości 8 m, w innym miejscu — na głębokości 70 m na pokład węgla o miąższości, sięgającej podobno 30 m. Ciepło spalania tego węgla wynosi około 3 200 Kal.

Na obszarze Rogowa, gdzie wierceniami z lat ubiegłych stwierdzono pokład do 17 m grubości, w roku 1932 w otworze, pogłębionym w dolinie rzeki Mrogi w odległości 4 km na zachód od stacji Rogów, natrafiono na głębokości 61 m na pokład lignitu o grubości 8,3 m. Pokład ten dzieli warstwa iltu na dwie części: górną, o grub. 5 m, z węglem bardzo czystym, i dolną o miąższości tylko 1,3 m, której węgiel zanieczyszcza domieszka iltu. Rozmieszczenie złożeń na obszarze Rogowa jest bardzo nieregularne. Przewaga warstw sypkich w nadkładzie, prawdopodobieństwo silnego zawodnienia wytwarza warunki eksploatacyjne dość trudne. Wartość opałowu wynosi od 2 000 do 4 000 Kal, zawartość popiołu — od 28 do 50%.

Jak wynika z powyższego opisu, węgiel obszaru Poznańsko-Pomorskiego jest dobrego gatunku, znacznie gorszy jest węgiel obszaru Kujawskiego i Warszawsko-Łódzkiego. Grubość pokładów jest różna, od 0,5 do 8 m. Grubość nadkładu jest różna, od płytkiego zalegania mamy tutaj przeróżne przejścia aż do 190 m. Ujemną cechą nadkładu, która niejednokrotnie uniemożliwiła eksploatację, jest kurzawka (piasek przesycony wodą).

Komunikacja na obszarze Poznańsko-Pomorskim jest bardzo dobra, od Poznania wybiegają liczne odnogi kolejowe, przecinające złoże węgla brunatnego. W pozostałych częściach obszaru złożeń węgla leżą w pobliżu kolei żelaznych.

IV. Obszar Małopolski.

Złoże miocenne węgla brunatnego, występujące na obszarze pd.-wschodnim, czyli małopolskim, dzieli się na dwie grupy: Karpacką i Podolsko-Wołyńską.

1. Grupa Karpacka.

Na przedgórzu zachodnich Karpat węgiel trzeciorzędowy występuje w postaci niedużych odosobnionych wysepek węglonośnych na utworach fliszu karpackiego. Kilka takich wysepek znajduje się w pobliżu doliny Dunajca. Najbardziej znany jest tu obszar Nowosądecki (Niszkowa), gdzie był niegdyś eksploatowany pokład grubości 0,9 m, a pod nim podobno drugi, grubości do 2 m. Wartość opałowu węgla wynosi ok. 4 000 Kal. Dalej ku północy mamy nieduże złoże około Brzozowej.

Lepiej jest znane złoże w Grudnej Dolnej, gdzie grubość pokładu sięga 5 m, a wartość opałowu wy-

nosi 3 300 — 4 100 Kal. Warunki wydobywania węgla są tu trudne, ze względu na duży dopływ wody, pomimo to założona w Grudnej Dolnej kopalnia jest czynna. W kierunku wschodnim, wzdłuż wschodnich Karpat, na przestrzeni około 340 km brak jest złożeń węgla brunatnego, oprócz paru niezbadanych bliżej występowań jego w okolicach Bohorodczan i Zawoi.

Dopiero na przedgórzu wschodnich Karpat węgiel trzeciorzędowy występuje w okolicy Kołomyi wzdłuż rzek Łuczki, Pistynki i Rybnicy. Jest tu znanych kilka pokładów o miąższości kilkudziesięciu centymetrów. Węgiel jest błyszczący, w dość dobrym gatunku, o przeciętnej wartości opałowu 4250 Kal.

Oddawna znany jest i zasługuje na większą uwagę węgiel około Myszyna i Dżurowa, Rożnowa, Trościanca i Nowosielicy. Pokład grubości około 1 m zalega nieprawidłowo, posiada nadkład zmienny, do 100 m, ma znaczną wartość opałowu — ok. 4400 Kal i popiołu 5,2%. Utrudnienie robót, obecnie przerwanych, na kopalni w Dżurowie stanowił znaczny dopływ wody w postaci kurzawki; czynna jest kopalnia „Kalor” około Nowosielicy.

2. Grupa Podolsko-Wołyńska.

Podolsko-Wołyński obszar węgla brunatnego zalega w formacji trzeciorzędowej (miocen), która występuje tutaj w postaci niegrubej serji na niższych leżących utworach kredowych. Wskutek tego osady miocenu posiadają charakter nieregularny i tworzą nieraz izolowane wysepki na kredzie. Złoże węgla brunatnego w nich zawarte jest bardzo nieregularne, pokłady często wyklinowują się i ściennają. Wśród tych pokładów jeden tylko, o miąższości 1—3 m, nadaje się do eksploatacji. Gatunek węgla w zachodniej części obszaru Podolsko-Wołyńskiego, w granicach dawnej Galicji, jest niższy niż na Podkarpaciu, przeciętna jego wartość opałowu wynosi 3 100 Kal, w północno-wschodniej części obszaru, na Wołyniu, znajduje się węgiel brunatny o wyższej wartości opałowu — 3100 — 5200 Kal.

Na obszarze Podolsko-Wołyńskim wydzielają się trzy grupy węgla brunatnego. Pierwszą grupę stanowi teren w okolicy Rawy Ruskiej i Żółkwi (czynna kopalnia „Jakób” około Głińska), druga największa zaczyna się w okolicach Złoczowa, ciągnie się ku północno-wschodowi i wkracza na teren woj. Wołyńskiego w pobliżu Poczajowa. Najlepszy w tej grupie węgiel występuje około Krzemienia i ciągnie się do granicy państwowej w okolicach Ostroga. Węgiel trościański, złoczowski i krzemieniecki jest bitumiczny i nadaje się do brykietowania. Trzecia nieduża grupa złożeń leży w południowo-wschodnim kącie Polski, w powiecie Borszczowskim.

Poza dużymi obszarami złożeń węgla brunatnego, opisanymi wyżej, znane są jeszcze drobne złoże w Grodzieńszczyźnie i Wileńszczyźnie. W okolicach Grodna, około wsi Żydowszczyzna, występuje pokład węgla brunatnego grubości ok. 1,6 m, o wartości opałowu ok. 3000 Kal i zawartości popiołu ok. 26%, w okolicach Druskienik węgiel zawiera 57% popiołu, tenże węgiel około Wilna i Lidy posiada wartość opałowu ok. 5400 Kal i popiołu 15,25%.

B) Zasoby węgla brunatnego.

Polska posiada, jak widać z powyższego, rozległe obszary węgla brunatnego. Nasuwa się pytanie, czy wielkim obszarem odpowiadają zasoby złóż.

Obliczenia zasobów złóż przeprowadza się na podstawie badań geologicznych oraz przewiercania skał, towarzyszących węglowi brunatnemu. Złóża węgla brunatnego są jeszcze zbyt mało zbadane, aby można było obliczyć ich całkowite zapasy.

Najbogatszy z obszarów — Poznańsko-Pomorsko-Kujawski na terenie Pomorza i Poznańskiego zawiera w zasobach, według obliczenia prof. A. Makowskiego, około 4 850 milj. tonn, Zawierciański 63 milj., okrąg Wołyński 26,5 milj., Regny-Rogów około 32 milj., Korytnickie złóże około 1,6 milj., inne nie były obliczane.

C) Własności węgla brunatnego.

Pod względem budowy polski węgiel brunatny przedstawia materiał bardzo różnorodny. Od struktury i wyglądu zewnętrznego, podobnego do węgla kamiennego, właściwego węglowi obszarowi Zawierciańskiego, mamy przejścia do właściwego lignitu ze znaczną ilością resztek drzewiastych. Wszystkie bez wyjątku gatunki węgla brunatnego są mniej lub więcej kruche i nie nadają się do dalszego przewozu, zato niektóre z nich, jak np. złóża położone około Sierakowa, Krzemieńca, Podhorzec, Złoczowa, Jasionowa i Trościańca, nadają się do wyrobu brykietów.

Pod względem wartości opałowej, nasze węgle brunatne są naogół dobre, dają bowiem przy spalaniu w większości wypadków od 5000 do 3100 Kal. Zawartość popiołu zmienia się w szerokich granicach: od 4 do 24%, niekiedy sięga 50%.

D) Naturalne warunki eksploatacji.

I. Miąższość złóż.

Nasze pokłady węgla brunatnego, nadające się do odbudowy, t. j. od około 1 m i wyżej, mają miąższość, wahającą się w dość szerokich granicach: od około 1 m do 3 m i rzadko powyżej.

Najzasobniejszy obszar Poznańsko-Pomorsko-Kujawski posiada pokład najgrubszy 2,5 m, największej obecnie eksploatowany Zawierciański odbudowuje pokład 0,6 do 1,2 m, a obszar Małopolski około Myszyńca i Dżurawa — około 1 m. Pod względem więc miąższości, nasze złóża węgla brunatnego należą do średnio uposażonych.

II. Prawidłowość zalegania.

Do prawidłowo zalegających należą złóża na obszarze Zawierciańskim, do względnie prawidłowych — na obszarze Poznańsko-Pomorskim, do mało prawidłowych — na Zachodnio-Małopolskim, do nieprawidłowych — złóża Świętokrzyskie i Podolskie. Naogół złóża węgla brunatnego w Polsce należy zaliczyć do mało prawidłowych.

III. Głębokość zalegania.

Z głównych złóż, najłatwiejsze do przebiccia jest złóże Zawierciańskie, zalegające płytko, na obszarze Poznańsko-Pomorsko-Kujawskim mamy już duże różnice w zaleganiu pokładów węgla, od płytkiego, jak np. w okolicach kopalni „Sieraków”, aż do znacznie głębszego, sięgającego 100—130 m około Czarnkowa i Mogilna.

Głęboko również zalegają złóża Kujawskie i około Warszawy (100—170 m). Do płytkich należą złóża: Korytnickie, Świętokrzyskie, względnie Myszyńskie i Podolskie.

IV. Zawodnienie pokładów.

Najzasobniejszy obszar Poznańsko-Pomorsko-Kujawski jest dosyć silnie zawodniony, przyczem w niektórych miejscowościach występują kurzawki w nadkładzie, co niejednokrotnie uniemożliwia eksploatację (np. około Włocławka). Również silnie jest zawodnione złóże w Grudnej Dolnej i Dżurawie. Do pomyslnych pod względem zawodnienia należy zaliczyć obszary Zawierciański i Świętokrzyski.

Reasumując powyższe zestawienie przyrodzonych warunków eksploatacji węgla brunatnych w Polsce, należy stwierdzić, iż są one trudne. Nieregularny charakter złóż uniemożliwia planową organizację kopalni i skoncentrowanie w jednej kopalni większej produkcji. Na żadnym obszarze nie można prowadzić robót systemem odkrywkowym, przykrycie serji węglonośnej przez gruby stosunkowo nadkład zmusza do prowadzenia robót podziemnych. Ponadto w przeważającej części terenów znaczny dopływ wody utrudnia wydobycie węgla.

Całokształt tych warunków jest znacznie gorszy, niż na innych obszarach Europy. Na tem miejscu mimowoli nasuwa się obraz zupełnie inny, niemieckiego złóża węgla brunatnego, ciągnącego się na znacznej przestrzeni w okolicach Halle - Saale - Lipsk - Bitterfeld. Nadkład cienki, kilku, lub kilkunastometrowy pokrywa tam bardzo bogate złóże węgla, o miąższości kilkunastu i więcej metrów. W tak pomyslnych warunkach roboty górnicze prowadzone są najtańszym sposobem odkrywkowym i przy urabianiu węgla szeroko są stosowane czerpaki. To też węgiel w tem złóżu jest eksploatowany na wielką skalę, pomimo iż naogół jest gatunkowo gorszy od naszych węgla brunatnych.

E) Rozwój przemysłu węgla brunatnego.

Kopalnictwo węgla brunatnego rozwinęło się najwięcej w okolicach Zawiercia. W okręgu Zawierciańskim ilość kopalni z 6 w roku 1913 zwiększyła się do 13 w latach 1922—1923, a po tym okresie znowu spadła i utrzymuje się od roku 1925 na poziomie zaledwie 3—4. Równoległe do liczby kopalni wydobycie wzrastało do 183 000 t rocznie i spadło w latach ostatnich do kilkudziesięciu tysięcy tonn.

Kopalnie te są położone głównie pod Zawierciem, w miejscowościach Nierada, Ciągowice, Łońnice, Poręba Wysoka, Siewierz i Mierzęcice. Właścicielami są dwa towarzystwa akcyjne, przeważnie zaś pojedynczy przedsiębiorcy. Roczne wydobycie poszczególnych kopalni waha się od około 4 000 t do 30 000 t. W okręgu Małopolskim ilość kopalni wzrosła z 3 w roku 1913 do 4 w roku 1921. Kopalnie są położone około Grudnej Dolnej, Dżurawa, Glińska i Nowosielicy. Ogólne roczne wydobycie sięga 10—5 000 t.

W obszarze Poznańsko-Pomorskim uruchomione zostały w roku 1921 cztery kopalnie, położone około Gostynina i Sierakowa, z których była następnie czynna tylko jedna kopalnia „Sieraków”, później

powstała tam kopalnia „Wanda“, a około Piły kopalnia „Aleksandra“.

W całym państwie najwyższe wydobycie węgla brunatnego, osiągnięte w r. 1921, wyniosło 270 000 t, w latach zaś następnych spadało do kilkudziesięciu tysięcy tonn.

Z powyższego, nader pobieżnego zestawienia dat statystycznych dochodzimy do wniosku, iż przemysł węgla brunatnego w Polsce nie rozwinął się w stopniu znacznym. W okresie lat 1920-1922 datuje się znaczne wzmożenie jego produkcji, lecz tylko skutkiem braku węgla kamiennego, wobec trudności powojennych w Zagłębiu Węglowym.

F) Znaczenie ekonomiczne węgla brunatnego.

Analiza rozmieszczenia złóż węgla brunatnego, jego zasobów i jego naturalnych warunków eksploatacji daje nam elementy do oceny znaczenia ekonomicznego węgla brunatnego, jako źródła energii.

Polska posiada bogate zasoby węgla kamiennego, obliczone na około 62 miljardy t. Skromne stosunkowo ilości węgla brunatnego stanowią zasób energii, mający znaczenie ekonomiczne znacznie mniejsze. Ze względu na mniejszą wartość opałow, większą zawartość popiołu, a co główniejsza — na swoją kruchość, nasze węgle brunatne stanowią materiał opałowy znacznie gorszy od węgla kamiennego. Pomimo to jednak nasze węgle brunatne mają znaczenie ekonomiczne samoistne i niezaprzeczalne z następujących powodów:

1) Złóża węgla kamiennego zalegają w zachodniej części kraju i są wysunięte ku granicy Państwa. Mimośrodkowe, kresowe położenie tych złóż jest niepomysłne pod względem gospodarczym, naraża bowiem konsumenta na znaczne koszty przewozu. Rozrzuczone po kraju złóża węgla brunatnego dają oszczędność na przewozie, mogą być bowiem lokalnie wykorzystane.

Wprawdzie węgle brunatne, ze względu na swoją kruchość, nie nadają się do przewozu na dalsze odległości, jednak ich brykietowanie może znacznie rozszerzyć granice ich zastosowania.

2) Rozwój okręgu Zawierciańskiego, położonego w miejscowości fabrycznej, wskazuje na to, iż węgiel brunatny ma znaczenie nietylko jako materiał opałowy do użytku domowego, lecz przedewszystkiem jako paliwo fabryczne. Pomimo iż położony blisko Zagłębia Węglowego, obszar ten jednak wytrzymuje współzawodnictwo lepszego węgla kamiennego i znajduje zastosowanie, zwłaszcza w małych zakładach fabrycznych.

3) Przyszłość jednak węgla brunatnego, jako źródła energii, nie ogranicza się tylko do bezpośredniego jego użytkowania. Niezdatny do dalszych przewozów, może być użyty w znacznie rozszerzonych granicach terytorjalnych, a to jako przetworzony na energię elektryczną. W miarę uprzemysłowienia kraju oraz podniesienia jego kultury, zapotrzebowanie na prąd elektryczny będzie wciąż wzrastało, a wówczas materiał opałowy lokalny, tani będzie najbardziej odpowiedni do wytwarzania energii elektrycznej.

4) Węgle brunatne są nietylko materiałem opałowym, lecz stanowią również — jak to wykazały

próby — surowiec, niejednokrotnie jedyny, do procesu chemicznego. Przy sprzyjających warunkach ekonomicznych, nasze węgle brunatne umożliwią powstanie i rozwój przemysłu przerobczego brunatno-węglowego.

G) Znaczenie węgla brunatnego dla obrony kraju.

Mimośrodkowe położenie naszego Zagłębia węglowego jest niepomysłne nietylko pod względem ekonomicznym, lecz również i z punktu widzenia obrony kraju. Nietylko możliwe podczas wojny odcięcie zagłębia węglowego od reszty kraju, lecz nawet przy całkowitej możności korzystania zeń, zaopatrzenie kraju w węgiel może napotkać na wielkie trudności wskutek zatamowania ruchu kolejowego podczas gorączki wojennej. Lokalne złóża węgla brunatnego, rozsiane po kraju, mogą okazać w tych warunkach nieocenione usługi.

Wchodzą tutaj w rachubę złóża węgla brunatnego, położone mniej więcej w środku kraju, mianowicie obszar Starachowicko-Ostrowiecki, Zachodnio-Małopolski i złóża Korytnickie.

I. Obszar Starachowicko-Ostrowiecki.

Badania przeprowadzone na tym obszarze w latach 1904—1909 nie dały wprawdzie pomyślnych wyników, wykazały bowiem, iż zalega tam kilka cienkich, nieregularnych pokładów. Grubość jednak jednego z nich sięga 0,9 m. Pokłady mają charakter niestały, tworzą rodzaj soczewek. Braki te wynagradza bardzo dobry gatunek węgla, który więcej się zbliża do węgla kamiennego, niż węgiel obszaru Zawierciańskiego. Ponieważ w zagadnieniu obrony kraju nie odgrywają roli takie czynniki ekonomiczne, jak rentowność kopalni, przeto nawet niezbyt duże zasoby węgla stają się bardzo cenne podczas wojny, zwłaszcza jeżeli węgiel wyróżnia się wartością, jak węgiel obszaru Starachowicko-Ostrowieckiego.

Pod tym względem znaczenie tego obszaru pogłębia się tem, iż jego pokłady leżą na terenie złóża rudy żelaznej i w pobliżu dwóch zakładów hutniczych, mających, ze względu na swoje położenie geograficzne, pierwszorzędne znaczenie dla obrony kraju. Pomyślnie są dla obszaru również stosunki komunikacyjne, jak to wyżej zaznaczono. Poza zużyciem miejscowym węgiel mógłby zaopatrywać w paliwo dalsze okolice w dwóch kierunkach: północ-zachód i północ-wschód.

II. Obszar Zachodnio-Małopolski.

Z tego obszaru bierzemy w rachubę: Złóża Nowosądeckie, złóża w Grudnej Dolnej i w Brzozowej. Pod względem warunków eksploatacyjnych trudniejsze jest ze względu na dopływ wody złóża w Grudnej Dolnej. Obydwa złóża mają dosyć znaczne zapasy węgla, o wartości opałowej od 3 300 do 4 100 Kal. Przy linii Nowy Sącz — Jasło i Nowy Sącz — Limanowa leży złóża Nowosądeckie; Grudna Dolna i Brzozowa mają gorszą komunikację.

III. Złóża Korytnickie.

Złóża Korytnickie posiada dobre warunki eksploatacji, pokład około 2 m i leży niezbyt daleko od linii dojazdowej Jędrzejów—Bogorja.

Błędy i poprawki narzędzi mierniczych

Napisał Inż. Z. Rauszer, Dyrektor Głównego Urzędu Miar.

Błąd wielkości.

Dotychczas zakładaliśmy, że wskazanie nominalne jest błędne, że ono wymaga poprawki, gdyż nie jest zgodne z wielkością wymierzoną. Lecz gdy chodzi o wzorce, możemy sprawę z innej strony rozpatrywać, umawiając się, że nie wskazanie będziemy uważali za błędne, lecz wielkość, którą wzorec ma określać²⁴⁾. Dochodzimy w ten sposób do nowego pojęcia błędu wielkości wzorca. Przez *błąd wielkości wzorca miary* rozumie się taką wielkość (odcinek, pole, objętość, masę, opór elektryczny i t. p.), która algebraicznie odjęta²⁵⁾ od istotnej (rzeczywistej)²⁶⁾ wielkości mierniczej wzorca, czyni ją równą wielkości, której miarą poprawną jest wskazanie wzorca.

