



inż. STANISŁAW OLSZEWSKI
i inż. CEZARY JUNOSZA-STĘPOWSKI

SILNIKI LOTNICZE

TERMODYNAMIKA
POMIARY MOCY
I ZUŻYCIA PALIWA

ODBITKA Z „PRZEGLĄDU LOTNICZEGO“ № № 9, 10 i 11

W A R S Z A W A
WYDANE NAKŁADEM ZARZĄDU GŁÓWNEGO
LIGI OBRONY POWIETRZNEJ I PRZECIWGAZOWEJ
1 9 3 0

Drukarnia Mazowiecka, Warszawa, Szpitalna 1.

Brak w polskiej literaturze technicznej książki o termodynamicznych warunkach pracy silnika lotniczego i o pomiarach jego mocy skłonił nas do niewyczerpującego wprawdzie, lecz możliwie zwięzłego i przystępnego opracowania tego tematu.

Ukazanie się naszej skromnej pracy w postaci książkowej całkowicie zawdzięczamy zajęciu się i poparciu tej sprawy przez Zarząd Główny L. O. P. P. oraz Redakcję i Administrację „Przeglądu Lotniczego”, którym na tem miejscu wyrażamy nasze podziękowanie za ich obywatelskie i przychylne stanowisko.

Panom profesorom K. Taylorowi i B. Stefanowskiemu za łaskawe i życzliwe przejrzenie książki oraz cenne uwagi również serdeczne składamy podziękowanie, stanowiące miły dla nas, jako Ich byłych uczniów, obowiązek.

O ile praca nasza choć trochę zdoła przyczynić się do krzewienia wiedzy lotniczej, będzie to dla nas wyczerpującem moralnem zadośćuczynieniem.

AUTOROWIE.

Warszawa, w grudniu 1929 r.

I. ISTOTA SILNIKA. ZASADA 4-ro SUWU.

Silnikiem nazywamy maszynę do przetwarzania dowolnego rodzaju energii na energję kinetyczną, inaczej energję ruchu.

Silnik lotniczy należy do rzędu silników spalinowych, w których energja cieplna, otrzymana po spaleniu mieszanki pary benzyny z powietrzem, przygotowanej w specjalnym przyrządzie, zwanym gaźnikiem, zamienia się za pośrednictwem rozszerzających się w cylindrze silnika gazów spalinowych na energję obracającego się wału.

Schemat budowy i działania silnika przedstawiony jest na rys. 1—4.

Istotną część silnika stanowi stalowy cylinder, w którym znajduje się poruszający się w nim tłok, uszczelniony do gładzi cylindrowej, i zapomocą korbowodu połączony z korbą wału. W najwyższem swem położeniu tłok nie dochodzi do denka cylindra, pozostawiając pewną wolną przestrzeń, zwaną przestrzenią dawkową i przeznaczoną do sprężania oraz spalania w niej dawki mieszanki. Kształt tej przestrzeni bywa rozmaity i ma ogromny wpływ na dobre i dokładne spalanie się sprężonej dawki, a zatem i na wydajność pracy silnika.

Najwyższe i najniższe skrajne położenia tłoka w cylindrze — nazywają się odpowiednio górnym i dolnym zwrotnym punktem (w skrócie G. Z. P. i D. Z. P.). Objętość, zakreślona przez tłok w drodze pomiędzy temi punktami, nosi miano objętości skokowej, zaś długość samej drogi zowie się skokiem tłoka, równym, oczywiście, podwójnemu promieniowi korby.

W komorze dawkowej cylindra znajdują się conajmniej dwa otwory, zamykane i otwierane w odpowiednich momentach przez zawory, a których jeden t. zw. „wlotowy” łączy przestrzeń dawkową z gaźnikiem, drugi zaś „wydechowy” służy do wypuszczania z cylindra gazów spalinowych po wykonaniu przez nich pracy. Prócz tego w komorze dawkowej znajdują się dwie t. zw. „świece”, czyli przyrządy, zaopatrzone w metalowe końcówki, inaczej elektrody, między którymi w odpowiedniej chwili przeskakują iskry prądu elektrycznego o bardzo wysokiem napięciu (do 15.000 volt) — w celu zapalenia sprężonej mieszanki.

Większość nowoczesnych silników lotniczych pracuje według zasady czterosuwu, to znaczy, że obieg termiczny takiego silnika zamyka się podczas czterech skoków, inaczej — suwów tłoka, czyli dwóch obrotów wału korbowego. Rozważmy kolejno poszczególne okresy pracy.

I-szy suw. Zasysanie (rys. 1).

W chwili, gdy tłok zaczyna odchodzić od górnego zwrotnego punktu, otwiera się zawór wlotowy, a wytworzony nad uszczelnionym do cylindra tłokiem spadek ciśnienia wywołuje zasysanie otaczającego powietrza, które, przechodząc przez gaźnik, powoduje rozpylanie się benzyny, miesza się z nią dokładnie i przez rurę

ssącą wypełnia przestrzeń nad tłokiem. Okres ten zwiemy „suwem zasysania” i trwa on, biorąc rzecz teoretycznie, aż do końca suwu, t. j. do chwili osiągnięcia przez tłok dolnego zwrotnego punktu, a w silnikach rzeczywistych zwykle nieco dłużej.

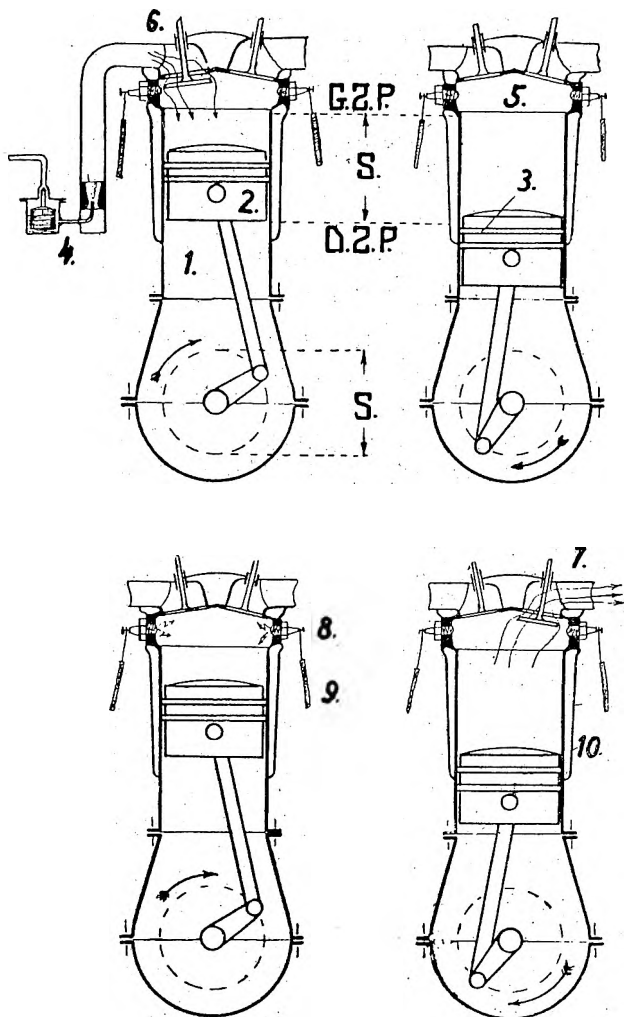
2-gi suw. Sprężanie (rys. 2).

Przy powrotnej drodze tłoka, t. j. od D. Z. P. do dna cylindra, wszystkie zawory są zamknięte, a więc mieszanka, wypełniająca cylinder w postaci t. zw. mgły mieszkankowej, zostaje sprężona przez tłok, zdążający do dna cylindra. Energja mechaniczna, zużyta przez tłok na sprężanie mieszanki, a czerpana z bezwładności obracającego się wału i mas z nim związanych, zamienia się na ciepło, znacznie podnosząc temperaturę wewnątrz cylindra.

Sprężanie mieszanki ma na celu ułatwienie zapłonu, sprzyja dokładnemu i szybkiemu spalaniu mieszanki, oraz łagodzi bieg silnika, amortyzując szarpnięcia wskutek sił bezwładności, występujących w punktach zwrotnych, a szczególnie w chwili mającego zaraz nastąpić „wybuchu” zapalanej mieszanki.

3-ci suw. Zapłon, wybuch, rozprężanie (rys. 3).

W chwili dojścia tłoka do D. Z. P., a w silniku rzeczywistym zwykle nieco wcześniej, następuje zapomocą iskry elektrycznej zapłon sprężonej i gorącej mieszanki, skutkiem czego zachodzi bardzo szybkie spalanie się jej. Teoretycznie przyjmujemy, że zapłon i spalanie się mieszanki zachodzą tak szybko, iż tłok w tym czasie nie zdąży zmienić swego położenia, a zatem cały proces spalania się przebiega w całej objętości, a mianowicie w objętości dawkowej. W rzeczywistości przebieg spalania się zachodzi w pe-



Rys. 1 — 4. Schemat budowy i działania 4-ro suwowego silnika lotniczego.

I suw — ssanie, II suw sprężanie, III suw — rozprężanie, IV suw — wydech. Oznaczenia: 1 — cylinder, 2 — tłok, 3 — pierścień uszczelniający, 4 — gaźnik, 5 — komora dawkowa, 6 — zawór i rura wlotowa (ssąca), 7 — zawór i rura wydechowa, 8 — świeca, 9 — kabel, 10 — koszulka wodna, S — skok tłoka.

wnym okresie czasu, a więc przy objętości zmiennej.

Skutkiem spalenia mieszanki wytwarza się wielka ilość gazów o bardzo wysokiej temperaturze (do 2.000° C.) i w związku z tem następuje gwałtowny wzrost prężności (do około 30 atm.), niezbyt ściśle i dla krótkości zwany „wybuchem”.

Sprężone i gorące gazy, usiłując zwiększyć swoją objętość, wywierają znaczne ciśnienie na tłok i odrzucają go ku korbie. Ten ruch tłoka zamienia się zapomocą korbowodu na obrotowy ruch wału silnika.

W miarę przesuwania się tłoka ku korbie, czyli zwiększania się objętości, zajętej przez gorące gazy, ciśnienie ich i temperatura maleją, czyli, jak mówią, następuje okres „rozprężania” lub „suw pracy”, ponieważ tylko podczas tego skoku tłoka energję cieplną, wytworzoną przez spalenie mieszanki, zamieniamy na energję mechaniczną obracającego się wału silnika. Podczas tego okresu panują w cylindrze największe temperatury, i to tak znaczne, że ze względu na smarowanie tłoka, które zaczyna szwankować przy zbyt wielkich temperaturach, oraz na wytrzymałość i zużycie narażonych na gorąco części metalowych, musimy chłodzić ścianki cylindra wodą, przepływającą w koszulce, okalającej cylinder.

Ciepło, odprowadzone od gorących gazów przez ścianki cylindra do wody chłodzącej, jest potem oddane zapomocą chłodnicy nazewnątrz, otaczającej atmosferze, a zatem całkowicie stracone.

Okres rozprężania się teoretycznie trwać winien aż do końca skoku, ponieważ w okresie tym otrzymujemy istotną pracę mechaniczną, uzyskaną drogą ekspansji gazów, jednakże ze względów praktyki na krótko przed D. Z. P. ot-

wiera się zawór wydechowy i następuje ostatni suw, zwany „wydechem”.

4-ty suw. Wydech (rys. 4).

W chwili otwarcia się zaworu wydechowego następuje nagły spadek prężności w cylindrze silnika i, po osiągnięciu przez tłok D. Z. P., prężność gazów w cylindrze spada (teoretycznie) do ciśnienia zewnętrznego otoczenia, praktycznie zaś jest tylko nieznacznie większą ponad nie.

Następuje teraz powrotny „wydechowy” suw tłoka, gdy odpracowane już gazy spalinowe są usuwane nazewnątrz (do otoczenia) przez rurę wydechową.

Tutaj, podobnie jak w suwach 1-ym i 2-gim, praca potrzebna do usunięcia spalin czerpana jest z energii obracającego się wału i mas z nim połączonych.

Oczywiście, usunięte nazewnątrz wydyszyzny, mające dość znaczną temperaturę (średnio ok. 400° C.), unoszą ze sobą sporo ciepła, stanowiąc choć dotkliwą ale nieuniknioną stratę (ok. 40% całej ilości ciepła zawartej w dawce mieszanki).

Po ukończeniu w G. Z. P. suwu wydechowego, a w rzeczywistości nieco wcześniej, otwiera się zawór wlotowy i, gdy tłok rozpoczyna ruch powrotny, mamy znowu suw 1-szy — zasysanie, a za nim kolejno następne, jak to już było opisane wyżej.

Widzimy zatem, że z 4-ch suwów, składających się na cykl pracy silnika, tylko jeden suw, 3-ci (rozprężanie), jest suwem roboczym, trzy pozostałe natomiast — są pomocniczymi, przygotowawczymi, i jako takie efektywnej pracy nie dają, odwrotnie, na ich wykonanie czerpana jest energia z rozprężonego przez poprzednie wybuchy wału silnika.

Zaznaczyć należy, jak to już zresztą było wspomniane, że początki i końce poszczególnych suwów zgadzają się z punktami zwrotnymi tylko w teoretycznym obiegu silnika, w rzeczywistym zaś momenty te, zarówno jak i chwila zapłonu, odchylają się nieco od tych punktów, stanowiąc t. zw. „punkty rozrządu”, odmienne dla różnych silników, a uzależnione w pierwszym rzędzie od ilości obrotów silnika.

Ażeby dokładnie zdać sobie sprawę z temperatur, panujących w cylindrze silnika, oraz ze zjawisk cieplnych, zachodzących w czasie obiegu, jakoteż z podziału ciepła wytworzonego przez spalanie mieszanki, użyjemy graficznego przedstawienia we współrzędnych ciśnienia p — na osi rzędnych i objętości v — na osi odciętych, czyli t. zw. „wykresu indykatorowego” („ $p \cdot v$ ”).

II. OBIEG TEORETYCZNY.

Na rys. 5 pokazany jest właśnie taki wykres indykatorowy dla teoretycznego obiegu.

Wprowadźmy następujące oznaczenia:

p — ciśnienie panujące w cylindrze w kg/cm^2 ,
 v — objętość zajmowana przez mieszankę względnie spaliny w m^3 .

V_s — objętość skokowa cylindra w m^3 ,

V_c — objętość dawkowa cylindra w m^3 ,

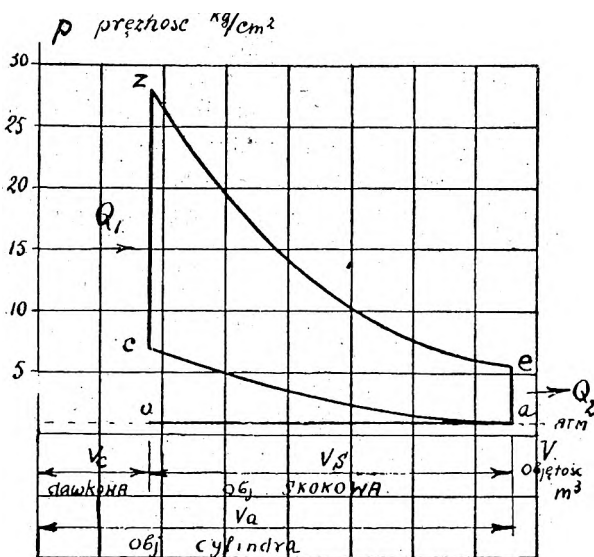
$V_a = V_c + V_s$ — całkowita objętość cylindra w m^3 (w końcu suwu zasysania i na początku sprężania).

Oczywiście, że odcinek V_s wykresu przedstawia także w pewnej skali skok tłoka.

Po linii „ oa ” przez zawór wlotowy odbywa się zasysanie mieszanki przy ciśnieniu atmosferycznym, linia ta zatem jest pozioma. W punk-

cie „a” zawór wlotowy zamyka się i następuje sprężanie mieszanki, przyczem zależność zmiany ciśnienia od objętości przedstawia krzywa sprężania „ac”.

W punkcie „c” sprężanie jest ukończone i mieszanka zostaje zapalona przez iskrę elektryczną, następuje t. zw. „wybuch”, a skutkiem tego gwałtowny wzrost prężności. Ponieważ przyjmujemy, że przebieg spalania się i wzrostu prężności zachodzi nader szybko i tłok nie zdą-



Rys. 5. Teoretyczny obieg silnika lotniczego.

ży zmienić swego położenia w cylindrze, przeto cały ten proces zachodzi przy stałej objętości i graficznie wyrazi się pionowym odcinkiem „cz”.

Od punktu „z” rozpoczyna się trzeci suw—rozprężanie się spalin, a prawo, według którego to zachodzi, ilustruje krzywa „ze”. W punkcie „e” otwiera się zawór wylotowy i prężność w cylindrze maleje do ciśnienia atmosferycznego,

przyczem i tutaj zakładamy, że zachodzi to przy stałej objętości. Przy powrotnym suwie tłoka od pkt. „a” do „o” następuje 4-ty i ostatni suw obiegu — wydech spalin z cylindra przy stałym ciśnieniu, czyli po poziomej linii „ao”.

Rozważmy przemiany termodynamiczne, wchodzące w skład omawianego obiegu teoretycznego. Jeśli założymy, że w czasie sprężania lub rozprężania, nic z ciepła zawartego w mieszance lub spalinach, nie uchodzi nazewnątrz, a z zewnątrz również ciepło nie jest doprowadzane, czyli przebiegi te zachodzą bez wymiany ciepła z zewnętrznym otoczeniem, to taka przemiana, zwana w termodynamice „adjabatą”, wyraża się równaniem:

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k \quad \dots \quad (1)$$

gdzie, traktując mieszankę lub spaliny jako gaz doskonały, wykładnik $k = 1,4$.

Dzieląc powyższe równanie przez równanie Boyl'a Mariott'a i Gay-Lussaca:

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2} \quad \dots \quad (2)$$

gdzie T — oznacza temperaturę bezwzględną mieszanki lub spalin, otrzymujemy zależność temperatur od objętości

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} \quad \dots \quad (3)$$

W zastosowaniu do obiegu teoretycznego silnika otrzymamy:

1. Dla adjabaty sprężania (krzywa „ac”):

$$\frac{p_c}{p_a} = \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^k$$

$$\frac{T_c}{T_a} = \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{k-1}$$



Oznaczając stosunek $\frac{V_a}{V_c}$, zwany „stopniem sprężania” mieszanki, przez ε , i biorąc $k = 1,4$, będziemy mieli:

$$p_c = p_a \varepsilon^{1,4} \quad (4)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{0,4} \quad (5)$$

Stopień sprężania $\frac{V_a}{V_c} = \varepsilon$ odgrywa dużą rolę

w silnikach lotniczych, nie tylko dlatego, że wraz z nim wzrasta wydajność silnika, lecz również i z powodu dużych wysokości, na których często ma pracować silnik. Kwestja ta będzie wyjaśniona później.

2. Zapłon — wybuch (linja „cz”).

Oznaczając:

Q_1 — ilość ciepła w kalorjach, otrzymana po spaleniu G m³ mieszanki,

G — ilość m³ mieszanki, zassanej do cylindra,

C_v — ciepło właściwe w kal/m³ mieszanki przy stałej objętości, z łatwością otrzymujemy równanie

$$Q_1 = G C_v (T_z - T_c) \quad \dots \quad (6)$$

Ponieważ rozważana przemiana zachodzi przy stałej objętości ($v = \text{const}$), więc z równania 2-go, zakładając $v_1 = v_2 = \text{const}$, wyniknie

$$\frac{p_z}{p_c} = \frac{T_z}{T_c} \quad \dots \quad (7)$$

Stąd możemy już określić temperaturę i ciśnienie, panujące po wybuchu (punkt „z” wykresu—rys. 5).

3. Adjabata rozprężania (krzywa „ze”).

Podobnie jak w punkcie 1 możemy napisać

$$\frac{p_z}{p_e} = \left(\frac{V_e}{V_z} \right)^k \quad \dots \quad (8) \quad \frac{T_z}{T_e} = \left(\frac{V_e}{V_z} \right)^{k-1} \quad \dots \quad (9)$$

a ponieważ jak widać z wykresu (rys. 5)

$V_z = V_c$ oraz $V_e = V_a$, zatem

$$\frac{V_e}{V_z} = \frac{V_a}{V_c} = \epsilon \quad \dots \quad (10)$$

i poprzednie równości można wyrazić, zakładając $k = 1,4$.

$$p_e = \frac{p_z}{\epsilon^{1,4}} \quad \dots \quad (11)$$

$$T_e = \frac{T_z}{\epsilon^{0,4}} \quad \dots \quad (12)$$

Przykład.

Przyjmujemy temperaturę otaczającego powietrza 15°C i jego ciśnienie 760 m/m słupka rtęci. Silnik zasysa $G = 0,002 \text{ m}^3$ mieszanki, która po spaleniu wytwarza $Q_1 = 1,1 \text{ kal. ciepła}$. $C_v = 0,21 \text{ kal/m}^3$. Stopień sprężania $\epsilon = 4,8$.

Otrzymamy następujące wartości dla prężności i temperatur poszczególnych punktów wykresu indykatorowego w obiegu teoretycznym:

$$p_a = 1,033 \text{ kg/cm}^2 \quad T_a = 273^\circ + 15^\circ = 288^\circ$$

$$p_c = p_a \epsilon^{1,4} = 1,033 \cdot 4,8^{1,4} = 9,27 \text{ kg/cm}^2$$

$$T_c = T_a \epsilon^{0,4} = 288 \cdot 4,8^{0,4} = 538^\circ$$

$$T_z = \frac{Q_1}{G \cdot C_v} + T_c = \frac{1,1}{0,002 \cdot 0,21} + 538 = 3157^\circ$$

$$p_z = p_c \frac{T_z}{T_c} = 9,27 \cdot \frac{3157}{538} = 54,3 \text{ kg/cm}^2$$

$$p_e = \frac{p_z}{\epsilon^{1,4}} = \frac{54,3}{4,8^{1,4}} = 7,05 \text{ kg/cm}^2$$

$$T_e = \frac{T_z}{\epsilon^{0,4}} = \frac{3157}{4,8^{0,4}} = 1690^\circ$$

Z tego czysto teoretycznego przykładu widzimy, jak wielkie temperatury, a w związku z tem i ciśnienia, powstają w cylindrze silnika. W takich warunkach nie mógłby silnik pracować, bo smary straciłyby swe własności, nawet jeśli przypuścić istnienie dostatecznie wytrzymałych na tak wielkie temperatury i ciśnienia odpowiednich materiałów konstrukcyjnych. Zmuszeni więc jesteśmy zapomocą wody chłodzącej odebrać część ciepła wytworzonego z mieszanki, by, rezygnując z zamiany tej części ciepła na pracę, przedłużyć życie silnika i zapewnić sobie niezawodność jego biegu, tak ważną w locie.

Po uwzględnieniu chłodzenia oraz innych czynników, wpływających na pracę silnika, otrzymamy odmienny od teoretycznego obieg rzeczywisty.

III. OBIEG RZECZYWISTY.

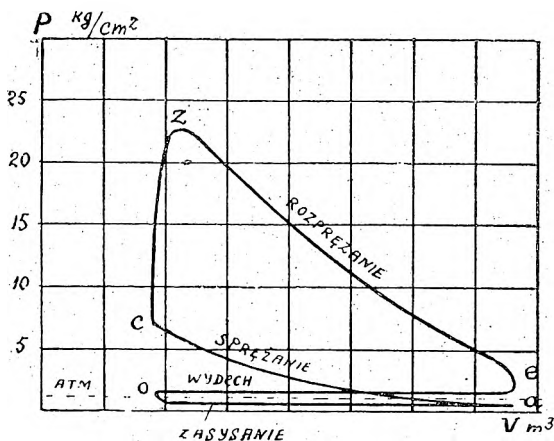
Różni się on znacznie od obiegu teoretycznego i jest przedstawiony na rys. 6.

Podczas suwu wydechowego ciśnienie spalin pozostaje zawsze nieco wyższe od ciśnienia zewnętrznej atmosfery, a to wskutek oporów, jakie napotykają wydyszyny przy przechodzeniu przez zawór wylotowy i odprowadzającą rurę.

Nadwyżka ta jest oczywiście tem większa, im większa jest liczba obrotów, mniejsze wolne przekroje zaworów wylotowych, dłuższe i utrudnione odprowadzenie wydyszyn, tak, iż prężność wewnątrz cylindra w końcu wydechu jest od 5 do 15% większa od ciśnienia atmosferycznego.

W czasie suwu zasysania prężność stopniowo maleje, dochodzi do ciśnienia atmosferycznego, obniża się jeszcze dalej, i, gdy w cylindrze

silnika wytworzy się podciśnienie, dostateczne do pokonania oporów w gaźniku, w przewodach i zaworach wlotowych, wtedy silnik zaczyna ssać świeżą mieszankę, która, zdążając za tłokiem, miesza się z pozostałymi w przestrzeni dawko-



Rys. 6. Rzeczywisty obieg silnika lotniczego.

wej spalinami, ogrzewa się zarówno od nich jak i od rozgrzanych ścianek cylindra i denka tłoka. Skutkiem tego linja ssania „oa” idzie poniżej linji atmosferycznej i w punkcie „a” mamy:

$$T_a = 350^\circ \div 400^\circ \text{ (czyli } t_a = T_a - 273 = 77^\circ \text{ C } \div 127^\circ \text{ C)}$$

$$p_a = 0,85 \div 0,98 \text{ atm.}$$

Oczywiście i tutaj, im wyższą jest liczba obrotów silnika, czyli większą jest szybkość zasysania mieszanki, tem większy spadek ciśnienia wewnątrz cylindra jest niezbędny dla pokonania wymienionych wyżej oporów ssania.

Przebieg sprężania nie jest adyabatyczny, gdyż ciepło wytworzone w mieszance z pracy mechanicznej — jest częściowo odprowadzane

przez wodę chłodzącą, i skutkiem tego — ciśnienia i temperatury są niższe, niż w obiegu teoretycznym.

Przemiana termodynamiczna, jaka tutaj zachodzi, nosi nazwę „politropowej”, a jej cechą charakterystyczną jest stała wartość ciepła właściwego czynnika, podlegającego tej przemianie. Krzywe, obrazujące te przemiany, zwą się „politropami”, a ich równania są analogiczne do równania adjabaty, różniąc się jedynie wartością wykładnika.

Krzywą sprężania wyrażamy więc równaniem politropy

$$p_a V_a^m = p_c V_c^m \quad . . . \quad (13)$$

gdzie wykładnik m może mieć wartość $1,25 \div 1,35$.

Analogicznie do poprzedniego (równ. 2 do 5) otrzymamy

$$p_c = p_a \varepsilon^m \quad \quad (14)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{m-1} \quad \quad (15)$$

Z równań tych wynika:

1. Ze wzrostem stopnia sprężania (ε) rośnie temperatura, a jeszcze wydatniej ciśnienie w końcu suwu sprężania (T_c i p_c).

2. Ze wzrostem ilości obrotów silnika prężność p_c spada, ponieważ ciśnienie ssania p_a maleje. Graficznie przedstawia to rys. 7 i 8 (dla silnika „Liberty” 200 KM).

Średnie wartości praktyczne dla obecnych silników wynoszą:

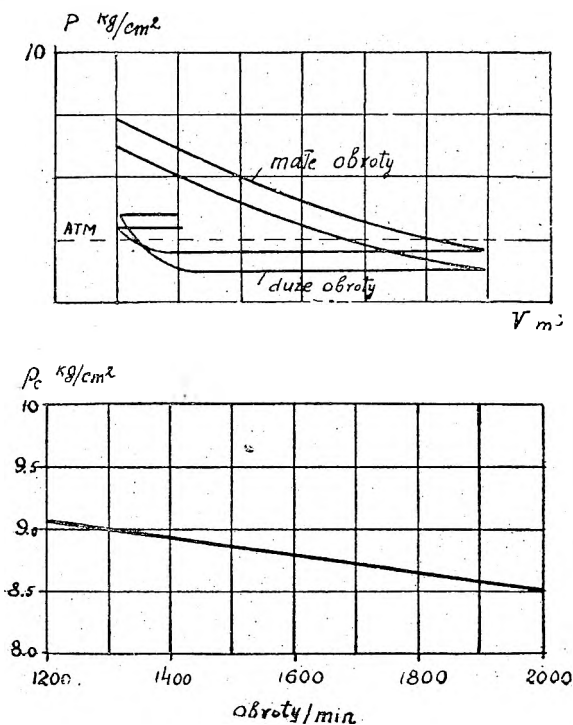
$p_c = 7,7 \div 8,5 \text{ kg/cm}^2$ dla silników chłodzonych wodą)

$$T_c = 485^\circ \div 550^\circ \quad (t_c = 212^\circ \div 277^\circ \text{C})$$

W silniku teoretycznym zakładaliśmy, że proces spalania się mieszanki zachodzi przy

$v = \text{const}$ i przy tym założeniu całe ciepło, wytworzone z mieszanki, idzie na zwiększenie temperatury i ciśnienia spalin. W rzeczywistości zjawisko spalania w silniku zachodzi zupełnie inaczej.

