

3)  $\eta_h$  z wykresu, jako stosunek  $H_u/H$ , wyniki z powyższej tablicy  
Wydatek odpowiadający  $\eta_h = \max$  jest

$$Q = \frac{w_2'}{275} = \frac{1 - 0,643}{0,765} \cdot \frac{11,3}{275} = 0,0192 \text{ m}^3/\text{sek};$$

z wykresu znajdujemy:

$$\eta_{h\max} = 0,703.$$

Posiłkując się podanymi poprzednio równaniami ustawimy następującą tabliczkę:

$Q \text{ m}^3/\text{sek}$	0	0,0039	0,006	0,0074	0,0128	0,0217
Moc dostarczona $N_e \text{ KM}$	1,55	1,71	1,81	1,84	2,12	2,6
$\eta$ użyteczna $N_u$ w % $N_e$	0%	19,5	28,7	35,9	54,7	56,8
Straty mech. i elektr. $N_m + N_{el}$ %	100%	63,3	48,9	40	20,3	13
$\eta$ hydrauliczne $N_s$ %	0%	17,2	22,4	24,1	25	30,2

Z wykresu znajdujemy przy  $Q = 0,0192$

$$\eta_{og} = \frac{57,8}{100} = 0,578$$

$$\eta_{el} \eta_m = \frac{100 - 14,7}{100} = 0,853.$$

## V. Badanie wentylatorów.

Ponieważ wentylator (nawietrznik) odśrodkowy działa w sposób podobny, jak pompa odśrodkowa do cieczy, przy pewnych tylko różnicach konstrukcyjnych, i uzyskana w wentylatorze, przy małym ciężarze właściwym powietrza, wysokość podnoszenia (nadciśnienie) jest nieznaczna (5 do 500 mm słupa wody) można tu stosować rachunek analogiczny, jak dla pompy, mimo, że powietrze jest cieczą elastyczną, przyczem oznacza się wysokość tłoczenia zamiast przez  $H_u$  przez  $p_u \text{ kg/m}^2$  przy zależności

$$p_u = H_u \gamma.$$

Jest to ze względu na zmienność  $\gamma$  dogodniejsze.

Dla uzyskania dużych ciśnień stosuje się wentylatory wielostopniowe czyli dmuchawy odśrodkowe. Poniżej będzie mowa tylko o wentylatorach jednostopniowych.

## 1. Wielkości charakterystyczne.

### a) Wysokość tłoczenia.

Wysokość, odpowiadająca energii kinetycznej powietrza przy wylocie z wentylatora jest znaczna w porównaniu z uzyskanym nadciśnieniem; wielkość ta uważana jest w pompach odśrodkowych za stratę, tutaj jednak, ze względu na charakter wykorzystanej pracy wentylatora, można przyjąć jako energię użyteczną. Mianowicie uzyskane nadciśnienie w większości wypadków służy jedynie do pokonania oporów przepływu w przewodach przy przetłaczaniu powietrza, dostarczanego przez wentylator. Jako więc uzyskaną wysokość tłoczenia rozumieć należy sumę ciśnień statycznego i dynamicznego:

$$p_t = (p_{st} + p_d) \text{ kg/m}^2 \text{ albo mm słupa wody.}$$

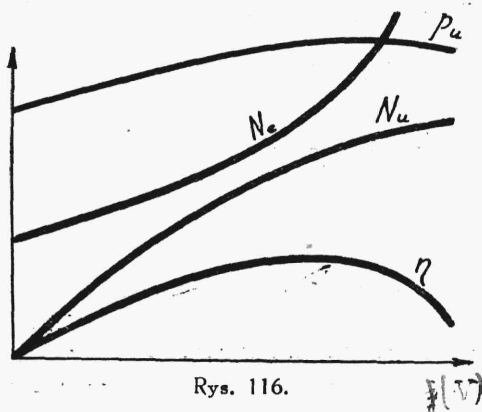
Jeżeli wentylator jest tłoczący i rury ssącej nie posiada, to podciśnienie na ssaniu jest tak minimalne, że możnaby je zaniedbać, wobec czego całkowicie uzyskana użyteczna wysokość podnoszenia:

$$p_u = p_t = p_{st} + p_d.$$

Jeżeli wentylator jest ssący, wzór powyższy jest również słuszny z tym jednak zastrzeżeniem, że  $p_{st}$  musi być liczone jako podciśnienie ( $p_d$  jest zawsze dodatnie).

