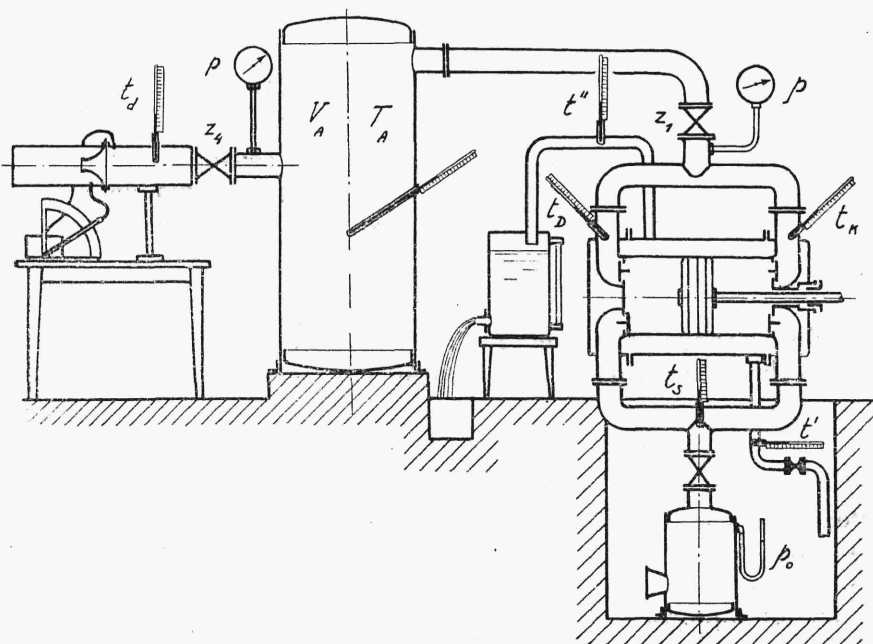


Wyniki zestawione są w poniższej tabliczce:

Nr	$n$	$N_e$	$N_i$	$\eta_m$	$N_h$	$\eta_{lh}$	$\eta$	$N$	$\eta_r$	$\eta_o$	$\lambda$	$Q_e$	$Q_i$
1	40	5,62	5,05	0,9	3,94	0,78	0,702	3,78	0,96	0,674	0,8	3630	4040
2	50	7,82	7,04	0,9	5,28	0,75	0,675	5,00	0,95	0,642	0,85	3460	3840
3	60	10,3	9,28	0,9	6,77	0,73	0,657	6,31	0,93	0,611	0,89	3300	3660
4	70	13,03	11,73	0,9	8,45	0,72	0,648	7,60	0,9	0,583	0,92	3150	3500

## VII. Badanie sprężarek tłokowych.

Badanie sprężarki odbywać się powinno przy stanie jej równowagi, to znaczy, kiedy temperatury i ciśnienia gazu oraz liczba obrotów maszyny nie ulegają zmianie, a polega na stwierdzeniu charakterystycznych wielkości sprężarki, a więc jej wydatku przy pewnym stosunku ciśnień i liczbie



Rys. 134.

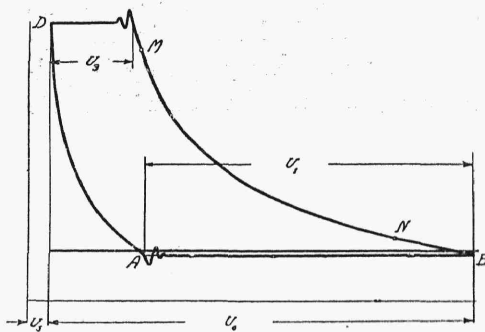
obrotów i zapotrzebowaniu mocy do jej napędu. Te dwie wielkości, wydatek i zapotrzebowanie mocy, określają, czego od maszyny spodziewać się można, nie dają jednak miary sposobu pracy i strat energii, podczas tego ponoszonych; dokładniejszą charakterystykę daje sprawność sprężarki oraz bilans energii dostarczanej zzewnątrz.

Do ustalenia tych wielkości potrzebne są: indykowanie pracy cylindra sprężarki, dokonanie pomiaru wydatku, prężności początkowej i końcowej czynnika pracującego oraz odpowiednich temperatur, oznaczenie ilości wody użytkowanej do chłodzenia i jej temperatur, pozatem liczby obrotów sprężarki. Układ takiego urządzenia, pozwalającego na znalezienie wspomnianych wyżej wielkości przedstawia rysunek 134.