Na podstawie prób ustalono, że szybkość spalania nie jest zbyt wielka, wobec czego prze-



Rys. 7 i 8. Wpływ ilości obrotów na ciśnienie zasycania i sprężania w silniku Liberty 200 KM.

bieg spalania się mieszanki przenosi się częściowo na pewną część skoku rozprężania, nie dając możliwości całkowitego wykorzystania ciepła w chwili wybuchu. Krzywa spalania nie jest pionowym odcinkiem, lecz linią wygiętą w stronę suwu roboczego. Prócz tego, ciepło właściwe

gazów spalinowych rośnie wraz z temperaturą, znajdujące się zaś w spalinach dwutlenek węgla (CO_2) i para wodna (H_2O) w wysokich temperaturach rozszczepiają się (dysocjują) na tlenek węgla (CO) i wolny wodór (H_2), pobierając od spalin potrzebne ku temu ciepło. To wszystko sprawia obniżanie się temperatury i ciśnienia po zapłonie (t_z i p_z), zmniejszając pracę, uzyskiwaną z silnika.

Teoretycznie określamy temperaturę i ciśnienie z poprzednich wzorów (6 i 7).

$$T_z = \frac{Q_1}{GC_v} + T_c \quad . \quad . \quad . \quad (16)$$

$$p_z = p_c \frac{T_z}{T_c} \quad . \quad . \quad . \quad (17)$$

z których widzimy, że wzrost T_c i p_c (a więc zwiększenie stopnia sprężania ϵ , patrz wzory 14 i 15) powoduje odpowiednio zwiększenie T_z i p_z .

Wartości praktycznie spotykane są:

$$T_z = 1650^\circ \div 2050^\circ \quad (T_z = 1377 \div 1777^\circ C)$$

$$p_z = 21 \div 28 \text{ kg/cm}^2$$

Rozprężanie również jest politropowem według równania

$$p_z V^{m_1 z} = p_e V_e^{m_1} \quad . \quad . \quad . \quad (18)$$

a wartość wykładnika waha się w granicach $m = 1,27 \div 1,35$, przyczem pierwsza wartość odpowiada przewlekłemu spalaniu mieszanki (jeszcze podczas suwu roboczego).

Podobnie do wzorów 11 i 12 będziemy mieli na końcu rozprężania

$$p_e = \frac{p_z}{\epsilon^{m_1}} \quad . \quad . \quad . \quad (19)$$

$$T_e = \frac{T_z}{\epsilon^{m_1 - 1}} \quad . \quad . \quad . \quad (20)$$

Zwykle bywa:

$$p_e = 2,7 \div 5,5 \text{ kg/cm}^2$$
$$T_e = 900^\circ \div 1400^\circ \quad (t_e = 627^\circ \div 1127^\circ \text{ C})$$

IV. WYDAJNOŚĆ SILNIKA. STRATY. WSPÓLCZYNNIKI SPRAWNOŚCI. BILANS CIEPLNY.

Wiadomem jest, że praca i ciepło są równoważne, to znaczy, że jedno z nich może być zamienione na drugie, przyczem każda kaloria ciepła, przeistoczona w pracę mechaniczną, daje 427 kilogramometrów i odwrotnie 1 kilogramometr pracy zamieniony w ciepło wytwarza $\frac{1}{427}$ kalorii, innymi słowy „cieplny równoważnik pracy” wynosi

$$A = \frac{1}{427} \text{ kal} \quad (21)$$

Termodynamika (nauka o zamianie ciepła na pracę) poucza, że chcąc najkorzystniej zamieniać ciepło na pracę mechaniczną, należy je dostarczyć przy najwyższej, a jednocześnie stałej temperaturze obiegu („izotermicznie”), odprowadzać zaś przy najniższej i również stałej temperaturze, a sprężanie i rozprężanie prowadzić adybatycznie, czyli bez wymiany ciepła z zewnętrznym otoczeniem. Dowiedzionem jest dalej, że nawet przy takim najkorzystniejszym, idealnym, niemożliwym w praktyce obiegu, tylko część dostarczonego ciepła przechodzi w pracę, a reszta jest niepowrotnie stracona z punktu widzenia zamiany na pracę w tymże silniku.

Porównywując teoretyczny, a następnie rzeczywisty obieg silnika z obiegiem idealnym — odrazu widzimy, że odbiegają one (szczególniej

obieg rzeczywisty) znacznie od najkorzystniejszego obiegu idealnego, a co zatem idzie — przetwarzają w pracę mechaniczną jeszcze mniejszą część dostarczanego w paliwie ciepła.

Oprócz tej jednak teoretycznie nieuniknionej straty istnieje w silniku rzeczywistym cały szereg innych większych i mniejszych strat ciepła lub wytworzonej z ciepła pracy, tak, iż w ostatecznym wyniku na wale silnika, a więc do naszej dyspozycji (napędu śmigła), otrzymujemy t. zw. pracę efektywną (użyteczną), stanowiącą zaledwie nieco więcej, niż $\frac{1}{4}$ całej ilości ciepła, dostarczonego w paliwie, a wyrażonego w jednostkach pracy.

Celem wyjaśnienia i oceny strat, zachodzących w obiegu rzeczywistym, ustalimy następujące pojęcia:

1. Sprawność cieplna lub termodynamiczna η_t .

Jest to stosunek ciepła Q , przetworzonego w pracę w obiegu teoretycznym, do ciepła Q_1 , dostarczonego do silnika w paliwie.

$$\eta_t = \frac{Q}{Q_1} = \frac{\text{ciepło dostar. w paliwie} - \text{ciepło odprowadzone}}{\text{ciepło dostarczone w paliwie}} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \quad (22)$$

Dla 1 kg mieszanki:

$$\text{ciepło dostarczone } Q_1 = C_v (T_z - T_c) \quad \dots \quad (23)$$

$$\text{ciepło odprowadzone } Q_2 = C_v (T_e - T_a) \quad (24)$$

Zatem

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_e - T_a}{T_z - T_c} = 1 - \frac{T_a}{T_c} \cdot \frac{\frac{T_e}{T_a} - 1}{\frac{T_z}{T} - 1} \quad (25)$$

Na podstawie wzorów 5 i 12 otrzymujemy

$$\frac{T_e}{T_z} = \frac{T_a}{T_c} = \frac{1}{\varepsilon^{0,4}} \quad \text{lub} \quad \frac{T_e}{T_a} = \frac{T_z}{T_c} \quad (26)$$

Czyli poprzedni wzór uprości się:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_a}{T_c} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,4}} \quad (27)$$

Z tego wzoru wynika, że η_t , czyli wydajność zamiany ciepła na pracę, rośnie ze wzrostem stopnia sprężania ε , jak to unaocznia tabela 1.

| | | | | | | | | |
|---------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| ε | 3,5 | 4,0 | 4,5 | 5,0 | 5,5 | 6,0 | 6,5 | 7,0 |
| η_t | 0,40 | 0,43 | 0,45 | 0,48 | 0,50 | 0,51 | 0,53 | 0,54 |

Tabl. 1. Wpływ stopnia sprężania na sprawność ciepłą silnika.

Powyższe obliczenie sprawności η_t — dokonano w założeniu, że ciepło właściwe mieszanki przed i po spalaniu jest niezmienne, niezależne od temperatury i że podczas spalania nie zachodzi zjawisko dysocjacji. Warunki te w istocie nie są zachowane (patrz str. 739) i wobec tego, po ich uwzględnieniu przyjmując należy dla najlepszego składu mieszanki

$$\eta_t \approx 1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,295}} \quad (28)$$

Straty, ujęte współczynnikiem η_t , nie są zależne od konstruktora, lecz wynikają z przyjętego w silniku lotniczym cyklu pracy.

2. Sprawność indykowana η_i

Jeśli teraz przejdziemy do obiegu rzeczywistego, czyli tych przemian i zjawisk cieplnych,

jakie zachodzą w cylindrze realnego silnika, to napotyamy tutaj szereg bardzo poważnych strat.

Straty cieplne.

a) Spalanie zachodzi nie przy stałej objętości, lecz trwa jeszcze zwykle podczas suwu roboczego (p. str. 739), co obniża ciśnienie i temperaturę (p_z i T_z), a więc zmniejsza pole pracy wykresu. Strata ta wynosi około 4% ciepła dostarczanego w paliwie (Q_1).

b) Strata na niezupełne spalanie, gdy przy nieodpowiedniej regulacji gaźnika mieszanka jest zbyt bogatą i w spalinach obecny jest tlenek węgla (CO). W tym wypadku nie uzyskujemy z paliwa właściwej mu całkowitej ilości ciepła, którego część, zawarta w palnym jeszcze gazie (CO), zostaje usunięta wraz ze spalinami. Strata ma różną wartość, w zależności od składu mieszanki.

c) Część ciepła otrzymana przy spalaniu mieszanki, przechodzi dzięki przewodnictwu i promieniowaniu bezpośrednio na ścianki cylindra.

Największa ilość ciepła przechodzi do ścianek w chwili wybuchu i wynosi 5 ÷ 7% ciepła, wytworzonego z mieszanki. Oddawanie ciepła ściankom zachodzi dalej podczas suwu rozprężania i w pierwszej połowie tego skoku obniża wydajność silnika, w drugiej zaś połowie skoku to przechodzenie ciepła nie może być uważane za stratę, gdyż zachodzi ono kosztem zmniejszenia straty wydechowej (patrz niżej).

Podczas wydechu następuje dalsza wędrówka ciepła ku ściankom, lecz część tego ciepła zostaje następnie zwrócona w okresie ssania i na początku sprężania.

W drugiej połowie suwu sprężającego znowu mamy przechodzenie ciepła ku ściankom od na-

grzanej podczas sprężania mieszanki. Ciepło pobrane przez ścianki zostaje uniesione przez wodę chłodzącą lub wypromieniowane w otoczenie, skąd zowiemy je „stratą na chłodzenie“, a wielkość jej zależy od intensywności i sposobu chłodzenia (wodne lub powietrzne), ilości obrotów, i t. p. Ogólnie wynosi ona od 10 do 14% ciepła wywiązane go podczas spalania, a jeśli włączyć do tego ciepło od tarcia tłoków — to strata ta dochodzi do 16%.

d) Strata wydechowa — jest to ilość ciepła, zawarta w usuwanych z silnika gorących spalinach. Jest ona bardzo znaczna i wynosi średnio około 40% ciepła, zawartego w mieszance.

e) Straty przez promieniowanie części niechłodzonych, jak karter, zawory i t. p., nie są wielkie i wynoszą od 5 ÷ 7%.

Opisane tutaj straty należą do rzędu strat cieplnych, a zależą one od właściwego ukształtowania komory dawkowej, umieszczenia świec (dokładne spalanie), wyboru stosunku skoku tłoka do średnicy cylindra (straty na chłodzenie i promieniowanie), ilości obrotów, regulacji rozrządu i gaźnika, oraz całego szeregu innych czynników, znajdujących się w rozporządzeniu konstruktora, a miarą tych strat jest t. zw. „sprawność indykowana“, czyli stosunek ciepła Q_i przetworzonego na pracę w rzeczywistym obiegu silnika — do ciepła Q_1 , zawartego w dawce mieszanki.

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q_1}; \quad Q_i = \eta_i Q_1 \quad . \quad . \quad . \quad (29)$$

Uwzględniając omówione straty, można przyjąć, że sprawność indykowana przy najlepszych warunkach pracy i najmniejszych stratach ciepła wyrazi się wzorem

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,25}} \quad . \quad . \quad . \quad (29a)$$

3. Pełnota wykresu. η_g

Jak wiadomo, pole wykresu indykatorowego daje nam ilościowe ujęcie wytworzonej w cylindrze silnika pracy lub też równoważnego mu ciepła. Stosunek pola wykresu indykatorowego, zdjętego z cylindra silnika rzeczywistego, do pola wykresu obiegu teoretycznego — zowie się „pełnotą wykresu”.

Pojęcie to określić również można jako stosunek ciepła Q_i , przetworzonego w pracę w obiegu rzeczywistym, do ciepła Q , zamienionego na pracę w obiegu teoretycznym.

$$\eta_g = \frac{Q_i}{Q} = \frac{\eta_i Q_1}{\eta_t Q_1} = \frac{\eta_i}{\eta_t} \quad . \quad . \quad (30)$$

Współczynnik ten wskazuje nam, jak silnik rzeczywisty zbliża się do silnika idealnego, jest więc niejako oceną zdolności, wiedzy i praktyki konstruktora. Wynosi on 0,85 — 0,95.

STRATY MECHANICZNE

4. Sprawność mechaniczna η_m .

Dotychczas omawialiśmy straty ciepłne w związku z warunkami zamiany ciepła na pracę w cylindrze rzeczywistego silnika. Lecz, aby osiągnąć w silniku zamierzony obieg, koniecznem jest wykonanie szeregu czynności pomocniczych, jak zassanie mieszanki, sprężenie jej, usunięcie spalin, napęd zaworów i iskrowników, napęd pompek: wodnej i smarowej i t. p., co wymaga pewnego wkładu pracy, czerpanej z energii rozprężających się w cylindrze spalin.

Praca, potrzebna na zassanie i sprężanie dawki oraz wydech spalin, jest już uwzględniona w pojęciu sprawności indykowanej, jednakże

bez uwzględnienia wydatku pracy, koniecznego dla pokonania tarcia gazów (mieszanki i spalin) w zaworach i rurach wlotowych i wydechowych. Oznaczając moc, potrzebną dla pokonania tych t. zw. „oporów hydraulicznych” przez N_s , a moc zużytą na napęd pomocniczych mechanizmów (rozzząd, pompki, zapalanie i t. p.) i pokonanie tarcia w łożyskach, pierścieniach, czopach tłokowych i t. p. — przez N_t , otrzymamy, iż:

ogólne straty mechaniczne

$$N_m = N_s + N_t \quad . \quad . \quad . \quad (31)$$

Jeśli zatem straty te odejmiemy od mocy indykowanej N_i (mocy wytworzonej w cylindrze), to jako resztę otrzymamy „moc efektywną”, inaczej „użyteczną”. N_e , czyli moc na wale silnika, pozostającą do naszej dyspozycji, a więc w silniku lotniczym — do napędu śmigła

$$N_e = N_i - N_m = N_i - (N_s + N_t) \quad (32)$$

Miarą strat mechanicznych jest „sprawność mechaniczna” silnika, t. j. stosunek mocy efektywnej do mocy indykowanej,

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad \text{lub} \quad \eta_m = \frac{Q_e}{Q_i} \quad (33)$$

ponieważ ciepło i praca są równoważne.

Łatwo zrozumieć, że wielkość η_m jest oceną racjonalnego i dokładnego wykonania mechanizmu oraz montażu silnika i zależy nie tylko od konstruktora, ale i od sumienności, i precyzyjności warsztatu mechanicznego.

Dla dobrze wykonanych silników wartość sprawności mechanicznej waha się w granicach

$$\eta_m = 0,85 \div 0,92,$$

wyższe liczby dotyczą silników większej mocy.

Należy również zaznaczyć, że:

a) ze wzrostem ilości obrotów strata mocy na pokonanie obrotów tarcia rośnie szybciej, niż moc użyteczna, co wpływa na spadek η_m . jak to wskazuje rys. 9.

b) ze wzrostem wysokości lotu moc silnika maleje, a opory tarcia pozostają prawie niezmiennie, stąd wynika, że sprawność mechaniczna maleje ze zwiększeniem się wysokości lotu

| Wysokość | η_m | Wysokość | η_m |
|----------|----------|----------|----------|
| metry | — | metry | — |
| 0 | 0,860 | 5000 | 0,764 |
| 1000 | 0,845 | 6000 | 0,735 |
| 2000 | 0,830 | 7000 | 0,700 |
| 3000 | 0,811 | 8000 | 0,663 |
| 4000 | 0,783 | — | — |

Tab. 2. Teoretycznie obliczony spadek η_m ze wzrostem wysokości lotu, (Na ziemi przyjęto $\eta_m = 0,86$)

5. Sprawność „użyteczna” (efektywna) η_e .

Sprawnością „użyteczną” lub „efektywną” nazywamy stosunek ciepła Q_e , równoważnego mocy uzyskanej na wale silnika, do całkowitego ciepła Q_1 dostarczonego silnikowi w paliwie

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_1} \dots \dots \dots (34)$$

Stosunek ten wskazuje, jaka część energii, zawarta w dostarczonej paliwie, zostaje otrzymana na wale silnika, i stąd zowie się często „współczynnikiem wydajności” silnika.

Wartość η_e dla wykonanego silnika łatwo jest obliczyć, znając zużycie paliwa i moc na wale.

Oznaczamy:

B — zużycie benzyny w gr/KM_e i godz.

W_u — wartość opałowa użyteczna benzyny w kal/kg , czyli ilość kalorii, otrzymana po zupełnym spaleniu 1 kg benzyny (przy $V = \text{const}$) bez skraplania się pary wodnej, wytworzonej po spaleniu.

Ponieważ 1 $\text{KM} = 75 \text{ kgm}/\text{sek.}$, a 1 kgm jest

równoważny $\frac{1}{427}$ kalorii, zatem:

$$1 \text{ KM na godzinę} = \frac{75 \cdot 3600}{427} \simeq 632,3 \text{ kal/g.} \quad (35)$$

Silnik zużywa $B \text{ gr}/\text{KM}_e$ i godz., czyli otrzymuje $Q_1 = \frac{B \cdot W_u}{1000}$ $\text{kal}/\text{godz.}$, a zwraca w tymże czasie w postaci mocy mechanicznej na wale $Q_e = 632,3$ kalorii, zatem według wzoru 34

$$\eta_e = \frac{632,3 \cdot 1000}{B \cdot W_u} \quad \dots \quad (36)$$

Przykład. Silnik zużywa $B = 230 \text{ gr}/\text{KM}_e$ godz. Przyjmując dla benzyny lotniczej $W_u = 10500 \text{ kal}/\text{kg}$, otrzymujemy

$$\eta_e = \frac{632,3 \cdot 1000}{230 \cdot 10500} = 0,26$$

Ze wzorów 29, 30, 33 i 34 otrzymamy:

$$\eta_m = \frac{Q_e}{Q_i} = \frac{\eta_e Q_1}{\eta_i Q_1} = \frac{\eta_e}{\eta_i}; \quad \eta_i = \eta_g \eta_t$$

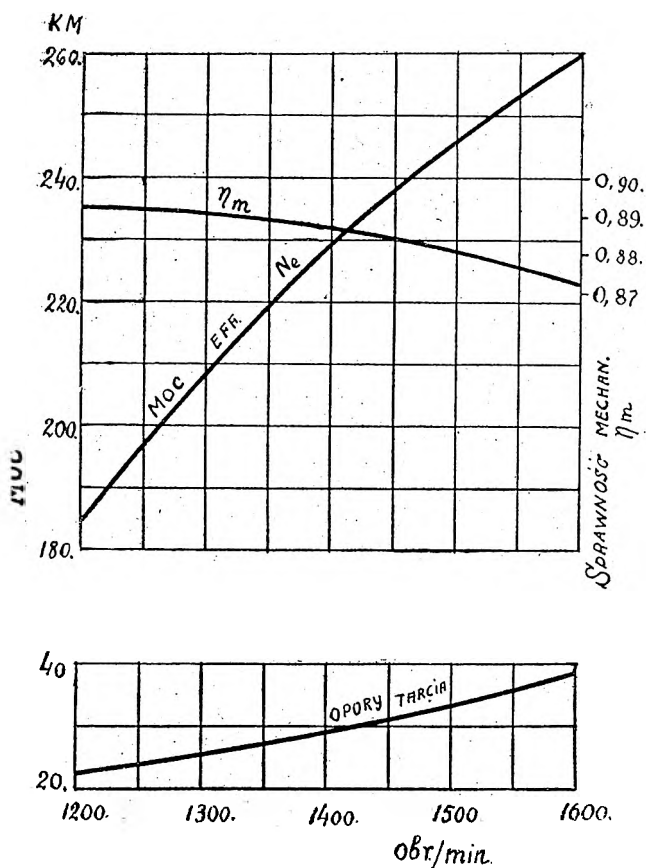
$$\eta_e = \eta_i \eta_m = \eta_g \eta_t \eta_m \quad \dots \quad (37)$$

Sprawność użyteczna równa się iloczynowi pełnoty wykresu oraz sprawności termicznej i mechanicznej, a więc poprawienie chociażby jednej z nich — zwiększy wydajność silnika..

Sprawność mechaniczna jest już doprowadzona do znacznych wartości i na tej drodze trudno oczekiwać większych sukcesów, pozostaje sprawność termiczna i pełnota wykresu, a ra-

czej jednocząca te dwa pojęcia sprawność indykowana $\eta_t^* = \eta_g \eta_t$.

Usiłowania obecnych konstruktorów idą w kierunku zwiększania η_t przez podniesienie stopnia sprężania ε (patrz wzór 28), czemu jednak staje na przeszkodzie zjawisko samozapłonów i detonacyj, wobec czego czynione są również próby zastosowania do silników lotniczych obiegu Diesel'a, pozwalającego na wyso-



Rys. 9. Zależność mocy efektywnej (użytecznej) sprawności mechanicznej i oporów tarcia—od ilości obrotów.

kie ϵ przez sprężanie samego powietrza i już po sprężeniu stopniowe wtryskiwanie paliwa.

Podnosi to sprawność termiczną, stwarza jednocześnie warunki dokładnego spalania i umożliwia stosowanie ciężkich, a więc tańszych paliw (ropa). Wysiłki te są na pomyslniej drodze w dziedzinie konstrukcji silników samochodowych i w okresie prób dla silników lotniczych.

Na zakończenie tego działu podajemy tablicę i bilans cieplny silnika. Tablica 3 zawiera wartości sprawności, wyliczone według przytoczonych poprzednio wzorów (27, 28 i 29a), i wielkość sprawności efektywnej (użytecznej), określonej przez prof. Ricardo na silniku doświadczalnym ze zmiennym stopniem sprężania.

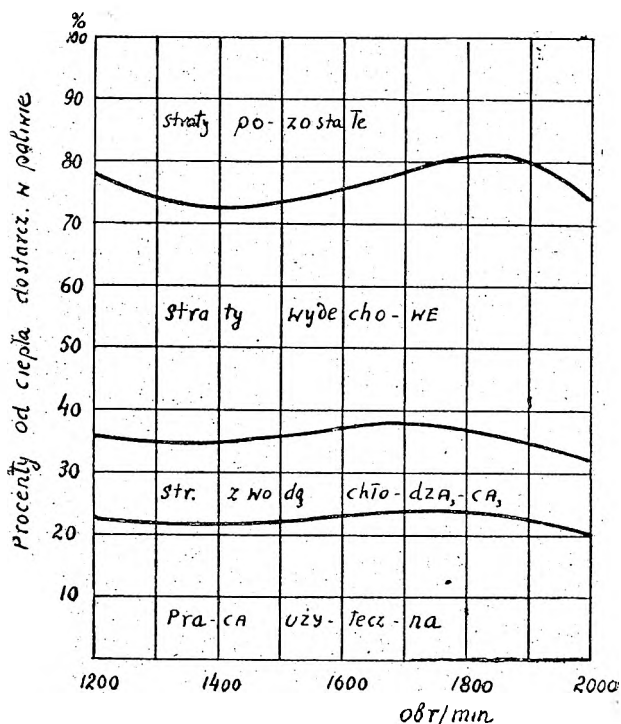
| Stopień sprężania ϵ | Sprawność: cieplna, indykowana i efektywna | | | |
|---------------------------------|---|---|--|-------------------------|
| | $\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{0,4}}$ | $\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{0,295}}$ | $\eta_i = 1 - \frac{1}{\epsilon^{0,25}}$ | η_e wg. Ricardo |
| 4,0 | 0,426 | 0,336 | 0,296 | 0,277 |
| 4,5 | 0,452 | 0,359 | 0,314 | 0,297 |
| 5,0 | 0,475 | 0,378 | 0,332 | 0,316 |
| 5,5 | 0,494 | 0,396 | 0,348 | 0,332 |
| 6,0 | 0,512 | 0,411 | 0,361 | 0,346 |
| 6,5 | 0,527 | 0,424 | 0,375 | 0,360 |
| 7,0 | 0,540 | 0,437 | 0,386 | 0,372 |
| 7,5 | 0,553 | 0,449 | 0,396 | 0,383 |
| 8,0 | 0,565 | 0,460 | 0,406 | — |

Tab. 3. Zależność sprawności od stopnia sprężania.

Tablica 4 wskazuje, jak rośnie moc silnika w miarę wzrostu stopnia sprężania.

| Nazwa silnika | Normalna ilość obrot. | Moc nominalna | Stopień sprężania ϵ | Moc maksymalna N_{max} |
|---------------|-----------------------|---------------|------------------------------|--------------------------|
| Hispano Suiza | 1500 | 160 KM. | 4,7 | 160 KM |
| | | | 5,3 | 165 " |
| | | | 6,2 | 169 " |
| Liberty | 1700 | 400 KM. | 4,9 | 380 KM. |
| | | | 5,5 | 398 " |
| Lorraine | 1900 | 450 KM. | 5,3 | 463 KM. |
| | | | 5,5 | 473 " |
| | | | 6,0 | 495 - |

Tab. 4. Zależność mocy silnika od stopnia sprężania.



Rys. 10. Bilans cieplny silnika Liberty 400 KM.

Na rys. 10 podany jest cieplny bilans silnika Liberty 400 KM. Widzimy, że z całkowitego ciepła, dostarczonego w paliwie, tylko część (ok. 22%) przetwarza się na pracę użyteczną (efektywną), reszta pozostaje niewyżytkowana, uchodząc z silnika jako straty, przyczem zmiana ilości obrotów niewiele wpływa na rozdział tych strat.

V. STOPIEŃ NAPEŁNIENIA

(sprawność objętościowa) — η_v .

DOŚWIADCZENIA JUDGE'A

Silnik czerpie swą moc z ciepła, wytworzonego przez spalanie mieszanki. Moc ta jest więc proporcjonalna do wagowej ilości zassanej dawki, należy przeto wyjaśnić warunki, w jakich zachodzi napełnianie cylindra.

Podczas suwu zasysania świeża mieszanka w 4-ro suwowym silniku powinna teoretycznie zapełnić całą objętość skokową cylindra, posiadając prężność i temperaturę otaczającego powietrza.

W rzeczywistości rzecz się ma nieco inaczej. Na początku suwu zasysania w przestrzeni dawkowej znajdują się pozostałe tam po wydechu spaliny, o prężności nieco wyższej od atmosferycznej i o temperaturze większej niż temperatura mieszanki. Wobec tego na początku ssącego suwu tłoka następuje rozprężanie się pozostałych w cylindrze spalin do prężności zasysania (która jest tem niższa od ciśnienia otoczenia, im większa jest ilość obrotów silnika i im większe opory w gaźniku, rurze i zaworze wlotowym ma pokonać mieszanka, aby z należytą szybkością zapełnić cylinder za ustępującym tłokiem), po-

czem zaczyna się zasysanie świeżej mieszanki, która miesza się z pozostałymi spalinami, nagrzewając się zarówno od nich, jak i od gorących ścianek cylindra.

Zassana więc do cylindra mieszanka ma niższe ciśnienie i wyższą od otoczenia temperaturę, a wskutek tego wagę mniejszą, niż ilość teoretycznie możliwa do zassania.

Liczbowo jest to ujęte przez tak zwany „stopień napełnienia” („sprawność objętościowa” lub „wolumetryczna”) — η_v

$$\eta_v = \frac{\text{ciężar rzeczywiście zassanej do cylindra mieszanki}}{\text{ciężar mieszanki teoretycznie możliwej do zassania przy } t^0\text{-rze i ciśnieniu otaczającego powietrza.}}$$

Na podstawie tego określenia wielkość η_v może być orientacyjnie obliczona w poniżej przedstawiony sposób (patrz rys. 6).

Oznaczmy prężność i temperaturę:

dla otaczającego powietrza — p_o i T_o

dla pozostałych w przestrzeni dawkowej spalin — p_{sp} i T_{sp} .