Jeżeli przez G_r ²⁷⁾ oznaczymy rzeczywistą wielkość wzorca, przez G_i ²⁸⁾ tę wielkość, którą powinien posiadać, a przez e_g błąd wielkości, to

$$G_r - e_g = G_i \dots \dots (10)$$

Dla określenia znaku tego błędu przyjęliśmy więc to samo, co przedtem, правило: odjąć błąd — uczynić poprawnym.

Wzorec jest dlatego obarczony błędem, że miara tej wielkości, którą on przedstawia, nie jest równa jego oznaczeniu, a więc i wskazaniu, które on daje. Sprawdzamy go przez porównanie z wzorcem normalnym, przyjmując, że wzorec normalny odtwarza ową wielkość z wystarczającą dokładnością²⁹⁾.

*) Dokończenie do str. 441 w zesz. 18 z r. b.

²⁴⁾ Przez tę umowę nie zmieniamy bynajmniej charakteru wartości I_n i I_c . Określenia i właściwości wskazań normalnego i poprawnego pozostają niewzruszone. Jakkolwiek bowiem określimy błąd — a jest to rzeczą umowną — wskazanie wzorca sprawdzanego pozostaje wskazaniem nominalnym i daje wogóle błędny wynik pomiaru, a odpowiednie wskazanie wzorca normalnego pozostaje wskazaniem poprawnym.

Piękny jak klejnot, wykonany z jednego kawała kryształu górskiego, wzorec normalny pierwszej klasy kilograma Głównego Urzędu Miar był początkowo za ciężki o 306,6 mg. Błąd ten e_g polerowaniem materiału doprowadzony został do 5,11 mg. Jego wskazanie nominalne (oczywiście domyślne) jest więc błędne, mianowicie

$$„1 \text{ kg}” = 1 \text{ kg} + 5,11 \text{ mg}$$

i błąd wielkości tego wzorca e_g równy + 5,11 mg jest tą masą, którą trzeba by jeszcze spolerować, by go uczynić doskonałym (w granicach naszego poznania). To, co było lub jeszcze pozostaje do spolerowania, jest realnem uzmysłowieniem błędu e_g .

²⁵⁾ Określoność pojęcia odejmowania wielkości wynika z określoności pojęcia ich dodawania, a to ostatnie jest koniecznym warunkiem mierzalności wielkości.

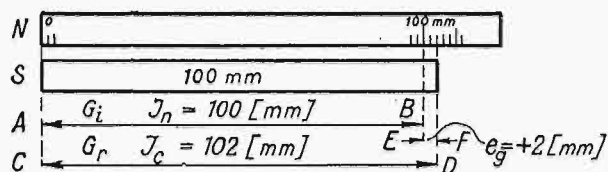
²⁶⁾ W tym wypadku „rzeczywistej” bez wszelkiej wątpliwości.

²⁷⁾ G — grandeur, Grösse (granditas); r — realis.

²⁸⁾ i — indicata.

²⁹⁾ Jeżeli we wzorcu normalnym uwzględniamy poprawkę, to znaczy, że w istocie rzeczy porównujemy wzorec sprawdzany z wzorcem, który posłużył do sprawdzenia wzorca normalnego. Ten ostatni jest tylko pośrednikiem w tym wypadku. Takimi pośrednikami „reprezentantami” są w stosunku do prototypów międzynarodowych metra i kilograma prototypy państwowe.

Wzorec normalny wyraża to, co wzorec sprawdzany powinien być wyrazić. Wielkość miernicza G_i wzorca normalnego, odpowiadająca wskazaniu (oznaczeniu) I_n wzorca sprawdzanego (rys. 1), jest więc tą wielkością, którą wzorec S powinien posiadać (Sollgrösse), — której miarą jest na nim oznaczona. Czyli że miara tej wielkości wzorca normalnego jest właśnie wskazaniem nominalnym wzorca sprawdzanego. Z drugiej strony oznaczenie wzorca normalnego, odpowiadające tej jego



Rys. 1. N — przymiar normalny; S — przymiar sprawdzany; $AB = G_i$ — długość na przymiarze N , odpowiadająca oznaczeniu przymiaru S ; $CD = G_r$ — rzeczywista długość przymiaru S , której miarą poprawną jest $I_c = 102 \text{ mm}$; EF — błąd wielkości przymiaru S ; e_g — miara tego błędu = + 2 mm.

wielkości, która jest równa rzeczywistej wielkości wzorca sprawdzanego, jest jej miarą poprawną, a więc jej oznaczeniem (wskazaniem) poprawnym. Dzieliąc obie strony równania (10) przez jednostkę długości, otrzymamy na miejscu każdej z tych trzech wielkości jej miarę, a więc w myśl powyższej wyłożonego:

$$I_c - e_g = I_n$$

czyli

$$I_c - I_n = e_g; \dots \dots (11)$$

stąd (1), oznaczając przez ε_i bezwzględny błąd wskazania,

$$e_g = \delta = -\varepsilon_i, \dots \dots (12)$$

a zatem błąd wielkości³⁰⁾ jest zgodny z poprawką co do wartości i znaku.

Gdy wzorcem zmierzmy wielkość równą którejkolwiek z tych, które są w niego wcielone (inkorporowane), to odtworzymy ją w mierzonym czynniku. Wielkość odmierzona wzorcem jest więc powtórzeniem wielkości mierniczej wzorca, powtarza się tedy w niej również błąd wielkości wzorca³¹⁾.

Jeżeli więc przyjmiemy, że błędem ilości wymierzonej jest różnica między ilością wymierzoną poprawnie a wymierzoną nominalnie, to błąd ten jest niczem innym, jak błędem wielkości wzorca. To spostrzeżenie pozwala rozciągnąć pojęcie błędu wielkości z wzorców na przyrządy, a tem samym na ogół narzędzi mierniczych, określając błąd wielkości narzędzia mierniczego jako tę ilość, którą trzeba odjąć od ilości tem narzędziem wymierzonej, aby uzyskać taką ilość, której miarą

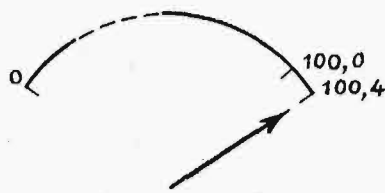
³⁰⁾ Ściślej: miara błędu wielkości.

³¹⁾ Powstaje prócz tego dodatkowy błąd pomiaru, którym tutaj nie zajmujemy się.

poprawną byłoby wskazanie narzędzia³²⁾.

Przedewszystkiem w tym wypadku niema różnicy między wzorcami a przyrządami, które zawierają w sobie wzorec miary jako jeden z organów³³⁾. Wogóle zaś w przyrządach, które posiadają podziałkę, można ustalić pewien prosty związek między błędami wielkości a położeniem wskaźników podziałki. Mianowicie błąd wielkości w danym miejscu podziałki jest błędem położenia wskaźnika, znajdującego się w tym miejscu.

Objaśnijmy tę rzecz przykładem. Gazomierz normalny (t. j. gazomierz większej dokładności z dużą tarczą) wskazuje 100,4 l zamiast 100,0 l (wymierza za dużo!), t. zn., że odcinek podziałki $0 \div 100,0$ (rys. 2) jest za krótki. Kreskę 100,4



Rys. 2.

powinien był jego konstruktor przesunąć w kierunku ruchu wskazówki, a w tym miejscu, gdzie jest kreska 100,4, dać kreskę 100,0. A więc działka $0 \div 100,4$ jest za krótka. Zachowując

prawidło: odjąć błąd — uczynić poprawnym, musimy przypisać błędowi tej działki znak mniej. Ilość wymierzona wynosi poprawnie również 100,0 l, zaś przypisujemy jej wskazanie 100,4 l. Tak samo wymierzilibyśmy wzorcem posiadającym oznaczenie 100,4 l, a pojemność 100,0 l. Błąd wielkości tego wzorca byłby również $-0,4$ l.

Błąd wielkości danej działki *wymierzony*³⁴⁾ *działką*, odpowiadającą jednostce miary, w której przyrząd jest wywzorcowany, jest równy błędowi ilości odmierzanej daną działką, wyrażonemu w

³²⁾ Zingler l. c. pag. 70 nazywa błąd ten błędem „użytecznego ładunku” (*Fehler der Nutzlast*) i określa go (dla wag odważnikowych) jak następuje: Nosza wagi: ładunkowe i odważnikowe obciążone są odważnikami normalnymi w nominalnych ilościach. Z powodu błędu waga w zasadzie nie dojdzie do wyznaczonego położenia równowagi. Aby ją do niego doprowadzić, trzeba do nominalnego użytecznego ładunku dołożyć dokładkę (Zulage) Z, która może być dodatnią lub ujemną, odpowiednio do tego, czy dla wyrównania wagi potrzebna jest rzeczywista dokładka, czy też ujęcie ładunku, czyli ujemna dokładka. Możemy więc wyobrazić sobie, że ładunek na pomoście składa się z dwóch części, mianowicie wskazania nominalnego, odczytanego po stronie odważnikowej, i dokładki potrzebnej do doprowadzenia wagi do wyznaczonego położenia równowagi. Dokładka Z stanowi więc błąd ładunku użytecznego, równy różnicy: wskazanie poprawne ład. użyteczn. mniej jego wskazanie nominalne.

Określenie to jest całkowicie zgodne z wyżej podanym określeniem ogólnym.

³³⁾ Takimi przyrządami są np. przyrząd z kołem do mierzenia odległości słupów kilometrowych na szosach, zbudowane na podobnej zasadzie przyrządy do mierzenia długości drutu, materiałów bławatnych, kurwimetry do mierzenia odległości na mapach, odmierzacze benzyny i t. p.

Wprawdzie mówi się czasami o przyrządach takich, jak termometr, albo wodomierz śrubowy, że „zawiera w sobie” pierwszy — wzorec temperatury, a drugi — wzorec objętości, mając właśnie na myśli, że przy ich pomocy odtworzyć można pewną daną temperaturę czy objętość, lecz w tym wypadku zwrot ten jest raczej przenośnią.

³⁴⁾ Dotyczy to podziałki, której działki (kąty, długości) są proporcjonalne do wielkości, którym odpowiadają.

jednostkach, w których przyrząd jest wywzorcowany.

Powyższe rozważania dają się streścić w sposób następujący: należy rozróżniać dwa rodzaje błędów: *błędy wskazań* i *błędy wielkości*. Wyrażenia takie, jak błąd wagi, błąd przekładni, w których opuszczono rodzaj błędu, nie są określone. Błędy wskazań stosuje się do badania przyrządów mierniczych, błędy wielkości prawie wyłącznie do wzorców miar. Bez względu na błędy wskazań są liczbami symetrycznymi do poprawek. Błędy wielkości są równe poprawkom co do wartości i znaku. Względne błędy wskazań przyjęto wyrażać w stosunku (najczęściej procentowym) do wskazania poprawnego, skutkiem czego związek ich z poprawkami względnymi nie jest tak prosty, jakby sobie tego w interesie ekonomii pracy życzyć należało.

Co do uchybień względnych, to wystarczy nadmienić, że bezwzględne wartości (moduły) poprawki względnej lub błędu względnego są względnymi uchybieniami wskazań, odniesionymi do wskazania nominalnego w pierwszym wypadku, a do poprawnego — w drugim.

Parę słów jeszcze poświęcićby należało pytaniu, czy istotnie dla badań narzędzi mierniczych potrzebne są obok pojęcia poprawki pojęcia błędu, czy nie byłoby korzystne, w sensie ekonomii pracy, ograniczyć się przynajmniej do rozważania jednego tylko rodzaju błędu, a przedewszystkiem czy jest pożyteczne upowszechnione odnośzenie względnego błędu wskazań do wskazania poprawnego.

Aby odpowiedzieć na to pytanie, musimy zanalizować potrzebę i korzyść posługiwania się temi funkcjami w nauce o narzędziach mierniczych i w ich stosowaniu.

Oczywiście, żadnej wątpliwości podlegać nie może potrzeba wprowadzenia pojęcia poprawki. W każdym dokładniejszym pomiarze musimy uwzględniać poprawki wskazań, jeżeli nie chcemy być zdani na łaskę i niełaskę konstruktora narzędzia mierniczego. Potrzeba korzystania z poprawek zachodzi nieraz nawet przy względnie prostych pomiarach, jakie mają miejsce w urzędach miar niższych instancji przy sprawdzaniu narzędzi mierniczych handlowych, pomimo że tutaj, dla ułatwienia pracy urzędnika legalizującego, zawsze staramy się, aby narzędzia miernicze normalne były tak starannie wywzorcowane, by właśnie można było obyć się bez poprawek. Wypadek taki zachodzi np. przy sprawdzaniu odważników miligramowych. Naogół tablice poprawek są dogodniejsze przy pracy od tablic wskazań poprawnych, ze względu na łatwiejszą interpolację.

Poprawka względna zawsze wyraża się w częściach lub procentach wskazania nominalnego. Jest to zwyczaj słuszny, gdyż umożliwiający najprostsze przejście rachunkowe do wskazania poprawnego.

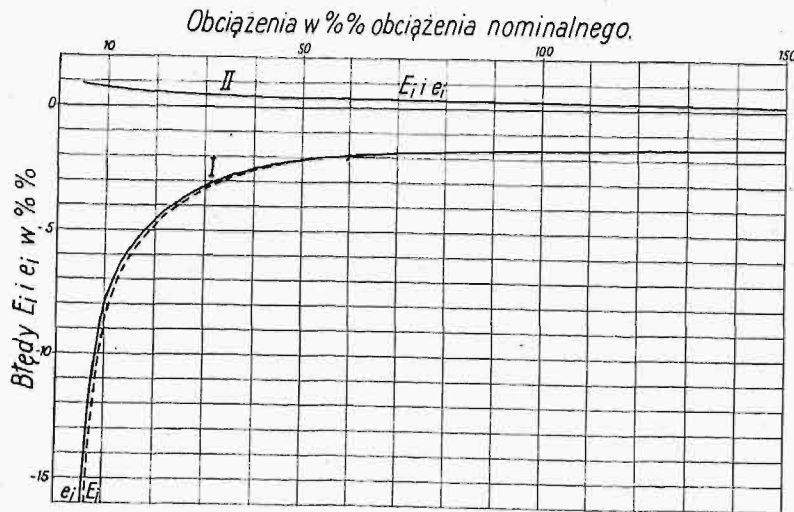
Co do błędów bezwzględnych, to, aczkolwiek wydaje się, że korzystanie z pojęcia błędu wskazań mogłoby być zawsze zastąpione użyciem poprawki, jednak ze względu na rachunkową prostotę przejścia od poprawki do błędu nie widzę poważniejszych przyczyn do dążności usunięcia tych pojęć z metrologii. Zresztą niewątpliwie językowo i wyobrażeniowo jest dogodniej w wielu wypadkach posługiwać się pojęciem błędu niż poprawki, szczególnie o ile chodzi o części narzędzia lub jego własności. Ważne jest natomiast to, aby w nazwach obu błędów były konsekwentnie używane odróżniające je od siebie wyrazy.

Pozostaje względny błąd wskazań, a właściwie zwyczaj wyrażania go w częściach lub procentach wskazania poprawnego. Względny błąd i poprawka są odmiennymi funkcjami wskazań nominalnego i poprawnego. Uzyskanie poprawki z błędu jest rachunkowo niedogodne. Czy w istocie odnoszenie pojęcia błędu względnego do wskazania popraw-

Wypadek, kiedy $e_i \leq -1$ ($e_i \leq -100\%$), możemy odrzucić, gdyż odpowiada on błędowi niespotykanemu, równemu lub przekraczającemu w swej wartości bezwzględnej wskazanie przyrządu. Zależność różnicy $e_i - E_i$ od e_i przedstawiona jest w poniższej tabeli.

Tabela wartości różnicy błędów $e_i - E_i$ w zależności od błędu e_i w procentach³⁵⁾.

e_i	$e_i - E_i$	e_i	$e_i - E_i$	e_i	$e_i - E_i$	e_i	$e_i - E_i$	e_i	$e_i - E_i$
-20	5,000	-10	1,111			+ 1	0,010	11	1,090
-19	4,457	- 9	0,890	-0,8	0,006	2	0,039	12	1,286
-18	3,951	- 8	0,696	-0,6	0,004	3	0,087	13	1,496
-17	3,482	- 7	0,527	-0,4	0,002	4	0,154	14	1,719
-16	3,048	- 6	0,383	-0,2	0,000	5	0,238	15	1,956
-15	2,647	- 5	0,263	0	0,000	6	0,340	16	2,207
-14	2,279	- 4	0,167	+0,2	0,000	7	0,458	17	2,470
-13	1,942	- 3	0,093	+0,4	0,002	8	0,593	18	2,746
-12	1,636	- 2	0,041	+0,6	0,004	9	0,743	19	3,034
-11	1,360	- 1	0,010	+0,8	0,006	10	0,909	20	3,333



Rys. 3.

nego ma za sobą poważne podstawy i czy nie byłoby właściwe odnosić ten błąd, tak jak poprawkę, do wskazań nominalnych? Oznaczmy tak określony błąd przez E_i :

$$E_i = \frac{I_n - I_c}{I_n}, \dots \dots \dots (13)$$

czyli

$$E_i = -\Delta.$$

Aby odpowiedzieć na postawione pytanie, przede wszystkim musimy zbadać, jak wielką byłaby różnica między określonym już uprzednio błędem e_i i tym nowym błędem E_i .

Z równań (13) i (3) otrzymujemy

$$\frac{E_i}{e_i} = \frac{I_c}{I_n},$$

skąd

$$e_i - E_i = \frac{e_i^2}{1 + e_i} = e_i^2 - e_i^3 + e_i^4 - \dots$$

Łatwo możemy sprawdzić, że błędy e_i i E_i są zawsze jednakowego znaku, dalej, że

$$\frac{e_i^2}{1 + e_i}$$

jest dla każdego $e_i > -1$ dodatnie.

Pojęciem błędu względnego posługujemy się przy badaniu narzędzi mierniczych handlowych i technicznych sumujących o nieograniczonym obszarze mierniczym³⁶⁾.

Jeżeli rozpatrywać będziemy narzędzia miernicze tego rodzaju z punktu widzenia wytwórczego, a więc narzędzia nowe, to liczyć się musimy z uchybieniami nie przekraczającymi naogół 2% przy normalnych obciążeniach. W tym wypadku różnica między błędem odniesionym do wartości poprawnej a błędem odniesionym do wartości nominalnej nie przekracza 0,00041, czyli 0,041%. Rząd wielkości tych liczb jest o tyle niższy od dokładności, z jaką możemy wyznaczyć błędy w narzędziach handlowych i technicznych, że jest zupełnie obojętne, czy błędy

te wyznaczać będziemy w tych warunkach w postaci e_i czy E_i .

Błędy e_i wyznajduje się nie dla późniejszego uwzględniania ich przy mierzeniu, lecz raczej dla oceny zalet metrologicznych przyrządu i wpływu różnych czynników na jego dokładność. Rys. 3 i 4 uwidoczniają, że krzywe błędów e_i i E_i mają przebieg zupełnie podobny, a na większej części swej długości pokrywają się wzajemnie. To też każda z nich może równie dobrze spełnić zadanie zobrazowania dokładności przyrządu, do którego należy.

Na rys. 3³⁷⁾ pokazane są dwie krzywe błędów licznika elektrodynamicznego. Krzywa I wyznacza błędy powstające skutkiem tarcia, niewyrównane działaniem dodatkowej zwojnicy, zaś krzywa II — wyrównane działaniem tej zwojnicy i zmniejszeniem hamowania.

Na rys. 4 przedstawiona jest krzywa błędów powszechnie używanego w instalacjach wodociągowych wodomierza skrzydełkowego.

³⁵⁾ T. j. e_i w procentach I_c , a E_i w procentach I_n .

³⁶⁾ Albo raczej: o perjodycznym obszarze mierniczym.

³⁷⁾ Krukowski W. l. c., pag. 104.

Krzywe błędów E_i są przerywane, zaś krzywe e_i — ciągłe. Z rysunków tych widać, że krzywe błędów E_i zupełnie podobnie charakteryzują te przyrządy, jak krzywe e_i . W obszarze, w którym bezwzględne wartości błędów e_i nie przekraczają $2 \div 3\%$, krzywe e_i i E_i (wykonane w skali, w której się zwykle je rysuje) wręcz pokrywają się nawzajem; na obszarze pozostałym przebiegają jedna tuż obok drugiej.