### 1. Wielkości charakterystyczne dla pracy sprężarki.

#### a) Objętościowy współczynnik sprężania.

Ponieważ w sprężarce rzeczywistej nie można uniknąć t. zw. przestrzeni szkodliwej  $v_s$  (rys. 135), t. j. objętości zawartej między tłokiem w martwym położeniu a dnem cylindra i zaworami, więc wskutek tego, na początku okresu powrotnej drogi tłoka, ma miejsce t. zw. rozprężanie powrotne powietrza zawartego w przestrzeni szkodliwej i dzięki temu następuje opóźnienie okresu zasysania. Na rys. 135 linja  $DA$  przedstawia krzywą rozprężania powrotnego, zaś zasysanie powietrza zaczyna się w położeniu tłoka, odpowiadającym nie punktowi  $D$ , a punktowi  $A$ . Stosunek:



Rys. 135.

$$\lambda_o = \frac{v_1}{v_0}$$

nazywa się objętościowym współczynnikiem zasysania. Znając wartość wykładnika politropy rozprężania  $m$  znajduje się ten współczynnik z równania<sup>1)</sup>

$$\lambda_o = 1 - \frac{v_s}{v_0} \left[ \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right].$$

Pozatem w rzeczywistości otrzymamy powietrza na jeden skok tłoka jeszcze mniej, gdyż po pierwsze, część powietrza przy przejściu przez cylinder ujdzie nazewnątrz wskutek nie szczelności, a po drugie, wobec tego, że ścianki cylindra mimo chłodzenia wodą są nagrzane (sprężanie jes-

<sup>1)</sup> B. Stefanowski. Termodynamika Techniczna 1923.

fd:

politropiczne), powietrze wchodząc do cylindra nagrzewa się od nich stopniowo, więc na wagę wchodzi go mniej, niż by to wynikało z wartości współczynnika  $\lambda_0$ .

Miarodajnym dla oznaczenia wydatku z wymiarów cylindra, zatem dla charakterystyki jakości sprężarki, jest stosunek objętości gazu podczas jednego suwu rzeczywiście wytłoczonej i zredukowanej na ciśnienie i temperaturę na ssaniu  $v_u$ , do objętości czynnej cylindra:

$$\lambda_u = \frac{v_u}{v_0}.$$

zwany rzeczywistym objętościowym współczynnikiem sprężania.

Objętość  $v_u$  można oznaczyć, a  $v_0$  oblicza się z wymiarów sprężarki.

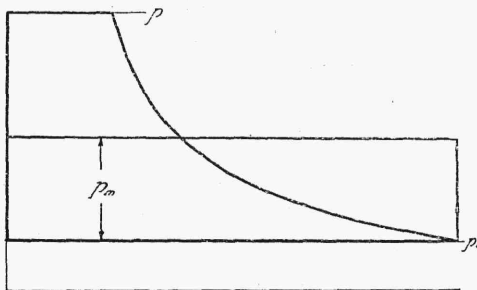
Wielkość tę można również przedstawić inaczej, jako stosunek pracy  $L$ , potrzebnej do sprężenia objętości, odpowiadającej rzeczywistemu wydatkowi, do pracy  $L_t$  potrzebnej do sprężenia objętości teoretycznej, wynikającej z wymiarów sprężarki, jedna i druga w odniesieniu do sprężarki doskonałej, więc

$$\lambda_u = \frac{L}{L_t}.$$

Przy badaniu sprężarki dwustopniowej objętość gazu  $v_u$ , wytłaczaną przez cylinder wysokopięny, odnosi się do temperatury wody, dopływającej do chłodnicy między cylindrami i do ciśnienia tam panującego.

#### b) Sprawność indykowana.

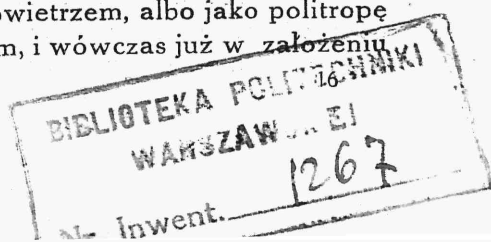
Wielkość ta ujmuje straty zachodzące w sprężarce, a spowodowane tem, że jest ona niedoskonałą. Sprężarka doskonała jest bez przestrzeni szkodliwej, bez oporów hydraulicznych oraz bezwładnych zaworów przy ssaniu i tłoczeniu. Rys. 136 przedstawia taki wykres teoretyczny, użyty jako porównawczy w odniesieniu do 1 kg sprężonego powietrza. Jeżeli praca teoretyczna potrzebna do sprężenia 1 kg powietrza jest  $L_t$ , a rzeczywista  $L_i$ , to miarą jakości sprężarki będzie stosunek  $\frac{L_t}{L_i}$ . Jako linję sprę-



Rys. 136.