Kształt krzywej  $p_u = f(V)$  (rys. 116) dla wentylatora jest inny, niż dla pompy odśrodkowej, gdyż stosuje się tutaj kąt pochylenia łopatek inny, mianowicie  $\beta_1 < \frac{\pi}{2}$ , a

to w tym celu, by uzyskać przy tych samych wymiarach i liczbie obrotów większą wysokość podnoszenia.



Rys. 116.

### b) Sprawność wentylatora.

Przy badaniu wentylatora wyznacza się zazwyczaj tylko sumę strat hydraulicznych i mechanicznych, t. zn. określa się tylko sprawność ogólną jako stosunek mocy spożytkowanej  $N_u$  do mocy dostarczonej  $N_e$ .

$$\eta = \frac{N_a}{N_e} = \frac{p_a \cdot V}{75 \cdot N_e}.$$

Moc dostarczoną oblicza się z mocy napędzającego wentylator silnika przy uwzględnieniu jego sprawności.

Sprawność ogólna  $\eta$ , będąca iloczynem sprawności hydraulicznej  $\eta_h$  i mechanicznej  $\eta_m$  jest naogół nieco mniejsza, niż dla pomp odśrodkowych, a pochodzi to stąd, że przy budowie wentylatorów, pochłaniających wogóle niewiele mocy, kładzie się główny nacisk, w wypadkach przeciętnych na prostotę budowy i taniość, a mniej zwraca uwagę na straty hydrauliczne, które dzięki sprężystości i małej lepkości powietrza są nieznaczne. W tym również celu, jak wspomniane wyżej, nadaje się łopatom kształt, dla którego  $\beta_1 < \frac{\pi}{2}$ , aby uzyskać większą wysokość podnoszenia kosztem sprawności hydraulicznej. Krzywa  $\eta_h = f(V)$  nie posiada maximum, ale maleje ze wzrostem wydatku, wobec tego jednak, że sprawność mechaniczna rośnie wraz z obciążeniem, sprawność ogólna posiada swe maximum. Dla wydatku zerowego jest, oczywiście, równa zeru (rys. 116).

#### c) Otwór równoważny.

Oznaczanie ciśnienia rozwijanego przez wentylator, sprawności jego i t. p. ma wtedy tylko znaczenie, gdy wentylator pracuje na taki opór, na jaki został zbudowany. Jeżeli bada się na stacji prób wentylator, którego przeznaczeniem jest pokonywać duże opory np. przy przewietrzaniu chodników w górnictwie lub t. p., to należy przeciwstawić mu takie zwężenie przekroju wylotowego, by opór tą drogą wytworzony był równy oporowi rzeczywistemu w normalnych warunkach pracy. Ten zwężony przekrój wypływu, wytworzony np. przez wstawienie w przewód tłoczący krążka z odpowiednim otworem, zwie się otworem równoważnym o przekroju  $A$ . Gdy wentylator pracuje podczas prób przy krótkich rurociągach tłoczących i przymkniętej zasuwie, to jej otwarcie stanowi właśnie otwór równoważny. Przy różnych otworach równoważnych wentylator spręża do różnych ciśnień i wykazuje różną sprawność, stąd słusznem jest wprowadzenie tego pojęcia otworu równoważnego do umów i gwarancji technicznych, gdyż przez to niedwuznacznie określa się warunki pracy wentylatora. Ponieważ wydatek powietrza przy stosowaniu otworu równoważnego wyraża się związkiem:

$$V = \mu \cdot A \sqrt{\frac{2g \cdot p_a}{\gamma}},$$

gdzie ciśnienie  $p_a$  wyrażone jest w  $\text{kg/m}^2$ ,

więc przekrój otworu równoważnego  $A$  przy sprężaniu  $p_u$  i wydatku powietrza  $V$

$$A = \frac{V}{\mu \sqrt{\frac{2g \cdot p_u}{\gamma}}},$$

gdzie  $\mu$  oznacza współczynnik wypływu. Tę ostatnią wielkość przyjmuje się jako 0,65 lub 1,0, co nie posiada istotnego znaczenia, gdyż przy sprawdzaniu wentylatora stosuje się wielkość taką, jaka została w umowie przyjęta.

Przyjmując dla powietrza przy małej wysokości sprężania  $\gamma = 1,2$  oraz  $\mu = 0,65$ , otrzymamy:

$$A = 0,38 \frac{V}{\sqrt{p_u}}.$$

Doświadczenie wykazało, że jeżeli nie zmienia się wielkości otworu równoważnego, to zachodzą związki następujące:

a) wydatek  $V$  rośnie linjowo z obrotami, więc i z prędkością obwodową wentylatora  $u$  czyli, jeżeli  $F$  oznacza przekrój rury pomiarowej, a  $\varphi$  współczynnik wydatku, to

$$V = \varphi \cdot F \cdot u;$$

b) wysokość sprężania jest proporcjonalna do kwadratu obrotów, względnie prędkości obwodowej

$$p_u = \psi \cdot \frac{\gamma u^2}{2g},$$

gdzie  $\psi$  jest współczynnikiem wysokości;

c) jeżeli oznaczamy przez  $\lambda$  współczynnik mocy a przez  $N_e$  moc dostarczoną, to jej zależność od obrotów jest trzeciego rzędu czyli

$$N_e = \lambda \frac{F \cdot \gamma}{75} \cdot \frac{u^3}{2g}.$$

Ponieważ zachodzi jednocześnie zależność

$$N_e = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{V \cdot p_u}{75},$$

gdzie  $\eta$  oznacza sprawność ogólną wentylatora, więc z tych dwóch związków wynika

$$\lambda = \frac{\varphi \cdot \psi}{\eta}.$$

Te wielkości bezwymiarowe nie ulegają tak długo zmianie, jak długo nie zmienia się otwór równoważny.

Wprowadzając pojęcie stopnia przymknięcia rury wylotowej

$$\alpha = \frac{A}{F}$$

oraz przyjmując dla otworu równoważnego  $\mu = 1$  czyli

$$A = \frac{V}{\sqrt{\frac{2g p_u}{\gamma}}},$$

znajdziemy z poprzednich związków, że

$$\varphi = \alpha \sqrt{\psi}$$

oraz, że

$$\lambda = \frac{\alpha \sqrt{\psi^3}}{\eta}.$$

Mając dane z pomiaru  $\eta$  oraz

$$\psi = \frac{2g \cdot p_u}{\gamma \cdot u^2}$$

można z tych związków obliczyć  $\varphi$  i  $\lambda$ . Przedstawiając te wielkości w funkcji

$$\alpha = \frac{A}{F},$$

otrzymamy wykres charakterystyk jak na rys. 117.