Według zasadniczego równania stanu dla gazów ($PV = GRT$), waga mieszanki teoretycznie możliwa do zassania w objętości cylindra (patrz punkt „a” wykresu indyk. na rys. 6) —

$$G_t = \frac{p_o (V_a - V_c)}{R T_o}$$

Waga spalin w przestrzeni dawkowej

$$G_{sp} = \frac{p_{sp} V_c}{R T_{sp}}$$

Gdyby cylinder był napełniony czystą mieszanką (bez domieszki spalin) przy ciśnieniu p_a i temperaturze T_a (punkt „a” wykresu), to jej waga wyniosłaby

$$G_a = \frac{p_a V_a}{R T_a}$$

Rzeczywista zatem waga zassanej mieszanki wynosi $G_a - G_{sp}$, a stopień napełnienia

$$\eta_v = \frac{G_a - G_{sp}}{G_t} =$$

$$= \frac{I_o}{p_o \left(\frac{V_a}{V_c} - 1 \right)} \left\{ \frac{p_a \cdot \frac{V_a}{V_c}}{T_a} - \frac{p_{sp}}{T_{sp}} \right\}$$

zamieniając $\frac{V_a}{V_c} = \varepsilon$ ostatecznie otrzymamy

$$\eta_v = \frac{G_a - G_{sp}}{G_t} = \frac{I_o}{p_o (\varepsilon - 1)} \left(\frac{p_a \varepsilon}{T_a} - \frac{p_{sp}}{T_{sp}} \right) \quad (39)$$

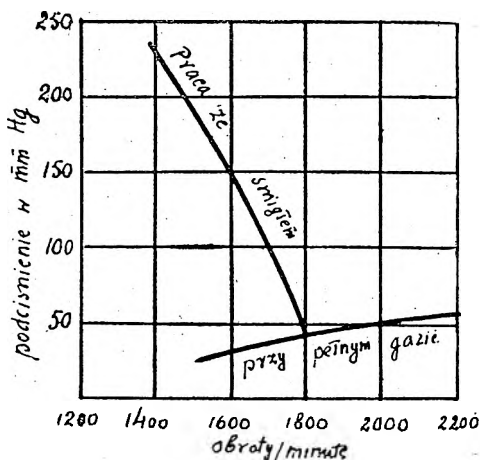
Popełniamy tu pewne nieścisłości, nie uwzględniamy bowiem opóźnień zamknięcia się zaworu wlotowego, poza tym stała gazowa R dla świeżej mieszanki i spalin jest różna, rzeczywista temperatura zassanej mieszanki jest nieco odmienna od T_a .

Zawór wlotowy zamyka się zawsze za D. Z. P. Zakładając, że opóźnienie to wynosi 45° kąta korbowego, co stanowi $\sim 12\%$ skoku, otrzymamy, że stopień napełnienia nie powinien przekroczyć wartości $100 - 12 = 88\%$. W rzeczywistości obserwujemy nieraz, że η_v przekracza tę wielkość. Przyczyna leży w tem, że mieszanka w rurach wlotowych porusza się strumieniem pulsującym, dzięki czemu w zależności od wymiarów rury ssącej i bezwładności strumienia mieszanki — prędkość w cylindrze, w chwili zamknięcia zaworu wlotowego, może być większa od atmosferycznej. Wyprowadzony zatem wzór służyć może jedynie jako orientacyjny.

Z przytoczonego rozważania i wzoru wynika, że prócz temperatury w końcu ssania (T_a) oraz temperatury i prędkości spalin (T_{sp} , p_{sp})

na wagę zassanej dawki wpływa również ciśnienie p_a przy ssaniu. Będzie ono tem mniejsze, im szybciej mieszanka wpływa do cylindra, a zatem im większa jest ilość obrotów silnika na minutę. Rys. 11 podaje właśnie podciśnienie (różnicę w mm słupa rtęci pomiędzy panującym ciśnieniem a 1 atmosferą), w rurze ssącej silnika Hispano Suiza 300 KM ($n_{norm}=1800$ obr/min), w zależności od liczby obrotów wału.

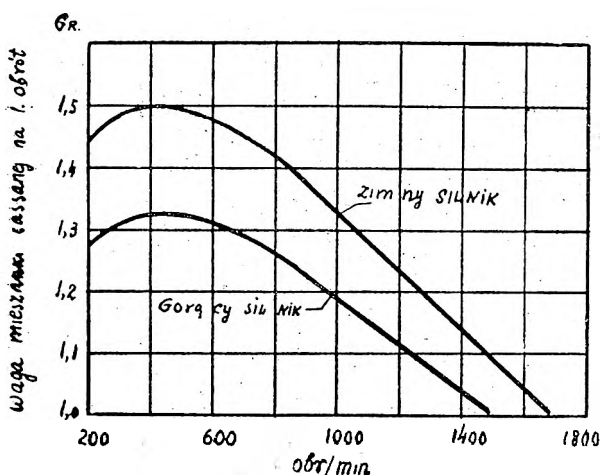
Przy całkowitem otwarciu przepustnicy podciśnienie rośnie (zatem absolutne ciśnienie p_a maleje), prawie wprost proporcjonalnie do ilości obrotów. Przy pracy ze smigłem zmniejszenie ilości obrotów można osiągnąć jedynie przymykając przepustnicę. Wywołuje to dławienie mieszanki (spadek jej ciśnienia), i dlatego odpowiednia krzywa wykresu ma przebieg odwrotny niż poprzednia. Pamiętać należy, że podciśnienie wewnątrz cylindra jest jeszcze większe, niż w rurze ssącej, wskutek oporów w zaworze wlotowym



Rys. 11. Podciśnienie w rurze ssącej siln. Hispano-Suiza 300 KM.

Przy wzroście liczby obrotów, a więc przy mniejszej prężności ssania mieszanka ma mniejsze przewodnictwo cieplne i mniej się nagrzewa od ścianek cylindra. W ten sposób niweczy się do pewnego stopnia niekorzystny wpływ na η_v szybkiego biegu silnika, co potwierdza się doskonale doświadczeniami prof. Judge'a.

Na rys. 12 mamy zależność od liczby obrotów — ciężaru dawki dla silnika zimnego (obraćanego przez elektromotor) i silnika pracującego normalnie.

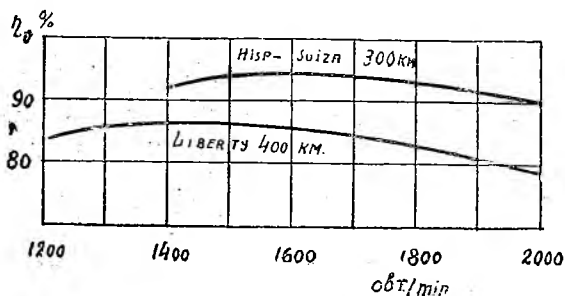


Rys. 12, Ciężar zassanej dawki w zależności od liczby obrotów silnika.

Widzimy, że wpływ temperatury (różnica rzędnych obu krzywych), maleje ze wzrostem ilości obrotów. Różnica rzędnych wynosi średnio 12 — 15%, byłaby ona jednak znacznie większa, gdyby nie spadek temperatury mieszanki o 15 — 20° C (przy normalnej pracy silnika), wskutek parowania paliwa.

Wykres zmiany stopnia napełnienia zależnie od liczby obrotów podaje rys. 13 dla silników Hispano Suiza 300 KM i Liberty 400 KM.

Widzimy, że η_v osiąga maximum przy pewnej właściwej dla danego silnika liczbie obrotów, odpowiadającej najkorzystniejszym warunkom pracy.



Rys. 13. Wpływ ilości obrotów na wartość η_v dla silników Hispano Suiza i Liberty.

Średnia wartość stopnia napełnienia silnika racjonalnej konstrukcji leży w granicach:

$$\eta_v = 0,80 \div 0,85$$

Przy małych ilościach obrotów i sprzyjających warunkach pracy η_v dojść może do $0,90 \div 0,92$.

Z określenia pojęcia stopnia napełnienia wynika, że jego wielkość jest teoretycznie niezależna od wysokości, na jakiej pracuje silnik.

VI. PALIWO. SPALANIE. MIESZANKA. NADMIAR POWIETRZA

Paliwo używane w silnikach lotniczych winno posiadać następujące własności:

- a) najwyższa wartość opałowa z jednego kg paliwa oraz litra mieszanki, od niej bowiem zależy promień działania samolotu i silnika,
- b) paliwo powinno pozwalać na wysoki stopień sprężania bez samozapłonów i detonacji,

c) spalać się winno całkowicie bez stałych (twardych) resztek, co mogłoby powodować szybkie zużycie cylindra,

d) paliwo i spaliny nie powinny działać chemicznie na materiał cylindra i tłoka,

e) szybkość spalania powinna być odpowiednia, nie za szybka i niezbyt powolna,

f) paliwo winno łatwo parować, tak, by parowanie kończyło się w rurze ssącej (jest to trudne do osiągnięcia), a najpóźniej przed chwilą zapłonu. Jest to konieczne dla dobrego wymieszania się paliwa z powietrzem, potrzebnem do spalania, a zatem dla dokładnego przebiegu spalania.

g) objętość właściwa paliwa i waga zbiorników paliwowych winna być minimalna. Warunek ten wyklucza zastosowanie paliwa gazowego do silników lotniczych.

Tym warunkom w różnym stopniu czynią zadość:

Benzyna. Składająca się przeważnie z węglowodorów: heksanu ($C_6 H_{14}$) i heptanu ($C_7 H_{16}$). Gatunek benzyny określa się w handlu na podstawie ciężaru właściwego (waga litra). Ciężar właściwy benzyny używanej do silników lotniczych waha się w granicach $0,715 \div 0,730$ kg/l, jednakże wartość ta nie jest decydująca, gdyż najgłówniejszą rolę odgrywa procentowa zawartość węglowodorów, trzech różnych rzędów:

parafinowego $C_n H_{2n+2}$

naftenowego i $C_n H_{2n}$

aromatycznego $C_n H_{2n-6}$

Użyteczna wartość opałowa średnio wynosi

$$W_u = 10400 \div 10500 \text{ kal/kg.}$$

Benzol. Jest produktem destylacji węgla. Ciężar właściwy handlowego 90% benzolu

wynosi około 0,88, zaś wartość opałowa = 8600 kal/kg.

Używa się go zwykle jako domieszkę do benzyny lotniczej, co zwiększa lotność, ale obniża wartość opałową mieszaniny. Zwiększenie lotności wpływa korzystnie na mniejszy spadek mocy silników wysokościovych, obniżenie zaś wartości opałowej podnosi jednostkowe (na KM i godz.) zużycie paliwa. Najważniejszą jednak zaletą benzolu jest możliwość podnoszenia stopnia sprężania, ponieważ domieszka tego paliwa oddala granicę samozapłonu.

Spirytus. Stosuje się również jako domieszkę do benzyny, podnosząc możliwość sprężania ε jeszcze wydatniej od benzolu. Wartość opałowa jego jest jednak znacznie niższa, a ciężar właściwy wyższy niż benzyny i wynosi dla:

spirytusu etylowego (C_2H_6O) $W_u = 6500$ kal/kg
 $\gamma = 0,79$ kg/l

spirytusu metylowego (CH_4O), zwanego pospolicie drzewnym, $W_u = 4700$ kal/kg
 $\gamma = 0,81$ kg/l.

Spalanie jest reakcją chemiczną łączenia się palnej materji z tlenem, przyczem zostaje wydzielona pewna ilość ciepła. Ilość tego ciepła będzie największa wtedy, gdy spalanie jest zupełne, t. j. jeśli w jego ostatecznym wyniku otrzymujemy związki niezdolne do dalszego spalania, a więc wywiązywania ciepła.

W wypadku benzyny, której głównymi pierwiastkami są węgiel (C) i wodór (H), wynikiem zupełnego spalania będzie dwutlenek węgla (CO_2) i para wodna (H_2O).

Tlen, potrzebny do spalania, zostaje dostarczony z powietrzem, które pod działaniem

ssącego suwu tłoka przechodzi przez gaźnik i powoduje parowanie benzyny. W ten sposób do rury ssącej dostaje się mieszanka powietrza i drobno rozpylonych cząsteczek benzyny, a powstające przy ssaniu wiry powodują dobre wymieszanie się tych składników, tworząc t. zw. „mgłę mieszankową”, mówiąc krócej — „mieszankę”.

Wychodząc z równań spalania i chemicznych wzorów związków, stanowiących główne składniki benzyny, obliczyć można, że 1 kg benzyny wymaga dla zupełnego spalania się 3,5 kg tlenu. Ponieważ 100 kg powietrza zawiera przeciętnie 23,5 kg tlenu (reszta 76,5 kg przeważnie azot), łatwo więc obliczyć, że na 1 kg benzyny należy doprowadzić $\frac{100}{23,5} \cdot 3,5 \approx 14,9$ okrągło 15 kg powietrza.

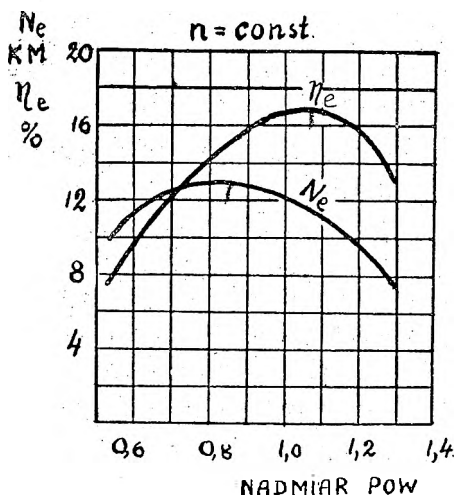
Ilość ta byłaby wystarczająca, jeśliby zmieszanie powietrza z rozpyloną benzyną było idealne, w rzeczywistości zaś dla zupełnego spalania potrzebna jest większa ilość, czyli, jak mówią, „nadmiar powietrza”. Pod tym terminem rozumie się stosunek rzeczywiście doprowadzonej na 1 kg benzyny wagowej ilości powietrza L do ilości teoretycznej (obliczonej z równań chemicznych) L_t . Zatem „nadmiar powietrza”

$$a = \frac{L}{L_t} \quad (40)$$

Wielkość ta określa skład mieszanki, i w silnikach lotniczych dochodzi do $a = 1,2$. Dla oznaczenia składu mieszanki podają również często wagowy stosunek ilości powietrza do benzyny.

VII. WPŁYW SKŁADU MIESZANKI NA MOC I WYDAJNOŚĆ SILNIKA

Wielokrotne próby, przeprowadzone z silnikami lotniczymi i samochodowymi, wykazały, że moc efektywna (użyteczna) przy pełnym gazie (całkowicie otwartej przepustnicy) i stałej ilości obrotów zmienia się zależnie od składu mieszanki. Z rys. 14-go widzimy, że najwyższą moc N_e otrzymuje się przy pracy bez nadmiaru powietrza ($a = 0,84$, t. j. bogata mieszanka), a największą sprawność efektywną przy pewnym nadmiarze powietrza ($a = 1,07$ — mieszanka nieco uboga).



Rys. 14 Wpływ składu mieszanki na moc i wydajność silnika przy pełnym gazie i stałej ilości obrotów.

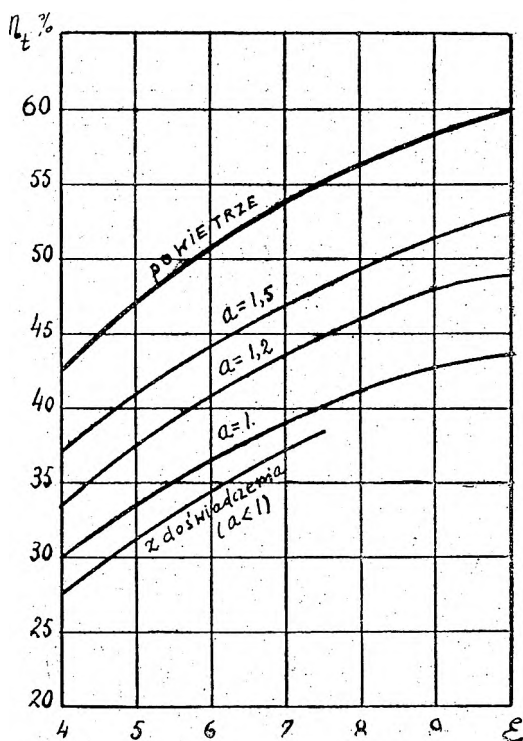
Potwierdza się to również doświadczeniami Tizard'a i Pye'go nad współczynnikiem η_t , obliczonym dla rozmaitego składu mieszanki i stopnia sprężania ϵ (rys. 15)^f. Stwierdzili oni, że dla bardziej ubogiej mieszanki sprawność

cieplna jest lepsza, niż dla mieszanki o składzie teoretycznym ($a = 1$).

Powiększenie się sprawności cieplnej przy pracy z nadmiarem $a = 1,2$ było wykazane doświadczalnie na silniku, dla nadmiaru zaś $a = 1,5$ — teoretycznie, gdyż mieszanka w tym wypadku nie spala się i doświadczenia nie można wykonać.

Zaznaczyć należy, że przy wzroście nadmiaru powietrza maleje moc, wywiązana z litra objętości skokowej silnika.

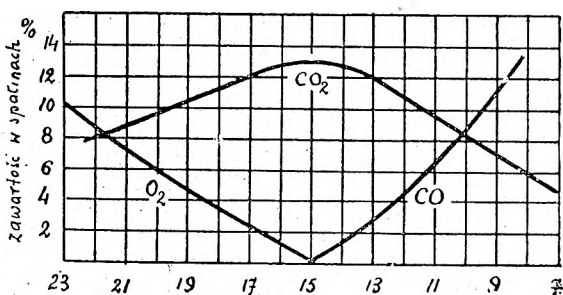
Skomplikowana istota zjawiska spalania oraz nader szybki jego przebieg (w silniku lot-



Rys. 15. Wpływ nadmiaru powietrza na sprawność cieplną silnika lotniczego. (Doświadczenie Tizard'a i Pye'go.

niczym trwa on mniej, niż setna część sekundy), utrudniają badanie i objaśnienie tego bardzo ciekawego faktu. Być może odgrywa tu pewną rolę azot powietrza. Wydaje się on być biernym świadkiem spalania, gdyż chemicznie w nim nie uczestniczy, możliwe jednak, iż wpływa na fizykalną stronę zjawiska (szybkość spalania), a dla bilansu cieplnego jest szkodliwy, gdyż nie wiązuje, lecz pobiera wytworzone z paliwa ciepło, w ten sposób obniżając temperaturę.

Ogólnie można powiedzieć, że maksimum mocy uzyskuje się przy $a=0,85 \div 0,90$, t. j. bez nadmiaru powietrza, czemu towarzyszy niezupełne spalanie, a więc nieekonomiczny bieg silnika.



Wagowy stosunek powietrza do paliwa

Rys. 16. Skład spalin w zależności od składu mieszanki.

Jak widać z przytoczonych badań, skład mieszanki ma duży wpływ na najwyższą osiągalną z silnika moc oraz oszczędne jednostkowe zużycie benzyny (kg benzyny KM i godz.) Prócz tego nienależyty skład mieszanki może poważnie zakłócić spokojny bieg silnika.

Jeśli mieszanka ma zbyt mało powietrza (bardzo bogata mieszanka), spalanie nie jest kompletne, spaliny zawierają tlenek węgla (CO),

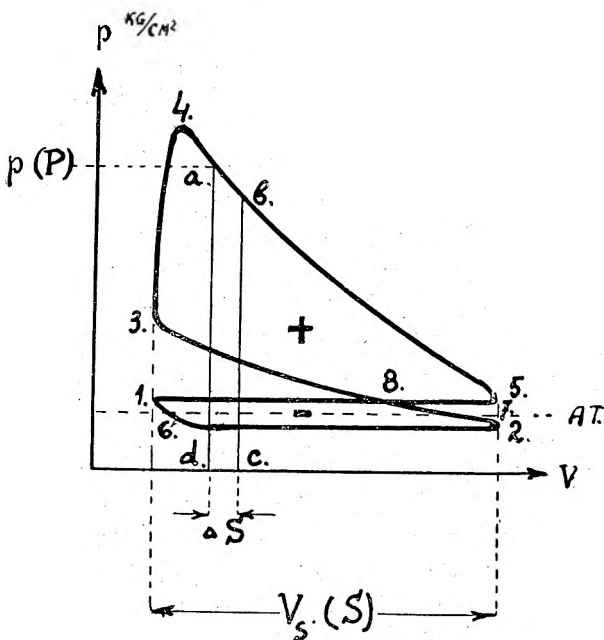
| Rodzaj mieszanki | Wagowy stosunek powietrza do paliwa | Jednostkowe zużycie paliwa gr/KM. godz. | M O C | Charakterystyka spalin (wydechu) | Procentowy skład spalin (przybliżony) |
|-----------------------------|-------------------------------------|---|---|---|--|
| bardzo uboga | 20÷22 | małe | Okolo 40% mniej-sza niz przy naj-wlasciwszej teore-tycznie. | Ogień w cylindrze w chwili otwarcia zaworów wylotowych. Nierówny bieg silnika wskutek wybuchów w gaźniku. | 84,0 N 8,0 CO ₂ 8,0 O ₂ |
| uboga | 16÷18 | minimalne 210÷215 | Okolo 10% mniej-sza niz przy naj-wlasciwszej teore-tycznie | Ogień w cylindrach w chwili otwarcia zaworów wylotowych. Krótkie różowe płomień. | 84,5 N 12,0 CO ₂ 3,5 O ₂ |
| najwłasciwsza teore-tycznie | 15÷15,5 | 220÷225 | Okolo 4% mniej-sza niz maksymalna. | Pomarańczowej barwy, krótkie, przezroczyste płomień. Spaliny bezwonne. | 86,8 N 13,2 CO ₂ Ślady O ₂ |
| najwłasciwsza praktycz-nie | 13,5÷14,5 | 230÷245 | Okolo 2% mniej-sza niz maksymalna. | Jak wyżej. | |
| bogata | 11,5÷13 | 260÷275 | Maxymalna. | Długie, błękitne płomień. | 84,5 N 10,5 CO ₂ 5,0 CO |
| bardzo bo-gata | 8÷10 | bardzo duże | Mniejsza niz przy najwłasciwszej teo-retycznie mieszan- | Smugi czarnego dymu. Przykry zapach. Powolne spalanie. Osady na tło- | 82,0 N 6,0 CO ₂ 12,0 CO |

silnik pracuje nieekonomicznie, w cylindrze nie wywiązuje się całkowita ilość ciepła, a często-kroć niespalony, wolny węgiel (sadze), zanieczyszcza przewody wydechowe i tłoki, i może być przyczyną przedwczesnych zapłonów. Przy zbyt ubogiej mieszance (za dużo powietrza) w spalinach mamy wolny tlen, zużycie paliwa jest co prawda małe, ale moc silnika znacznie spada, a w gaźniku łatwo powstają wybuchy, powodując nierówny bieg silnika, a nieraz pożar samolotu.

Sprawa doboru najwłaściwszego składu mieszanki ma zatem pierwszorzędne znaczenie. W laboratorjach określamy ten skład za pomocą analizy gazów wydechowych (w aparacie Orsata), na probierniach na podstawie jednostkowego zużycia paliwa, a w praktyce dobieramy mieszankę (regulujemy gaźnik) według barwy spalin. Tablica 5 zawiera właśnie charakterystykę spalin (wydechu) w związku z mocą, wywiązaną w silniku, jednostkowym zużyciem paliwa i składem mieszanki. Rys. 16 ujmuje wykreślić procentowy skład spalin w zależności od nadmiaru powietrza.

VIII. MOC INDYKOWANA. ŚREDNIA PRĘŻNOŚĆ INDYKOWANA I EFEKTYWNA (UŻYTECZNA). ŚREDNIA PRĘŻNOŚĆ TARCIA

Niech rys. 17 przedstawia indykatorowy wykres rzeczywistego silnika. Łatwo zrozumieć, że rzędne tego wykresu w odpowiedniej skali dają chwilową wartość siły P , działającej na tłok, odcinek zaś V_s , mierzony również w stosownej podziałce, daje skok tłoka.



Rys. 17. Równoważność pola wykresu indykatorowego z mocą indykowaną.

Jeśli wydzielimy bardzo (nieskończenie) wąski pasek $abcd$, odpowiadający niezmiernie (nieskończenie) małemu przesunięciu się ΔS tłoka, to z dużym przybliżeniem będziemy mogli uważać, że na tej niezmiernie małej części skoku siła P , działająca na tłok, pozostaje niezmienną, a zatem elementarna (odpowiadająca elementowi ΔS skoku) praca rozprężających się gazów wyniesie $P \Delta S$, t. j. wyrazi się zakreskowanym polem paska $abcd$. Im mniejsze odcinki ΔS drogi tłoka będziemy brali pod uwagę, tem popelniana przez nas nieściśłość co do niezmienności siły P będzie mniejsza, tak, iż biorąc nieskończenie wielką sumaryczną ilość nieskończenie wąskich zakreskowanych poletek (pasków $abcd$), otrzymamy w granicznym wy-

padku i to zupełnie ściśle, że praca gazów podczas rozprężania wyrazi się polem pod krzywą rozprężania (4—5).

Jeśli uwzględnimy pracę pobraną z silnika na: sprężanie (pole pod krzywą 2—3), wydech (pole 5, 1, 6, 7, 5) i na zasysanie (pole 6, 2, 7, 6), to w ostatecznym wyniku praca wywiązana w cylindrze podczas jednego cyklu (2 obr. wału), zwana „pracą indykowaną“, będzie się równać algebraicznej sumie dwóch pól: dodatniego pola 3, 4, 5, 8, 3 i ujemnego 1, 8, 2, 1.

Obliczenie tych pól wykonać można za pomocą papieru milimetrowego lub też lepiej planimetru, ponieważ obwodząc nim wykres np. w kierunku 8, 3, 4, 5, 8, 1, 6, 2, 8, od razu otrzymamy wynik algebraicznego sumowania. Jeśli byśmy w ten sposób obliczyli pole wykresu teoretycznego, czyli „teoretyczną pracę“ silnika za jeden jego cykl, to okaże się ona większą, a stosunek tych pól jak wiemy (rozdz. IV. pkt. 3) zowie się „pełnotą wykresu“. Różnica pól obu wykresów, czyli różnica pracy, pochodzi wskutek strat, jakie zachodzą przy realizacji obiegu teoretycznego, a współczynnik η_g jest niejako stopniem urzeczywistnienia tego obiegu.

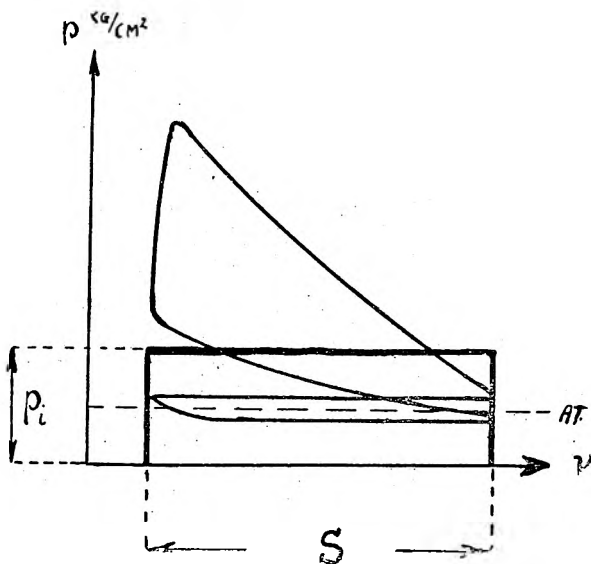
Dla uproszczenia obliczeń wprowadzono jeszcze pojęcia „średniego ciśnienia indykowanego“ p_i i „średniego ciśnienia efektywnego (użytecznego)“ p_e . Definicja ich jest analogiczna. Pod średnim ciśnieniem indykowanym (wzgl. efektywnem) rozumiemy takie, pomyślane czysto rachunkowo, stałe ciśnienie, które, działając na tłok w ciągu całego jego skoku, wytwarzałoby pracę równą pracy indykowanej (wzgl. efektywnej).

Jeśli więc na długości skoku S (rys. 18) zbudujemy prostokąt, równający się polu wykresu indykatorowego (odczytanemu na plani-

metrze), to wysokość tego prostokąta da nam w myśl definicji wartość p_i średniego ciśnienia indykowanego.

Jak stosunek mocy efektywnej do indykowanej jest miarą strat mechanicznych, ujętą wsp. η_m (patrz rozdz. IV. pkt. 4), tak oczywiście w tymże stosunku znajdują się proporcjonalne do tych mocy wielkości średnich ciśnień, t. j.

$$\frac{p_e}{p_i} = \eta_m \dots \dots \dots (41)$$



Rys. 18. Sposób określenia średniego ciśnienia indykowanego (p_i).

Znając wartości p_i oraz p_e łatwo jest obliczyć indykowaną i efektywną moc silnika.

Oznaczmy:

- D — średnica tłoka w cm,
- S — długość skoku w metrach,

z — ilość cylindrów,
 n — ilość obrotów na minutę,
 p_i — średnie ciśnienie indykowane w kg/cm^2 .

$$\text{Siła działająca na tłok} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p_i \text{ kg.}$$

Praca wykonana w jednym cylindrze i za jeden cykl

$$= \frac{\pi D^2}{4} p_i \cdot S \text{ kgm.}$$

Cykl zostaje wykonany podczas dwóch obrotów wału, t. j. w czasie $\frac{2}{n}$ 60 sek, zatem moc indykowana całego silnika

$$N_i = \frac{\frac{\pi D^2}{4} \cdot p_i \cdot S \cdot z}{\frac{2}{n} \cdot 60 \cdot 75} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p_i \cdot \frac{S \cdot n \cdot z}{2 \cdot 60 \cdot 75} \text{ KM} \quad (42)$$

zaś moc efektywna:

$$N_e = N_i \eta_m = \frac{\pi D^2}{4} p_i \eta_m \frac{S \cdot n \cdot z}{2 \cdot 60 \cdot 75} \text{ KM} \quad (43)$$

Ponieważ $p_i \eta_m = p_e$, więc ostatecznie

$$N_e = \frac{\pi D^2}{4} p_e \frac{S \cdot n \cdot z}{2 \cdot 60 \cdot 75} \text{ KM} \quad (44)$$

W praktyce zwykle moc efektywną określamy na hamowni, a na podstawie ostatniego wzoru znaleźć możemy p_e .