żania można przyjąć izotermę, a wówczas stosunek ten ujmuje również straty ciepła unoszonego z wytłaczanym powietrzem, albo jako politropę o wykładniku  $m$ , jak w obiegu rzeczywistym, i wówczas już w założeniu

Gospodarka cieplna.



teoretycznym rezygnujemy ze sprężania izotermicznego. Praca sprężania wyrazi się związkiem:

dla izotermy

$$L_t = P_o v_o \ln \frac{P}{P_o},$$

dla politropy

$$L_t = \frac{m}{m-1} P_o v_o \left[ \left( \frac{P}{P_o} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right].$$

Podobnie jak w rzeczywistych wykresach indykatora wprowadza się pojęcie średniego ciśnienia  $p_l$  można i tutaj wprowadzić ciśnienie średnie teoretyczne  $p_m$  takie, że

$$L_t = p_m \cdot v_o \cdot 10\,000$$

czyli

$$p_m = \frac{L_t}{10\,000 \cdot v_o} = \frac{m}{m-1} p_o \left[ \left( \frac{p}{p_o} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right].$$

Wówczas stosunek

$$\frac{p_m}{p_l}$$

jest w pierwszym przybliżeniu miarą jakości sprężarki, a uwzględniając pozatem współczynnik objętościowy sprężania  $\lambda_u$ , otrzymamy ostatecznie sprawność indykowaną  $\eta_{li}$  sprężarki w postaci następującej:

$$\eta_{li} = \lambda_u \frac{p_m}{p_l} = \frac{L_t}{L_i}.$$

Sprawność ta jest miarą wszystkich strat zachodzących w cylindrze i może być odnoszona, jak wspomniane wyżej, do procesu izotermicznego lub do politropicznego jako obiegów porównawczych. W pierwszym wypadku otrzymamy wielkość mniejszą niż w drugim. Straty te są spowodowane przez:

- 1) przestrzeń szkodliwą,
- 2) sprężanie nie izotermiczne,
- 3) oddziaływanie gorących ścian cylindra,
- 4) hydrauliczne opory przepływu przez cylinder,
- 5) bezwładność zaworów i
- 6) nieszczelności.

#### c) Sprawność mechaniczna.

Oprócz strat zachodzących w samym cylindrze muszą być pokryte przez energję dostarczoną z zewnątrz także straty mechaniczne w postaci tarcia mechanizmów, oporów wentylacji powietrza przez koło rozprędowne,

wreszcie straty przekładni między silnikiem lub pędną, a napędzaną przez nie sprężarką. Straty te, zależnie od warunków pracy sprężarki, jej wymiarów i konstrukcji, wynoszą 0,78 — 0,94%, a określają się one jako różnica energii  $N_e$ , dostarczonej — do energii  $N_i$ , wykazanej w cylindrze przez indykowanie, zaś stosunek:

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_e}$$

zwie się sprawnością mechaniczną.

Energję dostarczaną oznacza się najłatwiej przez pomiar mocy elektrycznej silnika przy uwzględnieniu jego sprawności, zaś przy napędzie pasowym od pędni, przez pomiar dynamometrem różnicy napięć pasa lub, co jest łatwe do przeprowadzenia ale daje wyniki niedokładne, przez pomiar różnicy mocy silnika, napędzającego pędnę przy włączonej i wyłączonej sprężarce.

## 2. Pomiar wielkości charakterystycznych.

### a) Oznaczanie wydatku sprężarki.

Oznaczanie wydatku dokonane być może na rurze ssącej lub tłoczącej, w drugim wypadku wyniki są o tyle bliższe prawdy, że uwzględniane są wówczas nieszczelności w obrębie sprężarki. Oznaczanie to dokonywa się przez:

α) pomiar różnicy ciśnień na zwężeniu przekroju wywołanem przez dyszę lub kryzy spiętrzające (patrz str. 221);

β) pomiar prędkości w różnych miejscach przekroju przewodu powietrznego przy pomocy rurki Pitota lub anemometru (patrz str. 219 i 223). W obydwóch tych metodach wyniki pomiarów wtedy są pewne, gdy dzięki odpowiednim urządzeniom, np. powietrznikom, prąd powietrza płynie jednostajnie, co szczególnie jest ważne przy sprężarkach tłokowych;

γ) pomiar objętości w gazomierzach zegarowych lub dzwonowych (patrz. str. 220);