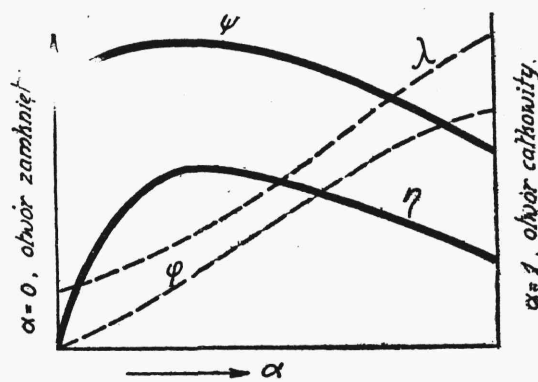
Wykres taki pozwala przy pomocy wyżej podanych związków znaleźć zależność pomiędzy oporami wentylacji  $A$ , przekrojem wylotu wentylatora  $F$ , prędkością obwodową  $u$ , wydatkiem  $V$ , ciśnieniem sprężania  $H_u$ , oraz zapotrzebowaniem mocy  $N_e$ . Jednocześnie krzywe te przedstawiają zależność  $V$ ,  $H_u$  oraz  $N_e$  od zmiany otworu równoważnego przy stałej liczbie obrotów.

Wszystko to jest słuszne dla wypadków, gdy sprężanie jest tak nieznaczne, że można pominąć ściśliwość gazu.

## 2. Pomiar wielkości charakterystycznych wentylatora.

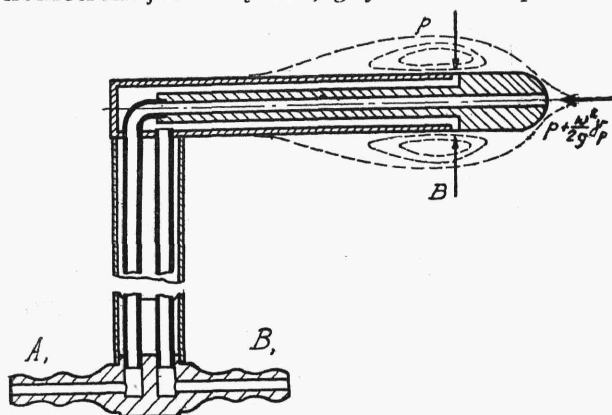
### a) Pomiar ciśnienia.

Pomiar wysokości tłoczenia  $p_u$  wykonywa się zapomocą rurki Pitota (rys. 118) w dowolnym wykonaniu (Prandtla, Brabbego i t. p.). Dzia-



Rys 117.

łanie jej jest następujące: jeżeli wewnątrz rury pomiarowej panuje ciśnienie  $p$ , to łącząc z czułym manometrem wylot  $B_1$ , mający komunikację ze szczeliną  $B$ , zmierzyć można  $p$ . Na wylocie  $A_1$  nadciśnienie zmierzone manometrem jest większe, gdyż otwór  $A_1$  skierowany jest przeciw prądowi,



Rys. 118.

oprócz nadciśnienia  $p$  jest tam uderzenie. Jeżeli szybkość przepływu jest  $w$ , a odpowiadające jej ciśnienie dynamiczne

$$\frac{w^2}{2g} \gamma,$$

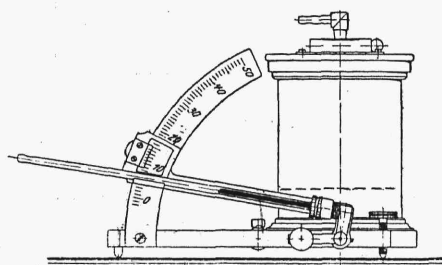
gdzie  $\gamma$  jest ciężarem właściwym powietrza, mierzonym w  $\text{kg/m}^3$ , to w wylocie  $A_1$  panować będzie suma ciśnienia statystycznego i dynamicznego,

czyli szukana wysokość tłoczenia wyrażona w  $\text{kg/m}^2$

$$p_a = p + \gamma \frac{w^2}{2g}.$$

Jeżeli się połączy oba wyloty  $A_1$  i  $B_1$  z wylotami manometru, znaleźć można, jako różnicę, ciśnienie dynamiczne

$$p_d = \gamma \frac{w^2}{2g}.$$



Rys. 119.