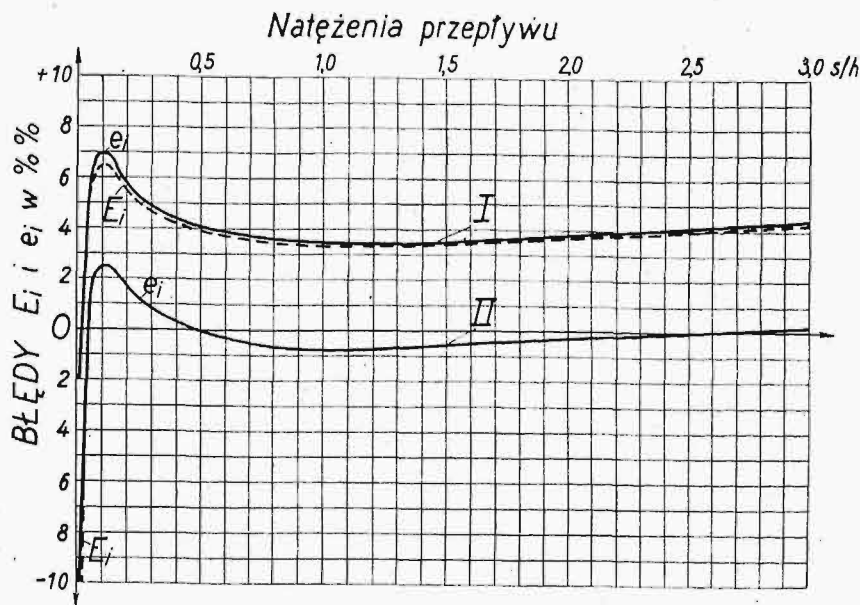
Pożytek uzgodnienia postaci wzoru na poprawkę i błąd wskazań niewątpliwie byłby już dostatecznym argumentem dla zastąpienia w praktyce metrologicznej błędów e_i przez E_i . Rzecz przedstawia się jeszcze bardziej na korzyść błędów E_i , kiedy chodzi o uchybienia większe, jakie spotykamy w przyrządach używanych. W praktyce mamy do czynienia z takimi błędami przy ekspertyzach, stanowiących podstawę do sporów prawnych. W tych wypadkach, kiedy bezwzględne wartości błędów e_i dochodzą do 20% i więcej, nie można już mówić, że krzywe e_i i E_i jednakowo charakteryzują narzędzia miernicze. Lecz wtedy wartość praktyczną posiada wyłącznie błąd E_i lub, co na jedno wychodzi, poprawka³⁸⁾.

W istocie, rozstrzygnięcie sporu, którego podłożem są błędne wskazania narzędzia mierniczego, wyraża się obowiązkiem zwrotu nadpłaconej kwoty. Część uiszczony opłaty (za gaz, wodę, energię elektryczną), podlegająca zwrotowi przez zakład użyteczności publicznej, jest równa właśnie błędowi E_i . Jeżeli np. licznik wskazywał przez pewien czas o 8% swoich wskazań za dużo, to elektrownia ma zwrócić po 8 groszy za każdego złotego wpłaconego za ten okres. Natomiast, wiedząc tylko, że np. gazomierz wskazywał o 22% za dużo w stosunku do wskazań poprawnych, moglibyśmy część kwoty wpłaconej, podlegającej zwrotowi, ustalić dopiero następującym rachunkiem.

$$\frac{22 \cdot 100}{100 + 22} = 18,0\%.$$

Rozważania te prowadzą do następujących wniosków: w przyrządach o nieograniczonym obszarze mierniczym dla błędów niewielkich metody błędów e_i i błędów E_i dają praktycznie wyniki nie

różniące się od siebie³⁹⁾. Można by twierdzić, że obie metody są pod względem dogodności równo-uprawnione, gdyby metoda błędów e_i dawała równie łatwe, jak metoda błędów E_i , przejście do poprawki, — pojęcia niezmiernie ważnego dla ogółu narzędzi mierniczych. Tem bardziej przy eksperty-



Rys. 4. Krzywe I oraz II przedstawiają błędy E_i i e_i wodomierza skrzydełkowego wielostrumieniowego mokrego „Protos” o średnicy nominalnej 13 mm (przepuszczalność nominalna 3 s/h) przy pochyleniu płytki regulacyjnej w stosunku do poziomu o kąt 0° (krzywa I) i o 30° (krzywa II).

Krzywe e_i wzięte zostały z rozprawy A. Denkert'a p. t. „Zeitgemässe Technik im Wassermesserbau” (Gas-u. Wasserfach r. 1928, Nr. 32).

zach w sprawach spornych należy przełożyć metodę błędów E_i (albo poprawki)⁴⁰⁾. Wobec tego uważałbym za najbardziej pożądane, jako leżące w interesie racjonalizacji pracy, zupełne poniesienie korzystania z pojęcia błędów e_i w teorii narzędzi mierniczych.

Gdy mamy do czynienia z narzędziami o ograniczonym obszarze mierniczym i pragniemy osiągnąć wyższą dokładność pomiaru niż ta, na którą rozporządzane narzędzie pozwala, to znajomość poprawki względnej, a tem bardziej błędów względnego, jest bezużyteczna. W tych bowiem wypadkach bezwzględna poprawka (lub błąd) nie rośnie bynajmniej proporcjonalnie do wskazań narzędzia, nie możemy więc, znając poprawkę, określić z równania $I_c = I_n (1 + \Delta)$ poprawne-

³⁸⁾ Słuszność tego zdania najlepiej potwierdza okoliczność, że „Recommandations” l. c. podają dla współczynnika poprawki, t. j. dla stosunku I_c i I_n , wzór: $I_c : I_n = 1 - e_i$; ułóż sam i ją c, jak to się łatwo można przekonać, e_i i E_i gdyż w istocie $I_c : I_n = 1 - E_i$. Natomiast Krukowski l. c. pag. 397 i „Regeln f. El.-Zähler” VDE 0516, 1932 pag. 3 podają ten współczynnik w postaci poprawnej: $I_c : I_n = 1 : (e_i + 1) = 1 - E_i$.

⁴⁰⁾ Uwzględniając powyższe, polskie przepisy o uchybieniach obiegowych, które mają właśnie zastosowanie przy ekspertyzach w sprawach spornych, konsekwentnie odnoszą uchybienia obiegowe do wskazań nominalnych (por. Przep. obow. w miernictwie r. 1933 Nr. 1002 poz. 2,004/1 rozdziały: wodomierze, gazomierze, liczniki en. elektr.).

³⁸⁾ Bureau of Standards. Circular Nr. 309. Gas-measuring instruments, 1926, pag. 100. Metoda określania poprawki, odniesionej do wskazania gazomierza, „wymaga mniej wysiłku, jest bardziej zrozumiała i daje mniej okazji do nieporozumień u konsumentów” (niż metoda błędów, odniesionego do wskazania poprawnego).

go wskazania dla dowolnego nominalnego⁴¹⁾. Przeciwnie, musimy empirycznie znaleźć poprawkę dla każdego wskazania, a przynajmniej dla wielu z nich, równomiernie na podziałce rozmieszczonych, obliczając ją dla pozostałych przez interpolację. Oczywiście, że wobec tego wartość posiada tylko poprawka bezwzględna, określana różnicą (1).

⁴¹⁾ Jeżeli inaczej traktujemy przepływomierze, to tylko dlatego, że to są narzędzia mało dokładne, a dla takich narzędzi można przyjąć, że poprawka bezwzględna rośnie proporcjonalnie do wskazań⁴²⁾. Natomiast w narzędziach o obszarze ograniczonym potrzeba uwzględniania poprawki narzędzia przy pomiarze zachodzi tylko właśnie wtedy, gdy samo narzędzie już jest wysokiej dokładności. W narzędziach małej dokładności łatwo jest osiągnąć ten jej stopień, który potrzebny jest dla rodzaju zamierzonych pomiarów. Natomiast nie można zbudować narzędzia wysokiej dokładności tak, aby we wskazaniach jego nie było można wykryć błędów. Sztuka mierzenia stoi wyżej niż technika konstrukcji narzędzi mierniczych.

Błąd e_i ma więc bardzo ograniczone zastosowanie, a tam, gdzie jest stosowany, jako środek badania, może być bez uszczerbku zastąpiony przez błąd E_i . Błąd E_i ma tę zaletę, że jest równy co do wartości poprawce. Znajomość błędu E_i jest więc znajomością poprawki i odwrotnie, bez żadnej pracy rachunkowej.

Postulatem racjonalizacji pracy jest usuwanie tych pojęć i określeń, których stosowanie, oparte wyłącznie na zwyczaju, przysparza komplikacji (w danym wypadku rachunkowych), których można uniknąć. Tendencja ta w danym razie jest tem bardziej uzasadniona, ile że kwestionowane pojęcie ogranicza się do niewielkiej części narzędzi mierniczych i bez żadnej szkody może być zastąpione przez inne, bardziej spójnie i harmonijnie związane z całością teorii. Z tego punktu widzenia usunięcie z metrologii pojęcia błędu e i zastąpienie go przez błąd E_i wydawałoby się bardzo pożądane.

Wysokie ciśnienia i temperatury w budowie turbin parowych

Napisał A. J. U k l a ń s k i, inżynier-mechanik.

Temat niniejszego artykułu, chociaż omawiany wielokrotnie w literaturze i w naszym piśmie), jest wciąż niewyczerpany i aktualny. Artykuł niniejszy porusza w sposób ogólny wszystkie niemal wypływające z tego tematu i łączące się wzajemnie zagadnienia, a materiał, który posłużył do jego opracowania i który nie był jeszcze w prasie technicznej polskiej zreferowany w całości, nie stracił nic ze swej wartości, mimo że był opublikowany w r. 1931. Ze względu na częściowo wspólny materiał źródłowy, artykuł stanowi pewną łączność z pracą drukowaną w „Przeglądzie w r. ub. p. t. „Zagadnienia rentowności siłowni turbinowych“.*

Stosowanie wysokich ciśnień i temperatur jest pierwszym środkiem, prowadzącym do zwiększenia sprawności teoretycznej obiegu pary w turbinie celem zmniejszenia rozchodu pary. Wiąże się to jednocześnie z dążnością do powiększenia sprawności wewnętrznej, a przynajmniej do zachowania dobrej sprawności w razie np. nadmiernego wzrostu ciśnienia w stosunku do temperatury. Z niemożności dostosowania wzrostu temperatury do ciśnienia wynikało przegrzewanie międzystopniowe pary, zaś z dążności do jeszcze dalszego wzrostu sprawności wewnętrznej oraz do powiększenia mocy granicznej turbin (przez zmniejszenie ilości pary odlotowej) — podgrzewanie skroplin zapomocą pary pobieranej z turbiny. Zagadnienia te stanowią łącznie pewną odrębną całość, grupę zagadnień natury termodynamiczno-konstrukcyjnej, wynikającą z tematu bardziej ogólnego budowy i ruchu siłowni.

Sprawę zastosowania wysokiego ciśnienia czy też podwyższenia ciśnienia pary rozpatruje się prawie jedynie z punktu widzenia osiągalnych oszczędności, gdyż z powodu samego wykonania technicznego turbin nie okazują się nadmierne trudności nawet przy ciśnieniu 200 atm⁷⁾ i nie stawiają zatem przeszkód podwyższeniu ciśnienia. Pewne trudności nasuwają się tylko w związku z samym obiegiem pary wysokoprężnej, np. opanowanie małych objętości pary, zagadnienie szczelności międzystopniowej, odprowadzenie dużych ilości wody w części niskoprężnej i t. p. Inaczej sprawa się przedstawia,

jeśli chodzi o stosowanie wysokich temperatur. Są one koniecznością dla wysokich ciśnień, gdyż podwyższenie ciśnienia bez odpowiedniego wzrostu temperatury powiększa wilgotność pary w części niskoprężnej, co wskutek hamującego wpływu wydzielających się kropeł wody nie tylko zmniejsza sprawność turbiny, ale powoduje także erozję łopatek. Podwyższenie temperatury pary wlotowej zmniejsza tę wilgotność i umożliwia stosowanie odpowiednio wysokich ciśnień. Spotyka ono jednak obok trudności natury konstrukcyjnej przeszkodę zasadniczą w postaci ograniczonej wytrzymałości materiału. Możliwość stosowania wysokich temperatur uzależniona jest ściśle od rozporządzalnych materiałów na odpowiednie części turbiny, mianowicie od ich charakterystyki wytrzymałościowej przy wysokich temperaturach¹⁰⁾.

Jednak najwyższe dopuszczalne temperatury nie wystarczają, aby zapobiec nadmiernej wilgotności pary odlotowej przy szczególnie wysokich ciśnieniach początkowych⁹⁾. Osiągnięby można ten cel przez udatne skonstruowanie urządzeń odwadniających parę podczas jej rozprężania się w turbinie, a w praktyce najbardziej skutecznie osiąga się przez międzystopniowe przegrzewanie pary, które wskutek tego staje się czynnikiem, pobudzającym do dalszego podwyższania ciśnień.

Również ściśle z zagadnieniem wysokich ciśnień połączone jest podgrzewanie kondensatu zapomocą pary odbieranej z turbiny. Wpływa ono korzystnie na sprawność turbiny, zarówno w części wysokoprężnej, jak i niskoprężnej. Oprócz tego jest czynnikiem, pomnażającym korzyści, osiągalne przez podwyższenie ciśnienia, gdyż zyski, płynące z pod-

*) W r. b. str. 25 i 151. Inż. Z. Fiecki. Rentowność wysokoprężnych instalacji parowych.

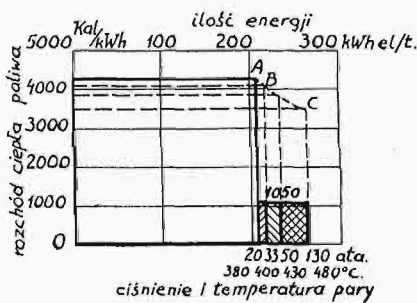
7) Numer ten i następne odpowiadają wykazowi literatury, umieszczonemu w końcu.

grzewania kondensatu parą pobieraną, rosną wraz z ciśnieniem.

Specjalną rolę gra zagadnienie turbin czołowych, przeznaczonych do pokonywania najwyższych ciśnień, bądź, jako część wysokoprężna turbin wielokadłubowych, bądź też, jako niezależna część instalacji. Jest to zagadnienie nie tylko natury termodynamiczno-konstrukcyjnej, ale ma także charakter bardziej ogólny, gdyż dotyczy układu i projektowania siłowni jako całości oraz współpracy oddzielnych części siłowni.

Korzyści wysokich ciśnień.

Wzrost ciśnienia pary dołotowej powoduje wzrost spadku adyabatycznego, a przy założeniu niezminionej sprawności wewnętrznej — spadek rozchodu pary na jednostkę wytworzonej energii. Ten znany fakt przedstawia w ciekawy i poglądowy sposób Demmer⁴⁾. Na rys. 1 przedstawiona jest na osi od-



Rys. 1. Rozchód ciepła w ruchu z kondensacją.

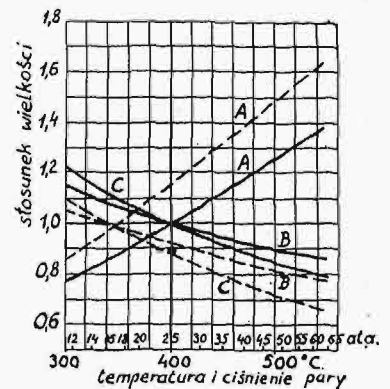
ciętych ilość energii elektrycznej w kWh, którą można przy pewnym ciśnieniu pary uzyskać w dużej siłowni kondensacyjnej z 1 tonny pary. Na osi rzędnych odmierzone jest przeciętny rozchód ciepła paliwa, przyjęty w wysokości ok. 4250 Kal/kWh dla ciśnienia 20 ata. Z tej ilości ciepła prawie 60% oddaje para odlotowa wodzie chłodzącej w skraplaczu. Ze wzrostem ciśnienia zwiększa się ilość energii, uzyskanej z 1 tonny pary. Całkowita strata ciepła z wodą chłodzącą ze względu na tę samą ilość pary nie zmienia się, a z jednoczesnym zastosowaniem odbierania pary do podgrzewania kondensatu — nawet zmniejsza się wskutek mniejszej ilości pary, uchodzącej do skraplacza. Nadwyżka zatem ilości energii, uzyskana dzięki podwyższeniu ciśnienia, nie tylko nie powoduje żadnej straty ciepła z wodą chłodzącą, ale — przeciwnie — zmniejszenie tej straty (przez pobieranie pary) zmniejsza rozchód ciepła na nadwyżkę mocy. Wskutek tego osiąga się na 1 kWh tej nadwyżki rozchód ciepła w wysokości zaledwie ok. 1050 Kal, prawie stały aż do ciśnień ok. 130 ata. Wypadkowy rozchód ciepła na 1 kWh przy pewnym ciśnieniu (np. 33 ata) otrzymuje się, sprowadzając sumę pól prostokąta o wierzchołku A i prostokąta zakreślanego na prostokąt równoważny o podstawie równej sumie podstaw (o wierzchołku np. w B). Krzywa ABC wskazuje spadek rozchodu ciepła ze wzrostem ciśnienia, a jednocześnie daje w pewnej skali miarę oszczędności w kosztach paliwa.

Granicą oszczędności, jakie można uzyskać przez podniesienie ciśnienia, względnie stosowanie jednoczesne podgrzewania regeneracyjnego skroplin i przegrzewania międzystopniowego pary, jest sprawność obiegu Carnot'a¹¹⁾, wyrażona stosunkiem temperatur bezwzględnych $\eta = (T - T_0) : T$. W obiegu tym rozchód ciepła na 1 kWh wyniósłby $860 T : (T - T_0)$. Np. dla temperatury skroplin 20°

i temperatury pary 250°C byłby równy $860 \cdot (250 + 273) : 230 = \text{ok. } 1955 \text{ Kal}$, zaś dla temperatury pary 500°C — ok. 1385 Kal.

Podniesienie ciśnienia przy danej stałej temperaturze zbliża sprawność teoretyczną obiegu do sprawności Carnot'a, przyczem polepszenie sprawności, czyli zysk teoretyczny jest tem mniejszy, im wyższa temperatura. Im wyższe ciśnienie, tem mniejsze są różnice sprawności ze wzrostem temperatury, czyli tem bardziej płaskie są krzywe rozchodu ciepła w zależności od temperatury. Jako minimum rozchodu ciepła dla ciśnienia ok. 225 atm i temperatur powyżej 500°C przyjąć można 2270 Kal/kWh¹¹⁾, w obiegu z podgrzewaniem kondensatu i przegrzewaniem pary, uwzględniając wszelkie straty instalacji.

Całkowita oszczędność, osiągalna w praktyce, zależy od wzrostu kosztów stałych (wskutek podwyższenia kosztu instalacji), a dalej od ceny paliwa i stopnia wyzyskania instalacji, uwidocznionego np. w rocznej ilości godzin ruchu, przeliczonej na pełne obciążenie. Należy zaznaczyć, że wzrost kosztu instalacji wysokoprężnej zależy głównie od wzrostu ceny kotłowni, a w małym tylko stopniu od zmiany kosztu turbin, która jest niewielka. Wynika to stąd, że przy wyższych ciśnieniach przede wszystkim instalacji są bardziej wyzyskane w stosunku do swej wielkości i ciężaru. W instalacji wysokoprężnej z odpowiednio dobranymi ciśnieniem i temperaturą koszty zakładowe na 1 kW zainstalowany nie powinny być wyższe, niż w instalacji niskoprężnej¹⁰⁾. Rys. 2 przedstawia, jak się zmienia wielkość kotłów, kondensatorów i moc turbiny (przy założeniu stałej procentowo straty wylotowej) w zależności od ciśnienia pary w stosunku do pewnego punktu, przyjętego za wyjściowy. Temperatury pary są tak wybrane, aby zawartość wody w parze odlotowej nie przekraczała 12%. Krzywe A wskazują moc turbiny, B — wielkość kotłów i C — kondensatorów, przyczem linie ciągłe odnoszą się do pracy bez podgrzewania kondensatu, zaś przerywane — do pracy z podgrzewaniem trzystopniowym.

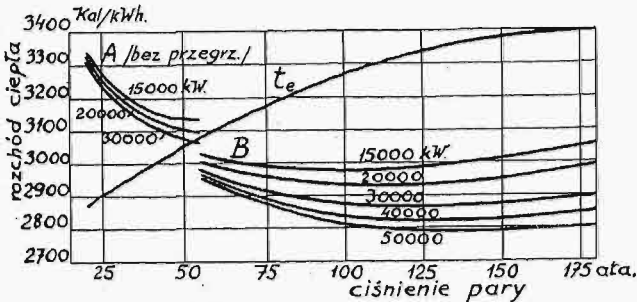


Rys. 2. Zmiana mocy turbin oraz wielkości kotłów i skraplaczy w zależności od temp. i ciśn. pary.