W silnikach lotniczych zwykle mamy

$$p_i = 6 \div 10 \text{ kg/cm}^2$$

$$p_e = 4,9 \div 9 \text{ kg/cm}^2$$

Różnica $p_r = p_i - p_e$ powstaje wskutek strat tarcia i służy dla ich oceny w jednostkach ciśnienia.

Dla orientacji niech posłużą rezultaty, otrzymane z doświadczeń prof. H. Ricardo.

Straty prężności:

na tarcie tłoka o ścianki cylindra średnio 0,5 kg/cm²

| | | | | |
|-------------------|-------|---|-------|---|
| „ „ w łożyskach | 0,052 | ÷ | 0,07 | „ |
| „ napęd rozrządu | 0 052 | ÷ | 0,06 | „ |
| „ „ pompki wodnej | 0,027 | ÷ | 0,035 | „ |
| „ „ „ smarowej | 0,011 | ÷ | 0,018 | „ |
| „ „ iskrowników | 0,004 | ÷ | 0,007 | „ |

Średnio można przyjąć straty tarcia

$$p_r = 0,74 \div 1,0 \text{ kg/cm}^2$$

Mniejsza liczba odpowiada silnikom gwiazdowym chłodzonym powietrzem, większa — silnikom o chłodzeniu wodą.

IX. MOC Z LITRA. MOMENT OBROTOWY SILNIKA

Zamiana energii cieplnej na pracę mechaniczną siły parcia gazów na tłok silnika odbywa się w jego cylindrze, a moc w nim wywiązana zależy od racjonalnie wyzyskanej objętości skokowej. Słuszną jest rzeczą oceniać silnik na zasadzie mocy uzyskanej z 1 litra objętości skokowej wszystkich jego cylindrów. Wielkość ta zowie się „mocą z litra“ i warunkuje wagę silnika na KM. atrzymując oznaczenie poprzedniego rozdziału, możemy napisać, że objętość skokowa 1 cylindra

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{1}{10} \text{ litrów} \quad \dots (45)$$

gdzie D — w cm, S — w metrach,
zatem wzór 44 przyjmie postać:

$$N_e = \frac{V_s p_e n \cdot z}{900} \text{ KM} \quad . . . (46)$$

Stąd moc z litra

$$N'_e = \frac{N_e}{V_s \cdot z} = \frac{p_e n}{900} \text{ KM/litr} \quad . . (47)$$

Dla porównania rozmaitych silników obliczamy ich moc z litra przy jednakowej ilości obrotów, np. 1000 obr/min., przyjmując, że moc silnika jest wprost proporcjonalną do liczby obrotów na minutę

$$N'_{e 1000} = \frac{N_e}{V_s \cdot z} \cdot \frac{1000}{n} \text{ KM/litr} \quad (48)$$

Przykład.

Silnik „Hispano Suiza“ $N_e = 300$ KM,
 $n = 1800$ obr/min.

$$D = 140 \text{ mm.} \quad S = 150 \text{ mm.}$$

$$z = 8 \text{ cylindrów.}$$

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = 0,785 \cdot 1,4^2 \cdot 1,5 = 2,31 \text{ litrów}$$

$$N'_e = \frac{N_e}{V_s \cdot z} = \frac{300}{2,31 \cdot 8} = 16,23 \text{ KM/litr}$$

$$N'_{e 1000} = N'_e \cdot \frac{1000}{n} = \frac{16,23 \cdot 1000}{1800} =$$

$$= 9,02 \text{ KM/litr}$$

Tenże silnik:

$$\begin{aligned} N &= 650 \text{ MK} & n &= 2000 \text{ obr/min.} \\ D &= 150 \text{ mm.} & S &= 170 \text{ mm.} \\ z &= 12. \end{aligned}$$

$$V_s = 0,785 \cdot 1,5^2 \cdot 1,7 = 3,01 \text{ litrów}$$

$$N'_e = \frac{650}{3,01 \cdot 12} \stackrel{\infty}{=} 18 \text{ KM/litr}$$

$$N'_{e 1000} = 18 \cdot \frac{1000}{2000} = 9 \text{ KM/litr}$$

Widzimy, że oba silniki mają jednakowe wyzyskanie litrażu, pomimo że pierwszy ma $\varepsilon = 5,3$, a drugi $\varepsilon = 6$.

Silnik „Lorraine-Dietrich“:

$$\begin{aligned} N_e &= 400 \text{ KM} & n &= 1700 \text{ obr/min.} \\ D &= 120 \text{ mm.} & S &= 170 \text{ mm.} \\ z &= 12. \\ \varepsilon &= 5,2 \end{aligned}$$

$$V_s = 0,785 \cdot 1,2^2 \cdot 1,7 = 1,9 \text{ litra}$$

$$N'_e = \frac{400}{1,9 \cdot 12} = 17,5 \text{ KM/litr}$$

$$N'_{e 1000} = \frac{17,5 \cdot 1000}{1700} = 10,3 \text{ KM/litr}$$

Tenże silnik o mocy

$$\begin{aligned} N_e &= 450 \text{ KM} & n &= 1850 \text{ obr/min.} \\ D &= 120 \text{ mm.} & S &= 180 \text{ mm.} \\ z &= 12 & \varepsilon &= 6. \end{aligned}$$

$$V_s = 0,785 \cdot 1,2^2 \cdot 1,8 = 2,034 \text{ litra}$$

$$N'_e = \frac{450}{2,034 \cdot 12} = 18,4 \text{ KM/litr}$$

$$N'_{e 1000} = \frac{18,4 \cdot 1000}{1850} = 10 \text{ KM/litr}$$

czyli „Lorraine-Dietrich” 450 KM, ma gor-
sze wyzyskanie litrażu.

Silnik „Wright-Whirlwind”.

$$N_e = 200 \text{ KM.} \quad n = 1800 \text{ obr/min.}$$

$$D = 114,3 \text{ mm.} \quad S = 139,7 \text{ m m.}$$

$$z = 9.$$

$$V_s = 0,785 \cdot 1,143^2 \cdot 1,397 = 1,43 \text{ litra}$$

$$N'_e = \frac{200}{1,43 \cdot 9} = 15,6 \text{ KM/litr}$$

$$N'_{e \ 1000} = \frac{15,6 \cdot 1000}{1800} = 8,7 \text{ KM/litr}$$

Silnik „Jupiter”:

$$N_e = 420 \text{ KM.} \quad n = 1700 \text{ obr/min.}$$

$$D = 146 \text{ mm.} \quad S = 190 \text{ m m.}$$

$$z = 9.$$

$$V_s = 0,785 \cdot 1,46^2 \cdot 1,9 = 3,17 \text{ litr}$$

$$N'_e = \frac{420}{3,17 \cdot 9} = 14,7 \text{ KM/litr}$$

$$N'_{e \ 1000} = \frac{14,7 \cdot 1000}{1700} = 8,6 \text{ KM/litr}$$

Silnik „Le Rhône” (rotacyjny):

$$N_e = 80 \text{ KM.} \quad n = 1200 \text{ obr/min.}$$

$$D = 105 \text{ mm.} \quad S = 140 \text{ mm.}$$

$$z = 9.$$

$$V_s = 0,785 \cdot 1,05^2 \cdot 1,4 = 1,2 \text{ litra}$$

$$N'_e = \frac{80}{1,2 \cdot 9} = 7,34 \text{ KM/litr}$$

$$N'_{e \ 1000} = \frac{7,34 \cdot 1000}{1200} = 6,2 \text{ KM/litr}$$

MOMENT OBROTOWY SILNIKA.

Moc silnika możemy wyrazić jeszcze w inny sposób, przyjmując, że wał jego jest obracany siłą P , działającą na ramieniu R . Wtedy praca tej siły podczas jednego obrotu wału wyniesie $P \cdot 2\pi R$, a wytworzona moc

$$N_e = \frac{2\pi R \cdot P \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ KM}$$

Stąd określamy moment obrotowy

$$M = PR = \frac{60 \cdot 75}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{N_e}{n} = 716,2 \frac{N_e}{n} \text{ kgm} \quad (49)$$

Podstawiając w ten wzór wyraz na N_e ze wzoru 46, otrzymamy

$$\begin{aligned} M = PR &= \frac{716,2 V_s \cdot p_e \cdot n \cdot z}{900 n} = \\ &= 0,795 p_e \cdot V_s \cdot z \text{ kgm} \quad \dots \quad (50) \end{aligned}$$

gdzie V_s — w litrach.

W praktyce często przyjmujemy, że siła obwodowa P działa na ramieniu $R = 1$ m. Wtedy moment obrotowy wyraża się ilościowo liczbą kilogramów siły obwodowej P ($M = P$).

X. WPŁYW ILOŚCI OBROTÓW, TEMPERATURY WODY CHŁODZĄCEJ I OTACZAJĄCEGO POWIETRZA NA PRACĘ SILNIKA

Praca silnika lotniczego w znacznym stopniu zależy od wielu czynników, z których jako główne wymienić można: temperaturę i prędkość otaczającego powietrza, temperaturę wody chłodzącej i smaru, rodzaj paliwa, kon-

strukcję (typ) i wymiary gaźnika. Jako przykład służyć może silnik Liberty 400 KM, który przy stałej ilości obrotów ($n = 1700$ obr/min.) dawał na hamowni moc od 380 do 480 KM zależnie od zmian poprzednio wymienionych warunków.

W niniejszym rozdziale omówimy pokrótce wpływ ilości obrotów oraz temperatury otoczenia i wody chłodzącej.

Ilość obrotów silnika określa w pracy silnika dwie zasadnicze rzeczy: szybkość zasysania mieszanki i wydechu spalin oraz czas trwania cyklu pracy.

Wzrost ilości obrotów wywołuje proporcjonalne zwiększenie się szybkości ssania, a więc związany z tem spadek ciśnienia w rurze ssącej. Jeśli oznaczymy przez

V_s — objętość skokową jednego cylindra w litrach,

s — wolny przekrój zaworów ssących jednego cylindra w cm^2 ,

n — ilość obrotów silnika na minutę.

ΔP — spadek ciśnienia w rurze ssącej w kg/m^2 ,

x — szybkość przejścia mieszanki przez zawór w m/sek. ,

to, przyjmując pod uwagę, że cylinder zostaje napełniany raz na dwa obroty wału, czyli w czasie $\frac{2.60}{n}$ sek., możemy napisać:

$$\text{wydatek mieszanki} = \frac{n \cdot V_s}{2.60} \text{ litr/sek}$$

Wydatek ten wynosi również:

$$10x \cdot \frac{s}{100} = \frac{xs}{10} \text{ litr/sek}$$

Mamy zatem równanie, z którego określimy

$$x = \frac{nV_s}{12s} \text{ m/sek} \quad (51)$$

Z hydrauliki znana jest również zależność spadku ciśnienia od szybkości (równanie Bernouilli)

$$x^2 = \frac{2g}{\gamma} \Delta P \quad \dots \quad (52)$$

gdzie: $g = 9,81 \text{ m/sek}^2$ (przyśpieszenie ziemskie)
 $\gamma = 1,3 \text{ kg/m}^3$ (ciężar właściwy mieszanki).

Po podstawieniu tych wartości otrzymamy:

$$\Delta P = \frac{x^2}{15} \text{ kg/m}^2 \quad \dots \quad (52a)$$

Na zasadzie równania 51 będziemy mieli

$$\Delta P = \frac{1}{2160} \cdot \left(\frac{V_s}{s}\right)^2 n^2 \quad \dots \quad (53)$$

Czyli podciśnienie w rurze ssącej jest wprost proporcjonalne do kwadratu ilości obrotów i do kwadratu ilorazu objętości skokowej na wolny przekrój zaworu ssącego.

Dla danego silnika $\frac{V_s}{s}$ jest niezmiennie, mamy zatem tylko wpływ ilości obrotów. Jeśli np. ilość obrotów zwiększymy w stosunku $\frac{2000}{1600} = \frac{5}{4}$ to spadek ciśnienia wzrośnie w stosunku

$$\left(\frac{5}{4}\right)^2 = 1,56$$

czyli zwiększy się przeszło półtorakrotnie, co jak wiemy ujemnie wpływa na sprawność objętościową, zatem ciężar dawki. Analogicznie mo-

zna wykazać, że przy zwiększaniu ilości obrotów rośnie nadciśnienie przy wydechu, a więc i prężność pozostałych wydyszyn, co również opóźnia zasysanie mieszanki, nie mówiąc już o tem, że szybszy bieg silnika podnosi temperaturę wydyszyn, zmniejszając tem także sprawność objętościową, a więc wpływając na moc silnika.

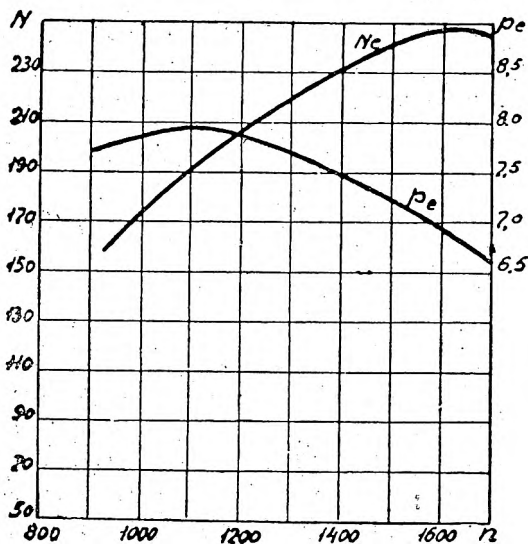
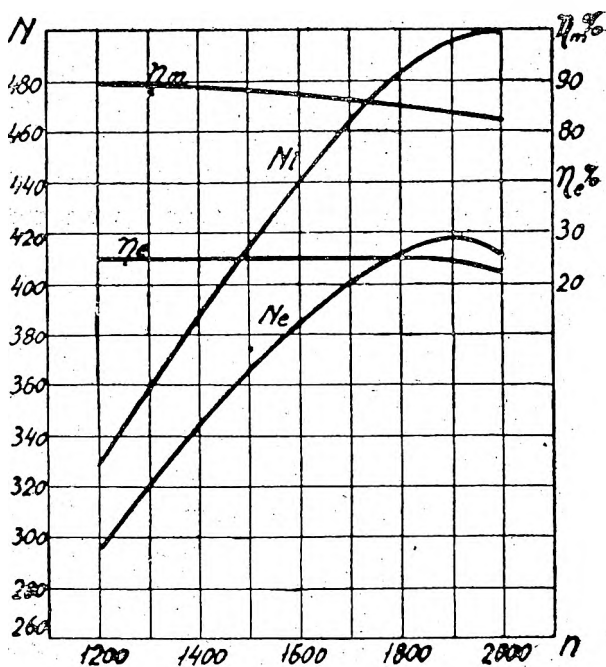
Gdy zwrócimy się jednak do wzoru 46, to stwierdzić trzeba, że wzrost n podnosi moc silnika, zjawisko zatem jest dość skomplikowane i dlatego wyznaczenie dla danego silnika odpowiedniej szybkości biegu jest rzeczą bardzo ważną.

Na rys. 19 i 20 podane są wyniki prób silników Liberty 400 KM i Benz 230 KM Stwierdzają one, że średnia prężność efektywna (a więc i moment obrotowy — patrz wzór 50), osiąga maximum przy niezbyt wielkiej ilości obrotów,

Moc silnika z początku również wzrasta, przyczem, począwszy od ilości obrotów, kiedy p_e dochodzi do maximum, wzrost mocy staje się powolniejszy.

Jest to zatem jakby przełomowa szybkość biegu. Przy mniejszej szybkości p_e jest mniejsze wskutek bardziej intensywnego oddawania ciepła na ścianki, przy większej — z powodu zmniejszenia się η_v .

Po przekroczeniu tej przełomowej szybkości prężność efektywna zaczyna szybko spadać, czynniki ujemnie wpływające na sprawność objętościową ujawniają się coraz wyraźniej, wzrost mocy staje się coraz powolniejszy i maksimum N_e zachodzi przy takiej ilości obrotów, przy której szybkość zmniejszania się p_e jest proporcjonalna do wzrostu liczby obrotów, jak to wynika ze wzoru 46.



Rys. 19 i 20. Krzywe sprawności, ciśnienia elektrycznego i mocy dla silników Liberty 400 KM i Benz 230 KM w zależności od liczby obrotów/min.

Maximum mocy indykowanej przypada na wyższą liczbę obrotów niż dla mocy efektywnej, ponieważ sprawność mechaniczna maleje przy wzroście szybkości biegu (patrz rozdz. IV pkt. 4). Tej liczbie obrotów odpowiadają najmniejsze straty cieplne, przy dalszym wzroście obrotów straty te zaczynają wzrastać, a prócz tego rośnie w dalszym ciągu praca ujemna, zużyta na ssanie mieszanki i wydech spalin.

Należy również zwrócić uwagę, że wydajność silnika (η_e) do pewnej liczby obrotów jest od niej prawie niezależna.

Przy silnikach rotacyjnych, moc efektywna równa się różnicy pomiędzy mocą indykowaną (wywiązaną w cylindrze), a mocą straconą na pokonanie oporów tarcia i wentylacji, która dość szybko rośnie z obrotami silnika. Z tego więc powodu N_e osiąga maximum przy mniejszej ilości obrotów, niż w silnikach stałych.

Temperatura otaczającego powietrza zasyzanego przez silnik bardzo widocznie wpływa na jego moc. Doświadczenia przeprowadzone przez „Bureau of Standards” wykazały, że moc silnika zmniejsza się ze wzrostem temperatury otoczenia. Dla temperatur w granicach od -15°C do $+50^\circ \text{C}$ procentowy spadek mocy stanowi połowę $\%$ -wego zwiększenia się absolutnej temperatury powietrza. Naprzykład, przy zwiększeniu się temperatury otoczenia od $+5^\circ \text{C}$ do $+50^\circ \text{C}$, co w absolutnej skali temperatur wynosi $\frac{323 - 273}{273} \cdot 100 \cong 16\%$, moc silnika zmniejsza się o $\frac{16}{2} = 8\%$.

Sprawność użyteczna η_u zmniejsza się także, lecz znacznie wolniej przy wzroście temperatury otoczenia.

Jako ogólne правило można powiedzieć, że silnik lotniczy rozwija maksymalną moc przy minimalnej temperaturze otaczającego powietrza, zabezpieczającej jednakże całkowite wyparowanie paliwa. Wielkość tej temperatury zależy nie tylko od właściwości danego paliwa, lecz i od konstrukcji rur doprowadzających mieszanę do cylindra.

Wpływ temperatury wody chłodzącej na moc wywiązaną przez silnik uwarunkowany jest trzema czynnikami:

a) stratami ciepła przez ścianki cylindra do wody chłodzącej;

b) zmianą sprawności objętościowej;

c) zmianą tarcia tłoka o ścianki cylindra.

Rozpatrzmy kolejno te trzy postawione kwestje.

Maxymalne straty ciepła przez ścianki cylindra do wody chłodzonej zachodzą w momencie spalania i na początku rozprężania. Przy racjonalnie ukształtowanej komorze spalania można przyjąć, że straty te wynoszą średnio 12 do 13% ciepła, doprowadzonego z paliwem. O ile udałoby się uczynić cylinder nieprzenikliwym dla ciepła, to, przyjmując pod uwagę stratę ciepła (gorących gazów) przez nieszczelność i promieniowanie, powstające przy tak wysokich temperaturach wybuchu, można uważać, że moc indykowana wzrosłaby tylko o około 10%.

Wyobraźmy sobie, że średnia temperatura w chwili wybuchu i na początku rozprężania się wynosi 2100°C , to nawet w skrajnym wypadku, gdy woda chłodząca ma temperaturę wrzenia, średnia temperatura ścianek będzie wynosić najwyżej około 150°C , zatem różnica temperatur gorących gazów i ścianek, od której zależy intensywność przewodnictwa ciepła, wynosi $2100^{\circ}\text{C} - 150^{\circ}\text{C} = 1950^{\circ}\text{C}$.

Jeśli teraz obniżymy temperaturę wody chłodzącej do 40° C to, przyjmując jak i poprzednio, że średnia temperatura ścianek cylindra jest o 50° C większa od temperatury wody, otrzymamy, że powyższa różnica wyniesie 2100 — (40 + 50) = 2010° C, t. j. wzrosła

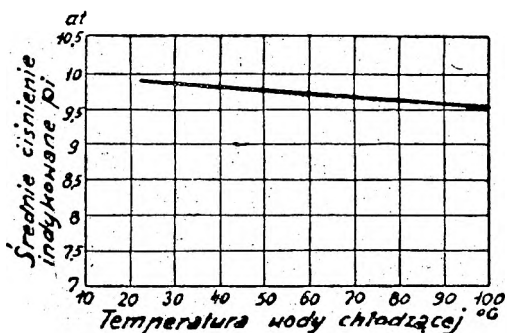
$$\text{o } \frac{2100 - 2010}{2100} \cdot 100 = 4,3\%.$$

Zakładając, zgodnie zresztą z rzeczywistością, że straty przez przewodnictwo są proporcjonalne do różnicy temperatur, otrzymamy, że spadek mocy indykowanej wyniesie 4,3% od 10% zaoszczędzonego w wypadku idealnym ciepła, zatem zaledwie 0,43% całkowitej (doprowadzonej w paliwie), energii cieplnej.

Z przykładu tego widać, że ogólnie wpływ temperatury ścianek nie odgrywa znaczniejszej roli i w najgorszym wypadku może zmienić moc o 1%.

Odwrotnie i znacznie silniej wpływa zmiana sprawności objętościowej w zależności od temperatury wody chłodzącej.

Zasysana mieszanka nagrzewa się od zetknięcia z gorącym zaworem ssącym i ściankami



Rys. 21. Wpływ temperatury wody chłodzącej na średnie ciśnienie indykowane.

cyindra. Średnia temperatura mieszanki wynosi około 390° abs. i zmniejszenie jej np. tylko o 15° C polepsza sprawność objętościową, a więc i moc indykowaną o $\frac{15}{390} \cdot 100 \cong 3,85\%$, ponieważ ciężar dawki jest odwrotnie proporcjonalny do absolutnej temperatury.

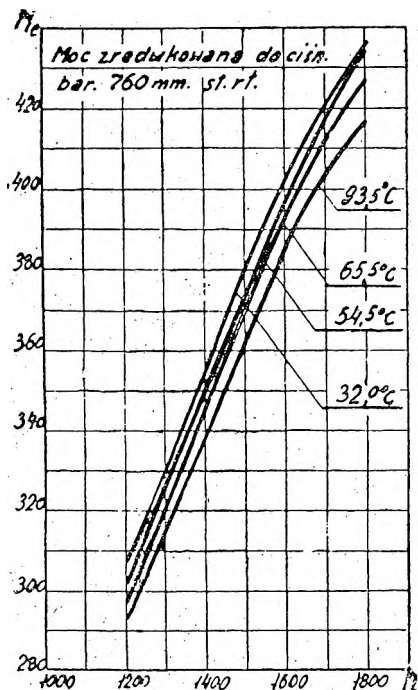
Wszelkie więc zmniejszenie temperatury wody chłodzącej zwiększa indykowaną moc silnika.

Rys. 21 podaje wartość średniego ciśnienia indykowanego w zależności od temperatury wody chłodzącej jako średnie wyniki z wielkiej ilości prób.

Trzecim czynnikiem, zależnym od temperatury ścianek cyindra jest tarcie tłoka. Smarność polepsza się ze wzrostem temperatury (oczywiście do pewnych granic), a przy bardzo lekkich i o małej bocznej powierzchni tłokach (takie właśnie mamy w silniku lotniczym), różnica w pracy tarcia przy zimnej i gorącej wodzie chłodzącej może dochodzić do 3% mocy indykowanej. Jednakże ten czynnik, jak i straty przez przewodnictwo ścianek, ma dla silników lotniczych drugorzędne znaczenie wobec przeważającego wpływu sprawności objętościowej η_v której wartość wzrasta z obniżeniem temperatury chłodzenia.

Ogólnie więc stwierdzić należy, że moc silnika lotniczego zwiększa się przy spadku temperatury wody chłodzącej.

Rys. 22 daje nam właśnie wyniki prób dla silnika Liberty 400 KM. Podczas doświadczeń utrzymywana była stała ilość wody przepływającej przez koszulki przy danej ilości obrotów, zmieniała się tylko temperatura wody dopływowej. Na wykresie podana jest temperatura wody wychodzącej z koszulek.



Rys. 22. Zmiana mocy w zależności od temperatury wody chłodzącej (na wyjściu). Silnik Liberty 400 KM.

XI. WPŁYW WYSOKOŚCI NA PRACĘ SILNIKA

Jak wiadomo ze wzrostem wysokości spada temperatura i ciśnienie barometryczne tak, iż w rezultacie ciężar właściwy powietrza maleje. Jeśli przyjąć, że na poziomie morza ciśnienie wynosi 760 mm słupka rtęci, a temperatura 15° C, naprzykład na wysokości 6500 m temperatura powietrza normalnie (wykluczając zaburzenia w normalnym rozkładzie temperatury i ciśnienia na wysokości), wynosi — 19° C, ciśnienie 333 mm słupka rtęci, waga zaś litra powietrza 0,612 gr, czyli połowę wagi na poziomie morza.

Praca teoretyczna, wytworzona w silniku, jak to już było wykazane w rozdziale IV, jest równoważna iloczynowi sprawności cieplnej na ilość ciepła, wydzieloną przy spalaniu dawki.

$$N_t = 427 \cdot Q = 427 \cdot \eta_t Q_1 \quad . \quad . \quad (54)$$

Żeby ocenić, jak zmieni się praca N_t z wysokością lotu, rozważmy od czego zależą wielkości η_t i Q_1 . Sprawność cieplna zależy (przy innych niezmiennych warunkach), tylko od stopnia sprężania, czyli od stosunku objętości całkowitej cylindra do objętości dawkowej, a więc oczywiście nie może zależeć od wysokości, na której pracuje silnik. Inaczej rzecz się ma z ciepłem Q_1 . Według prawa Welter'a ilość wydzielonego z paliwa ciepła jest proporcjonalna do wagi tlenu absorbowanego przy spalaniu. Ponieważ ciężar właściwy powietrza na wysokości jest mniejszy, zatem wagowa ilość tlenu zawarta w litrze mieszanki, a z nią i ciepło wywiązane podczas wybuchu, jest mniejsze.

I tutaj również oczywiście pomijamy wszelkie inne wpływy (np: wydatek benzyny z rozpylacza gaźnika i t. d.), występujące ze zmianą wysokości.

Dochodzimy więc do wniosku, że praca teoretyczna silnika jest proporcjonalna do ciężaru właściwego powietrza. Stwierdzić to można i rachunkowo na teoretycznym wykresie obiegu, jeśli rozważymy, jak zmieni się on z wysokością lotu.

Niech panujące tam ciśnienie wynosi H mm sł. rtęci. Oznaczmy:

$$\mu = \frac{H}{760} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (55)$$

gdzie przyjmujemy, że 760 mm sł. rtęci stanowi ciśnienie barometryczne na ziemi.

Linia ssania (patrz rys. 5), będzie więc mieć rzędną μp_a . Rzędne adjabaty sprężania również zmniejszą się w tymże stosunku, w myśl równania tej przemiany

$$p_{a-c} = p_a \left(\frac{V_a}{V_{a-c}} \right)^k \quad . . . \quad (56)$$

To samo będzie dla prężności w punkcie „Z” wykresu, albowiem przy spalaniu w stałej objętości mamy zależność

$$p_z = p_c \frac{T_z}{T_c} \quad . . . \quad (57)$$

zaś p_c w myśl poprzedniego równania jest proporcjonalne do μ a wzrost temperatury przy wybuchu, czyli stosunek $\frac{T_z}{T_c}$ jest niezmienny. Wreszcie dla całego przebiegu rozprężania rzędne jego

$$p_{z-e} = p_z \left(\frac{V_z}{V_{z-e}} \right)^k \quad . . . \quad (58)$$

też są zmniejszone w stosunku μ .

Ponieważ wszystkie rzędne wykresu zmniejszyły się w stosunku μ ; zatem i pole wykresu zmniejszy się w tym stosunku.

Podobnie można byłoby stwierdzić, że o ile temperatura świeżej mieszanki, dostarczonej do cylindra, pozostanie bez zmiany, to temperatury we wszystkich punktach obiegu teoretycznego również pozostaną niezmiennie, o ile zaś temperatura mieszanki, jak to zresztą zwykle bywa, spadnie, to temperatury obiegu również zmniejszą się, zaś pole wykresu zmieni się odwrotnie proporcjonalnie do absolutnej temperatury T mieszanki albo powietrza, ponieważ w obiegu teoretycznym zakładamy, że mieszanka nie nagrzewa się od ścianek cylindra.

Lecz ciężar właściwy γ powietrza jest również wprost proporcjonalny do jego ciśnienia i odwrotnie do absolutnej temperatury, a więc w ostatecznym wyniku naszych rozważań dochodzimy do wniosku, że pole wykresu teoretycznego, czyli teoretyczna moc silnika jest proporcjonalna do ciężaru właściwego otaczającego powietrza.