Ponieważ używany jest zwykle manometr wodny, więc odczyt otrzymany w milimetrach daje ciśnienie w  $\text{kg/m}^2$ , bo  $1 \text{ at} = 10000 \text{ mm}$  słupa wody.

Przy badaniu wentylatora mamy do czynienia z bardzo małymi ciśnieniami, więc użycie zwykłego manometru w kształcie U dałoby wyniki zbyt mało dokładne, używa się zatem t. zw. p n e u m o m e t r u (rys. 119). Zasada tego przyrządu jest następująca: wzdłuż rurki szklanej znajduje się skala pozwalająca odczytać wysokość słupa wody. Rurkę tę można obracać około pewnego punktu, a w ten sposób przez jej pochylanie można zwiększać dowolnie wskazania przyrządu. Jeżeli rurka tworzy z poziomem kąt  $\alpha$ , to wysokość, odczytaną na skali należy pomnożyć przez  $\sin \alpha$ . Skalę łukową

można tak wywzorcować, aby wskazywała odrazu wartości sinusów poszczególnych kątów. W stosunku do przekroju rurki, przekrój zbiornika dobiera się tak duży, aby poziom cieczy nie ulegał w nim prawie żadnym zmianom, wobec tego raz odczytany punkt zerowy pozostaje stały dopóki nie zmieni się kąt  $\alpha$ . Wylot zbiornika łączy się z przestrzenią, w której panuje szukane ciśnienie, zaś wylot rurki, stosownie do celu pomiaru, albo pozostaje otwarty albo łączy się z przestrzenią, gdzie panuje ciśnienie mniejsze. Wobec wzajemnego przyciągania szkła i wody, jej lepkości, włoskowatości i t. d., przekrój rurki nie może być zbyt mały.

Należy zaznaczyć, że rurka Pitota daje wyniki obciążone pewnym błędem. Na rys. 118 wskazany jest przy pomocy przerywanej linii przebieg linii prądu; w okolicy szczeliny  $B$  tworzą się wiry i wskutek tego ciśnienie spada, odczytywane więc na manometrze — jest mniejsze, niż  $p$ . Ten błąd przy odpowiednim kształcie geometrycznym rurki można sprowadzić niemal do zera.

#### b) Pomiar prędkości.

Pomiar prędkości przepływu gazu wykonywa się na prostym odcinku przewodu tuż przy wentylatorze, przyczem lepiej jest wykonać pomiar na rurze ssącej, jeżeli oczywiście wentylator ją posiada, gdyż w rurze tłoczącej przepływ jest bardziej niespokojny, szybkości poszczególnych strug bardziej się różnią od siebie, a spowodowane jest to przez przepływ gazu przez wentylator oraz przez tarcie o ścianki rury, lepkość i t. d. Strumień powietrza da się do pewnego stopnia uspokoić np. zapomocą szeregu siatek ustawionych prostopadłe do osi rury lub blach, ułożonych równolegle do niej. Pozatem na prędkość wywiera wpływ tarcie o ścianki, przy których szybkości są mniejsze niż wewnątrz przekroju.

Wobec tej niejednostajności w rozkładzie prędkości dokonywa się jej pomiaru w kilku punktach przekroju i w różnych płaszczyznach, a bierze się do rachunku wartości średnie, znalezione przez planimetrowanie odpowiednich wykresów prędkości.

Mierzenie prędkości przepływu odbywa się przy pomocy poprzednio opisanych (rys. 118) rurki Pitota i pneumometru. Mianowicie, skierowując wylot rurki przeciw prądowi i łącząc oba jej ramiona z końcówkami pneumometru znajdziemy różnicę ciśnień, odpowiadającą prędkości w danym punkcie czyli ciśnieniu dynamicznemu  $p_d$ , bo