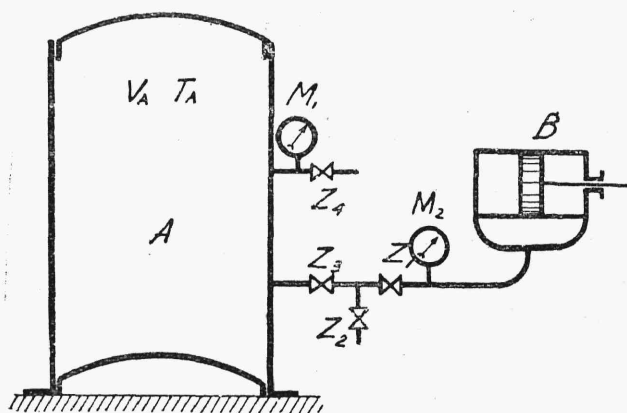
δ) przez napełnianie powietrzników, znajdujących się przy sprężarce. Schemat układu połączeń przedstawia rys. 137. Dzięki przykniętemu odpowiednio zaworowi  $Z_1$ , sprężarka  $B$  pracując normalnie spręża czynnik do ciśnienia  $p$ , odczytywanego na manometrze  $M_2$ . W tym okresie zawór  $Z_2$  jest otwarty, zaś zawory  $Z_3$  i  $Z_4$  są zamknięte, przyczem w powietrzniku  $A$  panuje ciśnienie atmosferyczne, co stwierdzić można na manometrze  $M_1$ . Z chwilą, gdy nastąpi stan równowagi w ruchu sprężarki, co poznamy po ustaleniu się ciśnień i temperatur, zamykamy zawór

$Z_2$  i otwieramy  $Z_3$ , mierząc czas potrzebny do napełnienia powietrznika  $A$  gazem do stanu, gdy wskazania obu manometrów  $M_1$  i  $M_2$  będą jednako-  
we czyli gdy zbiornik zostanie napełniony czynnikiem o ciśnieniu  $p$ . Na-  
stępnie otwiera się zawór  $Z_2$  lub  $Z_4$ . Podczas pomiaru tą metodą należy tak  
regulować zawór  $Z_1$ , by manometr  $M_2$  stale wskazywał ciśnienie  $p$ .

Znając ciśnienie w zbiorniku  $A$ , jego objętość  $V_A$ , ciśnienie  $p$  i tem-  
peraturę tam panującą  $t_A$  po sprężeniu, można z łatwością znaleźć ciężar  
czynnika wypełniającego powietrznik:

$$G = \frac{p \cdot V_A}{R(t_A + 273)} \cdot 10000.$$

Odnosząc  $G$ , po odjęciu poprzedniej zawartości zbiornika, do czasu



Rys. 137.

potrzebnego do napeł-  
nienia, bądź do ilości  
wykonanych w tym cza-  
sie obrotów, znaleźć  
można wydatek.

Metoda ta, łatwa  
do przeprowadzenia, ma  
tę ujemną stronę, że nie  
pozwala ściśle oznaczyć  
temperatury czynnika w  
powietrzniku, w tem  
tkwi źródło błędu tej me-  
tody pomiaru.

ε) Pomiar objęto-  
ści z wykresu indy-  
katora. W tych przy-  
padkach gdy żadna z po-

danych wyżej metod nie może być zastosowana, pewne orientacyjne war-  
tości wydatku sprężarki można otrzymać z wykresu indykatora, lecz dla  
zaznaczenia, że w ten sposób otrzymana wartość różni się nieco od rzeczy-  
wistej, nazywa się ją wydatkiem indykowanym  $V_i$ .

Pod założeniem zupełnej szczelności tłoka i zaworów można przy  
uwzględnieniu wymiarów cylindra sprężarki wyrazić ilość zassanego po-  
wietrza przez stosunek odcinków  $v_1$  i  $v_0$ , wziętych z wykresu indykatora  
w dowolnej zresztą podziałce, jak na rys. 135, pomnożony przez objętość  
cylindra  $V_c$ , co odpowiadać będzie wydatkowi na jeden suw tłoka:

$$V_i = \frac{v_1}{v_0} \cdot V_c.$$

Tak otrzymany wydatek nie uwzględnia strat objętościowych wywo-  
łanych przez nieszczelności. Błąd popełniany wskutek tego jest szczególnie

dotkliwy przy sprężarkach dwustopniowych, gdy obliczenie odnosimy do wykresu cylindra niskoprężnego, podczas gdy z nieszczelnościami mamy do czynienia w obu cylindrach. Poza to popełnia się tu błąd jeszcze przez to, że przyjmuje się objętość powietrza o temperaturze atmosfery, tymczasem wskutek działania rozgrzanych ścianek cylindra temperatura powietrza na początku kompresji jest wyższa, co przy tej samej objętości zmniejsza ciężar zassanego gazu. W każdym razie nawet dla pomiarów orientacyjnych metoda ta wymaga poprzedniego sprawdzenia cylindrów na szczelność ich organów rozrządnych.