Jeśli ciężar właściwy powietrza na poziomie morza przy ciśnieniu 760 mm sł. rtęci i 15° C oznaczymy γ_0 ($\gamma_0 = 1,225$ gr/litr), a na wysokości Z przez γ_z , to w myśl powyższego wniosku otrzymamy wzór:

$$N_z = \frac{\gamma_z}{\gamma_0} \cdot N_0 \quad (59)$$

gdzie

N_0 — teoretyczna moc silnika na poziomie morza przy warunkach normalnych (760 mm i 15° C),

N_z — teoretyczna moc silnika na wysokości Z zaś stosunek ciężarów właściwych powietrza o ile przyjmiemy normalny stan atmosfery (t. zw. atm. „Standard”), określony jest przez wzór:

$$\frac{\gamma_z}{\gamma_0} = \frac{24\mu}{19 + 5\mu} \quad (60)$$

Tak sprawa przedstawia się z teoretycznego punktu widzenia, jeżeli zaś chodzi o rzeczywistość, a więc o moc efektywną, to należy przyjąć pod uwagę szereg ubocznie wpływających czynników i przede wszystkim, że:

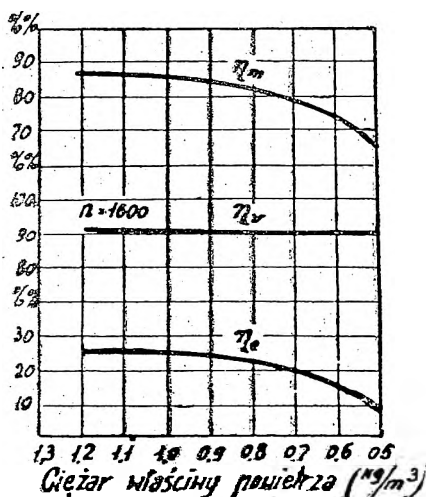
- 1) absolutna wielkość pracy tarcia w silniku pozostaje prawie niezmienna,
- 2) moment oporu śmigła maleje proporcjonalnie do ciężaru właściwego powietrza, a mo-

ment obrotowy spada szybciej, wobec tego ilość obrotów, więc i moc, maleje,

3) intensywność chłodzenia wodnego, czy też powietrznego również maleje, co jak wiemy obniża moc silnika (rozdz. X).

Dla tych to głównie przyczyn moc efektywna maleje szybciej niż ciężar właściwy otaczającego powietrza.

Tablica 6 zawiera wyniki doświadczeń, wykonanych przez „Bureau of Standards”, a rys. 23 podaje krzywe dla sprawności η_m , η_v , η_e w zależności od ciężaru właściwego powietrza. Widzimy, że η_m maleje, bo praca tarcia pozostaje niezmienną, a moc efektywna spada. Sprawność efektywna również maleje z początku prawie proporcjonalnie do ciężaru właściwego powietrza, potem znacznie szybciej, a to wskutek coraz to przemożniejszego wpływu wspomnianych poprzednio czynników ubocznych. Sprawność η_v w myśl swojej definicji pozostaje oczywiście bez zmiany.



Rys. 23. Wływ ciężaru właściwego powietrza na zmianę sprawności η_m , η_v , η_e . Silnik Hispano-Suiza 300 KM.

| Wysokość | | P O W I E T R Z E | | | Moc efektywna |
|----------|------|-------------------|-------------|-----------------|---------------|
| | | ciśnienie | temperatura | ciężar właściwy | |
| stopni | m | mm Hg. | °C | — | — |
| 0 | 0 | 760 | 18,9 | 1,000 | 1,000 |
| 2000 | 610 | 706 | 15,0 | 0,940 | 0,940 |
| 4000 | 1220 | 654 | 11,7 | 0,880 | 0,880 |
| 6000 | 1830 | 603 | 8,9 | 0,829 | 0,823 |
| 8000 | 2440 | 566 | 5,55 | 0,875 | 0,766 |
| 10000 | 3050 | 527 | 2,22 | 0,733 | 0,712 |
| 12000 | 3660 | 490 | — 1,66 | 0,694 | 0,660 |
| 14000 | 4270 | 457 | — 5,55 | 0,655 | 0,614 |
| 16000 | 4880 | 424 | — 9,45 | 0,617 | 0,572 |
| 18000 | 5490 | 394 | —13,35 | 0,581 | 0,529 |
| 20000 | 6100 | 364 | —17,25 | 0,545 | 0,488 |
| 22000 | 6710 | 338 | —21,10 | 0,515 | 0,450 |
| 24000 | 7315 | 314 | —25,0 | 0,485 | 0,413 |
| 26000 | 7920 | 292 | —28,9 | 0,458 | 0,380 |
| 28000 | 8530 | 272 | — 33,3 | 0,435 | 0,349 |
| 30000 | 9140 | 253 | —37,2 | 0,411 | 0,325 |

Tablica 6. Zależność ciśnienia, temperatury, ciężaru właściwego powietrza oraz mocy silnika od wysokości lotu.

W tabelce przyjęto za jednostkę ciężar właściwy i moc efektywną na ziemi. Wyniki doświadczeń sprowadzono do stałej ilości obrotów. Pomimo tego przy większych wysokościach widać, że moc ubywa szybciej niż ciężar właściwy powietrza.

W praktyce z dostatecznym przybliżeniem przyjmują zależność:

$$N_z = N_o \frac{H}{760} \frac{n}{n_o} \dots \dots (61)$$

gdzie:

H — ciśnienie powietrza na wysokości wyrażone w mm Hg.

N_z — moc na tej wysokości,

n — ilość obrotów silnika na tej wysokości,

N_o — moc silnika na ziemi,

n_o — ilość obrotów silnika na ziemi.

Spadek mocy silnika z wysokością jest w niektórych wypadkach, na przykład dla samolotów wojskowych, zjawiskiem bardzo niepożądanym, ogranicza bowiem pułap (maximum osiągalnej wysokości), zmniejsza szybkość wznoszenia się i do pewnego stopnia szybkość lotu poziomego, t. j. te właśnie cechy, które na wojnie mają wielkie znaczenie.

Dla utrzymania stałej mocy silnika współczesna technika stosuje trzy następujące środki:

A. Przepężanie silnika (fr. surcompression).

Doświadczenie poucza, że dla każdego poszczególnego silnika istnieje pewien najlepszy stopień sprężania, przy którym silnik najekonomiczniej pracuje. Wielkość tego stopnia sprężania zależy od wielu czynników: gatunku paliwa, ilości obrotów, konstrukcji silnika i t. p. i średnio wynosi około $\varepsilon = 4,7$ do $\varepsilon = 6$ dla pracy silnika na ziemi. Teoretycznie ze wzrostem ε podnosi się cieplna sprawność silnika (η_t), a więc i jego sprawność efektywna (wydajność); lecz po przekroczeniu pewnego stopnia sprężania w silniku powstają samozapłony i detonacje, zakłócające jego normalny bieg, powodując spadek mocy, a nawet zatrzymanie się silnika. Chodzi tu o końcowe ciśnienie sprężania p_c (rys. 6), które zależnie od gatunku paliwa i konstrukcji silnika nie powinno przekraczać pewnej wartości, o ile chcemy uniknąć wspomnianych zaburzeń.

Na początku niniejszego rozdziału wyjaśniliśmy, że dla dowolnej wysokości rzędne wykresu indykatora maleją w stosunku ciśnień p) zatem, chcąc, aby silnik nasz pracował na zada-

nej wysokości z maksymalnie dopuszczalnym ciśnieniem sprężania, trzeba zastosować odpowiednio wyższe ε gdyż wraz z nim rośnie ciśnienie p_c (wzór 62).

Oznaczmy:

Ciśnienie powietrza na zadanej wysokości lotu H mm sł. rtęci

$$\mu = \frac{H}{760} \quad (\text{przyjmujemy ciśnienie na ziemi} = 760 \text{ mm sł. rt})$$

ε i ε^1 — stopień sprężania, odpowiadający najwydatniejszej pracy silnika na ziemi i na zadanej wysokości lotu,

p_a — ciśnienie ssania na ziemi.

Wtedy ciśnienie sprężania:

przy pracy na ziemi $p_c = p_a \varepsilon^m$

przy pracy na wysokości $p'_c = \mu p_a \varepsilon^{1m}$

Chcąc aby silnik na wysokości pracował równie wydajnie, jak na ziemi, musimy dobrać takie ε^1 , aby ciśnienie sprężania wyniosło p_c mamy zatem równanie

$$\mu p_a \varepsilon^{1m} = p_a \varepsilon^m$$

z którego określamy

$$\varepsilon^1 = \frac{1}{\mu^{\frac{1}{m}}} \varepsilon \quad \dots \quad (62)$$

Znając dla pewnych warunków wartość ε , na ziemi, możemy znaleźć, jaki należy dać stopień sprężania ε^1 dla określonej wysokości, aby uzyskać na niej pełną moc silnika.

Stopień sprężania silników przepięzonych waha się obecnie w granicach $7 \div 8 \div 9$.

Oczywiście silnik przepięzony nie może pracować na ziemi przy całkowicie otwartej przepustnicy, gdyż jak widać z poprzednich równań ciśnienie p_c przekroczyłoby granice do-

puszczalne ze względu na prawidłowe spalanie. Wyjątkowo przy starcie, gdy silnik nie jest jeszcze zbyt rozgrzany, można na krótką chwilę pracować „z pełnym gazem”.

Przeprężenie silnika pozwala więc, otwierając stopniowo przepustnicę, utrzymywać jego moc bez zmiany do określonej wysokości lotu, po przekroczeniu której zaczyna się spadek mocy, jak w silniku normalnym. Każdy silnik normalny może być przeprężony w najprostszy sposób przez zastosowanie odpowiednio wyższych tłoków. Do wad silników przeprężonych zaliczyć należy zwiększoną wrażliwość silnika na zmianę składu mieszanki i konieczność pracy na małych wysokościach z dławioną mieszanką (z przymkniętą przepustnicą), co obniża wydajność silnika.

B. Przewymiarowanie silnika (fr. *moteur suralesé*).

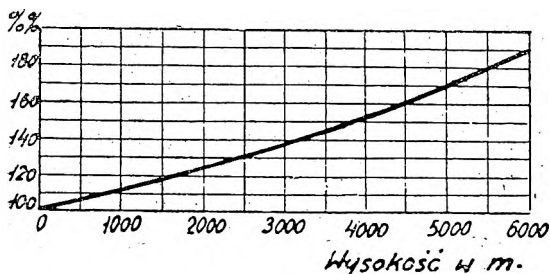
Sposób ten również pozwala na utrzymanie stałej mocy silnika do określonej wysokości lotu i polega na tem, że, znając ciężar właściwy powietrza na tej wysokości i wychodząc z najodpowiedniejszego składu mieszanki, obliczamy wymiary cylindra tak, by dawał on w tych warunkach żadaną moc. Tak określone wymiary silnika wypadną oczywiście większe, niż dla tejże mocy na ziemi.

Stąd właśnie pochodzi nazwa „silnik przewymiarowany”, to znaczy taki, którego litraż na KM jest większy, niż dla warunków na ziemi.

Zwiększenie litrażu pociąga oczywiście zwiększenie wagi silnika na jednostkę mocy, i to jest właśnie jedną z najgłówniejszych wad tego sposobu. Trzeba nadmienić, że zwiększenie wymiarów cylindra nie wymaga zwiększenia chłodzenia wodnego, pod warunkiem, że przez dławienie mieszanki (przymykanie przepustnicy)

nie pozwolimy silnikowi rozwijać mocy większej od obliczonej dla zadanej wysokości (mocy wysokościowej) lotu. Konieczność dławienia oraz chęć zmniejszenia wagi silnika sprawia, że zazwyczaj przewymiarowanie łączymy z przepiężeniem, uzyskując przez to jednocześnie większy zakres wysokości, przy których możemy zachować stałą moc silnika.

Rys. 24 podaje zależność niezbędnego litrażu od wysokości, do której moc silnika ma być niezmienna.



Rys. 24. Wpływ wysokości na niezbędny litraż silnika.

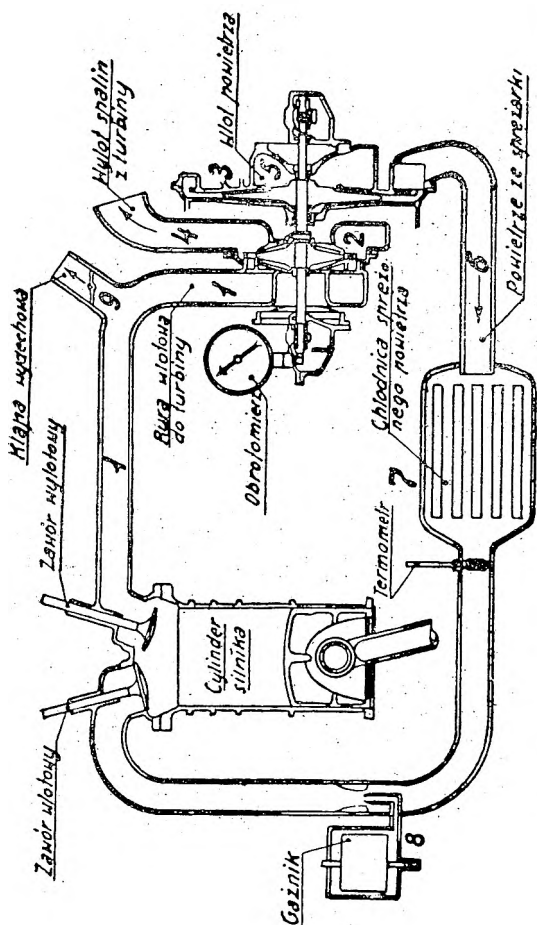
Litraż silnika na ziemi przyjęty jest za 100%. Charakter krzywej wskazuje, że im większa jest wysokość lotu, tem szybciej rośnie litraż a z nim i waga silnika. To właśnie jest przyczyną, że przemiarowanie silnika opłaca się tylko do pewnej wysokości.

Podobnie i przepiężanie ma swoją praktyczną granicę, pozwalając osiągać stałą moc średnio do 6.000 m.

C. Zasilanie silnika sprężonym powietrzem.

Pierwsze dwa opisane sposoby pozwalają zachować $N = \text{const}$ do określonej wysokości lotu i są korzystne ze względu na zużycie paliwa oszczędniejsze, niż przy zasilaniu silnika sprężonym powietrzem, który to sposób poniżej opiszemy.

Celem sprężania powietrza dostarczanego do gaźnika, jest zachowanie nieziennej wagi dawki mieszanki, a więc i mocy silnika. Do sprężania nadają się tutaj jedynie sprężarki wirni-



Rys. 25. Szkic układu silnika lotniczego z turbosprężarką według pomysłu Rateau.

kowe o dużej liczbie obrotów (do 30.000 obr/min), ponieważ sprężarki tłokowe muszą odpaść ze względu na swoją znaczną wagę i siły bezwładności, występujące w mechanizmach.

Sprężarki wirnikowe napędzane są oddzielnym silnikiem, bądź mechanicznie od silnika lotniczego, a najczęściej uruchamiane są przez turbinę, pracującą gazami wydechowymi.

Pierwszy sposób nadmiernie komplikuje instalację i zwiększa jej ciężar, drugi — nastęcza poważne trudności mechaniczne ze względu na dużą liczbę obrotów sprężarki, konieczność stosowania sprzęgła wyłączalnego, aby uniknąć trudności przy rozruchu, i bezużytecznego wydatku mocy na napęd sprężarki przy małych wysokościach lotu i t. p.

Najchętniej używany i najwięcej celowy ze względu na sprawność użyteczną zespołu stosowany jest układ silnika z turbosprężarką, napędzaną gazami wydechowymi.

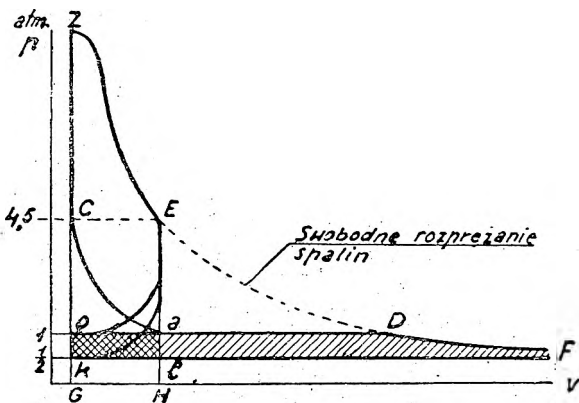
Układ ten był zrealizowany przez francuza A. Rateau i jest w swej obecnej postaci przedstawiony na rys. 25.

Gazy wydechowe o prężności około 4,5 atm., dostają się z cylindra silnika przez przewód (1) do turbiny, gdzie początkowo rozprężają się bez wykonania pracy do ciśnienia około 1 atm., a następnie dopiero dostają się na łopatki turbiny (2) i rozprężają się do prężności otaczającego powietrza. Ta bezużyteczna zdawałoby się strata energii konieczna była jednak dla uniknięcia większych oporów wydechu, uzyskania lepszego usuwania spalin z cylindra oraz zmniejszenia temperatury, w której pracują łopatki turbiny.

Wirnik i kierownice turbiny wykonane są z wysokowytrzymałościowej stali, odpornej na działanie wysokich temperatur (stal wolframowa). Na wspólnym z turbiną wale osadzona jest sprężarka wirnikowa osiowo-promieniowa (3).

Odpracowane w turbinie gazy wychodzą w otoczenie (rura 4), a świeże powietrze zostaje zassane przez przewód (5) i sprężone w sprężarce do ciśnienia około 1 atm. Ponieważ przy sprężaniu temperatura powietrza wzrasta, co ujemnie wpływałoby na wagę dawki, kieruje się ono przez przewód (6) do chłodnicy (7), a następnie do dyfuzora gaźnika (8). Sterowanie turbosprężarki odbywa się zapomocą kłapy (9), regulującej ilość gazów, dopływających do turbiny, przez wypuszczanie ich nadmiaru w powietrze. Przy całkowitem otwarciu kłapy, co ma miejsce na ziemi, nieznaczna część gazów dostaje się jednak do turbiny i bardzo wolno ją obraca, dzięki czemu zmniejszają się opory zasysania powietrza, odbywającego się stale przez wirnik sprężarki.

Rys. 26 przedstawia wykres pracy silnika ze sprężarką, z którego wynika, że sprawność użyteczna zespołu będzie większa przy zastosowaniu turbosprężarki na gazy wydechowe, niż przy sprężarce mechanicznie sprzęgniętej z silnikiem.



Rys. 26. Wykres pracy silnika ze sprężarką napędzaną mechanicznie lub zapomocą turbiny.

Niech naprzykład silnik pracuje na wysokości, gdzie ciśnienie atmosferyczne jest zredukowane do połowy (wysokość około $5\frac{1}{2}$ km). Jeśli jest on sprzęgnięty z mechanicznie napędzaną sprężarką, ma swobodny wydmuch (do otaczającej atmosfery), a zasilany jest powietrzem o ciśnieniu 1 tam., to pole teoretycznego wykresu pracy zwiększa się o prostokąt o $a l k$, który zarazem wyobraża pracę, przeznaczoną na napęd sprężarki.

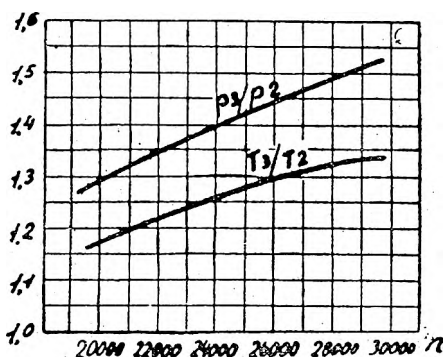
Przy użyciu turbiny wydyszyny o ciśnieniu około 4,5 atm. rozprężają się swobodnie, t. j. bez wykonania pracy zewnętrznej, do ciśnienia konaniem pracy w turbinie (linja $D - F$). Strata 1 atm. (linja $E - D$ wykresu), poczem dopiero następuje dalsze rozprężenie, połączone z wykonaniem pracy w turbinie (linja $D - F$). Strata pola pracy, odpowiadająca części $E - D$ wykresu, okupiona jest lepszym działaniem silnika oraz mniejszym zużyciem i większą niezawodnością biegu turbiny, która przy swojej znacznej ilości obrotów (do 30.000 obr/min) i wysokiej temperaturze gazów (około 700° C przy wejściu do turbiny) jest tworem bardzo wrażliwym i wymagającym najlepszych materiałów, precyzyjnego wykonania i starannie przemyślanej konstrukcji.

Zysk pracy wyrazi się w tym wypadku polem $o. D. F. k$, które jest równoważne pracy teoretycznej, przewidzianej na napęd turbiny.

Jeśli, uwzględniając sprawność użyteczną turbiny (około 0,5) i przeniesienia mechanicznego (około 0,85), porównamy oba zakreskowane na wykresie pola, to wypadnie, że w systemie Rateau dysponujemy na napęd sprężarki mocą 4-o krotnie większą, niż przy sprzęganiu mechanicznym, mimo że efektywna (użyteczna)

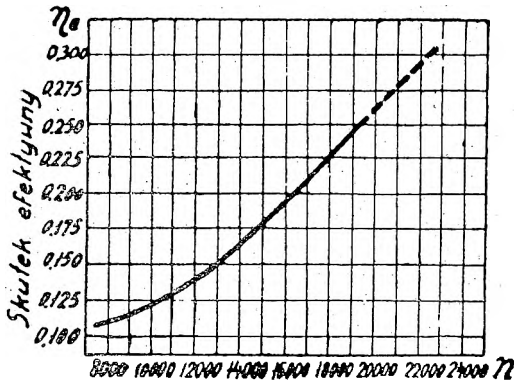
moc silnika w obu wypadkach pozostanie niezmienna.

Dla charakterystyki pracy turbosprężarki Rateau dajemy dwa wykresy (rys. 27, 28), gdzie wskazany jest wpływ ilości obrotów na sprawność efektywną turbosprężarki i na stosunek ciśnień i absolutnych temperatur powietrza przed i po sprężaniu. Z nich łatwo jest zrozumieć, że w miarę wznoszenia się samolotu dla zachowania stałej mocy silnika należy zwiększać ilość obrotów turbosprężarki, co właśnie w systemie Rateau daje się uskutecznić bardzo łatwo przez przyamykanie kłapy 9 (rys. 25), a jest niemożliwe przy mechanicznym sprzęganiu sprężarki z silnikiem. W tym tkwi właśnie przewaga tego systemu.



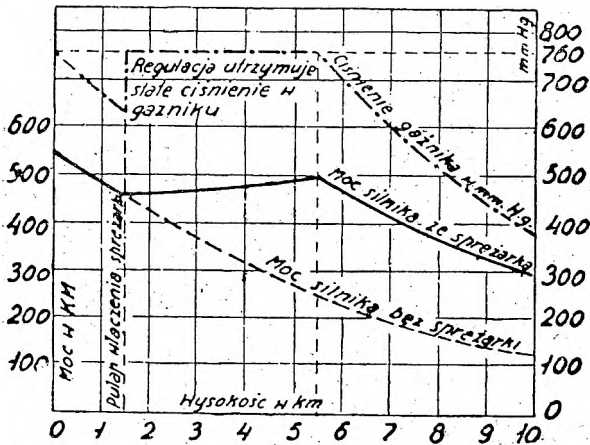
Rys. 27. Stosunek ciśnień i absolutnych temperatur powietrza zassanego i sprężonego w zależności od ilości obrotów turbosprężarki Rateau.

Z tegoż wykresu widzimy, że przy wzroście sprężania — zwiększa się również temperatura sprężonego powietrza, co wymaga zastosowania doń chłodnicy tem większej, im większa jest zamierzona wysokość, do jakiej silnik ma utrzymywać stałą moc.



Rys. 28. Wpływ ilości obrotów na efektywną sprawność turbosprężarki Rateau.

Na rys. 29 widzimy, jak zachowuje się silnik bez sprężarki i zaopatrzony w turbosprężarkę systemu Rateau.



Rys. 29. Ciśnienie w gaźniku i moc silnika z instalacją Rateau w porównaniu z mocą silnika bez sprężarki.

Z chwilą włączenia sprężarki (na wysokości 1,5 km) ciśnienie w gaźniku wyrówna się do ciśnienia na ziemi (760 mm Hg). Wskutek tego ciężar powietrza w dawce pozostaje niezmienny.

ny, co powoduje zachowanie stałego momentu obrotowego. Ponieważ jednak opór śmigła maleje z wysokością lotu (z powodu rozrzedzenia powietrza), więc liczba obrotów, a z nią i moc silnika, będzie wzrastać, jeśli nawet odjąć moc zużytą na napęd turbosprężarki.

W tych warunkach do wody lub żeber, chłodzących cylinder, będą przechodzić w miarę wznoszenia się samolotu, coraz większe ilości ciepła, a zdolność chłodnicza chłodnicy lub żeber zmniejsza się wskutek rozrzedzenia otaczającego powietrza. Spadek temperatury otoczenia może do pewnego stopnia wyrównywać intensywność chłodzenia, zazwyczaj jednak należy stosować większe chłodnice.

Z chwilą całkowitego przymknięcia kłapy, regulującej szybkość biegu turbosprężarki, t. j. osiągnięcia przez nią maksymalnej liczby obrotów (na wykresie zachodzi to przy $5\frac{1}{2}$ km wysokości), ciśnienie przed gaźnikiem zaczyna spadać, wraz z nim maleje i moc silnika nawet nieco szybciej, niż w silniku bez sprężarki.

Doświadczenia poczynione z silnikiem Lorraine Dietrich 160 KM, zaopatrzonym w turbosprężarkę Rateau, dały na wysokości 2750 m zwiększenie mocy ze 111 do 164 KM, liczba obrotów silnika wzrosła przytem z 1370 do 1550 obr/min. Samolot Breguet z silnikiem Renault 300 KM i turbosprężarką dał następujące wyniki:

czas wznoszenia się na 5000 m zmniejszył się z $47\frac{1}{2}$ do 27 minut,

szybkość lotu poziomego na tej wysokości wzrosła od 146 do 193 km/godz,

pułap wzrósł o dalsze 4000 m,

szybkość lotu poziomego na wysokości pu-

łapu zwiększyła się o 25% w stosunku do dawnej.

Z przykładów tych widzimy, że zastosowanie sprężarek wybitnie podnosi własności samolotu, posiada ono jednak i sporo wad, a mianowicie:

1) sprawność użyteczna najlepszej sprężarki wynosi najwyżej 55 — 60%, co wpływa na wzrost jednostkowego zużycia paliwa w silniku;

2) sprężarka musi mieć bardzo dużą liczbę obrotów na minutę, co już samo przez się stwarza wiele mechanicznych kłopotów. Przy turbosprężarkach dochodzi jeszcze do tego trudność opanowania wpływu wysokich temperatur;

3) ciśnienie w gaźniku, w komorze pływakowej i t. p. musi być takie, jak ciśnienie sprężonego powietrza, paliwo zaś należy doprowadzać do gaźnika przy ciśnieniu jeszcze większem (nadciśnieniu). Powstaje zatem kwestja dobrego uszczelnienia rur ssących, co w biegu daje się trudno utrzymać, a prowadzi do bardzo zawilej budowy;

4) waga całej instalacji zwiększa się przez wagę sprężarki, rur, zwiększonej chłodnicy oraz chłodnicy do sprężonego powietrza, która musi mieć dość znaczną powierzchnię chłodzenia, gdyż odprowadzić trzeba wielką ilość ciepła przy stosunkowo niskiej temperaturze chłodzonego powietrza. Ciężar turbosprężarki dla silnika 300 KM wynosi ze wszystkimi akcesorjami około 80 kg. Średnio przyjąć można, że stanowi on około 15 do 20% wagi silnika;

5) w silniku występują większe naprężenia tak mechaniczne, jak i skutek wyższych temperatur (zawór wydechowy). Cierpi na tem ogromnie niezawodność biegu silnika, tak ważna w lotnictwie.

Oprócz konstrukcji Rateau, stosowanej przeważnie na kontynencie europejskim, istnieje amerykańskie rozwiązanie Moss'a oparte na podobnej zasadzie, w którego szczegóły konstrukcyjne wchodzić nie będziemy, aby nie wykraczać z ram niniejszej pracy.

Sprężarki, mechanicznie napędzane od wału silnika, mają kilka różnych rozwiązań. Wiele z nich zapożyczono z dziedziny samochodowej. Napęd odbywa się za pomocą kół zębatach lub przekładni pasowej i zębatej, stosują również przekładnie planetarne. Pomiędzy wałem silnika, a sprężarką umieszcza się sprzęgło wyłączalne, tarciove lub odśrodkowe, dające elastyczność połączenia. Ponieważ w tym wypadku niezawodność biegu silnika jest znacznie większa niż w systemie Rateau, sprężarki mechanicznie napędzane mają wielu zwolenników, co znalazło swój wyraz w tem, że wytwórnia Rateau zaczęła wyrabiać takie sprężarki o 2-ch stopniach sprężania i 20.000 obr/min.