$$\left(p + \frac{w^2}{2g} \gamma\right) - p = \frac{w^2}{2g} \gamma = p_d,$$

więc

$$w = \sqrt{2g \frac{p_d}{\gamma}}.$$

Do wyznaczenia prędkości, jak widać, potrzebna jest wielkość  $\gamma$ , którą znaleźć można, znając ciśnienie statystyczne w rurze  $p$ , temperaturę  $t$  oraz ciśnienie barometryczne  $b$ , z równania charakterystycznego gazów:

$$\gamma = \frac{\frac{10\,000\,b}{735,5} + p}{R(t + 273)}.$$

Prędkość znaleziona tą drogą powinna być poprawiona przez współczynnik  $\beta$  mianowicie:

$$w = \beta \sqrt{2g \frac{p_d}{\gamma}};$$

istnieją jednak rurki pomiarowe dla których  $\beta \cong 1$ .

### c) Pomiar wydatku wentylatora.

Wydatek czyli objętość powietrza dostarczaną przez wentylator w jednostce czasu (minuta, sekunda) mierzyć można różnymi metodami.

a) Przy pomocy pomiaru objętości w zbiorniku. Metoda ta rzadko daje się stosować do zwykłych pomiarów wobec potrzeby posiadania zbiorników o bardzo dużej pojemności, dlatego używana jest raczej do sprawdzania (wzorcowania) innych przyrządów pomiarowych, służących do oznaczania wydatków. Przy znacznych wymiarach zbiorników, stojących na odkrytym powietrzu pod działaniem zmiennych temperatur i wpływem promieni słonecznych, wskutek różnic w stopniu nagrzania w różnych porach dnia i częściach zbiornika, o ile od wyników pomiaru wymagana jest większa dokładność, należy uwzględnić temperaturę gazu w zbiorniku oraz przy wylocie i wlocie do niego, a także możliwe nie szczelności.

b) Przez pomiar prędkości na prostym odcinku rury tłoczącej lub ssącej o stałym przekroju czyli w t. zw. rurze pomiarowej. Wydatek wentylatora  $V$  przy wielkości pola przekroju  $F$  i średniej prędkości przepływu wyraża się jako:

$$V = F \cdot w.$$

Prędkość oznacza się przy pomocy rurki Pitota (Patrz str. 219).

Głównym źródłem błędów przy tego rodzaju pomiarach jest niejednostajność szybkości w przekroju, gdyż nawet po uspokojeniu wirów ma miejsce zjawisko znacznego zmniejszenia się prędkości wzdłuż ścianek rury, co ze względów technicznych trudne jest do zmierzenia. Wpływ prędkości przy ścianach jest tem dotkliwszy przy oznaczaniu wydatków, że odnosi się do dużych przekrojów, gdyż te właśnie prędkości odpowiadają największym promieniom rury. Wydatek, oznaczony tą metodą obarczony jest więc zazwyczaj pewnym błędem.



c) Dosyć rozpowszechniona jest metoda mierzenia wydatku za pomocą t. zw. normalnej dyszy (rys. 120). Zasada jest następująca: w myśl równania ciągłości strugi wydatek w największym przekroju dyszy jest taki sam, jak w rurze pomiarowej. Wobec niewielkich ciśnień, z jakimi mamy tutaj do czynienia, można, nie uwzględniając ściśliwości gazu, zastosować równanie Bernoulliego:

$$p_1 + \frac{w_1^2}{2g} \gamma_1 = p_2 + \frac{w_2^2}{2g} \gamma_2.$$

Łącząc końcówki rurek na dyszy A i B, skierowane swymi wylotami w przeciwne strony, to znaczy z prądem i przeciw prądowi, z pneumometrem, otrzymamy jako różnicę ciśnień, jego wychylenie o wysokość  $H$ , odpowiadającą prędkości  $w_2$  czyli

$$H = \frac{w_2^2}{2g} \gamma,$$

bo z jednej strony odczytamy

$$p_1 + \frac{w_1^2}{2g},$$

z drugiej  $p_2$ .