Należy zauważyć, że wzrost kosztów instalacji wysokoprężnych zmniejsza się w miarę rozwoju ich budowy, zwłaszcza jeśli maszyny będą znormalizowane. Występuje tu zresztą różnorodność cen, zależna od różnic indywidualnych w wykonaniu. Często występują mniejsze różnice cen pomiędzy siłowniami o wysokim i średnim ciśnieniu, niż pomiędzy oddzielnymi siłowniami o niskim ciśnieniu¹¹⁾.

Podniesienie ciśnienia w instalacji przeciwprężnej umożliwia często pokrycie całego zapotrzebowania mocy wyłącznie parą grzejną^{9,10)} i pozwala uniknąć instalowania kosztownych zespołów kon-

densacyjnych. Występuje tu jedna zasadnicza przeszkoda, mianowicie dostarczenie odpowiedniej wody zasilającej⁹⁾, gdy skropliny pary odlotowej nie mogą powrócić do kotłów, a zasilanie wodą surową jest wykluczone ze względu na wysokie ciśnienie. Konieczność ustawienia dodatkowych urządzeń do odparowania, wzgl. do czyszczenia wody zmniejsza wówczas osiągalne korzyści¹²⁾.



Rys. 3. Rozchód ciepła w ruchu bez podgrzewania skroplin oraz odwodnienia i przegrzewania międzystopniowego pary.

Interesujący rachunek rentowności, zestawiony przez firmę Brown Boveri, podaje Stodola¹³⁾. Rachunek wykazuje korzyści wysokiego ciśnienia pary w instalacji o ciśnieniu pary grzejnej 9 ata, zapotrzebowaniu ciepła 33 000 000 Kal/godz., a mocy 5 000 kW. Uwzględniane są 2 wypadki, a więc zespół przeciwprężny o stanie pary 95 ata 440° C w kotłach, zaś 85 ata 425° C przed turbiną, oraz zespół kondensacyjny z pobieraniem pary o stanie pary dolotowej 30 ata, 390° C w kotłach, a 25 ata 375° C przed turbiną. Dla określenia kosztów, odnoszących się wyłącznie do wytwarzania mocy, wykonany jest odpowiedni rachunek także dla instalacji kotłów niskoprężnych, dostarczających wyłączonej pary grzejnej. Po obliczeniu całkowitych kosztów ruchu obu instalacji siłowych i odjęciu kosztów ruchu instalacji kotłowej niskoprężnej wynika koszt 1 kWh energii, wytworzonej w siłowni kondensacyjnej (o normalnym ciśnieniu), 3,6 ctm. *) dla 2500 godzin ruchu rocznego, a 2,89 ctm. dla 5000 godzin. W siłowni przeciwprężnej o wysokim ciśnieniu otrzymuje się odpowiednio 2,84 ctm., względnie 1,84 ctm., a zatem ok. 21%, względnie ok. 36% mniej.

Należy tu jeszcze podkreślić rolę zasobników pary w wyzyskaniu wysokich ciśnień. W pewnych wypadkach, gdy w siłowniach przeciwprężnych występują duże wahania rozchodu pary, ustawienie zasobników umożliwia zastosowanie wysokich ciśnień (bez względu na zmniejszoną pojemność wodną kotłów wysokoprężnych), gdyż zasobniki trzymają zdala wahania nie tylko od kotłowni, ale i od instalacji maszynowej¹⁰⁾. Również, jeśli chodzi o stopień wyzyskania siłowni wysokoprężnej, to może on być bardzo wysoki, jeśli szczyty obciążenia i rezerwę przełoży się na siłownię starą niskoprężną, zaopatrzoną w celu sprostania temu zadaniu w instalację zasobników.

Wybór ciśnienia.

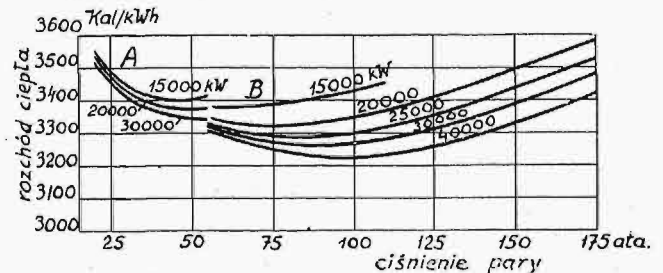
Jeżeli chodzi o wybór ciśnienia pary, najkorzystniejszego pod względem rozchodu ciepła, to można je dla pewnego systemu turbin określić i ująć w po-

*) centymów szwajcarskich.

staci zależności graficznej po zbadaniu czynników, wpływających na jego wielkość⁵⁾. Czynnikiem tych jest kilka.

Przedewszystkiem na wysokość ciśnienia wpływa moc jednostki turbinowej. Znaczne straty w dławnicach i w szczelinach obwodowych zbyt krótkich łopatek oraz dodatkowe straty przepływu, powstające ze zmniejszaniem się długości łopatek⁷⁾, sprawiają znaczne obniżenie się sprawności, gdy objętość całkowita pary schodzi poniżej pewnej granicy. Objętości tej odpowiada przy każdym ciśnieniu inna ilość pary, a zatem inna moc. Każdemu ciśnieniu odpowiada więc pewna moc najmniejsza, poniżej której nie można zejść, jeśli wraz z podniesieniem ciśnienia żąda się podwyższenia sprawności. Jednocześnie wysokość ciśnienia związana jest z ilością obrotów, konstrukcją turbiny, systemem i układem łopatek, ilością kadłubów i t. d. Podwyższenie ciśnienia wymaga powiększenia ilości stopni dla opanowania większego spadku (jeśli sprawność łopatkowa ma się nie zmniejszyć). Oprócz tego malejąca objętość pary pociąga za sobą konieczność stosowania mniejszych średnic, aby powiększyć wysokość łopatek, co również zwiększa ilość stopni, albo wymaga podwyższenia ilości obrotów (dla zachowania tej samej wartości zu^2). Zatem warunkiem opłacalności wzrostu ciśnienia jest wzrost ilości obrotów albo ilości stopni czyli długości turbiny (ilości kadłubów). Należy tu pamiętać, że straty, wywołane powiększeniem ilości dławnic wysokoprężnych, znacznie zmniejszają osiągalne korzyści.

Najważniejsze znaczenie ma odpowiednia wysokość temperatury, zmniejszająca wilgotność pary odlotowej w części niskoprężnej turbiny. Stosowanie najwyższych dopuszczalnych obecnie temperatur pozwala na podniesienie ciśnienia do wielkości ok. 50 ÷ 60 at, przy czym wilgotność pary przy wylocie z ostatniego wieńca nie przekracza granicy, uważanej za dopuszczalną, mianowicie ok. 10 ÷ 12%. Możliwość dalszego wzrostu ciśnienia jest uwarunkowana użyciem środków, zmniejszających tę wilgotność pary. Jednym z nich jest przegrzewanie międzystopniowe pary. Uzupełnia je i do pewnego stopnia zastępuje odwodnienie pary podczas rozprężania się w turbinie, nie tylko w przewodach przelotowych między kadłubami, ale i na ob-



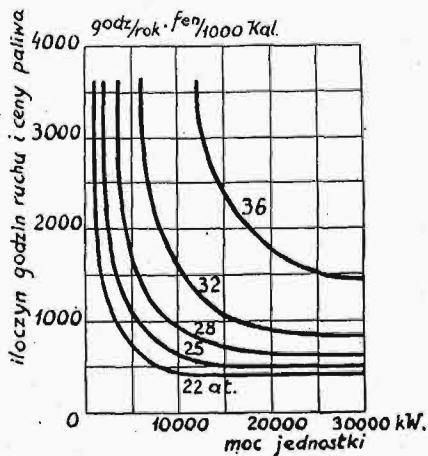
Rys. 4. Rozchód ciepła w ruchu z podgrzewaniem skroplin oraz odwodnieniem i przegrzewaniem międzystopniowym pary.

wodzie oddzielnych stopni w części niskoprężnej. Napotyka ono jednak, szczególnie to ostatnie, na duże trudności tak, że nie jest jeszcze skutecznym środkiem, umożliwiającym wydatne podwyższenie ciśnienia początkowego. Podgrzewanie kondensatu zapomocą pary pobieranej jednoczy w sobie wpływ powiększenia mocy turbiny — przez podwyższenie

ilości pary dolotowej w stosunku do danej mocy. — wraz z wpływem odwodnienia, gdyż miejsca odbierania pary z turbiny służą jednocześnie jako miejsca odprowadzenia części wody, zawartej w parze. Główne jednak znaczenie posiada tu oszczędność w rozchodzie ciepła, uzyskana przez podgrzewanie kondensatu. Rośnie ona ze wzrostem ciśnienia, a więc jest jednym z czynników, podwyższających wielkość ciśnienia najlepszego dla danych warunków.

Omówiony wyżej wpływ rozmaitych czynników (z wyjątkiem temperatury) na wysokość najkorzystniejszego pod względem rozchodu ciepła ciśnienia⁵⁾ zobrazować może porównanie rys. 3 i 4. Rys. 3 przedstawia rozchód ciepła w zależności od ciśnienia dla jednostek turbinowych różnych mocy z włączeniem wszelkich napędów pomocniczych (wraz z pompami zasilającymi kotły i pompami kondensacyjnymi) i strat, idąc od paliwa, spalonego pod kotłami, aż do zacisków prądnicy. Krzywe A są ważne dla turbin trzykadłubowych, B — czterokadłubowych. Dla wszystkich krzywych przyjęto wspólne temperatury u zaworu głównego turbiny 450°C, jednakową wielkość przeciwcisnienia 0,04 ata, sprawność kotłów 84%, wreszcie najprostszymi obiegiem parowym bez odwodnienia pary podczas rozprężania się w turbinie, bez przegrzewania międzystopniowego i bez odbierania pary do podgrzewania kondensatu. Rys. 4 daje zaś miarę korzyści, uzyskanych przez zastosowanie przegrzewania międzystopniowego do temperatury pary świeżej, t. j. 450°C, podgrzewania kondensatu do temperatury t_0 , wreszcie odwodnienia w przewodach przelotowych między kadłubami (przy założeniu, że ilość wody w parze zmniejsza się przez odwodnienie w tych miejscach do połowy).

Obliczenia i doświadczenia, na podstawie których wykreślono te krzywe, wykonane były specjalnie dla turbin Brown-Boveri⁶⁾. Nie wyłącza to jednak ogólności rozważań i możliwości zastosowania do turbin innego systemu.



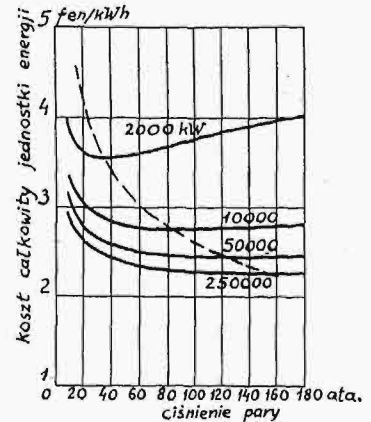
Rys. 5. Najkorzystniejsze ciśnienie pary.

Oszczędność osiągalna w kosztach całkowitych energii wytworzonej zależy od zmiany kosztów stałych, od ceny paliwa i stopnia wyzyskania instalacji i t. p. Dla przybliżonej oceny podaje Kraft⁷⁾ zależność, uwidocznioną na rys. 5, pomiędzy najkorzystniejszym ciśnieniem kotłowym a iloczynem

rocznej zredukowanej ilości godzin ruchu (t. j. rocznej ilości godzin ruchu, przeliczonej na pełne obciążenie) przez cenę paliwa (za 1000 Kal wartości opałowej), przy różnych mocach. Jako podstawę obliczenia przyjęto jednakowy dla wszystkich wypadków koszt kapitału (oprocentowanie i amortyzacja) 18% rocznie, jednakową temperaturę pary u zaworu głównego turbiny 400°C oraz temperaturę wody chłodzącej do kondensacji 15°C.

Wielkość najkorzystniejszego ciśnienia zależy jeszcze w znacznym stopniu od typu turbiny i dla tego wyniki obliczeń i wykresy, spotykane w literaturze, odbiegają często dość znacznie od siebie.

Rys. 6 przedstawia krzywe kosztu całkowitego jednostki energii wytworzonej w zależności od ciśnienia pary przy różnych mocach instalacji, podane przez Stodolę¹³⁾, a obliczone przez firmę Escher Wyss dla turbin czysto akcyjnych. Krzywe wyznaczone zostały na podstawie zmienności kosztu



Rys. 6. Zmiana kosztu energii w zależności od ciśnienia pary.

zakładowego oraz sprawności całkowitej instalacji wraz z ciśnieniem, przy założeniu ceny paliwa 0,4 fen. za 1000 Kal wartości opałowej i współczynnika wyzyskania 0,5. W instalacji 2000 kW przyjęto przytem tylko jeden zespół, 10 000 kW — 2 zespoły po 5 000 kW, 50 000 kW — 3 zespoły po 16 700 kW, wreszcie w instalacji 250 000 kW — 4 zespoły po 62 500 kW. Linia kreskowana, łącząca najniższe punkty, wskazuje najniższe punkty, wskazuje ciśnienia najkorzystniejsze dla różnych mocy.

Granice opłacalności wzrostu ciśnienia można określić, wychodząc z założenia, że nadwyżka kapitału zakładowego, spowodowana podwyższeniem ciśnienia, powinna dać pewne oprocentowanie, przyjęte jako najmniejsze możliwe, np. 5%. Jeżeli ΔK oznacza wzrost kapitału, a ΔB roczną oszczędność na paliwie, wówczas przy stopie amortyzacji a pozostaje na oprocentowanie nadwyżki kapitału suma $Z = \Delta B - a \cdot \Delta K$, zaś stopa oprocentowania względnego wynosi $z = 100 \cdot (\Delta B - a \cdot \Delta K) : \Delta K = 100 \left(\frac{\Delta B}{\Delta K} - a \right) \%$. Wyrażając koszt instalacji

oraz sprawność całkowitą w zależności od ciśnienia przy założeniu pewnej ceny paliwa i stopnia wyzyskania, można wykreślić krzywe oprocentowania względnego w zależności od ciśnienia przy różnych mocach¹³⁾.

Ze względu na konstrukcję kotłów, w której przekroczenie ciśnienia 35÷40 atm powoduje zasadnicze zmiany, oraz ze względu na stosowanie przegrzewania ponownego pary, odróżnić można w praktyce trzy grupy ciśnień¹⁾, stosowane w turbinach dużej mocy, a więc przede wszystkim ciśnienia ok. 35 atm (temperatury ok. 400°C), dalej, powyżej tej granicy, ciśnienia ok. 55÷60 atm, w po-

bliżu których turbiny dużej mocy bez przegrzewania ponownego pary wykazują minimum rozchodu ciepła, wreszcie ciśnienia ok. 85 atm (temperatura ok. 400°C), przy których przegrzewanie ponowne pary do 450°C daje już widoczne zyski. Zastosowanie wyższych ciśnień wymagać będzie również wyższych temperatur, a więc np. ok. 450°C pary dółowej, zaś ok. 450 — 500°C — przegrzania ponownego.

Również według Christiego¹⁾ racjonalne ciśnienie pary bez przegrzewania ponownego wynosi ok. 33 atm (temperatura ok. 400°C), zaś przy przegrzewaniu ponownym — od ok. 85 atm. Najczęściej stosowane są w Ameryce ciśnienia ok. 28 atm (bez przegrzewania) i ok. 88 atm (dla temperatur 400—450°C, z zastosowaniem przegrzewania ponownego).¹⁴⁾ Ciekawą statystykę przytacza Ryau¹²⁾. Mianowicie w r. 1929 istniało tam (w St. Zjedn.) 141 siłowni parowych o ciśnieniu powyżej 22,5 ata; z tej ilości tylko 2 były zbudowane przed r. 1924.

Wysokie ciśnienia pary ze względu na podwyższony koszt instalacji powinny być stosowane w pierwszym rzędzie w tych wypadkach, gdy współczynnik wyzyskania jest wysoki. Benner¹⁾ rozpa-

truje ciekawy rachunek rentowności dla dwóch siłowni: jednej o dobrym współczynniku wyzyskania, obciążeniu dość równomiernym i niezbyt wysokich szczytach, drugiej zaś o obciążeniu nierównomiernym, złym stopniu wyzyskania i wysokich szczytach. Rachunek wykazuje, że dla pierwszej siłowni celowym jest zastosowanie ciśnienia wysokiego 85 atm i przegrzania ponownego, gdy dla drugiej wydaje się celowym jednoczesne użycie dwóch ciśnień: wysokiego 85 atm dla obciążenia podstawowego i średniego 35 atm dla szczytów.

Przykładem siłowni nowoczesnych o dużej mocy, a średnim ciśnieniu pary, może być szereg siłowni turbinowych we Włoszech²⁾, zbudowanych w ostatnich latach jako uzupełnienie i rezerwa sieci elektrowni wodnych. Siłownie te, w których ustawione są turbiny 12 000 ÷ 30 000 kW, zbudowane są dla temperatur pary 400 ÷ 450°C, a ciśnień 24 ÷ 33 ata (przed turbinami). Wybór niezbyt wysokich ciśnień wynika ze względu na przewidywany krótki czas ruchu w roku, a zatem mały stopień wyzyskania siłowni. Z drugiej strony chodziło o to, aby urządzenia siłowni nie były zbyt złożone kosztem nieznacznych oszczędności. (d. c. n.).

Kontrola produkcji przy zmiennem obciążeniu^{*)}

Napisał Inż. L. Burnat, Poręba.

Szereg ostatnich lat przyniósł tak znaczne wahania wielkości produkcji fabryk, że niedość szczegółowe uwzględnianie wpływów zmiany obciążenia na produkcję powodować może znaczne straty. Przy znacznych zmianach obciążenia, dotychczas najczęściej używane sposoby buchalterji fabrycznej, oparte na wszelkiego rodzaju średnich oraz niwelujących założeniach, prowadzić muszą do błędnych wniosków. Oparte na takich podstawach budżety, kalkulacje i inne rachunki będą nieprawdziwe. Buchalterja, przy całym swoim rozwoju, podawać może zawsze tylko to, co było w przeszłości, a wszystkie jej cyfry prawdziwe są jedynie i wyłącznie dla stanu, jaki był w przeszłości. Opierając się na danych buchalterji, trzeba zawsze o tem pamiętać, gdyż używając tych danych przyjmowałibyśmy automatycznie, że będą one słuszne i dla przyszłości, że zatem stan wytwórni, jaki był w przeszłości, byłby li w przyszłości. Oczywiście, takie założenie, po bliższym przemyśleniu, mogłoby nieraz okazać się aż nazbyt śmiałym. Bez względu na oparcie się na danych buchalterji jest bezsprzecznie bardzo wygodne, jednak w czasach dzisiejszych, w czasach częstych nagłych zmian obciążenia i stanu wytwórni zastąpione być powinno racjonalnem przewidywaniem i przygotowaniem przyszłości, która zwykle jest zupełnie inna od przeszłości.

Przewidywanie polegać musi na ustaleniu zgóry obciążenia, jakie możemy mieć w najbliższej przyszłości, oraz na ustaleniu kosztów wytwórczych, jakie odpowiadać będą takiemu obciążeniu. Związek między obciążeniem a kosztami własnymi ma

decydujący wpływ na rentowność przedsiębiorstwa, dlatego też związek ten powinien być nie tylko kontrolowany dla okresu ubiegłego, lecz i stale przewidywane powinny być przypuszczalne jego zmiany w przyszłości. Przewidywanie tylko na podstawie cyfr buchalterji jest przy zmiennem obciążeniu wogóle niemożliwe. Wszelkie zestawienia buchalteryjne zamykane są miesięcznie czy rocznie, a więc w okresach całkiem dowolnych, nie związanych najczęściej zupełnie ze stanem i obciążeniem fabryki. Jeżeli w okresie sprawozdawczym obciążenie wahało się np. od 40% do 80%, to wyniki buchalteryjne tego okresu nie będą słuszne nawet dla średniego, t. j. dla 60% obciążenia, gdyż zmiany poważnej części kosztów nie odbywają się proporcjonalnie do obciążenia, lecz według pewnych krzywych. Myliłby się, ktoby sądził, że robiąc zamknięcia w równych okresach czasu, tem samym umożliwi racjonalne porównanie wydajności tych okresów. Same dane buchalteryjne nie mogą być zatem wystarczającym narzędziem, umożliwiającym racjonalne kierowanie przedsiębiorstwem, lecz musi je uzupełnić statystyka.

