

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,

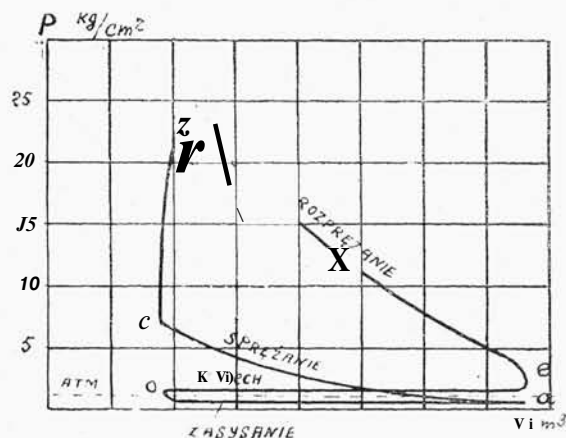
Różni się on znacznie od obiegu teoretycznego i jest przedstawiony na rys. 6,

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 ssąć 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 linii 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 adjabatyczny, 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”^M, 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

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

gdzie wykładnik m może mieć wartość 1,25 - 1,35.

Analogicznie do poprzedniego (równ. 2 do 5) otrzymamy

$$p_c = p_a e^w \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad (14)$$

$$T_c = T_a e^{\wedge} \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad (15)$$

Z równań tych wynika:

1, Ze wzrostem stopnia sprężania (s) 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:

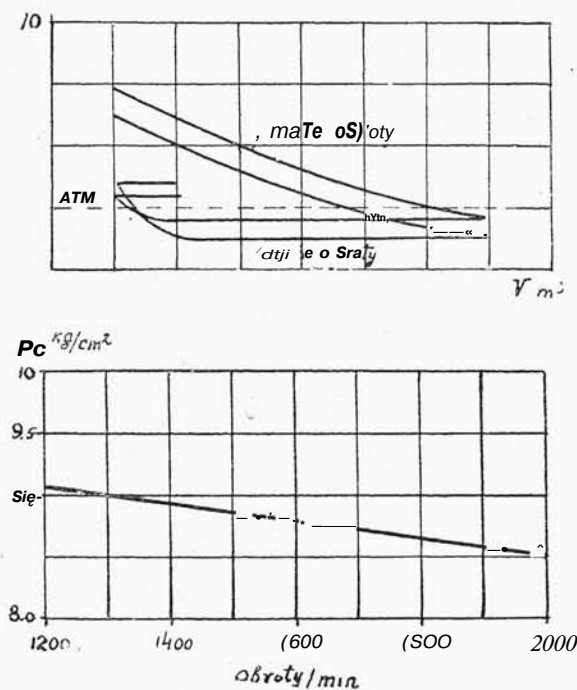
p_c ss 7,7 - p 8,5 kg/cm² dla silników chłodzonych wodą)

$$T_c = 485^\circ \text{ -r } 550^\circ \quad (t_e = 212^\circ \text{ -p } 277^\circ \text{C})$$

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 zasyczenia i sprężania w silniku Liiberty 2(X) 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 lin ją 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 (dyssocjują) 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 7J-

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

$$p_z = p_c \quad i \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17)$$

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

Wartości praktycznie spotykane są:

$$T_z = -1650^\circ \text{ f} \text{ } 2050^\circ \quad (T_z = 1377\text{-f- } 5777^\circ \text{ C})$$

$$P_z = 2 \text{ } 4\text{-}28 \text{ kg/cm}^2$$

Rozprężanie również jest politropowem według równania

$$p, V^{m*} = p_c V_c^{m*} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (18)$$

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

Podobnie do wzorów 11 i 12 będziemy mieli na końcu rozprężania

$$p \cdot ^S f \text{ } . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19)$$

$$\wedge = 1 \quad \wedge \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (20)$$

Zwykle bywa:

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

IV. WYDAJNOŚĆ SILNIKA. STRATY. WSPÓŁCZYNNIKI 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

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

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 adjabatycznie, czyli bez wymiany ciepła z zewnętrznym otoczeniem. Dowiedziona 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 (szczególnie *