XII. POMIAR MOCY

Silnik zużywa swą moc na pokonanie oporu powietrza, jaki napotyka obracające się śmigło lub młynek, osadzony na wale silnika.

Oznaczając przez p wypadkową parcia powietrza na każde z ramion śmigła lub młynka (rys. 30), a przez l wzajemną odległość punktów zaczepienia tych sił, otrzymamy, że moment oporowy, jaki ma być pokonany przez silnik, wynosi

$$M = p \cdot l \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (68)$$

Jeśli przytem wał silnika obraca się ze stałą szybkością kątową ω (t. j. przy $n = \text{const}$), to moment na wale silnika w każdej chwili równa

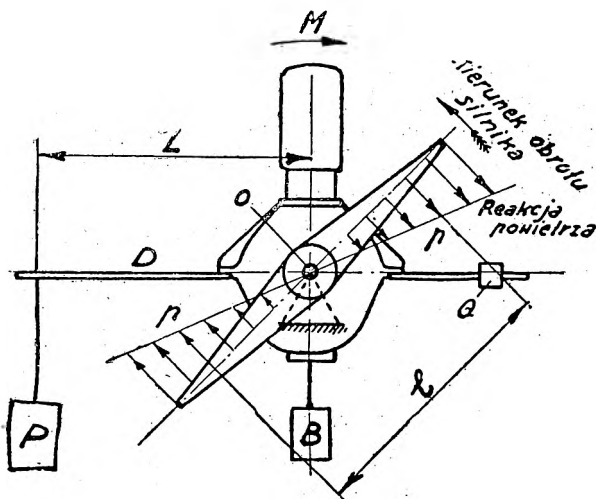
się oporowemu momentowi M , gdyż inaczej silnik przyspieszałby lub zwalniał swój bieg. Zatem moc silnika, zużyta na obracanie śmigła lub młynka, wyniesie:

$$N_e = \frac{M\omega}{75} \text{ KM} \quad \dots \quad (64)$$

gdzie szybkość kątowna wału silnika

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad \dots \quad (65)$$

n — ilość obrotów na minutę wału silnika.



Rys. 30.

Moment działający na wale jest wytworzony wskutek parcia gazów na tłoki, co w myśl ogólnie znanego prawa mechaniki (prawo o zachowaniu środka ciężkości układu pod działaniem sił wewnętrznych) daje w wyniku równy, co do absolutnej wielkości, i odwrotny, co do kierunku, moment M (rys. 30), usiłujący cylindry wraz z ich karterem obracać w kierunku prze-

ciwnym do biegu silnika. Jest to zjawisko podobne do odrzutu działa podczas strzału lub też znanego z fizyki doświadczenia pod nazwą „koło Segnera“.

Ten reakcyjny moment niweczy się nieruchomem zamocowaniem silnika na t. zw. belkach podsilnikowych, lecz daje on znać o swem istnieniu przez wycieranie bocznej ścianki cylindrów na stronie przeciwległej do kierunku obrotów wału (t. zw. owalizacja cylindrów), pochodzące od nacisku tłoków na tę ściankę.

Jeśli jednak silnik zamocujemy w ramie osadzonej obrotowo na osi 0 (rys. 30) tak, iż stanowi ona przedłużenie geometrycznej osi wału, to reakcyjny moment M pocznie przechylać silnik w kierunku strzałki, i dla zachowania równowagi wypadnie na dźwigni D zawiesić ciężar P w takiej odległości L od osi obrotu, by

$$M = pl = PL \dots \dots (63a)$$

Podstawiając wartości M i ω ze wzorów 63a i 65 do wzoru 64, otrzymamy:

$$N_e = \frac{2\pi n \cdot P \cdot L}{60 \cdot 75} \cong 0,0014 P \cdot L \cdot n \text{ KM} \quad (66)$$

gdzie P — w kg, L — w metrach.

Pomiar mocy polega zatem na dobraniu i określeniu ciężaru P i ramienia L dla zaobserwowanej ilości n obrotów na min.

Zwykle wykonywa się ciężar P (względnie ramię L), jako stałe, a mierzy się ramię L (względnie ciężar P). W obu wypadkach ramię lub ciężar, wykonane jako stałe, dobiera się tak, by obliczenie mocy było możliwie rachunkowo uproszczone.

Naprzykład, przyjmując we wzorze 66 ciężar $P = 143,2$ kg, otrzymamy:

$$N_e = 0,0014 \cdot 143,2 \cdot L \cdot n = 0,2 \cdot L \cdot n \text{ KM}$$

Przy $L = 1,432 \text{ m}$

$$N_e = 0,0014 \cdot 1,432 \cdot P \cdot n = 0,002 \cdot P \cdot n \text{ KM}$$

Dynamometr wodny Froude'a typ DPX5 posiada stałe ramię: $L = 0,8957 \text{ m}$.

$$N_e = 0,0014 \cdot 0,8957 \cdot P \cdot n = 0,00125 \cdot P \cdot n = \frac{P \cdot n}{800} \text{ KM} \quad \dots \quad (67)$$

Moc, jaką uzyskujemy przy danych obrotach silnika, zależy od ciśnienia barometrycznego powietrza i jego temperatury. Aby stworzyć możliwość porównania wyników prób, przeprowadzanych w różnych warunkach, sprowadza się moc rzeczywistą silnika do mocy, jaką osiągnąłby on przy ciśnieniu barometrycznym $H = 760 \text{ mm}$ słupka rtęci, i temperaturze $t = + 15^\circ \text{ C}$.

Moc tą nazywamy mocą zredukowaną do normalnego stanu atmosfery, lub krótko—mocą zredukowaną. Wzór na określenie mocy zredukowanej, przyjęty przez S. T. Aé., jest:

$$N_r = N_e \cdot \frac{760}{H} \cdot \frac{500 + t_p}{515} \quad \dots \quad (68)$$

gdzie:

N_r — moc zredukowana,

N_e — moc rzeczywista,

H — ciśnienie powietrza w mm słupka rtęci,

t_p — temperatura powietrza w stopniach C.

Oznaczając współczynnik redukcji

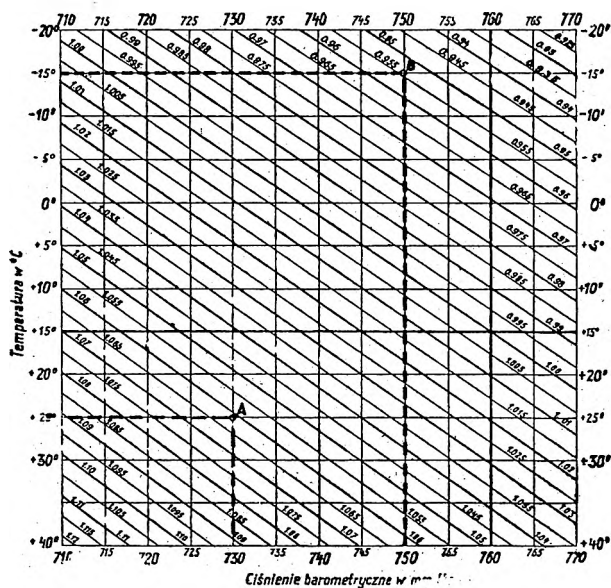
$$K = \frac{760}{H} \cdot \frac{500 + t_p}{515} \quad \dots \quad (69)$$

otrzymamy:

$$N_r = K \cdot N_e \quad \dots \quad (68a)$$

Linje stałego K , obliczone według wzoru 69, podane są na rys.31.

Wykres taki sporządza się w ten sposób, że zakładając we wzorze 69 wartość na K kolejno: 1,0; 1,005; 0,995 i t. d., co 0,005, otrzymamy równania linii prostych, które z łatwością dają się wykreślić przez wyznaczenie 2-ch punktów, przyjmując naprzykład dowolne H (np. 760 mm sł. rt.) i określając odpowiadające mu t_p .



Rys. 31. Redukcja mocy silników lotniczych do warunków normalnych.

Obliczenie mocy zredukowanej silnika wykonuje się jak następuje:

Niech np. pomiar mocy odbywa się przy ciśnieniu 730 mm słupka rtęci i temperaturze + 25° C.

Znajdujemy punkt A (rys. 31), którego współrzędne odpowiadają ciśnieniu i tempera-

turze podczas próby. Najbliższa linja, przechodząca przez ten punkt, jest oznaczona liczbą 1,062, znaczy to, że $K = 1,062$, a więc $N_r = 1,062 N_e$.

Przy ciśnieniu $H = 750$ mm słupka rtęci i temperaturze $t = -15^\circ$ C, analogicznie znajdujemy punkt B, i najbliższa linja jest oznaczona liczbą 0,954, co znaczy, że $K = 0,954$, czyli $N_r = 0,954 N_e$.

„The American Bureau of Standards” podaje nieco inny wzór na określenie mocy redukowanej, wyznaczony doświadczalnie, mianowicie:

$$N_r = N_e \cdot \frac{760}{H} \cdot \frac{530 + t_p}{545}$$

gdzie znaczenia symbolów jak we wzorze poprzednim (wzór 68).

Wzór powyższy jest stosowany w Ameryce i Anglii.

WYKRESY MOCY

Moc, jaką osiąga silnik przy całkowitem otwarciu przepustnicy („pełny gaz”) nazywamy „pełną mocą silnika”.

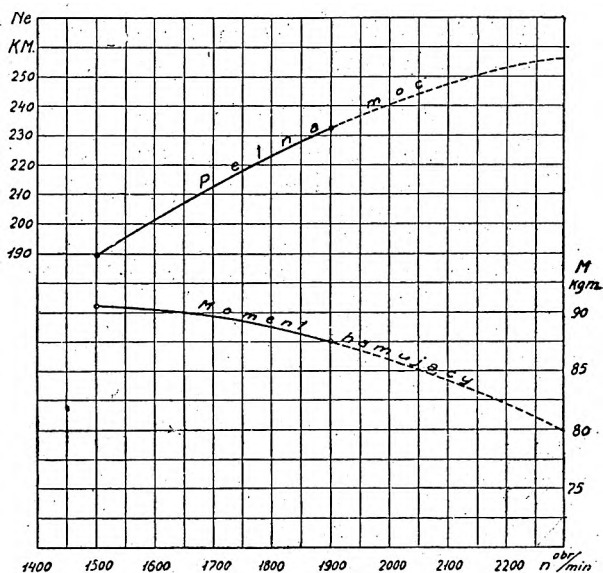
Ilość obrotów na minutę n zależy od momentu hamującego M , którym obciążony jest wał silnika.

Wzajemną zależność M , n i N_e dla silnika Wright — Whirlwind 200 KM, przedstawia rys. 32.

Dla każdego śmigła istnieje своя najkorzystniejsza ilość obrotów, przy której sprawność zespołu śmigło — silnik osiąga maximum. Zależy to zarówno od śmigła, jak i od silnika, i jest decydującem przy wyborze największej dopuszczalnej ilości obrotów.

Skoro jednak silnik został skonstruowany na te lub inne największe obroty, wytrzymałość samego silnika nie pozwala na znaczniejsze ich przekroczenie bez obawy uszkodzenia.

Dla silnika Wright — Whirlwind 200 KM maksymalna dopuszczalna ilość obrotów $n_{max} = 1900$ obr. n_{max} min.



Rys. 32. Wykres pełnej mocy i momentu hamującego silnika Wright — Whirlwind 200 KM.

Z wykresu na rys. 32 widać, że silnik ten osiąga $n_{max} = 1900$ obr./min. przy $M = 87,5$ kgm, i wtedy jego pełna moc wynosi $N_e = 232$ KM.

Gdy obciążymy wał silnika większym momentem hamującym np. $M = 90,5$ kgm, to największa ilość obrotów, jaką zdoła silnik uzyskać, będzie $n = 1500$ obr./min. i pełna moc $N_e = 189,6$ KM.

Jeżeli naodwrot moment hamujący M będzie mniejszy, zwiększą się odpowiednio obroty i pełna moc silnika (na wykresie linje kreskowane).

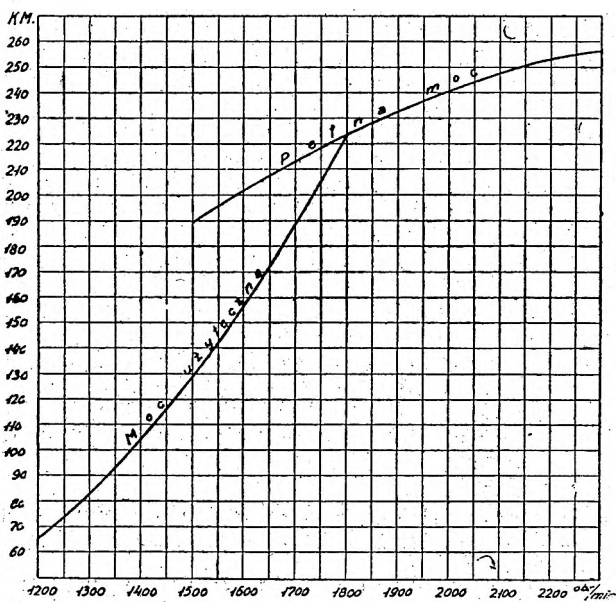
Normalnie obciąża się silnik zapomocą śmigła.

Z poprzedniego jasno wynika, że moment hamujący śmigła musi być tak dobrany, aby silnik przy pełnym gazie osiągnął przepisaną liczbę obrotów na minutę.

Każdy typ silnika wymaga innego śmigła.

Podczas lotu moc silnika reguluje się przez dławienie mieszanki w gaźniku (przymykanie przepustnicy).

Uzyskaną przy tem moc nazywamy „mocą użyteczną”.



Rys. 33. Wykresy mocy silnika Wright — Whirlwind 200 KM.

Na rys. 33, podane są wykresy pełnej i użytecznej mocy dla silnika Wright — Whirlwind 200 KM.

Obie te krzywe mocy są podawane i gwarantowane przez fabryki, budujące silniki lotnicze.

Z wzajemnej zależności M , n i N_e wynika możliwość sprawdzenia mocy silnika przy pełnym gazie — zapomocą cechowanego śmigła lub młynka. Śmigło lub młynek wykonywa się tak, że obciążony nim silnik, którego moc przy pełnym gazie i odpowiadająca jej ilość obrotów na minutę są znane (zmierzone na dokładnej probierni), osiąga przy całkowicie otwartej przepustnicy stałą i przepisaną liczbę obrotów.

Śmigło to cechuje się, zaznaczając na niem moc zredukowaną, jaką daje silnik przy danej ilości obrotów na minutę.

Np. znak na cechowanym czteroramiennym śmigle silnika Jupiter: $N_e = 420$ KM, $n = 1700$ obr./min., oznacza, że przy 1700 obrotach na minutę silnik ten daje 420 KM. Jeżeli tak wycechowane śmigło założyć na wał innego silnika, to o ile on przy pełnym gazie osiągnie liczbę obrotów, oznaczoną na śmigle, wtedy i moc tego silnika będzie równą mocy, oznaczonej na śmigle.

Przy pomiarach mocy silnika zapomocą cechowanych śmigieł otrzymuje się moc zredukowaną.

BŁĘDY POMIAROWE

Błędy przy określeniu mocy silnika mogą być subiektywne i o tych mówić nie będziemy, nie dadzą się one bowiem ocenić, lub też wynikać mogą z samej metody pomiarów (będą one omawiane przy opisie odnośnych metod), albo

też powstają wskutek błędów przy dobieraniu ciężaru P oraz mierzeniu ramienia L i obrotów n (rys. 30), a mają swe źródło w niedokładności przyrządów pomiarowych i niedostatecznej czułości urządzeń. Pomiar mocy zapomocą przeważnej ilości metod opiera się na stosowaniu wzoru:

$$N_e = c \cdot P \cdot L \cdot n \text{ (patrz wzór 66)}$$

gdzie c — jest wielkością stałą, niezależną od pomiaru.

Oznaczmy algebraiczną wartość błędów, popełnionych przy określeniu N_e , P , L i n odpowiednio: ΔN_e , ΔP , ΔL i Δn ,

wtedy moc obliczona na podstawie tych błędnych pomiarów wyniesie:

$$\begin{aligned} N_e^1 &= c \cdot (P + \Delta P) (L + \Delta L) (n + \Delta n) = \\ &= c \cdot [(P \cdot L + P \cdot \Delta L + \Delta P \cdot L + \Delta P \cdot \Delta L) (n + \Delta n)] = \\ &= c \cdot [P \cdot L \cdot n + P \cdot \Delta L \cdot n + \Delta P \cdot L \cdot n + \Delta P \cdot \Delta L \cdot n + \\ &+ P \cdot L \cdot \Delta n + P \cdot \Delta L \cdot \Delta n + \Delta P \cdot L \cdot \Delta n + \Delta P \cdot \Delta L \cdot n \Delta] \end{aligned}$$

Stąd ogólny błąd stosunkowy pomiaru mocy wyniesie:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta N_e}{N_e} &= \frac{N_e^1 - N_e}{N_e} = \\ &= \frac{P \cdot \Delta L \cdot n + \Delta P \cdot L \cdot n + \Delta P \cdot \Delta L \cdot n + P \cdot L \cdot \Delta n + \\ &+ P \cdot \Delta L \cdot \Delta n + \Delta P \cdot L \cdot \Delta n + \Delta P \cdot \Delta L \cdot \Delta n}{P \cdot L \cdot n} = \\ &= \frac{\Delta L}{L} + \frac{\Delta P}{P} + \frac{\Delta P \cdot \Delta L}{P \cdot L} + \frac{\Delta n}{n} + \frac{\Delta L \cdot \Delta n}{L \cdot n} + \frac{\Delta P \cdot \Delta n}{P \cdot n} + \\ &+ \frac{\Delta P \cdot \Delta L \cdot \Delta n}{P \cdot L \cdot n} \end{aligned}$$

Ponieważ zwykle przyjmujemy P lub L jako wielkość stałą i dokładnie znaną, a więc nie podlegającą pomiarowi, przyjmując możemy, że odpowiednio ΔP lub ΔL są równe zeru, a wtedy:

$$\frac{\Delta N_e}{N_e} = \frac{\Delta L}{L} + \frac{\Delta n}{n} + \frac{\Delta L \cdot \Delta n}{L \cdot n} \text{ lub}$$

$$\frac{\Delta N_e}{N_e} = \frac{\Delta P}{P} + \frac{\Delta n}{n} + \frac{\Delta P \cdot \Delta n}{P \cdot n}$$

Pomijając w tych wzorach ostatnie wyrazy jako bardzo małe, otrzymamy, że: ogólny stosunkowy (%-wy) błąd pomiaru równa się algebraicznej sumie stosunkowych (%-wych) błędów poszczególnych odczytów.

Np. wykonywamy pomiar mocy silnika na probierni, dla której wzór na obliczenie mocy niech będzie:

$$N_e = 0,002 \cdot P \cdot n \text{ KM}$$

z pomiaru otrzymaliśmy:

$$n + \Delta n = 1500 \text{ obr./min.}$$

$$P + \Delta P = 104,5 \text{ kg.}$$

Wobec tego:

$$N_e^1 = 0,002 \cdot 104,5 \cdot 1500 = 313,55 \text{ KM.}$$

Przypuśćmy, że rzeczywiste obroty silnika są: 1525 obr./min., t. j. błąd wynosi $\Delta n = -25$ obr./min., czyli procentowo:

$$\frac{\Delta n}{n} \cdot 100 = -\frac{25}{1525} \cdot 100 = -1,64\%$$

Przypuśćmy jeszcze, że rzeczywiście potrzebny ciężar $P = 105$ kg, t. j. błąd wynosi

$\Delta P = -0,5$ kg, czyli procentowo:

$$\frac{\Delta P}{P} \cdot 100 = -\frac{0,5}{105} \cdot 100 = -0,48\%$$

Zatem moc rzeczywista będzie:

$$N_e = 0,002 \cdot 105 \cdot 1525 = 320 \text{ KM.}$$

Błąd pomiaru wynosi:

$$\frac{N_e^1 - N_e}{N_e} \cdot 100 = \frac{313,5 - 320}{320} \cdot 100 = - 2,12\%$$

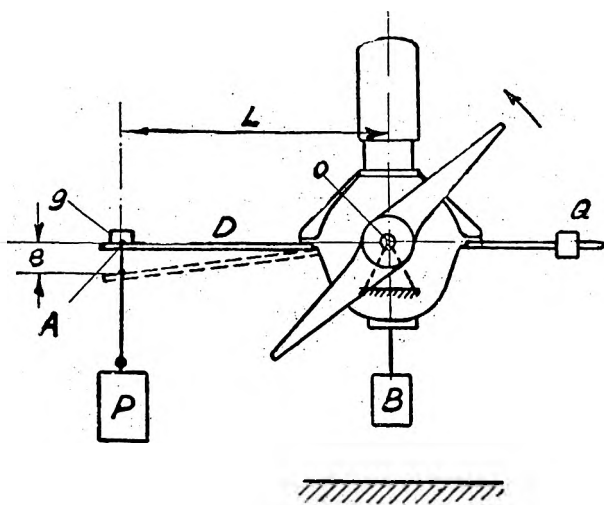
Czyli ogólny %-owy błąd równa się algebraicznej sumie %-owych błędów poszczególnych odczytów, gdyż rzeczywiście:

$$\frac{N_e^1 - N_e}{N_e} \cdot 100 = - 2,12\% = -1,64\% + (-0,48\%)$$

Przejdźmy teraz do określenia możliwych największych błędów.

1. Błąd przy określeniu ciężaru P , gdy ramię L jest stałe.

Przyczyną popełnianego błędu jest dodatkowy moment, jaki powstaje wskutek tarcia w osi obrotu O (rys. 34).



Rys. 34.

Praktycznie wielkość błędu określa się jak następuje:

Po sprowadzeniu środka ciężkości całego układu przy pomocy ciężaru B do osi obrotu silnika, zdejmuje się ciężar P i za pomocą przeci ciężaru Q zrównoważa cały układ tak, aby dźwignia D , odchylona na dół (jak pokazano na rys. 34 linją kreskowaną), powracała do położenia poziomego.

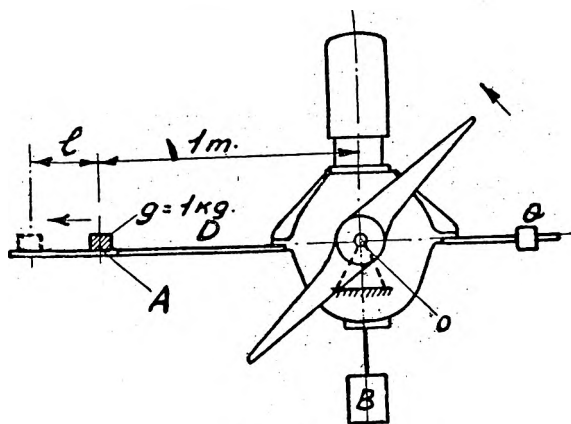
Następnie w punkcie A umieszcza się ciężarek g . Wagę jego dobiera się tak, żeby punkt A opadł o odległość: $e \cong 3$ cm.

Waga ciężarka g stanowi największy możliwy błąd i nie powinna ona przekraczać 0,3% wagi ciężaru P .

2. Błąd przy określeniu długości ramienia L , gdy ciężar P jest stały.

Przyczyna błędu, jak wyżej.

Wielkość błędu określa się, jak następuje:



Rys. 35.

Na dźwigni D (rys. 35), w odległości 1 m od osi obrotu O , umieszcza się ciężar $g = 1$ kg i cały układ zrównoważa się jak wyżej.

Następnie przesuwa się ciężar g po dźwigni D w kierunku strzałki dotąd, aż ciężar ten nie stworzy momentu, pokonywującego tarcie w czopie, a punkt A nie opadnie o ≈ 2 cm, poczem mierzy się przesunięcie l . Przy zawieszeniu ciężaru P kg (jak to jest podczas pomiaru), moment ten powstanie przy przesunięciu proporcjonalnie mniejszem, t. j. przy przesunięciu: $\frac{l}{P}$

Stanowi ono największy możliwy błąd przy pomiarze ramienia L .

Wartość $\frac{l}{P}$ nie powinna przekraczać 0,5% L .

Niedokładności odczytów, jak też i wydłużenia dźwigni wskutek nagrzewania, nie uwzględnia się, jako bardzo małego.

3. Błąd przy określeniu ilości n obrotów silnika na minutę.

Ilość obrotów silnika mierzy się zapomocą obrotomierzy.

Tolerancja dla obrotomierzy według przepisów francuskich wynosi 2%. Obecnie wykonywane obrotomierze są bardziej dokładne.

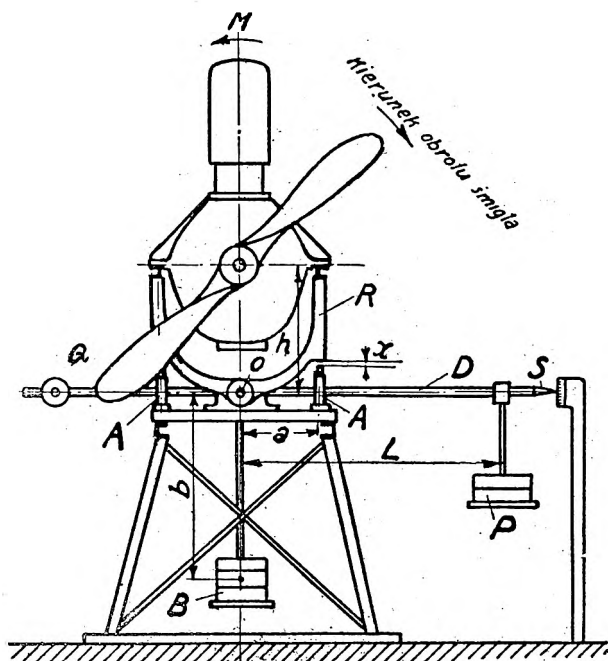
Ponieważ błąd ogólny wynosi mniej więcej sumę błędów pojedynczych, więc przy wszystkich pomiarach mocy, opartych na wyważeniu momentu $M = PL$, przechylającego silnik, należy się liczyć z możliwością określenia mocy silnika najwyżej z dokładnością: $\approx 2\% + 0,5\% \cong 2,5\%$ ($P = \text{const.}$).

Ponieważ w wielu wypadkach mamy jeszcze inne źródła błędów, więc błąd ogólny może być jeszcze większy (patrz niżej).

XIII. RÓŻNE METODY POMIARÓW MOCY

1. RAMA WAHADŁOWA

Schemat ramy wahadłowej przedstawia rys. 36. Silnik ustawia się na ramie R , wahającej się dookoła osi O . Zbyt duże wahanía ograniczają zderzaki sprężynowe A . Wielkość szczeliny $x = 0,05 a \div 0,06 a$. Dźwignia D i ciężar B połączone sztywno z ramą wahają się wraz z nią.



Rys. 36. Rama wahadłowa.

Wielkość ciężaru B i jego odległość b od osi O może być zmieniana. Należy dążyć do stosowania małego ciężaru B — kosztem zwiększenia odległości b . Zwiększa to czułość ramy, ponieważ zmniejsza tarcie. Ciężar dźwigni D zrównowa-

waża przeciwwaga Q . Strzałka S , przytwierdzona do końca dźwigni D naprzeciwko nieruchomej skali, wskazuje wychylenie dźwigni. Przed przystąpieniem do pomiaru należy układ sprowadzić do równowagi. Na ramie montuje się silnik, wyekwipowany jak do próby (wraz z wodą, smarem etc.). Zdejmuje się ciężar P i dobiera się ciężar B tak, by rama była bliska stanu równowagi obojętnej. Sprawdza się to w następujący sposób: na dźwigni D w odległości 1 m od osi obrotu O umieszcza się ciężarek $g = \frac{1}{200}$ części ciężaru P , jaki na tem ramieniu musiałby być użyty do zrównoważenia momentu M silnika podczas pracy.

Moment M dla każdego silnika może być łatwo obliczony ze wzoru 66.

Pod wpływem ciężarka g punkt jego przyczepienia na dźwigni D winien opaść conajmniej na $\infty 3$ cm.

Pomiar mocy przeprowadza się w sposób następujący: na wał silnika nakłada się młynek lub śmigło w celu uzyskania odpowiedniego momentu hamującego. W zimie używa się zwykle młynka lub śmigła cisnącego, w lecie można używać śmigła ssącego — dla lepszego chłodzenia silnika.

Silniki chłodzone powietrzem mogą być próbowane wyłącznie zapomocą śmigła ssącego, w przeciwnym razie wymagają specjalnego chłodzenia. Użycie młynka lub śmigła cisnącego posiada te zalety, że nie wywołuje dodatkowego momentu obrotowego silnika (patrz dalej), oprócz tego nie naraża obsługi na prąd powietrza, co zwłaszcza w zimie jest bardzo przykre.

Młynek lub śmigło muszą być tak dobrane, aby silnik uzyskiwał przy całkowitem otwarciu

przepustnicy ilość obrotów (z dokładnością ± 20 obr./min.), podaną przez fabrykę. Moment M mierzy się jako iloczyn wagi ciężaru P i ramienia L . Zwykle jedna z tych wartości jest stałą.

Ilość obrotów mierzy się zapomocą obrotomierza.