Wpływ zmiany obciążenia na produkcję omówimy na przykładzie jednej z polskich wytwórni. Dla łatwiejszego porozumienia się omówimy najpierw w kilku słowach organizację buchalterji fabrycznej wytwórni, którą bierzemy za przykład. Wszystkie wydatki wytwórni podzielone są na bezpośrednie i pośrednie. Bezpośrednie obciążają wykonywane zamówienia bezpośrednio, t. zn. żadnych kombinacji, oprócz normalnej oszczędności, w ich prowadzeniu być nie może. Natomiast wydatki pośrednie, czyli wspólne, jak sama nazwa mówi, ob-

*) Rerefat wygłoszony na VII Zjeździe Inżynierów Mechaników Polskich.

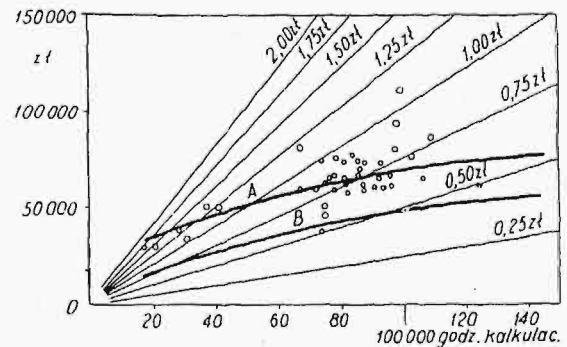
ciążają zamówienia pośrednio. Wydatki te dzielone są według różnych rodzajów kosztów, a więc np. smarowanie, naprawy, narzędzia, doświadczenia i t. p., zaś obciążają zamówienia według różnych miejsc kosztów, a więc np. przydzielane są na roboty wykonywane na tokarkach, na strugarkach, w kuźni i t. p. Podział kosztów na rodzaje ma na celu umożliwienie kontroli wydatków, zaś podział na miejsca pracy ma oprócz tego na celu umożliwienie rozdziału wydatków na zamówienia.

Podstawą dla rozdziału wydatków wspólnych na zamówienia jest czas, mianowicie t. zw. godzina kalkulacyjna. Godzina kalkulacyjna została wprowadzona, aby umożliwić uwzględnianie nawet oddzielnej maszyny, jako osobnego miejsca pracy, jednak bez związanych z takim prowadzeniem komplikacji w buchalterji fabrycznej. Mianowicie każda maszyna otrzymuje raz dokładnie oznaczony współczynnik, który jest ustalony proporcjonalnie do związanych z jej pracą wydatków, a więc na przykład: tokarka otrzymuje współczynnik 3, zaś naprz. frezarka współczynnik 6. Wydatki wspólne rozdzielane są proporcjonalnie do ilości godzin pracy danej maszyny, pomnożonej przez jej współczynnik. Ilość godzin produktywnej pracy wszystkich maszyn, pomnożona przez ich współczynniki, daje sumaryczną ilość godzin kalkulacyjnych, zaś suma wydatków wspólnych danego okresu czasu, podzielona przez ilość godzin kalkulacyjnych, daje wartość godziny kalkulacyjnej.

Sam koszt własny wyprodukowanych maszyn nie daje dostatecznej ścisłości kontroli pracy w wytwórni, gdyż przy zmiennym obciążeniu koszt taki, jeżeli liczony jest na podstawie każdego obciążenia faktycznego kosztu godziny kalkulacyjnej, daje wyniki średnie z różnych obciążeń wytwórni. Na podstawie kosztów własnych nie można zatem orzec, z jaką wydajnością pracowałyby fabryka przy małym obciążeniu, oraz z jaką wydajnością przy dużym obciążeniu. Jeżeli koszty wspólne przydzielane są zawsze w jednakiej wysokości, a różnica prowadzona jest na jednym z kont strat i zysków, wtedy saldo konta tego podaje tylko sumę wszystkich wpływów zmiany obciążenia i z sumy tej nic wnioskować nie można. Jedynym sposobem uchwycenia wpływów zmian obciążenia jest statystyczne ujęcie tych zmian. Na rys. 1 pokazana jest krzywa wydatków wspólnych oddziaływanych (krzywa B) oraz krzywa wydatków wspólnych oddziaływanych razem z administracyjnymi (krzywa A). Na osi odciętych podane są ilości godzin kalkulacyjnych, a więc stopień obciążenia wytwórni, zaś na osi rzędnych — sumy w złotych, wydawane w miesiącu przy różnych obciążeniach wytwórni.

Obie krzywe wyznaczone zostały na podstawie statystycznego zestawienia kosztów przez kilka lat. Oczywiście, ciągłość takiej krzywej uzyskana być może tylko wtedy, gdy w okresie badanym nie było żadnych przesunięć w rozdziale kosztów pomiędzy poszczególnymi oddziałami. Jeżeli raz ustanowione klucze rozdziału kosztów wspólnych będą często zmieniane, np. w celu odciążenia jednego oddziału na korzyść drugiego, wtedy krzywe takie stracić muszą swoją ciągłość, a przez to i swoje znaczenie. Dlatego też niezmiennosc pod-

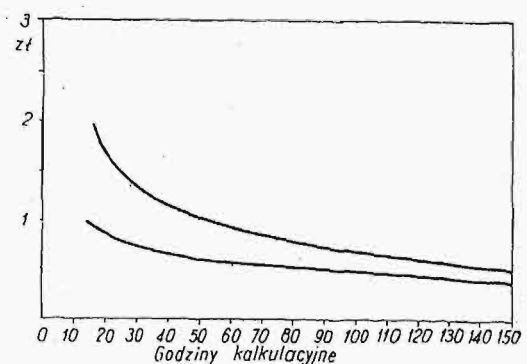
staw kalkulacji fabrycznej jest znacznie ważniejszą, niż np. dostosowywanie ich do coraz to nowszych, chociażby i lepszych pomysłów w dziedzinie buchalterji fabrycznej. Końcowe punkty takich krzywych, zwykle niepewne, udało się bardzo do-



Rys. 1. Krzywa wydatków wspólnych oddziaływanych (B) oraz krzywa tychże wydatków łącznie z kosztami administracyjnymi (A) w zależności od stopnia obciążenia wytwórni.

brze uchwycić dzięki temu, że wytwórnia w ostatnich latach miewała obciążenia, wahające się od 20 000 aż do 140 000 godzin kalkulacyjnych. Średnie obciążenie wytwórni leży w okolicy 100 000 godzin kalkulacyjnych, zatem obciążenie wahało od 20% do 140%, a więc wyjątkowo znacznie. Koszt godziny kalkulacyjnej przy każdym obciążeniu wytwórni łatwo odczytać można na liniach pochylonych. Wahania kosztów godziny kalkulacyjnej lepiej widoczne są na rys. 2, gdzie na osi rzędnych podane są nie sumaryczne wydatki wspólne, lecz koszt godziny kalkulacyjnej. Krzywa taka mówi o danem przedsiębiorstwie bardzo wiele. Zwykły bilans, zestawiony na końcu roku, podaje chwilowy stan przedsiębiorstwa, podaje jego cechy statyczne, zaś cechy dynamiczne przedsiębiorstwa, a więc jego zdolność do życia, podaje bez porównania lepiej taka krzywa.

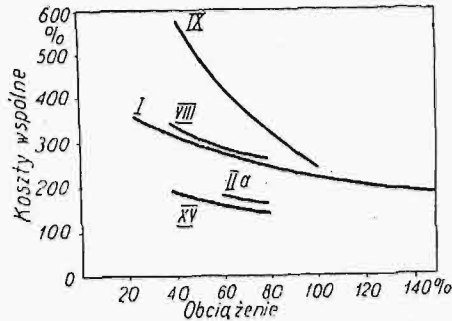
Jeżeli przy badaniu danego przedsiębiorstwa okaże się, że znajduje się ono stale na lewej, t. j. stromej części krzywej, wtedy jego zdolność do życia jest bardzo mała. W przedsiębiorstwie takim nawet małe zmniejszenie produkcji wywołać



Rys. 2. Zależność kosztu godziny kalkulacyjnej od obciążenia wytwórni.

może stan katastrofalny, t. j. nadmiernie wysokie koszty produkcji. Jeżeli natomiast przedsiębiorstwo wyposażone i zorganizowane jest w ten sposób, że znajduje się po prawej stronie krzywej, t. j. krzywa jego kosztów wspólnych nie jest nadmiernie stroma, wtedy jego zdolność do życia jest

duża, jest ono nawet i na największe wahania obciążenia odporne. Przy zmiennym obciążeniu zdążyć się może, że bilans buchalteryjny z danego roku będzie zadowalający, a mimo to przedsiębiorstwo znajdować się może w lewej części krzywej kosztów wspólnych, czyli jego zdolność do życia może zmaleć prawie do zera. W wypadku ta-



Rys. 3. Krzywe kosztów wspólnych różnych wytwórni niemieckich w zależności od obciążenia.

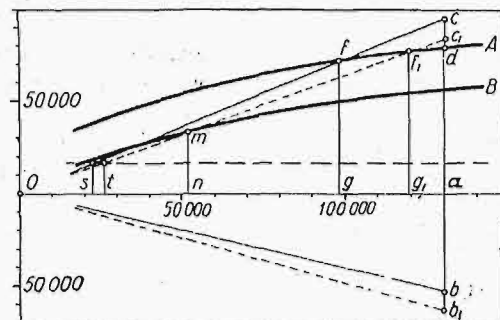
kim, mimo dobrego bilansu, trzeba nie czekając aż następny bilans wykaże straty, zwiększyć stan obciążenia, a jeżeli jest to niemożliwe — pozostaje tylko zmniejszenie nadmiernej pochyłości krzywej odpowiednimi zmianami organizacji. Im wcześniej okoliczności te zostaną zauważone, tem wcześniej można im przeciwdziałać i tem łatwiej przetrwać można złą konjunkturę.

Przy porównywaniu z innymi wytwórniami ważne są: położenie takiej krzywej oraz jej pochyłość. Przedsiębiorstwa przemysłowe podzielić można na 2 rodzaje, na takie, o których losie decyduje natężenie kapitału, oraz na takie, w których główną rolę gra natężenie robocizny. Im krzywa *K* jest bardziej zbliżona do linii poziomej, tem zakład jest mniej wrażliwy na wahania obciążenia, tem łatwiej może konkurować z innymi zakładami, posiadającymi tę krzywą na podobnej wysokości, lecz bardziej pochyloną ku osi odciętych. W ostatnich czasach coraz bardziej stosowane budżetowanie wydatków musi również uwzględniać zmienność kosztów z wahaniami obciążenia, jeżeli budżet taki nie ma być tylko zestawieniem cyfr mało realnych. Im krzywa *K* jest bardziej pozioma, tem budżetowanie jest łatwiejsze. Najracjonalniejszym budżetem jest właściwie raz ustalona krzywa, która zgóry ustali wydatki wspólne dla każdego obciążenia wytwórni. Dla porównania na rys. 3 podane są krzywe takie dla kilku fabryk niemieckich, zestawione przez Niemiecki Związek Wytwórni Maszyn (V. D. M. A.). Krzywa IX i VIII odnosi się do wytwórni zatrudniających ok. 150 robotników, krzywa IIa — ok. 300, zaś krzywa XV zestawiona była przez wytwórnię samochodów, zatrudniającą około 500 robotników. Wszystkie krzywe nie obejmują amortyzacji, co właściwie znacznie utrudnia porównywanie, gdyż wytwórnia lepiej, lecz drożej urządzona otrzymuje urządzenia te niejako zadarmo. Krzywa I odnosi się do omawianej przez nas wytwórni i zawiera koszty amortyzacji. Krzywą I porównywać można z krzywami niemieckiej wytwórni tylko pod względem kształtu, gdyż na różnicę ich położenia mają duży wpływ różnice płac oraz cen materiałów w Niemczech i u nas. Jak widzimy z rys. 3, każda wytwórnia stanowi pewne

indywiduum, a zatem i każda też powinna być indywidualnie traktowana.

Krzywe *A* i *K* mogą być użyteczne do rozwiązywania zagadnień dotyczących zmian w ustroju przedsiębiorstw. Jako przykład weźmiemy ponownie rozpatrywane przedsiębiorstwo, które składa się z 2-ech oddziałów. Dla zmniejszenia kosztów własnych przedłożony został projekt zatrzymania oddziału pierwszego, którego półfabrykaty przetwarzane były w oddziale II-gim. Po zatrzymaniu oddziału I-szego konieczne byłoby zakupywanie półfabrykatów od obcej wytwórni po cenie nieco wyższej. Na rys. 4 widzimy ponownie obie krzywe kosztów wspólnych *A* i *B*. Od punktu *a*, odpowiadającego miesięcznej ilości godzin kalkulacyjnych założonej produkcji, odmierzamy w dół od osi wszystkie wydatki bezpośrednie produkcji miesięcznej, a więc koszt materiału, robocizny produkcyjnej i t. d. Przed zamknięciem oddziału I-szego wydatki bezpośrednie wynosiły *ab*, zaś po zamknięciu oddziału I-szego wyniosą wskutek zakupywania półfabrykatów z zewnątrz więcej, np. *ab*₁. Cena sprzedażna produkcji miesięcznej wynosi *bc = b*₁*c*₁. Przez połączenie punktów *c* i *c*₁ z początkiem układu otrzymujemy punkty *f* i *f*₁, które podają, jak wielką może być produkcja, aby cena sprzedażna pokryła przynajmniej koszt własny. Widzimy z tego, że przez zamknięcie oddziału I-szego oddział II-gi nie tylko utraci część dochodu *c c*₁, lecz i natężenie kapitału wzrośnie, czyli zdolność do życia zmaleje, gdyż przy produkcji, odpowiadającej *g*, godzin kalkulacyjnych, produkcja przestaje być rentowną, podczas gdy przy współpracy z oddziałem I-szym mogło to nastąpić dopiero przy znacznie większym zmniejszeniu produkcji: *g*. Przy produkcji *n* pokryte będą oprócz wydatków bezpośrednich tylko koszty wspólne oddziałowe (punkt *m*), zaś koszty administracyjne stanowią stratę. Pozioma linia przerywana podaje wysokość kosztów stałych, a punkty *s* i *t* — wielkość produkcji, przy której dochód z produkcji pokrywałby tylko koszty bezpośrednie i koszty stałe.

W podobny sposób rozpatrywać można pytanie, czy i po jakiej najwyższej cenie opłaci się zama-



Rys. 4. Rozwiązywanie wykresne zagadnień rentowności.

wać z zewnątrz części składowe, czy też taniej będzie wykonywać je we własnej wytwórni.

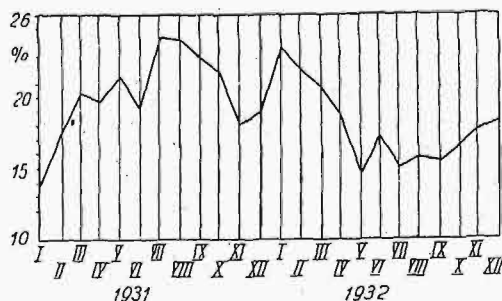
Zmienność obciążenia wytwórni jest szczególnie niebezpieczna, jeżeli przy ustanawianiu cen kalkulacja wstępna nie uwzględnia wpływów obciążenia na koszty własne. Dla buchalterji handlowej zmienność obciążenia nie stanowi żadnej szczególnej

trudności, gdyż buchalterja handlowa, rejestrująca fakty już dokonane, typowo statyczne, nie potrzebuje przewidywać przyszłości. Buchalterja fabryczna i kalkulacja wstępna — przeciwnie — stale przewidywać muszą, co będzie za miesiąc, jakie obciążenie, jakie koszty będą i zależnie od ich dobrze lub złego przewidywania buchalterja handlowa stwierdzi tylko po dokonanych fakcie zły, lub dobry wynik pracy wytwórni. Buchalterja fabryczna nie może tylko dobrze zapisywać, jak to czyni buchalterja handlowa, lecz przede wszystkim musi umieć dobrze przewidywać, i na tem polega jej główna trudność w porównaniu z buchalterją handlową. Wszelkie „koszty średnie”, liczone na kg, godzinę i t. p., któremi chętnie posługuje się buchalterja, nie mogą służyć za podstawę do racjonalnego prowadzenia produkcji, gdyż nie uwzględniają one zwykle wpływów zmian obciążenia wytwórni. Jako przykład wpływu zmiany obciążenia na sposób obliczania kosztów własnych, podano w tabeli 1 po lewej stronie wyniki wstępnej kalkulacji normalnej, zaś po stronie prawej — kalkulacji wstępnej, uwzględniającej obciążenie całości fabryki w przyszłości, wywołane przyjęciem zamówienia; taką kalkulację wstępną nazwać możnaby wstępną kalkulacją „zbiorową”. Kalkulacja wstępna stosuje zwykle do swoich obliczeń taki koszt godziny kalkulacyjnej, jaki odpowiada obciążeniu wytwórni w czasie wykonywania tej kalkulacji; przy małym obciążeniu koszt ten będzie zatem wielki, ok. 80 groszy, jak przyjęto w obliczeniu w tab. 1. Jeżeli

Tabela I.

Materiał	200 zł.	Materiał	200 zł.
Robocizna	300 „	Robocizna	300 „
Koszty wspólne		Koszty wspólne	
600 godz. kalk. po 80 gr.	480 „	600 godz. kalk. po 55 gr.	330 „
Koszty handlowe — ok. 10%	100 „	Koszty handlowe — ok. 10%	83 „
Cena sprzedażna	1 080 zł.	Cena sprzedażna	913 zł.

jednak zamówienie jest większe, zwiększy ono znacznie w przyszłości, w razie jego otrzymania, obciążenie wytwórni, a zatem wzrośnie ilość godzin kalkulacyjnych, a przez to zmaleje koszt godziny kalkulacyjnej. Aby uzyskać prawdziwy koszt godziny kalkulacyjnej, a przez to i prawdziwą najniższą

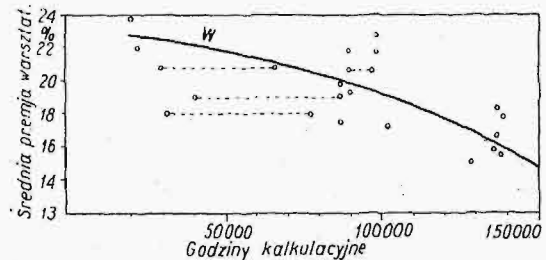


Rys. 5. Średnie premie wypłacane w przedsiębiorstwie w latach 1931 i 1932.

możliwą cenę sprzedażną, trzeba do obciążenia zamówieniami już posiadanymi dodać obciążenie, wyrażone w godzinach kalkulacyjnych, odpowiadające nowemu zamówieniu; po dodaniu obu tych obciążeń trzeba znaleźć na krzywej A rys. 1 koszt godziny kalkulacyjnej, odpowiadający nowemu obciążeniu w przyszłości. Koszt takiej godziny kalku-

lacyjnej może być zupełnie różny od kosztu godziny kalkulacyjnej w okresie liczenia kalkulacji wstępnej. W tabeli 1 faktyczny koszt godziny kalkulacyjnej, w ten sposób obliczonej, spadł z 80 gr. na 55 gr., wskutek czego cena przedmiotu spadła z 1080 złotych na zł. 913.

Nie można jednak na tem skończyć rozmowa-



Rys. 6. Premie ujęte w zależności od obciążenia wytwórni. W — krzywa wydajności pracy w funkcji obciążenia wytwórni.

nia. Wskutek zmniejszenia kosztu godziny kalkulacyjnej obniża się koszt własny nie tylko przewidywanego zamówienia, lecz i tych wszystkich zamówień, już otrzymanych, które wykonywane będą razem z zamówieniem, którego koszt obliczamy. Czyli wszystkie zamówienia, przyjęte już po cenie odpowiadającej 80 gr. za godz. kalkulacyjną, dadzą dodatkowy zysk, odpowiadający obniżeniu kosztów godziny kalkulacyjnej z 80 gr. na 55 gr. Jeżeli koszty oddziałowe stanowią naprz. ok. 20% ceny sprzedażnej, to obniżenie kosztu godziny kalkulacyjnej z 80 gr. na 55 gr., czyli o ok. 19%, da wzrost zysku, wynoszący 4% ceny sprzedażnej; jeżeli uwzględnimy, że to samo dzieje się i z kosztami handlowymi, wynoszącymi naprz. również 20% ceny sprzedażnej, wtedy sumaryczna różnica wyniesie 8% ceny sprzedażnej.