#### b) Pomiar ciśnień.

Pomiar ciśnienia na ssaniu można skutecznie przy pomocy manometru wodnego lub rtęciowego wobec tego, że podciśnienie wogóle nie przekracza wartości  $0,2 \text{ at}$ . Wobec nierównomierności przepływu powietrza przez sprężarkę tłokową należy umieścić na rurze ssącej zbiornik dostatecznej pojemności i mierzyć podciśnienie na wejściu do niego, stosując ten sam przekrój rury. W razie trudności zainstalowania takiego zbiornika można ciśnienie na ssaniu wyznaczyć z wykresu indykatora, jednak ten sposób jest niedokładny, wartości stąd otrzymane wypadają za duże wskutek tego, że po przejściu przez zawór ssący sprężarki ciśnienie powietrza spada wskutek oporów dławienia.

Ciśnienie sprężonego powietrza z tych samych co wyżej powodów nie da się dokładnie odczytać zaraz za zaworem tłoczącym sprężarki, należy odczytywać ciśnienie na dużym, wzorcowanym manometrze na powietrzniku, znajdującym się tuż przy sprężarce.

#### c) Pomiar temperatury.

W miejscach pomiaru wpuszcza się termometr w przewody powietrzne tak, aby jego koniec dochodził do środka przewodu. Najlepiej umieścić termometr przy pomocy małej dławniczki, jednak jeżeli przewody są duże i szybkość przepływu znaczna, termometr może łatwo ulec pęknięciu; lepiej jest z tego powodu umieszczać termometr w pochewce metalowej, wkręconej wprost w przewód i wypełnionej oliwą. W związku z tym należy się liczyć z pewnym błędem odczytu, pochodzącym ze złego przewodzenia ciepła przez ścianki pochewki i oliwę i z opóźnień we wskazaniach termometru.

#### d) Pomiar zapotrzebowania mocy przez sprężarkę.

We wszystkich sprężarkach tłokowych można przez indykowanie oznaczyć moc indykowaną sprężarki przy posiadanej w danym momencie

przez nią liczbie obrotów, lecz oznaczenie mocy dostarczonej zależne jest od konstrukcji i rodzaju napędu sprężarki. Przy bezpośrednim napędzie przez motor elektryczny, co ma miejsce zazwyczaj tylko przy sprężarkach wirnikowych, oznaczenie mocy daje się łatwo przeprowadzić przez pomiar mocy elektrycznej silnika przy uwzględnieniu jego sprawności natomiast tam, gdzie między silnikiem elektrycznym a sprężarką wstawiót na jest przekładnia pasowa, zębata i t. p., której sprawność trudno jest ustalić albo gdy sprężarka napędzana jest od silnika tłokowego, lepiej jest odnosić sprawność nie do samej sprężarki, a do układu sprężarka-silnik.

Przy napędzie sprężarki od pędni ogólnej oznacza się zapotrzebowanie mocy sprężarki z różnicy dostarczanej energii przez silnik przy włączonej i wyłączonej sprężarce. Błąd pomiaru przy tej metodzie jest tem większy, im mniejsze jest zapotrzebowanie mocy przez sprężarkę w stosunku do ogólnego rozchodu energii, przenoszonej przez pędnię.

### 3. Badanie sprężarek.

Badanie sprężarki może mieć na celu stwierdzenie jej stanu w normalnych warunkach pracy i wówczas pomiar przeprowadza się po uzyskaniu tych właśnie normalnych warunków, więc odpowiedniej liczby obrotów, ciśnień sprężania i zasysania, normalnego ogrzania się wody chłodzącej i t. d. Zachodzi jednak niekiedy potrzeba znalezienia najlepszych warunków pracy sprężarki i wówczas badanie polega na wykonaniu szeregu podobnych pomiarów, każdego jednak w innych warunkach, a po zestawieniu wyników badania w odpowiednie krzywe uzyskuje się obraz zależności zachodzących w sprężarce.

W jednym i drugim wypadku pomiarowi podlegają: liczba obrotów  $n$ , prężność przy zasysaniu  $p_0$  i przy sprężaniu  $p$ , wydatek powietrza sprężonego  $V$ , zapotrzebowanie przez sprężarkę lub układ sprężarka-silnik mocy indykowanej  $N_i$  lub rzeczywistej  $N_e$ , temperatura tłoczenia po obu stronach cylindra oraz temperatura zasysania, ciśnienie barometryczne, ilość wody chłodzącej i jej temperatura przy dopływie i odpływie.