Moc silnika określa się ze wzoru:

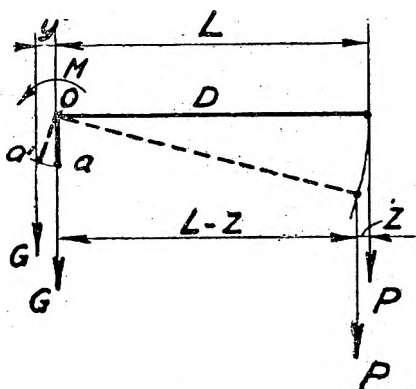
$$N_e = c. P. n \text{ KM lub}$$

$$N_e = c. L. n \text{ KM (patrz wzór 66).}$$

BŁĘDY PRZY POMIARACH MOCY ZAPOMOĄ RAMY WAHADŁOWEJ

1. *Błąd wskutek odczytu przy niewłaściwym położeniu dźwigni D.*

Środek ciężkości sztywnego układu: rama, silnik, ciężar B (rys. 36) — leży poniżej osi obrotu ramy O (warunek równowagi stałej). Niech ten ciężar będzie G i jego punkt zaczepienia „ a ” (rys. 37).



Rys. 37.

Przypuśćmy, że robimy odczyt nie przy poziomem położeniu dźwigni, jakby to należało

zrobić, lecz przy położeniu dźwigni, jak pokazano linią kreskowaną. Punkt a przesunął się w położenie a' . Wobec tego do momentu silnika M dodaje się jeszcze moment ciężaru G , równy Gy .

Oprócz tego długość ramienia, na którym działa siła P , zmniejszyła się o wielkość z i wynosi: $L - z$. Oba względy powodują, że ciężar P , potrzebny do uzyskania równowagi przy dźwigni odchylonej wdół od położenia poziomego, będzie większy, niż przy położeniu poziomem dźwigni, o wielkość

$$\frac{P \cdot z + G \cdot y}{L - z}$$

Przy odchyleniu dźwigni D do góry, moment $G \cdot y$ działa w kierunku przeciwnym momentowi M i powoduje zmniejszenie ciężaru P , skrócenie zaś ramienia L powoduje jego powiększenie i w rezultacie ciężar P , konieczny dla utrzymania równowagi, wzrośnie o wielkość

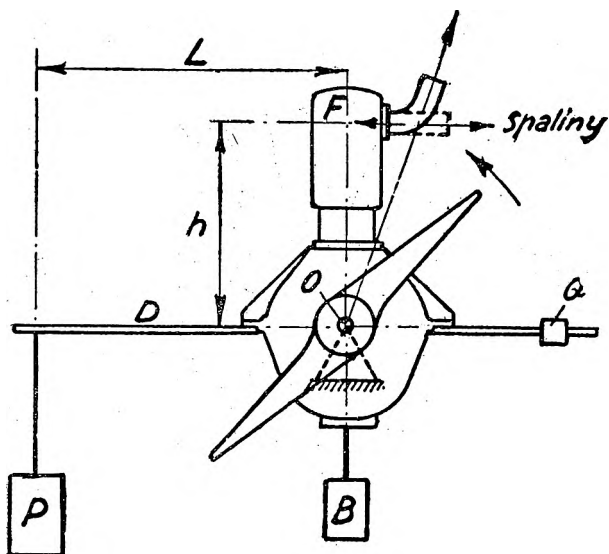
$$\frac{P \cdot z - G \cdot y}{L - z},$$

czyli błąd wypadkowy będzie mniejszy niż podczas pomiaru przy dźwigni odchylonej wdół od położenia poziomego.

Z ostatnich dwóch wzorów wynika, że błąd jest tem mniejszy, im mniejsze jest wychylenie dźwigni D od położenia poziomego i im punkt „ a ” leży bliżej punktu 0 (im bardziej czuła jest rama). Przy zachowaniu właściwego odstępów x (rys. 36) i sprawdzeniu czułości wagi, jak podano wyżej, największy możliwy błąd nie przekracza 1%.

2. *Błąd wskutek reakcji spalin, wychodzących z rur wydechowych.*

Jeżeli silnik posiada wydech z jednej strony (silniki jednorzędowe), to wychodzące gazy spalinowe wskutek reakcji F (rys. 38), analogicznej do sił poruszających rakietę, stwarzają moment obrotowy $M^1 = F \cdot h$. Błąd wynikający stąd może być dość znaczny (dochodzi do 3%). Błąd ten może być dodatni lub ujemny, w zależności od kierunku obrotów silnika i umieszczenia rur wydechowych po tej, czy innej stronie cylindrów.



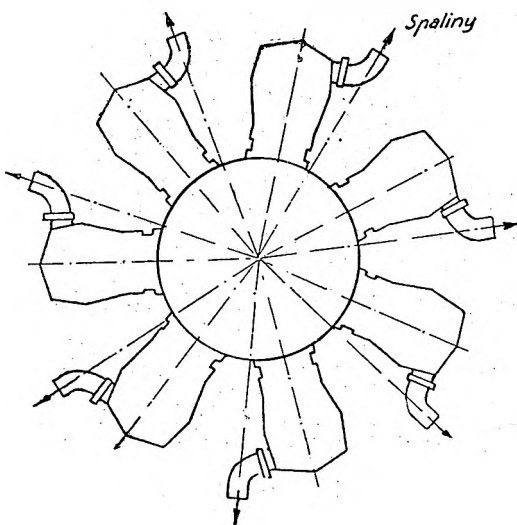
Rys. 38.

Na rys. 38 moment reakcji F będzie powodował zmniejszenie ciężaru P , potrzebnego do uzyskania równowagi. Zapobiega powyższemu stosowanie rur wydechowych, jak pokazano na rys. 38 linią ciągłą. Oś rury w miejscu wylotu przecina oś obrotu ramy wahadłowej, i moment reakcji F jest równy 0.

W silnikach dwurzędowych widlastych, gdzie wydech jest zwykle symetryczny, reakcje F znoszą się wzajemnie i kształt rur wydechowych nie powoduje błędu przy pomiarze mocy.

Silniki trójrzędowe w układzie W mają wydech niesymetryczny i należy przy nich w szeregu środkowym stosować rury wydechowe takie same, jak przy silnikach jednorzędowych.

W silnikach gwiazdowych oś rur wydechowych w miejscu wylotu winna przechodzić przez oś silnika (rys. 39).



Rys. 39.

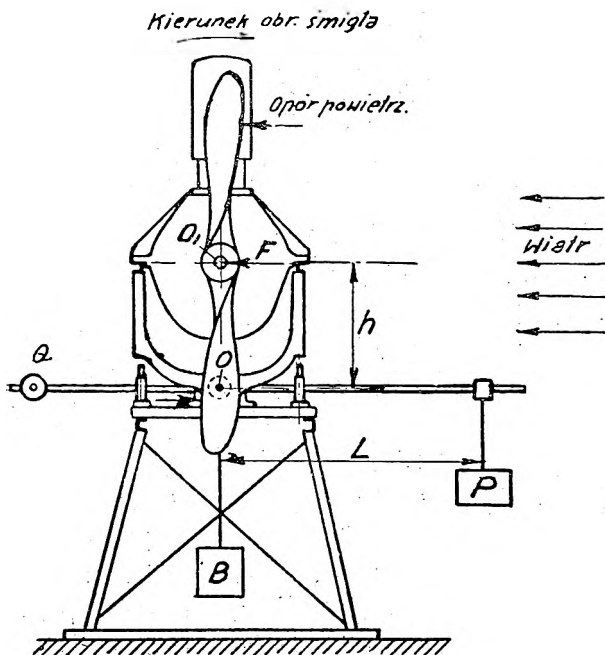
3. Błąd wskutek mimośrodowości osi obrotu wału silnika i osi wahań ramy.

Jeżeli oś obrotu wału silnika O_1 nie jest wspólna z osią wahań ramy O (rys. 40), lecz umieszczona jest wyżej w odległości h , to może się zdarzyć, że przy pewnym określonym (jak na rys. 40) położeniu śmigła na oba jego ra-

miona będzie działać niejednakowy opór powietrza wskutek naprzykład bocznego wiatru na śmigło i ramę.

Przypuśćmy, że wypadkowa siła F , powstająca w tym wypadku, będzie miała kierunek i punkt przyłożenia jak na rys. 40. Powstanie wtedy moment $M^1 = F \cdot h$, który wywoła konieczność zwiększenia (jak na rys. 40) lub zmniejszenia ciężaru P , potrzebnego do utrzymania równowagi ramy, i w ten sposób spowoduje błąd dodatni lub ujemny przy określaniu mocy silnika.

Przyczyny, wywołujące różnicę w działaniu na oba ramiona śmigła oporu powietrza, mo-



Rys. 40.

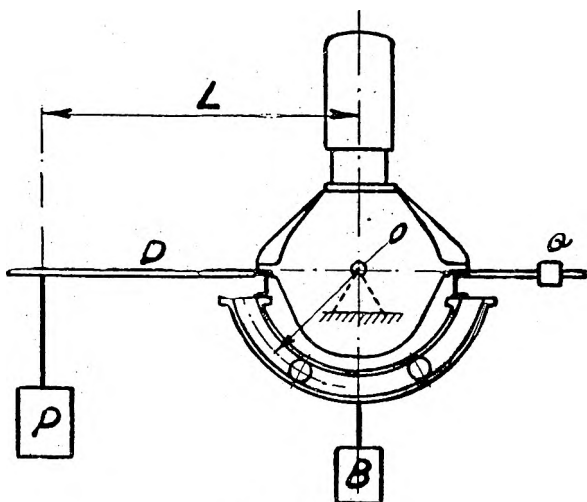
gą być najbardziej różnorodne, naprzykład: wiatr, bliskie sąsiedztwo śmigła ze ścianką lub

ziemią, próba innego silnika, przeprowadzana w pobliżu, kształt ramy wahadłowej, tamujący dopływ powietrza, wiry powietrzne na probier-ni i t. p.

Przy praktycznie stosowanych odległościach $h = 0,3 - 0,4$ m, błąd dochodzić może do 5% mocy.

Unika się tego błędu stosując ramę, której oś obrotu jest wspólna z osią obrotu wału silnika, t. j. $h = 0$ (rys. 41).

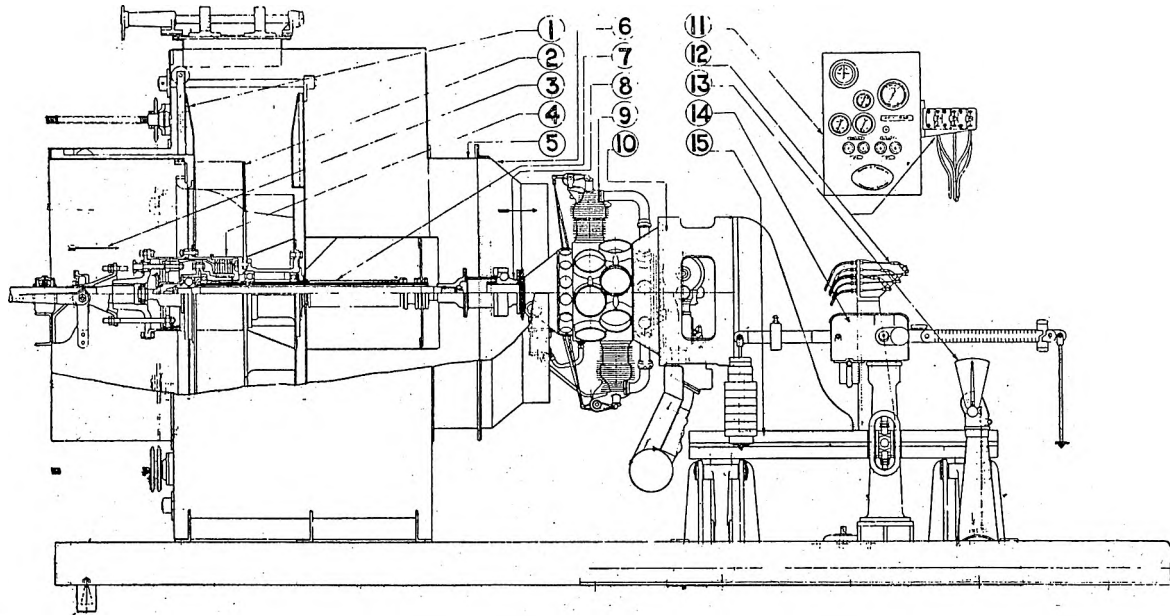
Rama obraca się na rolkach.



Rys. 41.

4. Błąd wskutek prądu powietrza, wywołanego przez śmigło.

Przy obciążeniu silnika śmigłem ssącym — silny strumień powietrza jest rzucany na bocz-ną powierzchnię silnika. Powstaje przytem mo-ment tem większy, im większa jest odległość h i powierzchnia silnika (rys. 36). Błądu można uniknąć, stosując młynki lub śmigła cisnące dla silników chłodzonych wodą.



Rys. 42. Dynamometr powietrzny Heenan — Fell'a. 1. Zasuwa regulująca obciążenie silnika. 2. Wentylator. 3. Dopływ powietrza do wentylatora. 4. Sprzęgło ręczne. 5. Wyprostowywacz strumienia powietrza. 6. Dysza powietrzna. 7. Wał wentylatora. 8. Sprzęgło kulkowe elastyczne. 9. Silnik gwiazdowy chłodzony powietrzem. 10. Tarcza do umocowania silnika. 11. Tablica pomiarowa. 12. Sterowanie silnika. 13. Wskazówka położenia stołu wahadłowego. 14. Przyrząd do dokładnego pomiaru mocy. 15. Stół wahadłowy.

Błąd powyższy jest szczególnie istotny przy pomiarach mocy stałych silników gwiazdowych, chłodzonych powietrzem. Konieczność chłodzenia silnika wymaga stosowania śmigła ssącego. Np. dla silnika Jupiter 420 KM moment, wytworzony przez prąd powietrza, dochodzi do 17% momentu obrotowego silnika. Przy pomiarach mocy wprowadza się odpowiednią poprawkę, określaną doświadczalnie.

Celem usunięcia powyższego błędu stosuje się do prób silników chłodzonych powietrzem — dynamometr powietrzny „Heenan — Fell'a (rys. 42).

Silnik (9) umocowany jest do tarczy (10), która spoczywa na stole wahadłowym (15).

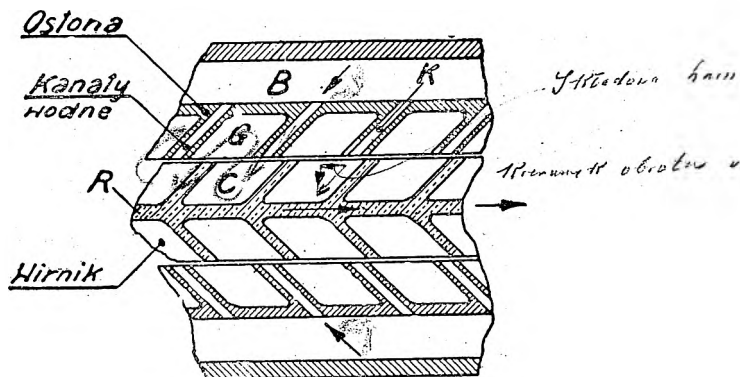
Czop wału silnika łączy się zapomocą kulkowego elastycznego sprzęgła (8) z drugim wałem (7), na którym osadzony jest wentylator. Jest on więc napędzany przez silnik lotniczy i stanowi jego obciążenie.

Strumień powietrza, powstający podczas pracy wentylatora, jest wyprostowany zapomocą specjalnych kierownic (5), poczem wchodzi do dużej dyszy powietrznej (6), gdzie się ostatecznie prostuje i zostaje skierowany prostopadłe do silnika lotniczego i stołu wahadłowego, wobec czego nie powstaje w tym wypadku żaden moment dodatkowy, jakby to miało miejsce podczas pracy silnika ze śmigłem na czopie wału.

Obciążenie silnika reguluje się zapomocą zasuw (1), przykrywającej łopatki wentylatora, a do pomiaru siły P i ramienia L służy precyzyjnie wykonane urządzenie (14). Do uruchomienia dynamometru służy silnik elektryczny.

2. DYNAMOMETR HYDRAULICZNY FROUDE'A

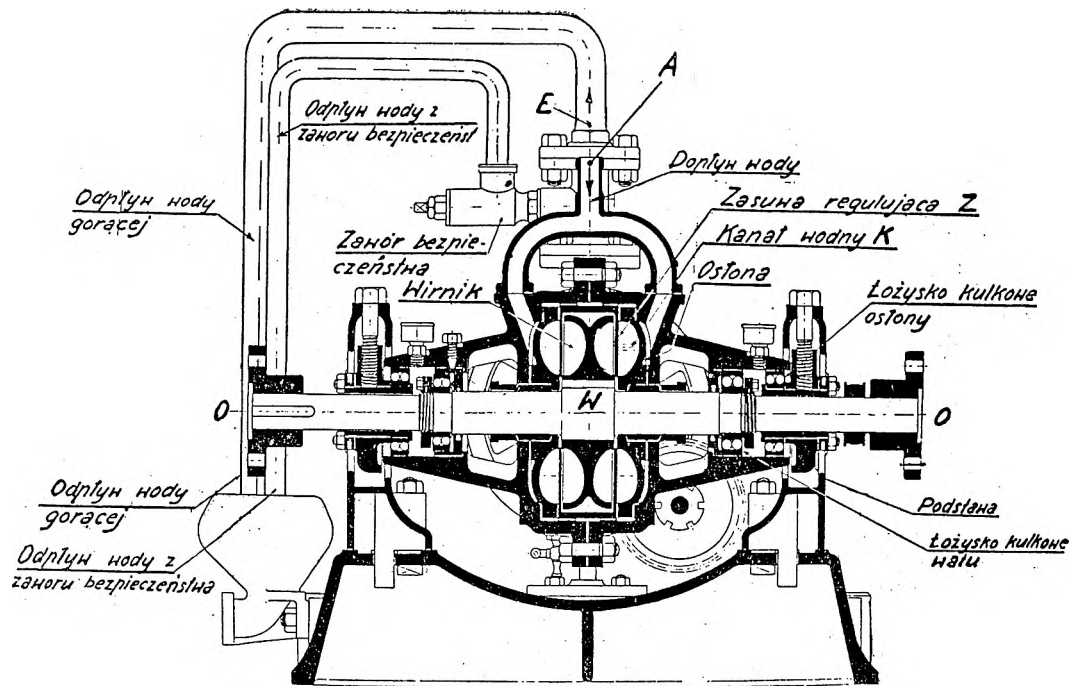
Zasada działania dynamometru Froude'a jest następująca: wirnik R jest osadzony na wale W , który za pomocą sprzęgła elastycznego jest połączony z wałem silnika i razem z nim obraca się (rys. 43 i 44).



Rys. 43. Przekrój wirnika i osłony dynamometru Froude'a.

Woda wchodzi pod ciśnieniem kilku atmosfer przez rurę A (rys. 44 i 45) do przestrzeni B (rys. 43) osłony i przez kanały K dostaje się do komór C wirnika, poczem pod działaniem siły odśrodkowej wirnika, napędzanego przez bądany silnik, zostaje z powrotem wyrzucona do komór G osłony (podobnych do takichże w wirniku), skąd przechodzi ponownie do komór wirnika C i t. d., aż w końcu wychodzi nazewnątrz przez rurę odpływową E (rys. 44 i 45).

Osłona jest osadzona na wale wirnika za pomocą specjalnych podstaw, zaopatrzonych w łożyska kulkowe, i może się wahać dokoła osi $0 - 0$ (rys. 44). Wskutek reakcji wody działającej na osłonę moment równy momentowi hamu-



Rys. 44. Przekrój dynamometru Froude'a.

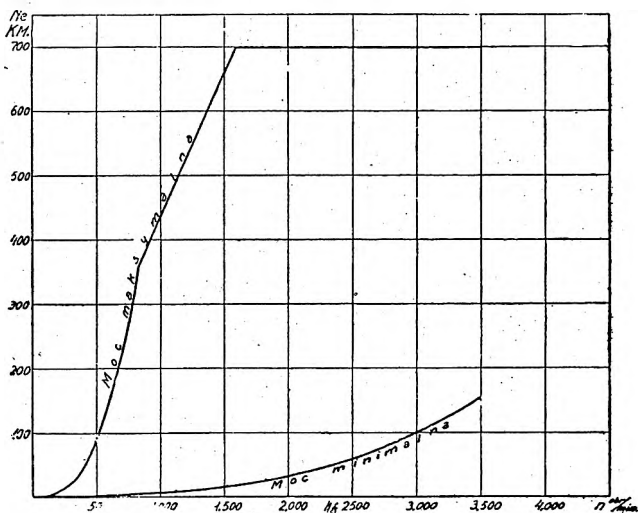
jącemu wirnika i zgodny z nim co do kierunku. Zrównoważa osłonę ciężar P , zawieszony na dźwigni D (rys. 45).

Z chwilą więc ustalenia się liczby obrotów badanego silnika — jego moment obrotowy jest zrównoważony przez:

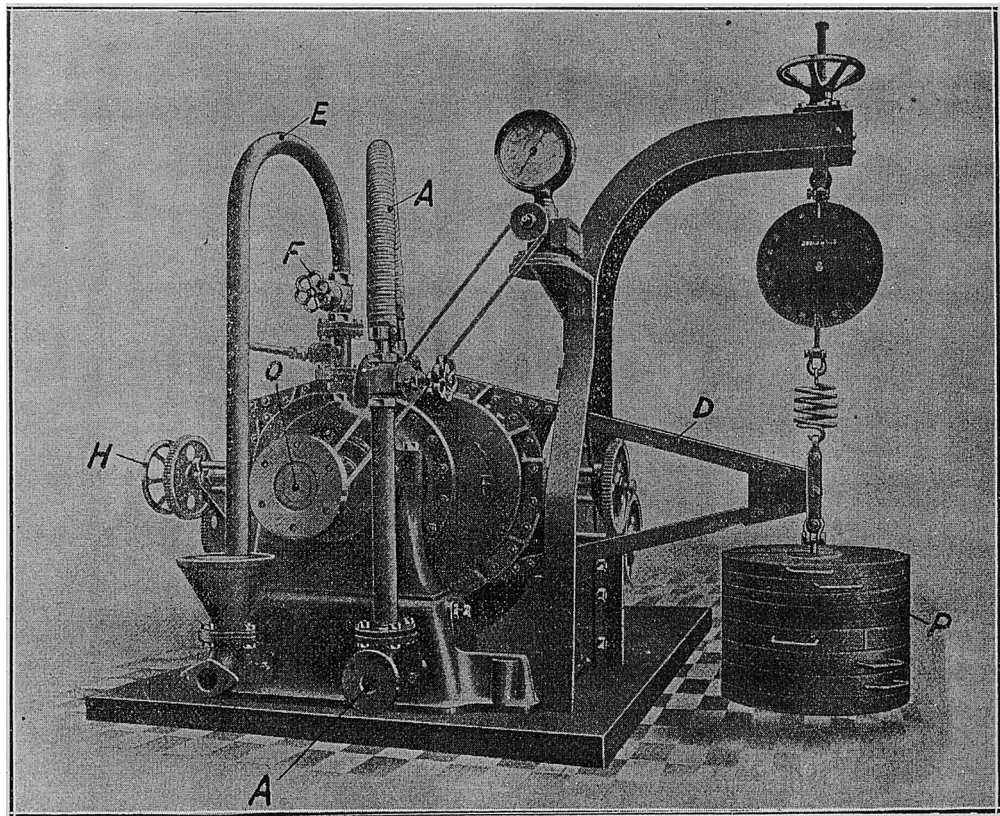
- 1) moment hamujący wirnika,
- 2) moment tarcia wału w łożyskach,
- 3) moment tarcia w dławicach.

Osadzenie osłony na wale wirnika sprawia to, że wszystkie te momenty są zrównoważone przez moment siły P , a zatem dokładność pomiaru nie zależy od tarcia w łożyskach i dławicach.

Wielkość momentu hamującego reguluje się zapomocą koła H (rys. 45) przez podnoszenie lub opuszczanie zasuwki Z (rys. 44), która przykrywa większą lub mniejszą liczbę komór. Im więcej komór jest odsłoniętych, tem większy jest moment hamujący wirnika. Moment hamujący



Rys. 46. Krzywe graniczne mocy dynamometru Froude'a typu D. P. X. 5.



może więc być dowolnie zmieniany podczas ruchu silnika i to stanowi jedną z ważniejszych zalet tego urządzenia.

Krzywe graniczne mocy, które można dokładnie zmierzyć na dynamometrze Froude'a typu D. P. X. 5, przedstawia rys. 46.

Ciśnienie wody, doprowadzanej do dynamometru, winno wynosić od 2 do 3 atmosfer. Podczas pomiaru nie może ono ulegać wahaniu, dlatego też zasilanie dynamometru wodą z sieci wodociągowej uważać należy za niedopuszczalne.

Ilość wody, przepływającej przez dynamometr, reguluje się zapomocą kranu F (rys. 45), na przewodzie wylotowym. Powinna ona być tak dobrana, aby temperatura wody, wychodzącej z dynamometru, wynosiła $\sim 60^\circ \text{C}$ i w każdym razie nie przekraczała 80°C . Jeżeli przyjąć, że cała ilość pochłanianej energii jest zamieniona na ciepło i odprowadzona z wodą, to (przyjmując temperaturę wody wchodzącej $= 10^\circ \text{C}$, wychodzącej $= 80^\circ \text{C}$), na każdego KM/godz. potrzeba $\frac{632,3}{70} = 9,04$ ltr./godz. wody.

Równowartość cieplna 1 KM/godz. $= 632,3$ kal.

Ilość ciepła, potrzebna do nagrzewania wody od 10°C do $80^\circ \text{C} = 70$ kalorii.

Jednak zwykle przewody oblicza się na dwukrotnie większą ilość wody, t. j. 18 ltr./KM.godz.

Moc silnika oblicza się ze znanego wzoru:

$$N_e = c \cdot P \cdot n \text{ KM}$$

Zależnie od długości L dźwigni D (rys. 45), współczynnik $c = \frac{1}{500}, \frac{1}{800}, \frac{1}{1000}$ i jest dla danego dynamometru stały.

3. DYNAMOMETR ELEKTRYCZNY

Zasada działania dynamometru elektrycznego jest analogiczna jak dla dynamometru hydraulicznego, jedynie czynnik hamujący (woda) jest zastąpiony przez siły elektromagnetyczne.

Z wałem silnika lotniczego połączony jest zapomocą sprzęgła elastycznego — twornik dynamometru (rys. 47). Na osi twornika osadzona jest na łożyskach kulkowych magneśnica. Zrównoważa magneśnicę ciężar P na dźwigni D . Napięcie prądu wzbudzającego podczas pomiaru musi być możliwie stałe, dlatego z reguły stosuje się wzbudzanie obce, najlepiej zapomocą baterji akumulatorów.

Zmieniając opór obwodu elektromagnesów (wzbudnicy), zmieniamy moment hamujący dynamometru; oczywiście można to wykonywać podczas ruchu silnika.

Przy obracaniu się twornika powstaje w jego uzwojeniu prąd elektryczny, który zostaje zamieniony na ciepło w odpowiedniej opornicy lub może być wykorzystany w sposób użyteczny. Ma to znaczenie w wypadku, gdy duża ilość silników jest próbowana codziennie.

O ile mamy zasilanie twornika z obcego źródła prądu (np. prąd miejski), to dynamometr elektryczny może pracować jako silnik i służyć zarazem do rozruchu próbowanego silnika.

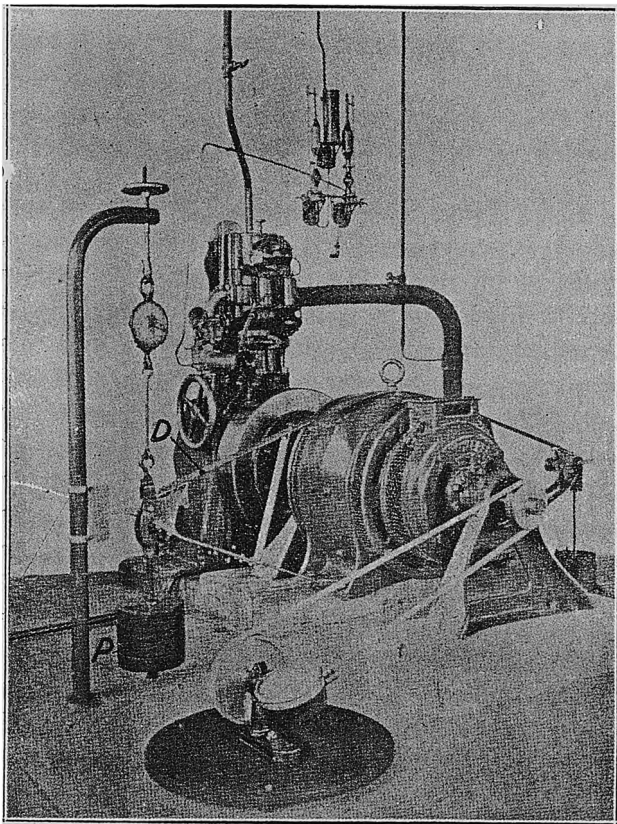
Przy stosowaniu dynamometru elektrycznego należy wystrzegać się raptownego zatrzymywania silnika, gdyż bezwładność twornika jest duża i może nastąpić ukrećenie sprzęgła lub wału silnika.