Jak widzimy, obliczenie kosztów własnych przy pomocy szablonowych procentów i cyfr, otrzymywanych z buchalterji, bez rozumowego dostosowania tych cyfr do przyszłego stanu wytwórni, prowadzić może do utraty zamówienia i dużych strat. Rozumowanie powyższe dotyczy oczywiście tylko kalkulacji wstępnej większych zamówień, lub większej ilości mniejszych zamówień, wydatnie zwiększających obciążenie wytwórni, zatem w wypadku, który zdarza się dziś niezwykle rzadko. Dzisiaj wytwórnie z konieczności obracać się muszą w obrębie najniższej części krzywej A, a więc przy minimalnych obciążeniach, przyczem nie można jednak zapominać, że właśnie ta część krzywej jest najbardziej czułą nawet na małe zmiany obciążenia.

Przy większych zmianach obciążenia rozumowania powyższe często nie dadzą jeszcze dobrych, zgodnych z rzeczywistością wyników. Trzeba zwrócić jeszcze uwagę na okoliczność, że o koszcie wytwórczym nie decydują tylko koszty wspólne, a zatem nawet kalkulacja zbiorowa może doprowadzić do błędnych wyników, jeżeli nie uwzględnimy wszystkich czynników, mających wpływ na produkcję. Innymi słowy, koszty wytwórcze nie muszą zawsze tak pięknie maleć ze wzrostem produkcji, jakby to wynikało z krzywej rys. 2. Dopiero uwzględnienie wszystkich czynników produkcji, mianowicie kosztów wspólnych,

płac oraz wydajności pracy dać może dobre wyniki, zgodne z rzeczywistością.

Omówimy zatem jeszcze jedno zastosowanie krzywej kosztów wspólnych, mianowicie wpływ wydajności robotnika na rentowność przedsiębiorstwa. Na rys. 5 widzimy wykres średnich premij omawianego przedsiębiorstwa. Wysokość premji bardzo waha się, zależnie od obciążenia wytwórni, to jest w zależności od ilości godzin kalkulacyjnych. Aby zależność tę ująć, na rys. 6 zestawiono te same premje, lecz nie w zależności od czasu, ale od sumy godzin kalkulacyjnych danego miesiąca. Mimo poważnych wahań wysokości premji, widoczny jest spadek jej ze wzrostem obciążenia. Zjawisko to tłumaczy się tem, że przy każdej redukcji zwalniani są robotnicy mniej wydajni, wskutek czego przy mniejszych obciążeniach pracują robotnicy przeciętnie lepsi, a przez to i średnia premja jest większa; podobny wpływ na wydajność ma i praca nocna. Zjawisko to ma decydujący wpływ na rentowność przedsiębiorstwa. Niejednokrotnie głoszone twierdzenie, że dla zmniejszenia kosztów własnych wystarczy zmniejszyć ilość robotników, nie zawsze okaże się słuszne, właśnie wskutek decydującego wpływu wydajności robotnika na takie rozumowanie. Krzywa *W* na rys. 6 podaje zmienność wydajności pracy przy zmianach obciążenia; krzywa ta dla każdego przedsiębiorstwa i każdych warunków musi być wyznaczona osobno.

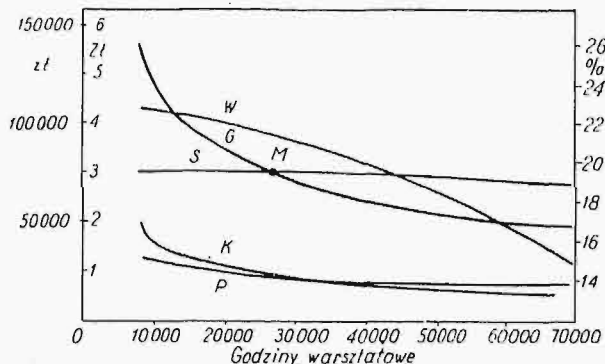
Aby ująć wpływ wydajności pracy na rentowność przedsiębiorstwa, zebrano na rys. 7 razem obie dotychczas omawiane krzywe, a więc podana krzywą *K*, wyrażającą koszt godziny kalkulacyjnej w zależności od obciążenia, i krzywą *W*

Tabela 2.

Cena sprzedażna produkcji w r 1931		1.724.026 zł	
Cena sprzedażna produkcji w r 1932		909.390 zł	
Różnica wartości półfabrykatów		581.252 zł	
Razem		3.214.668 zł	
Koszt materiałów		- 751.972 zł	
Produkcja bez materiałów		2.462.696 zł	
Suma godzin kalk. w latach 1931 i 1932	1.823.803g		
Wartość sprzedażna godz. kalk. $\frac{2.462.696}{1.823.803} =$		1,35zł	
Stosunek sumy godz kalk. do sumy godzin roboczych dla 1931 i 1932r	2,15		
Wartość sprzedażna godziny warsztatowej $1,35 \times 2,15 =$		2,90zł.	
Średnia premja warsztatowa dla 1931 i 1932r wynosi 19,1% i odpowiada produkcji 100 000 gk			
Obciążenie w godz. kalk.	Koszt własny godz warsztatowej	Średnia premja	Wartość sprzedażna godziny warsztatowej (bez materiału)
40.000gk	$1,01zł \times [2,15 \times 1,15zł] = 3,48zł$	22,2%	$2,90zł \frac{809}{778} = 3,02zł$
100.000gk	$0,78zł \times [2,15 \times 0,67] = 2,22zł$	19,1%	2,90zł
140.000gk	$0,74zł \times [2,15 \times 0,52] = 1,96$	15,8%	$1,35zł \frac{809}{842} = 1,297zł.$

wydajności pracy; ponadto wprowadzono krzywą *P*, podającą zmienność średniej płacy robotnika za godzinę. Wskutek wzrostu obciążenia zmieniają się zatem wszystkie składowe czynniki produkcji, mianowicie koszt godziny kalkulacyjnej maleje, średnia płaca godzinowa maleje, ale i średnia

wydajność pracy maleje. Pytanie jest zatem, jaki jest wspólny wynik tych trzech czynników? Aby wpływ ten zbadać, przeprowadzimy obliczenie, podane w tabeli 2. W tabeli tej obliczona jest „wartość sprzedażna” jednej godziny warsztatowej; w wartości sprzedażnej godziny warsztatowej zebrany jest wpływ wszystkich wspomnianych czynników produkcji.



Rys. 7. Zestawienie krzywych charakterystycznych.

Ponieważ średnia premja warsztatowa za badane 2 lata 1931 i 1932 wynosiła 19,1% (według krzywej *W* rys. 6) i odpowiada obciążeniu, wynoszącemu 100 000 godzin kalkulacyjnych, zatem od tego obciążenia zaczniemy rachunek. Przy obciążeniu tem koszt własny jednej godziny warsztatowej będzie się składał z kosztu robocizny, t. j. zł. 0,78 (według krzywej *P*, rys. 7) i kosztów ogólnych - oddziaływanych. Jedna godzina robocza obciążona jest średnio 2,15 godzinami kalkulacyjnymi, zaś koszt godziny kalkulacyjnej wyniesie zł. 0,67, (według krzywej *K*, rys. 2), razem koszt własny godziny warsztatowej przy tem obciążeniu wyniesie zł. 0,78 + $(2,15 \times 0,67) =$ zł. 2,22. Natomiast wartość sprzedażna godziny warsztatowej (bez materiału) według tabeli 2 wyniesie zł. 2,90. Przy mniejszem obciążeniu, naprz. 40 000 godzin kalkulacyjnych, koszt własny godziny warsztatowej wyniesie: zł. 1,01 (z krzywej *P*) plus zł. $2,15 \times 1,15$ (z krzywej *K*) = zł. 3,48. Ponieważ według krzywej *W* przy tem obciążeniu średnia premja wynosi 22,2%, przeto wartość sprzedażna godziny warsztatowej zwiększy się do zł. $2,90 \frac{809}{778} =$ zł. 3,02.

W ten sposób wykreślić można krzywą *G*, podającą koszt własny godziny warsztatowej, oraz krzywą *S*, podającą wartość sprzedażną godziny warsztatowej. W punkcie przecięcia się obu krzywych *M* cena sprzedażna pokrywa zaledwie koszt własny. Jak widzimy, mimo znacznego obniżenia się kosztu godziny kalkulacyjnej ze wzrostem obciążenia, wartość sprzedażna godziny warsztatowej maleje wskutek zmniejszenia wydajności pracy. Jeżeli w kosztach godziny kalkulacyjnej nie są wliczone koszty handlowe, wtedy ich wpływ oczywiście zmieni kształt i położenie krzywej *S*. Na kształty krzywych *S* i *G* wywierają decydujący wpływ kształty krzywych *K*, *W* i *P*, czyli dla każdego przedsiębiorstwa krzywe te będą inne, zależnie od warunków jego pracy. Twierdzenie, że ze zwiększonym obciążeniem wytwórni koszt własny

musi maleć, nie zawsze jest zatem prawdziwe; stara zasada, że dobry, chociaż znacznie droższy pracownik jest korzystniejszy dla wytwórni, została i tu potwierdzona.

Wprowadzenia wpływów wydajności pracy do rachunków rentowności nigdzie nie spotkałem; zwykłe obliczenia kończy się na krzywej kosztów wspólnych, która ma być decydującą dla zmiany kosztów produkcji ze zmianą obciążenia. Że założenie takie może być zupełnie błędne i narazić może przedsiębiorstwo na straty, widzimy z obliczeń, podanych wyżej. Technicy, zahypnotyzowani modnym obecnie, a najczęściej niecelowym rozdziałem kosztów wspólnych według jednostki czasu (Przeгляд

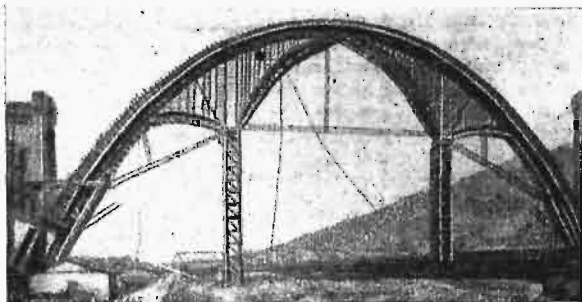
Techniczny 1932, str. 354 „Podział kosztów wspólnych”) nieraz zapominają, że na koszt produkcji ma także wpływ ilość produkcji w jednostce czasu. Nietylko koszt jednej godziny, ale i ilość produkcji wykonanej przez danego pracownika w każdej godzinie obniża lub zwiększa koszty produkcji; obok zmniejszenia kosztów jednostki czasu nie można zapominać i o wartości indywidualum robotnika, czy też urzędnika. Mniejsza lub większa wydajność pracy danego zespołu robotników i urzędników zniwelować może wpływ nawet najpiękniejszych krzywych kosztów oddziałowych na faktyczny koszt produkcji, jak to widzieliśmy w podanym wyżej przykładzie.

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH

BUDOWNICTWO.

Łuk żelbetowy o rozpiętości 140 m.

Łuk 140-metrowy (rys. 1) zawiera most żelbetowy, nazwany imieniem Jerzego Washingtona, na rzece Turtle Creek w U. S. A. (East Pittsburgh). Osobliwością jego jest to, że składa się z dwóch niezależnych części ustawionych obok siebie, o szerokości 4,2 m, wykonanych na tem samym rusztowaniu, użytem 2-krotnie. Mianowicie, po wykonaniu części pierwszej przesunięto rusztowanie za pomocą dźwigarek hydraulicznych 250 t-wych, ustawionych na końcach ustroju i przy dwóch kolumnach wspierających rusztowanie. Zastosowano do betonu cement szybkowiązący, dzięki czemu można było przesunąć rusztowanie już



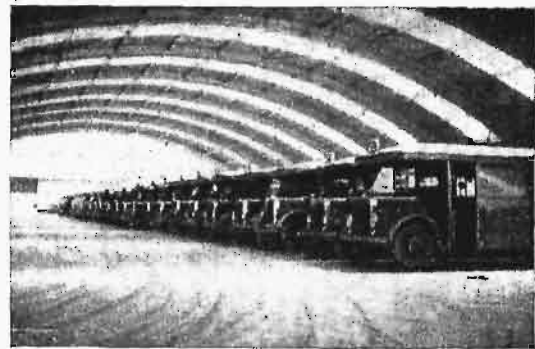
Rys. 1. Widok środkowego łuku (140 m) mostu.

po 3-ch dniach. Do części cienkich ustroju zastosowano wstrząsanie wibratorami elektrycznymi. Płyta górnego mostu została wykonana ze szczelinami dylatacyjnymi tylko w końcach przęsła. (Engg. News-Rec. 21 lipca r. b.).

Wielka hala dla autobusów w Sztokholmie.

Uczestnicy tegorocznego Zjazdu częściowego Wszelchwiatowej Konferencji Energetycznej mieli okazję zwiedzenia nowej wielkiej hali autobusowej Tow. Autobusów w Sztokholmie. Widzimy ją na rys. 1. Jest to hala o długości 135 m i szerokości 70 m o stropie nieopartym kolumnami, mieszcząca 350 autobusów. Wymiary konstrukcji stropowej są tembardziej godne uwagi, że dach jej jest obciążony w zimie nieraz warstwą śniegu o grubości 1—2 m. Z halą połączone są bardzo celowo zbudowane warsztaty do czyszczenia pojazdów i do naprawy. Ponadto zasługują na podkreślenie urządzenia do pomocy lekarskiej dla personelu i urzędników towarzystwa (razem ok. 4000) z doskonałym wyposażeniem, niosące nietylko opiekę lekarską, lecz i prowadzące badania w kierunku zwalczania najbar-

dziej rozpowszechnionych chorób zawodowych. (Z. d. V. d. I. zes. 35 z r. b.).



Rys. 1. Wnętrze nowej głównej hali autobusowej w Sztokholmie.

DROGI KOŁOWE.

Niemieckie drogi smołowane.

W r. 1931 wyniosła wytwórczość smoły w Niemczech 1,1 milj. t, wobec czego Niemcy zajęły w tym względzie trzecie (po Stanach Zjedn. i Anglii) miejsce w szeregu krajów wydobywających węgiel. Jednakże, w przeciwieństwie do in. krajów, np. Anglii i Ameryki, stosowano w Niemczech stosunkowo bardzo mało smołowania nawierzchni drogowych, natomiast budowano przeważnie nawierzchnie do ruchu ciężkiego i średnio ciężkiego. Wyjątek stanowi tylko Bawaria, gdzie ok. 50% dróg wyposażono w nawierzchnie smołowane, które się okazały bardzo wytrzymałymi, nawet przy smołowaniu powierzchniom i ruchu intensywnym.

Do ruchu średnio ciężkiego stosuje się w Niemczech smołowanie wgłębnne, którego wytrzymałość sięga 20 lat. Grubość nawierzchni wynosi przeważnie tylko 8 cm. Do ruchu najcięższego stosuje się beton smołowy.

Wówczas gdy w Anglii zastosowano do smołowania 48% całej krajowej wytwórczości smoły, a we Francji nawet 84%, w Niemczech zużywa się do tego celu zaledwie 10% wytwarzanej smoły. (Teer u. Bitumen 1933 r., zes. 12, str. 144/46).

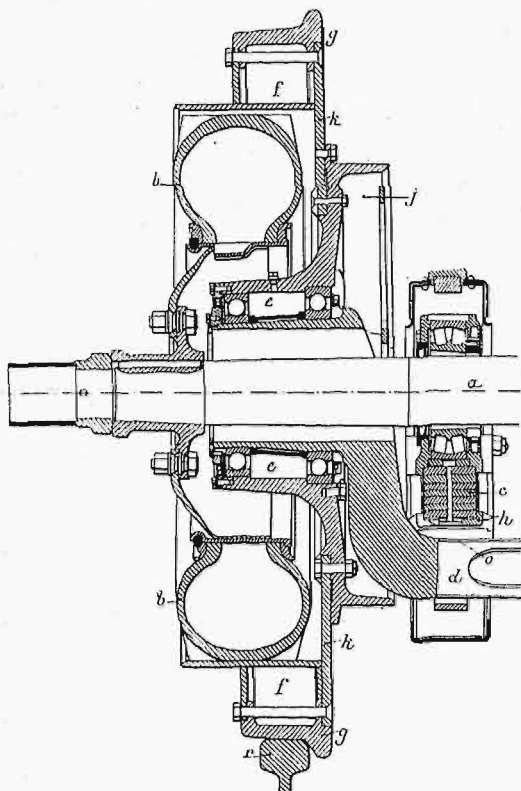
KOLEJNICTWO.

Koła wagonowe na pneumatykach.

Stosowanie pneumatyków do kół bieżących po szynach urzeczywistniono po raz pierwszy w wagonach silnikowych t. zw. „Michelines”, z czasem jednak konstrukcje te zdo-

ły się rozpowszechnić, w różnych wykonaniach, i w innych wozach silnikowych.

Na rys. 1 widzimy nowy typ koła, jednoczącego w sobie dodatnie cechy obręczy stalowej i opony pneumatycznej. Koło posiada 2 osie, mianowicie oś prostą *a*, która może być jednocześnie osią nośną i napędową, oraz oś kierującą *d*, wygiętą jak na szkicu. Na osi *a* zaklinowane jest koło elastyczne *b*, a jeżeli jest to jednocześnie oś napędowa — również i przekładnia zębata; ponadto na osi tej



Rys. 1. Przekrój „pneumatycznego” koła wagonowego.

wspiera się podwieszenie sprężyste nadwozia *c*. Na osi kierującej obracają się, na łożyskach kulkowych lub wałkowych, obręcze stalowe *g* wraz z bębniami tocznymi *k* i, jeżeli jest przewidziany taki sposób hamowania, bębniami hamulcowymi *j*.

Jak widzimy, koła z pneumatykami, biegnące wewnątrz bębnow *k*, przenoszą cały ciężar wagonu, z wyjątkiem ciężaru osi i obręczy kierujących.

Pneumatyki przejmują i tłumią wszystkie drgania i uderzenia, pochodzące od reakcyj szyn na obręcze stalowe, i toczą się po bębnach *k* w ten sposób, jakby tworzyły z nimi wewnętrzną przekładnię zębatą. Zależnie od tego, czy oś *a* jest tylko osią nośną, czy też równocześnie i pędzoną, koła *b* bądź napędzają obręcze *g*, bądź też czerpią ruch od nich, dzięki tarcia występującemu między powierzchnią opony, a powierzchnią bębna *k*. Bębny te tworzą więc dla kół elastycznych rodzaj doskonałego, gładkiego toru, to też zużywanie się opon i prawdopodobieństwo ich uszkodzenia są nieznaczne. Obręcze stalowe spełniają swe zadanie kierujące i, łącznie ze swymi osiami, tworzą układy całkowicie izolowane od podwozia. Na układy oddziaływują hamulce, których klocki dociskane są bądź do obręczy, bądź też do sztywno z nimi połączonych bębnow *j*. W razie częściowego lub całkowitego uszkodzenia pneumatyków, oś *a* obniża się tylko o ok. 20 mm, t. j. dopóty, aż okładka resoru *h* wesprze się na osi kierującej w miejscu *o*. Od tej chwili oś ta staje się osią nośną i koło biegnie tak, jak w zwykłych wagonach szynowych, wytwarzając nieuniknio-

ne drgania i uderzenia; nadwozie jest podparte mniej sprężyste, aż do najbliższej stacji, gdzie pneumatyki mogą być wymienione. Koło opisanej konstrukcji dopuszcza obciążenie 3,5 t, a więc 7 t na oś. Pierwszy wagon silnikowy, w którym zastosowano powyższe koła, posiada 2 osie, ciężar w ruchu wynosi 8 t; wagon posiada 32 miejsca siedzące, moc silnika wynosi 80 KM. Prędkość wagonu — 100 km/godz. (Le Génie Civ. Nr. 12, t. II. 1933).

M. T.

Biblijografia

Elektrotechnika w warsztacie mechanicznym. Inż. B. Konorski. Nakładem Towarzystwa Kursów Technicznych. Warszawa. 1932.