Wielkości te należy odczytywać, zależnie od stanu równowagi układu i długości okresu pomiaru, co 5 — 20 minut i zestawiać tabelarycznie. Długość okresu pomiaru zależnie od warunków i celu badania, wynosi od 1 do 3 godzin.

Na podstawie tych danych obliczamy:

a) Rzeczywisty objętościowy współczynnik sprężania:

$$\lambda_u = \frac{V_u}{V_0}$$

redukując obliczoną na jeden skok wartość wydatku  $V_u$  do warunków normalnych t. zn. do ciśnienia 1 at 15° C, przyczem objętość zredukowana



$$V_r = V_u \frac{p}{p_r} \frac{T_r}{T} = V_u \frac{p}{p_{at}} \cdot \frac{273 + 15}{273 + t}.$$

b) Sprawność indykowaną, o ile badana sprężarka jest tłokowa

$$\eta_i = \lambda_u \frac{p_m}{p_i} = \frac{V_r}{V_o} \cdot \frac{p_o}{p_i} \cdot \frac{m}{m-1} \left[ \left( \frac{p}{p_o} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right].$$

Wielkość wykładnika krzywej sprężania oznacza się z wykresów, zdjętych w chwili równowagi; pożądanem jest, aby te wybrane wykresy, odnoszące się do obu stron tłoka, położone na sobie i oglądane pod światło miały kształt taki sam, a przynajmniej ten sam przebieg krzywej. Na linii sprężania obiera się dwa punkty  $M$  i  $N$  (rys. 135), niezbyt blisko końców krzywej położone, mierzy się odpowiadające im rzędne i odcięte przy uwzględnieniu przestrzeni szkodliwej, a ponieważ przyjmuje się, że sprężanie odbywa się według krzywej:

$$p_M v_M^m = p_N v_N^m$$

więc

$$m = \frac{\lg p_M - \lg p_N}{\lg v_N - \lg v_M}.$$

W tych wypadkach, gdy sprężarki nie można zindykować, moc teoretyczną porównuje się z mocą rzeczywistą, dostarczaną do sprężarki.

c) Sprawność mechaniczną, o ile wyznaczenie jej jest możliwe

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_e}.$$

d) Rozchód mocy na sprężenie 1 m<sup>3</sup> powietrza lub odwrotnie, ilość powietrza sprężana przez 1 KM czyli

$$\frac{N_e}{V_r} \quad \text{lub} \quad \frac{V_r}{N_e}.$$

Objętość sprężanego powietrza wyraża się w m<sup>3</sup>/sek przy zredukowaniu jej do ciśnienia i temperatury zasysania. Objętość tę mierzy się przy pomocy jednej z metod podanej wyżej.

e) Rozchód wody chłodzącej cylindry, chłodnice i t. d. oznacza się przez pomiar jej objętości w dużych zbiornikach wzorcowanych, przez pomiar jej ciężaru w zbiornikach mniejszych, umieszczonych na wadze, lub przy pomocy danaidy, wzorcowanej wagowo. Wielkość tę  $G_o$  wyraża się w kg i odnosi albo do 1 KMh lub do 1 m<sup>3</sup> sprężonego gazu.

Po obliczeniu tych wielkości można zestawić bilans ciepła dostarczanego do sprężarki w postaci energii mechanicznej. Bilans ten składać się będzie z następujących pozycji:

1) dostarczono na wał sprężarki

$$N_e \text{ KMh,}$$

czemu odpowiada

$$632 N_e \text{ kcal/h jako } 100\%$$

2) zużytkowano

$$632 N_i \eta_i \text{ kcal/h czyli } \eta_m \eta_i 100\%$$

3) stracono wskutek oporów mechanicznych

$$(1 - \eta_m) 632 N_e \text{ kcal/h czyli } (1 - \eta_m) 100\%$$

4) woda chłodząca uniosła ze sobą ciepło, ogrzewając się od  $t'$  do  $t''$ :

$$G_o (t'' - t') \text{ kcal/h czyli } \frac{100 \cdot (t'' - t')}{632 N_e} G_o \%$$

5) resztę do 100% stanowią straty przez promieniowanie, przewodzenie oraz błędy doświadczenia.

Przy badaniu sprężarek wirnikowych (turbo-sprężarek) tok postępowania jest zupełnie podobny z tą jedynie różnicą, że wobec trudności oznaczenia pracy wewnętrznej czyli na obwodzie wirników sprężarki, co odpowiada pracy indykowanej sprężarek tłokowych, odnosi się wszystkie wielkości do mocy użytecznej, niekiedy nawet do elektrycznej czyli dla układu silnik-sprężarka.