Obliczenie mocy silnika jest zupełnie podobne, jak przy stosowaniu dynamometru hydraulicznego, t. j. przez wyważenie momentu działającego na ruchomą magneśnicę.

4. DYNAMOMETR — PRĄDNICĄ

Do pomiaru mocy silnika służyć może napędzana przez niego prądnica, której charakterystyka jest dokładnie znana. Oznaczając przez W moc dawaną przez prądnicę w watach, η_{el} sprawność użyteczną prądnicy w danych warunkach i N_e — moc próbowanego silnika w KM, otrzymamy zależność:

$$W = 736 \cdot \eta_{el} \cdot N_e, \text{ czyli } N_e = \frac{W}{736 \cdot \eta_{el}} \text{ KM.} \quad (70)$$



Rys. 47. Dynamometr elektryczny sprzęgnięty z silnikiem Ricardo.

Wartość η_{el} musi być znana dla każdej ilości obrotów. W tym celu cechuje się dynamometr — prądnicę i wykreśla się krzywą wartości zależnie od ilości obrotów i obciążenia. Napięcie prądu w obwodzie wzbudnicy musi być przytem stałe, niezbędne jest więc stosowanie wzbudzania obcego, najlepiej zapomocą baterji akumulatorów.

I tu również należy wystrzegać się raptownego zatrzymania silnika ze względu na dużą bezwładność mas wirujących, i co zatem idzie, możliwość uszkodzeń.

PORÓWNANIE RÓŻNYCH METOD POMIARÓW MOCY

1. *Rama wahadłowa* przedstawia najbardziej rozpowszechniony u nas typ probierni. Główną jej zaletą jest taniość, łatwość wykonania i nieskomplikowana obsługa. Dokładność pomiaru mocy jest wystarczająca dla prób odbiorczych.

Natomiast rama wahadłowa posiada następujące niedogodności: obciążenie silnika uskutecznia się zapomocą młynka lub śmigła, co wymaga dużo wolnego miejsca, pozatem obciążenie silnika nie może być zmieniane podczas ruchu.

Moc silnika zużywa się tylko na obracanie śmigła lub młynka, a więc zupełnie nie jest wykorzystana.

2. *Dynamometr Froude'a* ma te zalety, że: daje pomiar mocy bardzo dokładny, bieg jego jest cichy i równy, wał silnika pracuje wyłącznie na skręcanie, niema drgań, wywołanych przez złe zrównoważenie młynka lub śmigła, obciążenie silnika daje się bardzo dokładnie regu-

lować w szerokich granicach i podczas ruchu; masy wirujące są małe (niema więc obawy skrzywienia wału przy nagłym zatrzymaniu silnika); Całość może być zmontowana pod dachem i w stosunkowo niewielkim pomieszczeniu. Natomiast moc silnika jak i poprzednio zostaje stracona. Do uruchomienia całego urządzenia potrzebny jest silnik pomocniczy, najlepiej elektryczny, który automatycznie wyłącza się z chwilą „zaskoczenia” silnika badanego.

3. *Dynamometr elektryczny* jest również dokładny, jak dynamometr hydrauliczny, oprócz tego daje cały szereg dalszych korzyści: odpada kosztowna i kłopotliwa (mrozy), instalacja wodna, obsługa jest prostsza, nie wymaga instalacji rozrusznika (dynamometr służy jako rozrusznik). Dynamometr elektryczny jest w użyciu bardzo dogodny i czysty i pozwala na zużycie mocy próbowanego silnika, co może mieć znaczenie przy codziennych próbach większej ilości silników.

4. *Dynamometr — prądnica* również pozwala wykorzystać moc silników i służyć może jako rozrusznik. Natomiast dokładność pomiaru jest mniejsza i zależy od dokładności przyrządów elektrotechnicznych, jak amperomierz, woltomierz, watomierz, oprócz tego wymaga wycechowania prądnicy i posługiwania się krzywą (sprawności użytecznej), która z biegiem czasu i ze zmianą warunków zewnętrznych (np. zmiany napięcia we wzbudnicy) może ulegać zmianie.

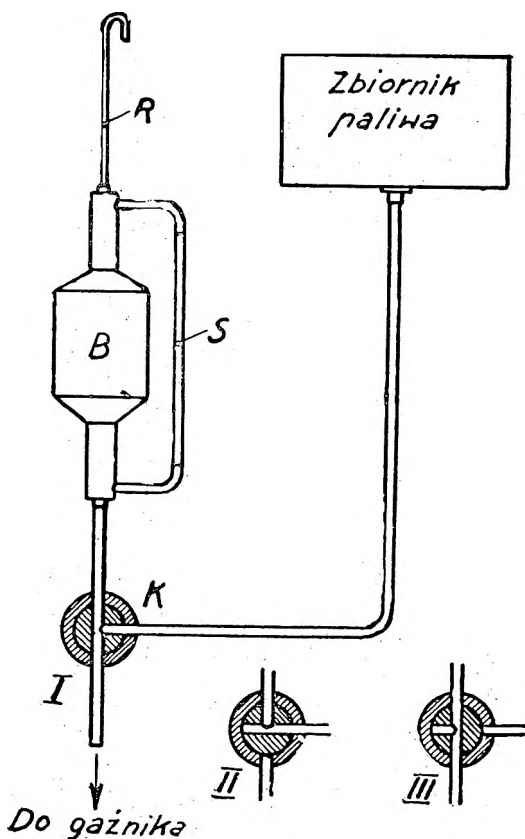
Stosuje się rzadko.

XIV. POMIARY ZUŻYCIA PALIWA

Zużycie paliwa przez silnik lotniczy określa się w gramach na 1 KM_e godz.

I. Pomiar zapomocą butli pomiarowej.

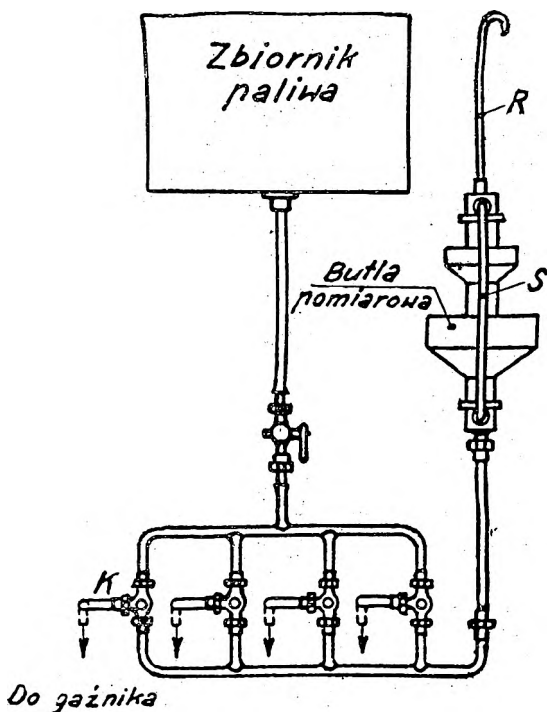
Schemat urządzenia do pomiaru zużycia paliwa przedstawia rys. 48. Na każdym przewodzie, doprowadzającym paliwo do gaźnika, umieszcza się kran trójdrogowy *K*, łączący przewód z naczyniem *B* o znanej pojemności, t. zw. butlą pomiarową. Przy położeniu I kranu mamy zasilanie gaźnika paliwem ze zbiornika przy równoczesnym napełnianiu butli pomiarowej *B*, położenie II kranu odpowiada napełnianiu butli przy równoczesnym odcięciu dopły-



Rys. 48.

wu paliwa do gaźnika, położenie III odpowiada zasilaniu gaźnika z butli pomiarowej (pomiar).

Poziom paliwa w butli pomiarowej widoczny jest w rurce szklanej S. Butle pomiarowe należy zaopatrzyć w ciekłą rurkę R, zabezpieczającą od przelania się paliwa. Jeżeli ilość butli pomiarowych jest równa ilości gaźników, wtedy pomiar zużycia paliwa może być uskuteczniiony we wszystkich gaźnikach prawie równocześnie.

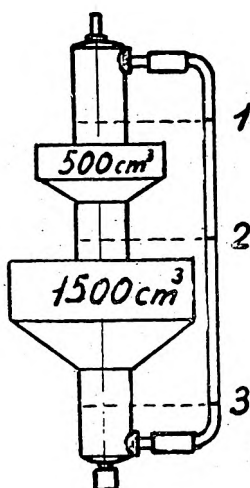


Rys. 49.

Najlepiej jest wykonać go jak następuje: operując kranem trójdrogowym, sprowadza się we wszystkich butlach pomiarowych poziom paliwa nieco ponad górną kreską, od której rozpoczynamy pomiar. Następnie ustawia się kurek trój-

drogowy przy pierwszej butli w położenie III (pomiar) i w chwili, gdy poziom paliwa zrówna się z górną kreską, uruchamia się chronometr (stoper), poczem operacja powtarza się kolejno z następnymi butlami. Następnie w miarę jak poziom paliwa zrówna się z dolną kreską, odpowiadającą zakończeniu pomiaru, kolejno zatrzymuje się chronometry.

Jeżeli butla pomiarowa jest jedną i chcemy wykonać pomiar zużycia paliwa dla każdego gaźnika oddzielnie, to wtedy zapomocą pewne-



Rys. 50. Butla pomiarowa

go układu kranów trójdrogowych (rys. 49) (których jest tyle co gaźników) mierzymy kolejno zużycie paliwa na każdy gaźnik.

Cały pomiar w tym wypadku trwa dłużej.

Objętość butli pomiarowych winna być tak dobrana, aby pomiar trwał $1 \div 3$ minut. Krótszy pomiar byłby zamało dokładny, dłuższy jest niepożądany ze względu na trudność utrzymania obrotów i mocy silnika na stałym poziomie

przez czas dłuższy. Przy obecnie stosowanych silnikach i paliwach czas powyższy odpowiada objętości butli 0,5 — 2 litrów.

Kształt butli winien być taki, aby odczyt poziomu paliwa odbywał się w części przewężonej, gdyż wtedy popełniony błąd odpowiada mniejszej objętości paliwa. Z drugiej strony przekrój przewężenia nie może być zbyt mały, gdyż poziom paliwa w rurce opadałby zbyt szybko, co utrudniałoby prawidłowy odczyt.

Przykład butli pomiarowej, przedstawia rys. 50.

Posiada ona po trzy przewężenia, pozwalające używać ją jako butlę półlitrową (zawartość między podziałkami 1 — 2), półtoralitrową (podziałka 2 — 3) i dwulitrową (podziałka 1 — 3).

Zużycie paliwa na jednostkę mocy oblicza się według następującego wzoru:

$$B = \frac{V \cdot \gamma_{t0c} \cdot 3600 \cdot i}{t_{sek.} \cdot N_e} \text{ gr/KM}_e \text{ godz.} \quad (71)$$

gdzie:

B — zużycie paliwa w gr/KM_e godz.

V — objętość w cm³ butli pomiarowej, zasilającej jeden gaźnik.

γ_{t0c} — ciężar właściwy paliwa w gr/cm³ przy temperaturze pomiaru.

i — ilość gaźników w silniku.

$t_{sek.}$ — czas zużycia V cm³ paliwa w sekundach.

N_e — moc rzeczywista silnika w KM.

Niech np. moc silnika podczas pomiaru $N_e = 380$ KM, ilość gaźników $i = 4$, ciężar właściwy paliwa podczas pomiaru $\gamma_{t0c} = 0,715$, objętość butli pomiarowej $V = 500$ cm³, czas pomiaru $t_{sek.} = 57$, wtedy:

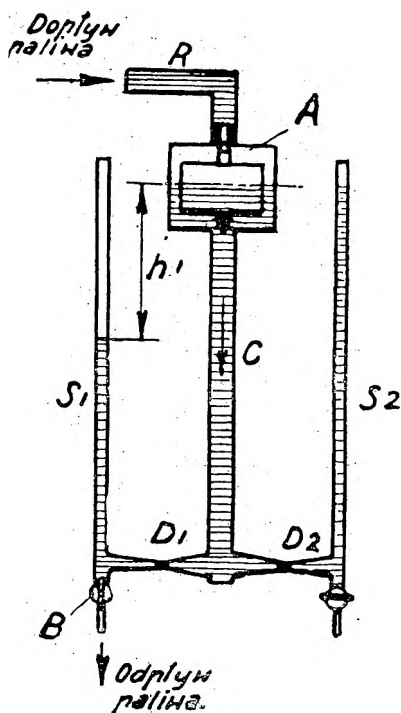
$$B = \frac{500 \cdot 0,715 \cdot 3600 \cdot 4}{57 \cdot 380} = 237 \text{ gr/KM}_e \text{ godz}$$

Należy zawsze pamiętać, że pomiar zużycia paliwa i pomiar mocy winien odbywać się jednocześnie.

II. Pomiar zapomocą „flowmetru“.

Stosowanie butli pomiarowych pozwala określić zużycie paliwa w ciągu pewnego czasu. Jeżeli podczas pomiaru moc silnika ulega wahaniom, dokładne określenie zużycia paliwa na jednostkę mocy staje się niemożliwym.

Unika się powyższej niedogodności, mierząc zużycie paliwa zapomocą „flowmetru“ w litrach na godzinę w każdej chwili.



Rys. 51.

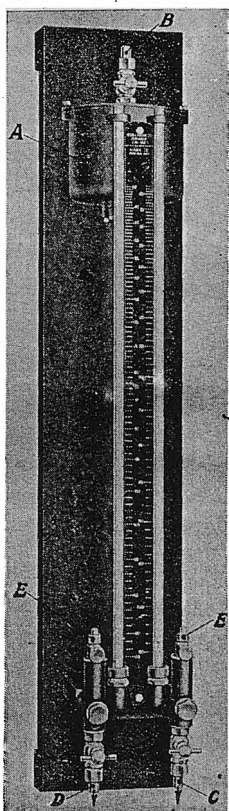
Schemat budowy „flowmetru“ pokazany jest na rys. 51.

Paliwo dopływa rurką R i jest utrzymywane na stałym poziomie zapomocą zbiorniczka pływakowego A . Ze zbiornika przechodzi paliwo rurką C przez dysze D_1 i D_2 do rurek szklanych S_1 i S_2 .

Gdy otworzymy kran B , to w rurkach C i S_1 powstanie różnica poziomów h_1 .

Ilość Q paliwa, przepływająca w danej chwili przez kran B , zależna jest od różnicy poziomów h_1 oraz od przekroju i kształtu dyszy D_1 i wyraża się wzorem:

$$Q = c \cdot \sqrt{2gh_1} \dots \dots \dots (72)$$



Rys. 52. „Flowmetr“.

gdzie:

Q — ilość paliwa wypływająca z „flowmetru”, w litrach na jednostkę czasu.

c — stała zależna od przekroju i kształtu dyszy oraz gatunku paliwa.

g — przyspieszenie ziemskie = $9,81 \text{ m/sek}^2$.

h_1 — różnica poziomów.

Cechuje się „flowmetr”, oznaczając na skali, umieszczonej obok rurek szklanych, poziom paliwa w rurkach S_1 i S_2 przy różnych wydatkach paliwa w litrach na godzinę (rys. 52).

Wyznaczona w ten sposób skala odpowiada pewnemu gatunkowi paliwa.

Na rys. 52 pokazany jest „flowmetr”, który posiada dwie skale: lewa wycechowana jest na wydajność od 32 ltr./godz. do 123 ltr./godz., prawa zaś od 60 ltr./godz. do 210 ltr./godz.

Rurką B wchodzi paliwo do zbiornika pływającego A . Rurkami D i C paliwo odpływa do gaźników. Kraniki E służą do usunięcia powietrza, znajdującego się w rurkach.

Przy ustawieniu należy zwrócić uwagę na dokładne pionowe położenie „flowmetru”.

Przy dobrze wykonanych i wycechowanych „flowmetrach” błąd pomiaru nie przekracza 1%.

Zużycie paliwa na jednostkę mocy oblicza się przy pomocy „flowmetru” według następującego wzoru:

$$B = \frac{Q \cdot \gamma_{t0c} \cdot 1000}{N_e} \text{ gr/KM}_e \text{ godz.} \quad (73)$$

gdzie:

Q — ilość paliwa, przepływająca w chwili pomiaru mocy, w litrach na godzinę, odczytana na skali „flowmetru”.

γ_{t0c} — ciężar właściwy w gr/cm^3 przy temperaturze pomiaru.

N_e — moc rzeczywista silnika w KM.

Niech np. moc silnika podczas pomiaru będzie $N_e = 250$ KM, ilość paliwa odczytana w chwili pomiaru mocy na skali „flowmetru”.

$Q = 82$ ltr./godz., ciężar właściwy paliwa podczas pomiaru $\gamma_{toc} = 0,720$, wtedy

$$B = \frac{82 \cdot 0,720 \cdot 1000}{25} = 236 \text{ gr/KM}_e \text{ godz.}$$

Winno się zawsze pamiętać, że odczyt na skali „flowmetru” należy wykonywać jednocześnie z pomiarem mocy silnika.

Przy próbach odbiorczych silników, posiadających po kilka gaźników z osobnym dopływem paliwa, należy mierzyć zużycie w każdym gaźniku z osobna. Mierzenie przeciętnego zużycia jest niewystarczające, gdyż może się zdarzyć, że pomimo, iż zużycie wypadnie w granicach dozwolonych, regulacja gaźników będzie wadliwa, i jeden z nich będzie dawał mieszankę ubogą, a drugi — bogatą.

W cylindrach, zasilanych przez gaźnik z ubogą mieszanką, może nastąpić przepalenie się zaworów wylotowych.

Równocześnie z pomiarem zużycia paliwa należy wykonać pomiar mocy silnika. Ilość obrotów silnika musi być przez cały czas trwania pomiaru stała (z dokładnością 10 obr./min.).

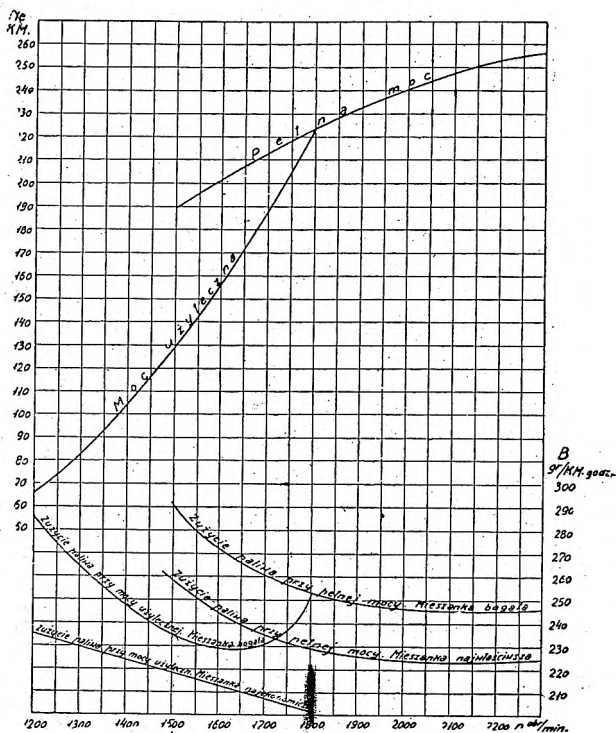
Zużycie paliwa na jednostkę mocy zmienia się wraz z obciążeniem silnika.

Odpowiednie krzywe zużycia paliwa dla silnika Wright — Whirlwind 200 KM przedstawia rys. 53.

Widać z niego, że zużycie paliwa przy mocy użytkowej (mieszanka bogata) wypada najmniejsze przy obrotach, na których silnik najdłużej i najczęściej pracuje.

Przy mniejszych i większych obrotach zużycie paliwa wzrasta.

Gaźniki należy tak regulować, aby zużycie paliwa przy mocy użytecznej zawierało się w granicach między krzywymi zużycia paliwa przy mieszance bogatej i mieszance najekonomiczniejszej.



Rys. 53. Wykresy mocy i zużycia paliwa silnika Wright — Whirlwind 200 KM.

Przy stosowaniu lekkiej benzyny o ciężarze właściwym $\gamma_{150c} = 0,720$ jako normalne zużycie paliwa dla silników lotniczych należy uważać:

$$B = 220 \div 245 \text{ (250) gr/KM}_e \text{ godz.}$$

OKREŚLENIE CIĘŻARU WŁAŚCIWEGO PALIWA

Ciężar właściwy paliwa wyraża się wagą w kilogramach jednego litra paliwa (co liczbowo odpowiada wadze 1 cm³ w gramach), przy + 15° C i mierzy się zapomocą areometru (rys. 54). Na skali *S* odczytuje się ciężar właściwy, a na termometrze rtęciowym *T* temperaturę paliwa.



Rys. 54. Areometr.

Aby umożliwić porównanie dwóch pomiarów, wykonanych przy różnych temperaturach, sprowadza się ciężar właściwy do temperatury + 15° C według wzoru:

$$\gamma_{15^{\circ}C} = \gamma_{t^{\circ}C} \cdot [1 + \alpha \cdot (t - 15)] \quad . \quad . \quad . \quad (74)$$

gdzie:

$\gamma_{15^{\circ}C}$ — ciężar właściwy przy + 15° C.

$\gamma_{t^{\circ}C}$ — ciężar właściwy przy temperaturze $t^{\circ}C$.

t — temperatura paliwa w stopniach C.

α — objętościowy współczynnik rozszerzalności paliwa; dla benzyny: $\alpha = 0,00082 \div 0,0009$ zależnie od jej gęstości.

Ciężar właściwy benzyny dla różnych temperatur obliczony ze wzoru:

$$\gamma_{150c} = \gamma_{t0c} \cdot [1 + 0,00085 \cdot (t - 15)]$$

przedstawia rys. 55.

Niech np. pomiar ciężaru właściwego benzyny wykonywany jest przy $t = -10^{\circ} \text{C}$. Otrzymano $\gamma_{-100c} = 0,735$. Na wykresie znajdujemy punkt A , którego współrzędne są odpowiednio: -10°C i $0,735$. Dalej, znajdujemy punkt B przecięcia się linii ciężaru właściwego, przechodzącej przez punkt A , z linią $C - D$, odpowiadającej $t = +15^{\circ} \text{C}$. Odcięta punktu B jest to ciężar właściwy benzyny przy $+15^{\circ} \text{C}$, w danym przykładzie $\gamma_{150c} = 0,7195$.

BŁĘDY PRZY POMIARACH ZUŻYCIA PALIWA

a) Błąd przy pomiarze mocy N_e dla probierni wahadłowej nie przekracza zwykle 3%.

b) Błąd przy pomiarze czasu $t_{sek.}$ nie przekracza 1%. Jest tem mniejszy, im dłużej trwa pomiar.

c) Błąd w określeniu objętości butli pomiarowej V nie przekracza zwykle 0,2%.

d) Błąd w określeniu ciężaru właściwego paliwa nie przekracza zwykle 0,3%.

Ażeby znaleźć przybliżony błąd wypadkowy, należy od algebraicznej sumy błędów w odczytach objętości butli (V) i ciężaru właściwego (γ) odjąć algebraiczną sumę błędów w określeniu mocy (N_e) i czasu ($t_{sek.}$); w ten sposób największy możliwy błąd może wynosić: $\Delta = 0,2\%$

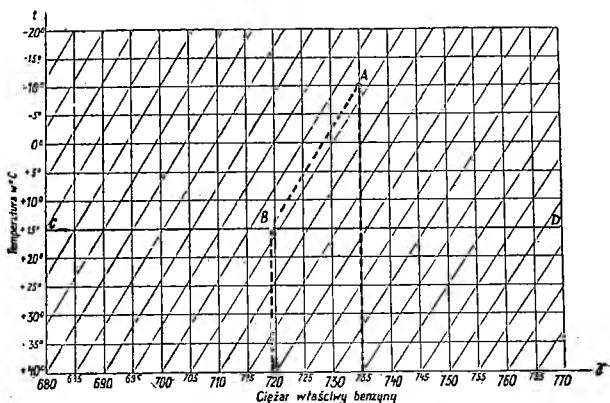
+ 0,3% - (- 3% - 1%) = + 4,5%, co przy zużyciu paliwa 250 gr/KM_e godz. nie przekracza. 11,25 gr/KM_e godz.

XV. PRÓBY ODBIORCZE SILNIKÓW LOTNICZYCH NA PROBIERNIACH STAŁYCH

Próba odbiorcza silnika lotniczego na probierni polega na:

1. Dla każdego silnika:

a) pomiarze mocy normalnej i maksymalnej przy odpowiedniej liczbie obr./min. silnika,



Rys. 55. Redukcja ciężaru właściwego benzyny do temperatury normalnej: $t = + 15^{\circ}\text{C}$.

b) pomiarze zużycia paliwa w gr/KM_e i godz. dla tych mocy,

c) pomiarze zużycia smaru w gr/KM_e i godz. dla tych mocy,

d) sprawdzeniu właściwego działania silnika i akcesoryj.

2. Dla jednego silnika wybranego z pewnej serii: jak dla pkt. 1, pod c i d oraz

e) wyznaczenia krzywych mocy pełnej i użytecznej,

- f) wyznaczenia krzywych zużycia paliwa,
- g) próbie trwałości silnika (50 godzin).

Probiernia winna być tak urządzona, aby próba odbiorcza silnika mogła odbywać się w warunkach możliwie zbliżonych do warunków, w jakich pracuje silnik na płatowcu. Dotyczy to przede wszystkim warunków chłodzenia silnika, temperatury i ciśnienia smaru, zmiany obciążenia silnika i t. d.

Próbie trwałości silnika uważać należy za rozpoczętą z chwilą, gdy silnik zupełnie wyregulowany (gaźnik, iskrownik, smarowanie, rozrząd i t. d.) puszczony został na przepisaną liczbę obrotów na minutę. Od tej chwili silnik winien być traktowany tak, jakby znajdował się na płatowcu, t. j. żadne poprawki, wymiana świec i t. d. nie są dopuszczalne.

Każda wymieniona czynność uważana jest za zatrzymanie silnika i próba winna być rozpoczęta na nowo.

Przez cały czas trwania próby:

a) dopuszczalne wahania liczby obrotów silnika i jego mocy przy każdym położeniu przepustnicy gaźnika — nie mogą przekraczać $\pm 5\%$ (obowiązujące przepisy francuskie),

b) przy wszystkich szybkościach biegu silnika musi być równy, bez drgań, przedwczesnych zapłonów i wybuchów w rurach wylotowych,

c) zwiększanie ilości obrotów silnika odbywać się winno równomiernie, bez wybuchów w gaźniku,

d) ciśnienie smaru winno leżeć w granicach właściwych dla danego typu silnika,

e) temperatura smaru, wychodzącego z silnika, musi być ponad 60°C (co odpowiada warunkom pracy silnika na płatowcu),

f) temperatura wody chłodzącej, wychodzącej z silnika, wynosić winna $65 \div 70^{\circ}\text{C}$; różni-

ca temperatur wody wychodzącej i wchodzącej:
5 ÷ 10° C (odpowiada to warunkom chłodzenia na płatowcu),

g) podgrzewanie gaźnika jest dozwolone jedynie sposobem normalnie stosowanym na płatowcach,

h) silnik winien być próbowany z akcesoriami (gaźnik, iskrowniki, pompy paliwowe i t. d.), które będą z nim dostarczone odbiorcy.

K O N I E C.

Literatura:

1) The testing of high speed internal combustion engines by Arthur W. Judge.

2) Le moteur a explosions. René Devillers.

3) Cahier des charges spécials (Przepisy francuskie).

4) Schnellaufende Verbrennungsmaschinen von Harry R. Ricardo.

5) Awiacionnyje dwigateli. Prof. L. Marks.

6) Przegląd Techniczny Nr. 3/29.

SPIS TREŚCI

| Rozdz. | str. |
|--|------|
| I. Istota silnika. Zasada 4-ro suwu | 5 |
| II. Obieg teoretyczny | 11 |
| III. Obieg rzeczywisty | 16 |
| IV. Wydajność silnika. Straty. Współczynniki sprawności. Bilans ciepłiny | 21 |
| V. Stopień napełnienia | 33 |
| VI. Paliwo. Spalanie. Mieszanka. Nadmiar po- wietrza | 38 |
| VII. Wpływ składu mieszanki na moc i wyda- jność silnika | 42 |
| VIII. Moc indykowana. Średnia prężność indyko- wana i efektywna (użyteczna). Średnia prężność tarcia | 45 |
| IX. Moc z litra. Moment obrotowy silnika . . . | 50 |
| X. Wpływ ilości obrotów, temperatury wody chłodzącej i otaczającego powietrza na pra- cę silnika | 54 |
| XI. Wpływ wysokości na pracę silnika | 63 |
| XII. Pomiar mocy | 81 |
| XIII. Różne metody pomiarów mocy | 95 |
| XIV. Pomiar zużycia paliwa | 113 |
| XV. Próby odbiorcze silników lotniczych na pro- bierniach stałych | 125 |