Ukazała się praca inż. B. Konorskiego „Elektrotechnika w warsztacie mechanicznym”, stanowiąca odbitkę z II tomu podręcznika „Mechanik”. Autorowi, ze względu na rodzaj wydawnictwa, przyswiecał wyraźny cel: zebranie najważniejszych wiadomości z zakresu elektrotechniki dla umożliwienia nie-elektrykowi zorientowania się w zagadnieniach elektrotechnicznych, z którymi spotyka się w codziennej praktyce, — a nawet rozwiązywania niektórych z spośród nich. Na pierwszy plan wysuwają się więc oczywiście sprawy systemów, wyboru i działania silników elektrycznych. Po krótkim omówieniu podstawowych jednostek elektrotechnicznych oraz zasad ogólnych prądu stałego i zmiennego, autor charakteryzuje pokrótce źródła prądu, transformatory i akumulatory, poczem przechodzi do najważniejszego działu książeczki, mianowicie dotyczącego silników i napędu elektrycznego. Przedewszystkiem znajdujemy wyjaśnienie pojęć zasadniczych: moment obrotowy, sprawność, grzanie się silnika. Następują uwagi praktyczne o ustawianiu silników, sposobach wykonania fundamentu i uziemienia, o uruchomieniu, obsłudze oraz kontroli silnika. Przechodząc do poszczególnych rodzajów silników, autor omawia najpierw silniki prądu stałego: bocznikowy, szeregowy i bocznikowo-szeregowy, następnie silniki prądu zmiennego: synchroniczny i asynchroniczny, temu ostatniemu, ze względu na jego znaczenie i rozpowszechnienie, poświęcając najwięcej miejsca. Znajdujemy w tym rozdziale tablice współczynników sprawności i mocy normalnych silników asynchronicznych zwartych i pierścieniowych o napięciach roboczych 220—500 V. Jedną z najbardziej wartościowych pryncypj dziełka stanowią bardzo szczegółowo opracowane tablice uszkodzeń i nierówności biegu w silnikach prądu stałego i asynchronicznych; tablice te podają: przyczynę, objawy wtórne i środki zaradcze; tablice ułożone są według objawów zewnętrznych, t. zn. tych, na które obsługa musi zwrócić uwagę. W dalszym ciągu autor wyszczególnia zalety i wady różnych typów napędów maszyn, a więc: napędu grupowego, napędu jednostkowego pośredniego i bezpośredniego, nie wchodząc w szczegóły techniczne wykonania.

Następny rozdział poświęcony jest lampom elektrycznym i najogólniejszym zasadom projektowania oświetlenia elektrycznego. Rozdział ostatni, zatytułowany: „przewodniki, przyrządy, przepisy”, obejmuje klasyfikację przewodów, sposoby wykonania instalacji, wybór przewodów i obliczenie przekroju z punktu widzenia wytrzymałości mechanicznej, bezpieczeństwa cieplnego, bezpieczeństwa elektrycznego, spadku napięcia i straty energii; podana jest tablica bezpieczników i przewodów przy instalacji silników prądu stałego i asynchronicznych. Podane są również ogólne zasady projektowania instalacji oświetleniowych oraz przepisy bezpieczeństwa.

Pewne zastrzeżenia budzić może używana przez autora w tym rozdziale terminologia; chodzi mianowicie o wyrazy „przewód” i „przewodnik”, którym autor nadaje odmienne znaczenie, nigdzie zresztą nie podkreślając tej sprawy i nie wyjaśniając swego stanowiska. Należy natomiast zaznaczyć, że w publikacjach urzędowych Polskiego Komitetu Elektrotechnicznego słowa „przewodnik” nie spotyka się, gdyż zostało wyparte całkowicie przez „przewód”. Wyraz „przewodnik” może być dziś używany jedynie do określenia pewnej własności fizycznej, np. „srebro jest bardzo dobrym przewodnikiem elektrycznym”, nie powinno być natomiast używane do określenia przedmiotu.

Dzięki bardzo wziętemu sposobowi wykładu, praca inż. Konorskiego — pomimo skromnej objętości — zawiera nad bogatą treść i z korzyścią spełnia swe zadanie. J. S.

SPRAWOZDANIA I PRACE POLSKIEGO KOMITETU ENERGETYCZNEGO

BULLETIN DU COMITÉ POLONAIS DE L'ÉNERGIE

TREŚĆ

Bezkorbowa silniko-sprężarka
a zagadnienie napędu pneu-
matycznego o wielkiej mocy,
nap. R. Witkiewicz i A. Wiciński.

WARSZAWA
27 WRZEŚNIA
1933 r.

SOMMAIRE

Le moteur-compresseur sans ma-
nivelle et le problème de la
propulsion pneumatique d'une
grande puissance, rapport présenté
à la Session spéciale de la Conférence
Mondiale de l'Énergie à Stockholm par
MM. R. Witkiewicz et A. Wiciński.

Bezkorbowa silniko-sprężarka a zagadnienie napędu pneumatycznego o wielkiej mocy*)

Napisali R. Witkiewicz i A. Wiciński, Lwów, Politechnika.

Wstęp.

Niniejszy referat, który jest pierwszym sprawozdaniem z naszych studjów i prób, podaje najpierw krótką teorię sprężarki sprężonej bezpośrednio z silnikiem, bez użycia układu korbowego. Zaletami takiego rozwiązania są: 1) możliwość dużej prędkości tłoka, stąd małe wymiary maszyny; 2) zupełne wyrównanie działania mas, stąd zbędność fundamentu przy ustawieniu; 3) duża sprawność mechaniczna — więc w sumie niskie koszty zakładowe a ekonomja w ruchu. Podano również wyniki prób dwu charakterystycznych dla wyrównania mas modeli oraz zbudowanych agregatów, na Politechnice we Lwowie i w Warszawskiej Spółce Akcyjnej Budowy Parowozów w Warszawie. Na koniec omówiono możliwość i celowość zastosowania bezkorbowej silniko-sprężarki nie tylko dla celów technologicznych, ale także w dużych siłowniach stałych, względnie ruchomych, mian. jako generatorów, wytwarzających sprężone medjum do napędu wtórnych silników, w znanych układach tłokowych (korbowych) lub turbinowych, sprężonych z prądnicami elektrycznymi.

Zagadnienie bezkorbowej silniko-sprężarki (którą w dalszym ciągu dla skrótu będziemy nazywali bs-sprężarką), nie jest dziś czemś nowem. Wskazują na to liczne, przeważnie powojenne, zgłoszenia patentowe¹⁾, jak również znane wykonania Junkersa²⁾.

*) Referat zgłoszony za pośrednictwem PKE n na tegoroczny Zjazd WKE n w Sztokholmie.

¹⁾ Ważniejsze patenty: Thomas Tomlinson, Dublin, z roku 1897, niemiecki Nr. 99454. Artur Harold Nicholson, Worcestershire, z roku 1922, brytyjski Nr. 130052. Robert Esnault-Pelterie, Paryż, z roku 1922, szwajcarski Nr. 93079. Wilhelm Mauss, Durban (Natal), z roku 1926, U. S. A., Nr. 1653719. Raul Peters Pescara, Paryż, z roku 1927, brytyjski Nr. 268782.

²⁾ Hugo Junkers, Aachen-Frankenburg z r. 1927, pat. niemiecki Nr. 448916.

Jeden z nas (Witkiewicz) zainteresował się powyższym zagadnieniem jeszcze w 1916 r. Punktem wyjścia teoretycznych studjów było wówczas wychwycenie pewnego niekorzystnego ustosunkowania się tarcia układu korbowego w silnikach spalinowych³⁾. Opracowana w 1919 r. (w rękopisie) teoria bs-sprężarki leżała długo niewykorzystana. Dopiero w 1929 r. drugi z nas (Wiciński) podjął się jej przekonstruowania, przyczem okazało się, że także część teoretyczna wymagała wspólnych uzupełnień w kierunku sposobów wyrównania mas, innej synchronizacji ruchu tłoków przeciwbieżnych (Wiciński), etc. Pierwsze fundusze na próby uzyskano w r. 1930.

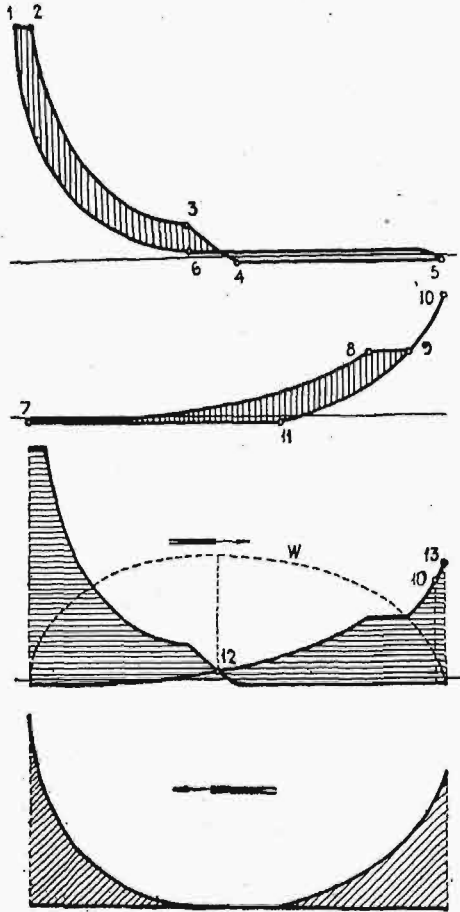
Zasada działania.

W dzisiejszych urządzeniach do sprężania medjum gazowego zapomocą silników spalinowych przechodzimy w silniku z ruchu posuwistego na ruch obrotowy, by w sprężarce przejść znów z ruchu obrotowego na ruch posuwisty, co wymaga wału korbowego, jako zasadniczego elementu w budowie sprężarek.

Idea przewodnią nowego układu, t. j. bezkorbowej silniko-sprężarki, jest więc związanie tłoka silnika z tłokiem kompresora z pominięciem wszelkich układów korbowych. Układ ten w elementarnym przedstawieniu tworzy cylinder, zamknięty z dwu stron, z poruszającym się wewnątrz tłokiem. W przestrzeni, znajdującej się po jednej stronie tłoka, opisywany jest przebieg silnikowy, np. Diesela, po stronie zaś przeciwnej — przebieg sprężarkowy. Zastosowany tutaj przebieg silnikowy, rys. 1, różni się tem od normalnego czterosuwu, że po spaleniu i rozprężaniu następuje ssanie — w tym samym jeszcze suwie tłoka — zaś przy ruchu zwrotnym ma-

³⁾ Dr. Witkiewicz. Tarcie mechanizmu korbowego a dzielność mechaniczna (silniki spalinowe). Nakładem autora. Lwów, 1918 r. 8°, str. 19.

my, następujące po sobie, wydmuch i sprężanie. Po stronie natomiast sprężarki, rys. 2, po sprężeniu i przetłoczeniu pewnej części powietrza na zewnątrz, tłok, przesłoniwszy sobą szczeliny tłoczące, spręża pozostałą część powietrza, która jako zderzak pneumatyczny powoduje ruch powrotny tłoka



Rys. 1—4. Wykres PV silniko-sprężarki bezkorbowej.

i sprężanie świeżego powietrza po stronie silnika. Przez odpowiednie pomieszczenie po stronie silnika samoczynnych wentyli ssących i wydmuchowych można uniknąć większego zanieczyszczenia świeżego powietrza spalinami.

Tłok przenosi pracę ze strony silnika na stronę sprężarki przez swoją energję kinetyczną. Podobne przenoszenie energii z jednej strony na drugą mamy np. w wahadle lub huśtawce. Praca silnika musi być równą pracy sprężarki. Odnosi się to do pełnego przebiegu, jak i do poszczególnych skoków.

Rys. 3 zestawia w czasie skoku „roboczego” przebiegi silnika i sprężarki, których prace „zakreskowane” muszą być sobie równe, o ile pominiemy opory. W punkcie 12, rys. 3, tłok posiada największą energję kinetyczną, więc i największą prędkość (w). Jeżeli praca silnika przewyższa pracę sprężarki, wówczas nadwyżka energii zwiększy końcowe ciśnienie zderzaka 10—13. Jest ono miarą równowagi prac i może być w pierwszej linii użyte do regulacji ilości wstrzykniętego paliwa. Rys. 4 przedstawia wykres sił dla ruchu powrotnego tłoka, którego średnia prędkość, wobec przenoszenia teraz mniejszej energii, będzie odpowiednio mniejsza.

Opisany powyżej teoretyczny przebieg bezkorbowej silniko-sprężarki nazwać możemy cyklem rozdzielonym. Możliwe są także inne cykle, jak spleciony, jednostronnie i obustronnie działający. Np. rys. 5 przedstawia cykl spleciony, jednostronny, przyczem druga strona tłoka działa tylko jako zderzak: cykl taki daje nazewną sprężone spaliny z silnika, może jednak dawać względnie czyste powietrze, o ile skok tłoka jeszcze się wydłuży o jedną parę przebiegów, t. j. o zwiększone ssanie i wydmuch. Możliwe są wreszcie po stronie silnikowej cykle dwusuwowe z przedmuchiwaniami powietrza z osobnej dmuchawy lub nawet zwykłe cykle czterosuwowe, wzorowane np. na znanym przebiegu pompy wodnej Humphrey'a.

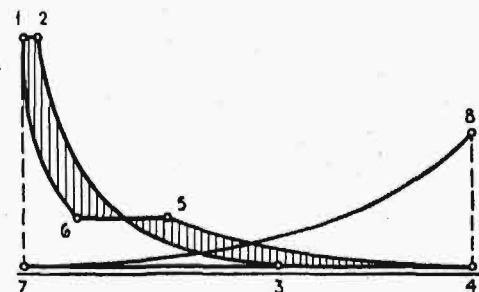
Najciekawszymi są: możliwością wielkiej prędkości tłoka i zupełne wyrównanie mas.

Prędkość tłoka.

Tłok wykonywa się w elementarnem przedstawieniu jako walec, o takiej długości, aby się sam prowadził. Ciężar tłoka (przenośnika energii) decyduje o średniej prędkości tłokowej. W normalnych układach korbowych obiera się ją w granicach 4—6 m/sek, z uwagi na konieczne luzy w połączeniach i wynikające stąd uderzenia w układzie korbowym. Skoro układ korbowy został usunięty, można średnią prędkość tłokową zwiększyć bardzo znacznie, np. do 40—60 m/sek, a więc 10-krotnie, przyczem zachowuje się liczbę nawrotów obecnie używaną, a wydłuża odpowiednio skok tłoka. Zasadniczy bowiem wzór na średnią prędkość tłokową, $c_m = \frac{sn}{30}$, obowiązuje i tutaj. Np. dla

$n = 300$ obr./min, $s = 4$ m, otrzymuje się $c = 40$ m/sek. Tę samą prędkość daje $n = 600$ obr./min i $s = 2$ m. Można więc i przy średniej liczbie nawrotów na minutę uzyskać wielką średnią prędkość tłoka.

Tak znaczne zwiększenie średniej prędkości tłokowej redukuje powierzchnię tłoka dla danej mocy w tym samym stosunku, przy zachowaniu wszystkich innych warunków tych samych. Bezkorbowa silniko-sprężarka może więc zasadniczo,



Rys. 5. Cykl spleciony jednostronny silniko-sprężarki.

przy stosunkowo małej średnicy cylindra, dawać bardzo duże ilości sprężonego medium.

Wyrównanie mas.

W układzie korbowym jest ich szkodliwe działanie nazewną wyrównane dopiero przy zastosowaniu większej liczby cylindrów. W układzie

bezkorbowym działaniem mas musi być wyrównane ruchem odpowiednich mas przeciwbieżnych. Nasuwają się tu trzy podstawowe rozwiązania:

a) Cylinder może swobodnie oscylować w odpowiednich prowadzeniach, przyczem jego skoki mają się do skoków tłoka odwrotnie, jak ich masy. Np. przy ciężarze cylindra 200 kg, a ciężarze tłoka 10 kg i jego skoku 2 m, wynosi skok cylindra 10 cm.

b) Cylinder jest nieruchomy, a dna jego zastąpione są tłokami zamykającymi, które są połączone ze sobą drągami, rys. 6. Podobnie jak poprzednio, ruchy układu tłoków zamykających równoważą pod względem działania mas ruchy tłoka pracującego. Wobec zupełnej swobody ruchów układu tłoków zamykających, przenosi się na fundament jedynie różnica sił tarcia tłoka roboczego i tarcia tłoków zamykających, wielkość praktycznie nieuchwytna.

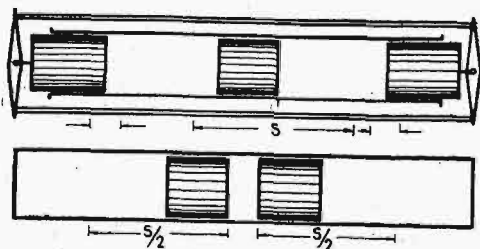
c) W zamkniętym cylindrze oscylują dwa tłoki przeciwbieżne, których ruch jest odpowiednio synchronizowany, rys. 7. Przestrzeń między nimi opisuje przebiegi silnika, przestrzeń zewnętrzna działają jako sprężarki. Sposób synchronizacji jest podany poniżej.

Oprócz podanych trzech zasadniczych sposobów wyrównania mas, mogą być stosowane sposoby pośrednie, będące niejako kombinacją powyższych.

Przedstawiono dotąd, jako zalety bs-sprężarki (poza naturalnym brakiem układu korbowego): 1) dużą prędkość tłokową, stąd małe wymiary, 2) wyrównanie mas, t. j. brak fundamentów. Powyższe zalety dają w sumie wielokrotne obniżenie kosztów w zakładowych. Następujące cechy odnoszą się do ekonomii ruchu:

Sprawność mechaniczna.

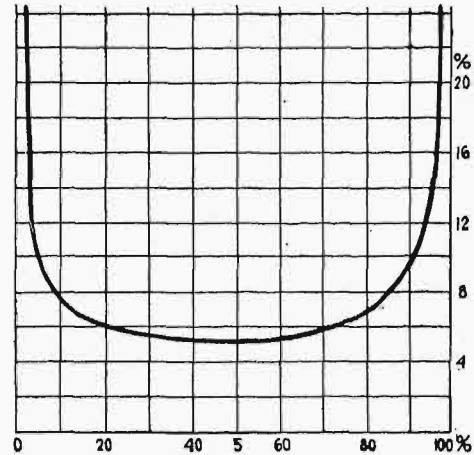
Rys. 8 przedstawia tarcie układu korbowego jednocylindrowego silnika Diesela (t. j. sumę tarć wodzika, czopa wodzikowego, czopa korbowego i obu łożysk) — w zależności od skoku tłoka, przyczem siła tłokowa wynosi 100%. Rzędna więc tego wykresu przedstawia procentowo tę część siły tłokowej w danym punkcie skoku tłoka, jaka zużywa się na tarcie układu korbowego, co odniesione do przebiegu Diesela, przy uwzględnieniu działania mas, daje wykres 9. Okazuje się, że tar-



Rys. 6—7. Schemat rozwiązań wyrównania mas.

cie układu korbowego działa szczególnie niekorzystnie z początkiem skoku, w okresie wysokich ciśnień, co odbija się na sprawności mechanicznej, gdyż na tarcie układu korbowego przypada procentowo większa część wyrażenia $(1 - \gamma_m)$. Np. dla

silnika Diesela wynosi ona przy pełnym obciążeniu 0,75, spadając przy połowie obciążenia do 0,5. W bezkorbowej silniko-sprężarce natomiast sprawność mechaniczna zbliża się do 1 i mało się zmienia z obciążeniem, gdyż jako praca tarcia występuje jedynie tarcie lekkiego stosunkowo tłoka oraz ewentualnie tarcie mas przeciwbieżnych o gładź cylindra pod wpływem ich własnego ciężaru.



Rys. 8. Tarcie układu korbowego 1 cyl. silnika Diesela w zależności od skoku tłoka w % siły tłokowej.

Obok powyższego „statycznego” tarcia występuje tarcie „hydrauliczne”, dominujące jednak dopiero przy większej prędkości tłoka.

W związku z tem porównajmy sprawność użytkową zespołu korbowego i bs-sprężarki. Jeżeli zespół korbowy Diesel-sprężarka daje sprawność indukowaną silnika 0,42, jego sprawność mechaniczna sprężarki 0,9, to całkowita sprawność takiego zespołu wynosi 28,4%. Analogiczna sprawność bezkorbowej silniko-sprężarki wynosi $0,42 \times 0,9 = 37,8\%$. Jeszcze korzystniejszy stosunek musimy otrzymać przy połowie obciążenia: zespół korbowy ma sprawność użyteczną $0,42 \times 0,5 \times 0,8 = 16,8\%$, w bezkorbowej zaś silniko-sprężarce otrzymamy $0,42 \times 0,8 = 33,6\%$.