### Przykład.

Wyniki badania sprężarki tłokowej jednocylindrowej.  
(Patrz rys. 134.)

Wymiary sprężarki:

$$\text{średnica tłoka } D = 150 \text{ mm}$$

$$\text{skok } s = 200 \text{ „}$$

$$\text{średnica tłoczyska } d = 35 \text{ „}$$

$$\text{Przestrzeń szkodliwa po str. korby } \varepsilon_k = 4\% \text{ skoku}$$

$$\text{„ „ „ dna } \varepsilon_d = 5\% \text{ „}$$

Rozrząd wentylowy.

Napęd—silnik elektryczny na prąd stały

Ciśnienie barometryczne  $b_o = 768 \text{ mm Hg}$ . Temp. otoczenia  $t_a = 20^\circ\text{C}$ .

Początek pomiaru o godz 16 Koniec pomiaru o godz. 18 min. 35.

Pomiar wydatku na tłoczeniu przy pomocy dyszy normalnej (patrz str. 221) o średnicy największego przekroju  $d = 45 \text{ mm}$  i współczynniku wpływu  $\alpha = 0,98$ .

Pomiar przy obrotach stałych  $n = 100 \text{ obr/min}$  i ciśnieniu roboczym  $p = 4 \text{ at nadc.}$

Nr. pomiaru		1	2	3	4	5	6
C z a s		17 <sup>20</sup>	17 <sup>35</sup>	17 <sup>50</sup>	18 <sup>05</sup>	18 <sup>20</sup>	18 <sup>35</sup>
Moc dostarczona	$i \text{ Amp}$	15,8	16,2	15,9	16,3	16,7	16,3
	$e \text{ Volt}$	158	159	161	159	160	163
	Odpowiada tej mocy spraw. elektr. $\eta_{el}$	0,9					
Stan pow. na ssaniu	Ciśnienie $p_0 \text{ at abs}$	0,91	0,9	0,89	0,9	0,92	0,88
	Temperatura $t_0^\circ \text{ C}$	19,2 <sup>0</sup>	19,0 <sup>0</sup>	18,8 <sup>0</sup>	18,9 <sup>0</sup>	19,0 <sup>0</sup>	19,1 <sup>0</sup>
Pomiar wydatku	Ciśnienie przed zaworem dław. (ciśn. robocze) $p \text{ at nadc.}$	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
	Temperatura przed dyszą $t_d^\circ \text{ C}$	30,0 <sup>0</sup>	30,5 <sup>0</sup>	31,5 <sup>0</sup>	33,0 <sup>0</sup>	33,5 <sup>0</sup>	33,5 <sup>0</sup>
	Spiętrz. piezometru $h \text{ mm sł. wody}$	4,9	5,1	5,5	5,4	5,5	5,4
Woda chłodząca	Temp. na wejściu $t'^{\circ} \text{ C}$	4,8 <sup>0</sup>	3,8 <sup>0</sup>	4,0 <sup>0</sup>	3,5 <sup>0</sup>	3,0 <sup>0</sup>	3,0 <sup>0</sup>
	Temp. na wyjściu $t''^{\circ} \text{ C}$	12,0 <sup>0</sup>	12,0 <sup>0</sup>	12,5 <sup>0</sup>	12,5 <sup>0</sup>	12,3 <sup>0</sup>	13,0 <sup>0</sup>
	Zużycie wody według danajdy $G \text{ ltr/min}$	0,926 $\text{l/min}$					
Liczba obr. spręż. $n \frac{\text{obr}}{\text{min}}$		100	100	100	100	100	100

Średnie ciśnienie indykowane, znalezione z wykresu indykatora, osiągnęło wartości następujące:

Str. korby $p_{ik} \text{ kg/cm}^2$	1,8	1,82	1,79	1,81	1,78	1,8
Str. dna $p_{id} \text{ kg/cm}^2$	1,77	1,78	1,75	1,79	1,76	1,77

Na zasadzie powyższego znajdujemy wartości średnie:

$i$	$e$	$p_0$	$t_0$	$p$	$t_d$	$h$	$t'$	$t''$	$p_{ik}$	$p_{id}$	$n$
16,2	160	0,9	19°	4,0	32,0°	5,3	3,5°	12,5°	1,8	1,77	100%

a na podstawie tych danych wyznaczymy:

1) Moc dostarczoną

$$N_e = \frac{ei}{736} \eta_{el} = \frac{16,2 \cdot 160}{736} \cdot 0,9 = 3,17 \text{ KM.}$$

2) Moc indykowaną

$$\begin{aligned} N_i &= N_{id} + N_{ik} = \frac{s \cdot n \cdot \pi}{60 \cdot 75 \cdot 4} [D^2 \cdot p_{id} + (D^2 - d^2) p_{ik}] = \\ &= \frac{0,2 \cdot 100 \cdot \pi}{60 \cdot 75 \cdot 4} [15^2 \cdot 1,77 + (15^2 - 3,5^2) 1,8] = 2,73 \text{ KM.} \end{aligned}$$

3) Sprawność mechaniczną

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_e} = \frac{2,73}{3,17} = 0,862.$$

4) Wydatek rzeczywisty.