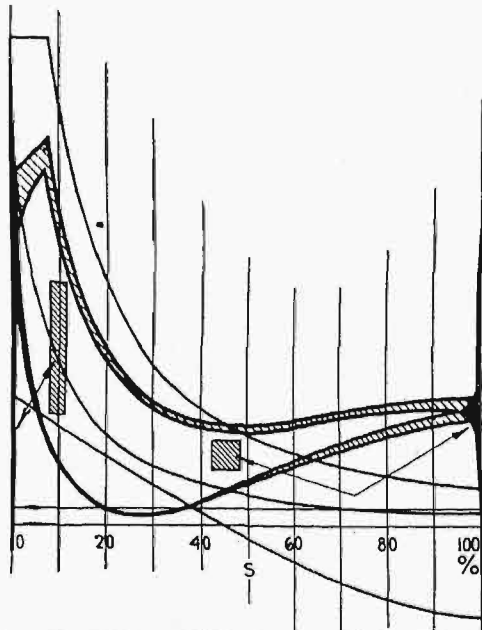
W silnikach korbowych Diesela rodzaj paliwa decyduje o wysokości sprężania, koniecznej do uzyskania absolutnie pewnego zapłonu. Ponieważ sprawność mechaniczna bs-sprężarki nie zależy od wysokości sprężania, można ją dla ciężkich paliw dowolnie zwiększyć, bez uciekania się do innych sposobów.

Nasuwają się wreszcie uwagi, że bezkorkowa silniko-sprężarka nadawałaby się doskonale do napędu pyłem węglowym. Wobec braku siły poprzecznej na tłoku, zarówno tłok, jak i tuleja powinny się zużywać mało, nawet przy tej zawartości popiołu w oliwie, jaka jest w dzisiejszych doświadczalnych silnikach napędzanych pyłem węglowym. Odpadną też wszystkie trudności, jakie musi się dziś pokonywać, chcąc zabezpieczyć przestrzeń korbową przed oliwą z cylindra, zanieczyszczoną popiołem.

Z ciekawszych szczegółów ruchowych omówimy jeszcze krótko zagadnienie synchronizacji przy wyrównaniu działania mas zapomocą dwu tłoków przeciwbieżnych oraz zagadnienie samoregulacji.

Synchronizacja.

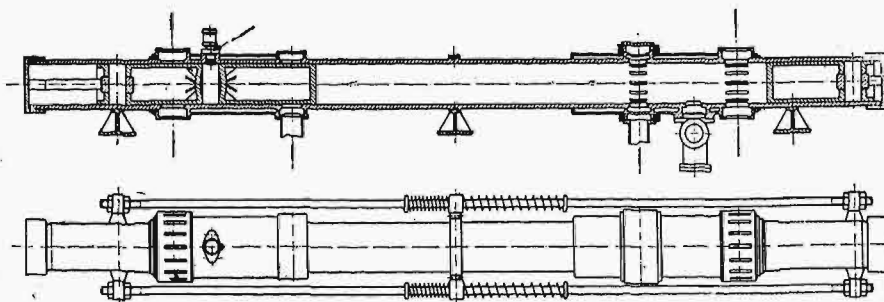
Dysynchronizm ruchu dwu tłoków przeciwbieżnych może powstawać wskutek wielu przyczyn, np. wskutek różnych oporów ssania i tłoczenia obu sprężarek, lub różnych oporów tarcia tłoków o gładź cylindra, co powoduje względne opóźnienie ruchu jednego z tłoków. Powstający dysynchronizm, sumujący się ewentualnie przez większą ilość skoków, jest groźny w swoich skutkach, — należy więc go natychmiast usunąć. Z wielu możliwych w tym celu sposobów wybrano, jako naj-



Rys. 9. Wykres PV korbowego silnika Diesela z uwidocznieniem pracy tarcia mechanizmu korbowego.

prostszym, system pneumatyczny. Synchronizatorem jest poprostu rurociąg, łączący obie sprężarki, o odpowiednio dobranym przekroju w stosunku do średnicy cylindra i średniej prędkości tłokowej.

Dysynchronizacja objawia się w ten sposób, że chwilowy środek położenia obu tłoków nie znajduje się w środku maszyny, ale przesuwają się raz na prawo, raz na lewo. Dysynchronizacja usuwa się więc przez rurociąg, łączący obie sprężarki, prze-



Rys. 10—11. Silniko-sprężarka bezkorbowa z głowicami zamykającymi.

tłaczać tam i z powrotem pewną ilość gazu. Otóż dławienie tego przepływu działa synchronizująco. Teoretyczne rozważania wykazały, że w zależności od charakteru dysynchronizmu powinien się zmieniać samoczynnie opór pneumatyczny tego rurociągu. Umieszcza się więc w połowie rurociągu

przegrodę, w której obok kilku drobnych otworów znajdują się też większe otwory, przymknięte wentylkami o małej masie, obciążonymi sprężynkami, i to osobno dla przepływu w każdą stronę. Małe otworki wyrównują wprawdzie (szybko) niewielkie dysynchronizmy, ale nie podołałyby równie szybko większym różnicom ciśnienia. Gdy te powstaną, otwierają się automatycznie większe otwory, (o większym oporze), które jednak, po wysynchronizowaniu zgrubsza, nie potrafiłyby znowu usunąć pozostałych resztek dysynchronizmu, — więc się zamykają, a skuteczniają to mniejsze otwory. Pneumatyczny synchronizator działał tak sprawnie, przy próbach, że gdy ustawiono umyślnie jeden z tłoków z wyprzedzeniem o 2/5 skoku, to w przeciągu trzech suwów nastąpiło zupełne stłumienie dysynchronizmu.

Samoregulacja.

Zadaniem regulacji w bs-sprężarce jest stałe utrzymywanie mocy silnika w wielkości równej mocy, pobieranej przez sprężarkę. Do tego celu można korzystać ze zmienności ciśnienia końcowego w poduszce powietrznej, rys. 3, albo ze zmienności skoku, który rośnie z obciążeniem. Oba te sposoby wymagają specjalnej aparatury, która, gdy zawiedzie, może spowodować zniszczenie maszyny. Dlatego za najlepszy — dla wielu zastosowań — sposób rozwiązania zagadnienia regulacji można uważać t. zw. samoregulację, zachodzącą samoczynnie w bs-sprężarce. Mianowicie: przy biegu luzem tłok uzyska większą energię kinetyczną niż poprzednio, wobec czego zawróci dopiero po wytłoczeniu pewnej ilości powietrza w sprężarce; ilość ta będzie tem większa, im większa była nadwyżka wstrzykniętego paliwa ponad zapotrzebowanie przy biegu luzem.

Rozważania teoretyczne i wykonane doświadczenia wykazały jednak zgodnie, że przy zmianach obciążenia w pewnych warunkach istnieje okres zaburzeń, zanim nastąpi ustabilizowanie się

nowych warunków równowagi (analogicznie jak w silniku korbowym). Ze wzrostem bowiem skoku tłoka — przy wytłaczaniu większej ilości powietrza — maleje energia dla ruchu powrotnego tłoka, co powoduje mniejsze ciśnienie sprężania po stronie silnika, a to znowu daje mniejszą energię (pracującą) tłoka w następnym skoku, więc mniejszą ilość wytłaczanego w tym suwie powietrza. Po-

nieważ jednak przez to rośnie znowu energia dla ruchu powrotnego tłoka, więc w rezultacie otrzymamy ruch o zmiennej wydajności przetłoczonego powietrza. Teoretycznie są tu możliwe stany równowagi chwiejnej, obojętnej i stałej. Przez odpowiedni dobór wszystkich wpływających

czynników można uzyskać ruch bez zaburzeń, t. j. samoregulację o charakterze stałym.

Trzeba tu podkreślić, że proces samoregulacji można stosować w wypadku dławienia powietrza ssanego dla sprężarki, jak i w braku tegoż.

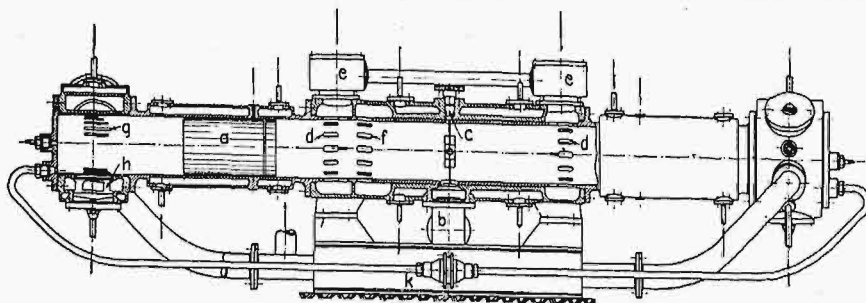
Próby.

Próby, wykonane przez jednego z nas (Wiciński), przy pomocy kilku inżynierów (Bujak, Szarkowski oraz stud. Supiński), którzy jako konstruktorowie odnośnych bs-sprężarek przedtem dokładnie się z charakterystycznymi właściwościami ich zapoznali, rozpoczęto od ustawienia w 1930 r. w Laboratorium Maszynowym Politechniki we Lwowie modelu o ruchomym cylindrze, napędzanego sprężonym powietrzem. Przy skoku $s = 5,8$ m i $n = 260$ nawrotów (podwójnych suwów) na minutę, uzyskano średnią prędkość tłokową około 50 m/sek. Następnie ustawiono analogiczny model z wyrównaniem mas za pomocą dwu tłoków przeciwbieżnych. Potwierdził on w ruch w zupełności celowość zastosowanej pneumatycznej synchronizacji.

W dalszym ciągu ustawiono we Lwowie bezkorbowa silniko-sprężarkę o układzie głowic zamykających, jak na rys. 10—11, która przy średniej prędkości tłoka 32 m/sek i średnicy cylindra 200 mm stanowi 100-konny zespół silnikowo-sprężarkowy. Waży on około 900 kg, w tem ciężar tłoka 21 kg. Liczba nawrotów $n = 220$ /min. Strona silnikowa pracuje jako bezsprężarkowy silnik Diesla. Napęd pompki paliwowej jest pneumatyczny. Gdy tłok, rys. 10, po spaleni wstrzykniętego paliwa, przesuwa się od strony lewej ku prawej, wówczas obie głowice przesuwa się od strony prawej ku lewej, odsłaniając po stronie silnikowej szczeliny prowadzące do wentyli ssących, a przesłaniając je po stronie sprężarki; w ten sposób, niezależnie od ewentualnego zawisnięcia którejs z płytek ssących, pozostaje zawsze między tłokiem a którąkolwiek z głowic zderzak powietrzny. Płytki wentylowe do wydmuchu spalin i przetwarzania sprężonego powietrza osadzono wprost na szczelinach cylindra. Celem utrzymania środka drgań ruchomych głowic, umieszczono na obu ich końcach sprężyny, pracujące na rozciąganie¹⁾. Słabe te sprężyny nie chwytają naturalnie sił tłokowych, ich maksymalny nacisk wynosi około 30 kg. Rozruch odbywa się za pomocą sprężonego powietrza, przyczem ustawia się tłok (również pneumatycznie) w pobliżu prawej głowicy, a obie głowice (połączone zresztą ze sobą) przesuwa przedtem (ręcznie) odpowiednio na lewo. Tłok, rzucony ciśnieniem powietrza rozruchowego w stronę silnikową, musi zaraz w pierwszym skoku doprowadzić do zapłonu i do pełnego biegu. Ciśnienie sprężania wynosi 8 ata. Silnik ten nie posiada fundamentu i wykazuje w ruchu zupełne wyrównanie mas i nadzwyczajną łatwość rozruchu.

¹⁾ Na rys. 11 wrysowano sprężyny schematycznie w środku.

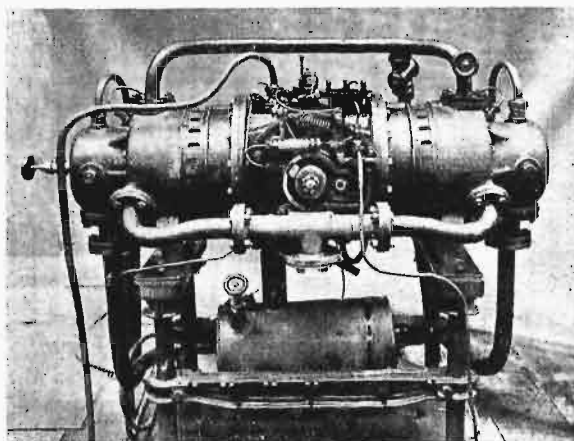
Wobec zainteresowania się zagadnieniem bs-sprężarki przez Warszawską Spółkę Akcyjną Budowy Parowozów (która posiada obecnie wszystkie nasze patenty i licencje w Polsce i zagranicą), przeniesiono dalsze próby do Warszawy. Zbudowano tu nowy model, rys. 12, również 100-konną jednostkę o dwu swobodnych tłokach przeciwbieżnych. Opisana poprzednio pneumatyczna synchronizacja, widoczna na rysunku, działa doskonale, to też zespół ten nie posiada również żadnego fundamentu. Główne wymiary są: $D = 280$ mm, $2s = 2 \times 1200$ mm, $n = 400$ /min, stąd średnia



Rys. 12. Silniko-sprężarka bezkorbowa o tłokach przeciwbieżnych.

a — tłok; b — zawór rozruchowy; c — zawór paliwowy; d — szczeliny do zasysania powietrza; e — wentyle po wewnętrznej; f — szczeliny wydechowe silnika; g — szczeliny wylotowe sprężarki; h — zawory wylotowe sprężarki; k — przewód synchronizujący.

prędkość tłoka $c_m = 16$ m/sek. Ciężar około 1200 kg, w tem ciężar jednego tłoka 48 kg. Przestrzeń zawarta między tłokami pracuje jako silnik, obie przestrzenie nazewnątrz tłoków — jako sprężarki. W denkach cylindra są umieszczone tylko wentyle tłoczące sprężarki. Ssanie odbywa się przez szczeliny, wspólne dla sprężarki i silnika, odsłaniane na obie strony przez odpowiednio długie tłoki. Skoki tłoków nazewnątrz sięgają znacznie poza te szczeliny. Umieszczenie więc szczelin wylotowych tylko po jednej stronie daje w rezultacie możliwość przepłókiwania części spalinowej świeżym powietrzem. Poza tem zespół ma rozruch od środka, pneumatyczny napęd pompki paliwowej i samoregulację.



Rys. 13. Widok silniko-sprężarki bezkorbowej o mocy 20 KM i wydajności 4 m³/min, $p_2 = 7$ at.

W poszukiwaniu typu uniwersalnego zbudowała ta sama fabryka maszyn dalszą jednostkę, o mocy 20 KM, ważącą około 280 kg, długości około 1200 mm. Jednostka ta, odbiegająca konstrukcją od poprzednio opisanych, jest obecnie w stadium prób.

Jako model również o zupełnym wyrównaniu mas, nadający się do ustawienia na wózku o stałej samoregulacji, łatwym rozruchu, pracujący na olej gazowy systemem Diesela, — stanowi on dalszy etap rozwojowy bs-sprężarki.

W dążeniu do uproszczenia konstrukcji bs-sprężarki, rozważaliśmy pomysł usunięcia nietylko układu korbowego, ale również i obu tłoków przeciwbieżnych, przyczem w pozostałym cylindrze wywoływałyby się zapomocą regularnych wtrysków paliwa fale powietrzne stojące, przeciwbieżne. Teoretyczne rozważania sprawności (inż. Samolewicz) nie zachęcają jednak narazie do prób w tym kierunku.

Zastosowanie.

Bs-sprężarka może być użyta w pierwszej linii wszędzie tam, gdzie obecnie używa się sprężonego powietrza, jako przenośnika energii do celów technologicznych, więc do napędu pneumatycznych młotków i świrdrów w kotłowniach, kamieniołomach, robotach budowlanych, drogowych i t. p. Również przy przetłaczaniu gazów ziemnych lub koksowych na duże odległości może ona odegrać specjalną rolę, gdyż tania sprężarka pozwala na zwiększenie średniego ciśnienia tłoczenia, co obniża znacznie kosztą rurociągu.

Zastosowanie w siłowniach.

Największą jednak wagę przywiązujemy do użycia bs-sprężarek w siłowniach, jako pewnego rodzaju „kotłów dynamicznych”, t. j. urządzeń, które analogicznie do zwykłych parowych kotłów „statycznych” wytwarzają również pewne sprężone medjum. Otrzymane medjum może pracować w znanych urządzeniach silnikowych, tłokowych lub turbinowych. Bs-sprężarka ma tę wyższość nad kotłem parowym, że nie wymaga skraplacza przy silniku wtórnym. Turbina powietrzna, użyta jako silnik wtórny, będzie konstrukcyjnie podobna do turbiny przeciwprężnej. Analogicznie odpada w tłokowym silniku wtórnym cylinder niskoprężny. Wprawdzie sprawność kotła parowego (60—80%) jest znacznie większa od sprawności silnika spalinowego bezkorbowego (około 40%), ale silnik parowy wykorzystuje parę tylko przy sprawności indykowanej 20—30%, podczas gdy silnik pneumatyczny (wtórny) ma sprawność około 75% przy budowie wirnikowej (turbina), zaś 90% przy układzie tłokowym. Sprawność użyteczna całego zespołu jest iloczynem odnośnych składowych.

Pneumatyczne przeniesienie energii w kolejnictwie jest znane⁵⁾. Trzeba tu zaznaczyć, że medjum przenoszącym energię nie musi być powietrze, mogą być inne gazy, pozwalające na wyższe sprężanie, niż do 8 atm. Najodpowiedniejszym medjum jest, zdaje się, para wodna. Wtedy zatrzymuje się podwozie dzisiejszej lokomotywy, a mały kocioł, opalany ropą lub węglem tylko przed wyjazdem parowozu, dostarcza pary, np. o ciśnieniu 16 atm, do obu cylindrów pracujących; ich

⁵⁾ „Druckluftlokomotive” — Z. d. V. D. I. 1931, zes. 13.

parę wylotową (której ciśnienie wynosi kilka atm) ssie bs-sprężarka i przetłacza z powrotem do kotła. Opisująca taki zamknięty obieg para wymaga minimalnego uzupełniania smarów. Ciepło wdmuchu silnika wytwarza parę na pokrycie strat wskutek nie szczelności, względnie daje parę do ogrzewania medjum pracującego, co zwiększa sprawność bs-sprężarki do przeszło 40%. Ustawienie np. trzech niezależnych od siebie bs-sprężarek na parowozie, każda o mocy 500 KM, zwiększa bardzo znacznie pewność ruchu i ułatwia ekonomiczne dostosowanie się do jego zmian. O ekonomii zadecyduje cena paliwa, t. j. oleju gazowego, porównana z ceną węgla, przy uwzględnieniu sprawności. Można przyjąć dla zwykłego parowozu sprawność użyteczną „na haku” = 7%, zaś dla lokomotywy silnikowej i użycia zespołu bezkorbowego około = 35%. Stosunek cen paliw może jednak być większy od stosunku tych liczb 5:1, gdy się uwzględni różnicę kosztów inwestycyjnych oraz pewną niezależność od stacyj wodnych. Zagadnienie motoryzacji kolejnictwa powinno się rozważać na równi z zagadnieniem jego elektryfikacji.

W siłowni stałej przy ruchu parowym ze skraplaniem trzeba przyjąć sprawność użyteczną zakładu około 16%. Zestawiając bs-sprężarkę ($\eta = 40\%$) z turbiną powietrzną ($\eta = 75\%$), otrzymujemy sprawność użyteczną zakładu około 30% (mniejsza niż poprzednio, wskutek mniejszej sprawności termodynamicznej turbiny w porównaniu z układem tłokowym). Jednak różnica kosztów zakładowych, nietylko w części maszynowej, ale uwzględniająca także kosztą fundamentu, budynku, etc, może, szczególnie w czasach obecnego braku kapitału zakładowego, odegrać wielką rolę. Np. kosztą inwestycyjne siłowni o mocy 1000 kW maleją do około 1/3 przy porównaniu zwykłego urządzenia parowego oraz urządzenia pneumatycznego. Nadaje się ono specjalnie do pokrywania szczytów obciążenia. Jako paliwo, może być użyty w siłowni pneumatycznej, stałej, również węgiel, zgazowany w generatorach.

W siłowni okrętowej, stosującej dziś paliwo płynne i ruch parowy z turbinami oraz reduktory obrotów, wydaje się bardziej celowym ustawianiem bs-sprężarek (ewentualnie z parą, jako medjum pracującym) oraz wolnobieżnych silników tłokowych. Przez odrzucenie części niskoprężnej łatwo uzyskać skoncentrowanie siły napędowej.

W siłowni znajdującej się na statku powietrznym można porozmieszczane dowolnie śmigła napędzać silnikami powietrznymi, zasilanymi z jednego punktu, wyposażonego naturalnie w kilka niezależnych od siebie bs-sprężarek. Ze względów ruchowych analogiczne przeniesienie pneumatyczne można także zastosować w samochodach.

Ostatnio omówione rozwiązania, zarysowujące się dzięki charakterystycznym zaletom bs-sprężarki, mogą energetykę naszych siłowni pchnąć na nowe tory; zbliżamy się do zagadnienia turbiny spalinowej.