Ciężar wł. powietrza, przyjmując ciśnienie atmosfery znajdziemy z równania zasadniczego:

$$\gamma_p = \frac{P_a}{RT_d} = \frac{10000 \cdot 768}{737,5 \cdot 29,27 (273 + 32)} = 1,167 \text{ kg/m}^3,$$

więc wydatek

$$V_u = 3600 \frac{\pi d^2}{4} \alpha \sqrt{2g \frac{h}{\gamma_p}} = 3600 \frac{\pi \cdot 0,045^2}{4} \cdot 0,98 \sqrt{2g \frac{5,3}{1,167}} = 53,8 \text{ m}^3/\text{godz.}$$

Po zredukowaniu do ciśnienia i temperatury zasysania:

$$V_r = V_u \frac{p_a T_o}{p_o T_a} = 53,8 \frac{768 (273 + 19)}{737,5 \cdot 0,9 (273 + 20)} = 62,0 \text{ m}^3/\text{godz.}$$

5) Wydatek na 1 KM godz.

a) mocy dostarczonej

$$\frac{V_r}{N_e} = \frac{62,0}{3,17} = 19,5 \text{ m}^3/1 \text{ KM godz.},$$

b) mocy indykowanej

$$\frac{V_r}{N_i} = \frac{62,0}{2,73} = 22,7 \text{ m}^3/1 \text{ KM godz.}$$

## 6) Rzeczywisty objętościowy współczynnik sprężania

$$V_u = \frac{V_r}{60 \cdot n} = \frac{62,0}{60 \cdot 100} = 0,01033 \text{ m}^3$$

$$V_o = \frac{\pi \cdot s}{4} (2D^2 - d^2) = \frac{\pi \cdot 0,2}{4} (2 \cdot 0,15^2 - 0,035^2) = 0,01434 \text{ m}^3$$

$$\lambda_u = \frac{V_u}{V_o} = \frac{0,01033}{0,01434} = 0,72.$$

Z wykresów indykatora znaleziono wykładnik politropy sprężania po stronie dna  $m = 1,24$ , po stronie korby  $m = 1,26$ , średnio  $m = 1,25$ , więc w dalszym ciągu wyznaczymy

## 7) sprawność indykowaną dla politropy sprężania

$$\begin{aligned} \eta_i &= \lambda_u \frac{m}{m-1} \frac{p_o}{p_i} \left[ \left( \frac{p}{p_o} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] = \\ &= 0,72 \frac{1,25}{1,25-1} \cdot \frac{0,9 \cdot 2}{1,8+1,77} \left[ \left( \frac{4}{0,9} \right)^{0,25} - 1 \right] = 0,63 \end{aligned}$$

## Bilans cieplny.

## a) Dostarczono na wał sprężarki

$$632 \text{ N}_e = 632 \cdot 3,17 = 2000 \text{ kcal/godz} = 100\%$$

z tego uzyskaliśmy

b)  $632 \text{ N}_e \cdot \eta_m \cdot \eta_i = 2000 \cdot 0,862 \cdot 0,63 = 1085 \text{ kcal/godz}$ , czyli 54,3% straciliśmy

## c) wskutek oporów mechanizmu

$$632 \text{ N}_e (1 - \eta_m) = 2000 (1 - 0,862) = 276 \text{ kcal/godz}$$
, czyli 13,8%

## d) wskutek chłodzenia wodą

$$60 G (t'' - t') = 60 \cdot 0,926 (12,5 - 3,5) = 500 \text{ kcal/godz}$$
, czyli 25,0%

## e) resztę przez promieniowanie

$$2000 - (1085 + 276 + 500) = 139 \text{ kcal/godz}$$
 czyli 6,9%  
Razem 100 %

## VIII. Badanie silników spalinowych.

Metody badania wszystkich silników spalinowych są w zasadzie jednakowe, pewne odchylenia mieć mogą miejsce przy badaniu silników szybkoobrotowych lub silników wielkich. Sposób działania silnika według