Przyjmując, że  $\gamma_1 = \gamma_2$  i biorąc pod uwagę średnicę dyszy  $D$ , otrzymamy wydatek

$$V = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot w_2.$$

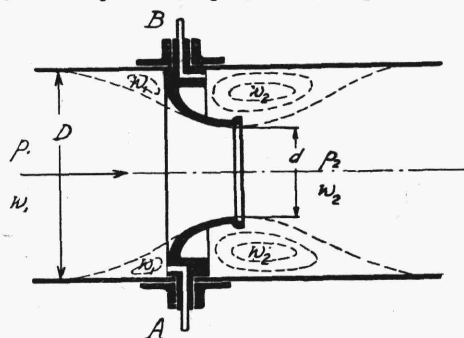
Pomiar dyszą nie jest zupełnie ścisły. Krańcowe linje prądu przebiegają właściwie tak, jak wskazano linjami przerywanymi na rys. 120, a w miejscach  $w_1$  i  $w_2$  tworzą się wiry; stąd odczytane wielkości ciśnienia przy końcówkach A i B są nieco różne od tych, jakie panowałyby, gdyby tych wirów nie było. Pozatem przy wypływie ma miejsce pewien opór tak, że:

$$w_2 = \alpha \sqrt{\frac{2gH}{\gamma}},$$

gdzie współczynnik  $\alpha$  dla dysz t. zw. normalnych wynosi 0,98 — 0,995. Ważnym jest stosunek średnic  $d/D$  oraz prędkość dopływu gazu  $w_1$ .

Niżej umieszczona tablica i rysunek 121 podaje wymiary t. zw. dysz normalnych, zachowujących podobieństwo kształtów i pozwalających ustalić współczynnik wypływu.

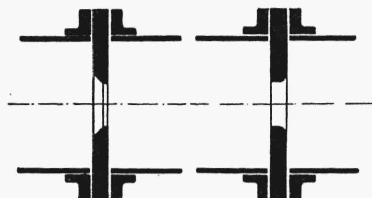
d) Pomiar przy pomocy kryz spiętrzających (rys. 122) ma zastosowanie w tych wypadkach, gdzie duża dokładność nie jest wymagana, natomiast gdzie chodzi o zmiany względne i prostotę urządzeń, co



Rys. 120.



ma miejsce tak często przy bieżącej kontroli ruchu. Zasada pomiaru jest taka, że w przewodzie, na połączeniu dwóch rur wstawia się krążki z otworem o krawędziach ostrych lub zaokrąglonych. Z różnicy ciśnień przed i za kryzą można obliczyć wydatek, mając współczynnik wypływu. Współczynnik ten oznacza się drogą wzorcowania przy pomocy innych dokładnych urządzeń pomiarowych, jednak na wynikach wzorcowania można się oprzeć tylko wtedy, jeżeli kryza pracuje w takich samych geometrycznych i hydrodynamicznych warunkach, w jakich dokonane zostało wzorcowanie.

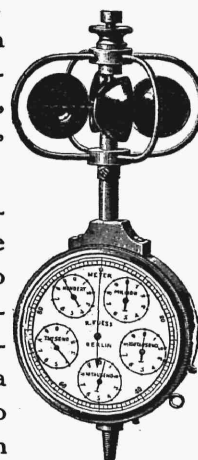


Rys. 122.

e) Pomiar anemometrem wiatraczkowym lub skrzydełkowym. Przyrząd ten jest młynkiem poruszającym się pod wpływem prądu gazu, a ilość jego obrotów zależy od prędkości przepływu (rys. 123). Przy pomocy tego przyrządu i chronometru można znaleźć prędkość strugi gazu, a mnożąc ją przez przekrój przewodu otrzymujemy wydatek. Ponieważ szybkości poszczególnych strug w rurze nie są jednakowe, dzielimy cały przekrój na wylocie przy pomocy cienkich drutów na pola, oznaczając dla każdego z nich prędkość średnią oddzielnie.

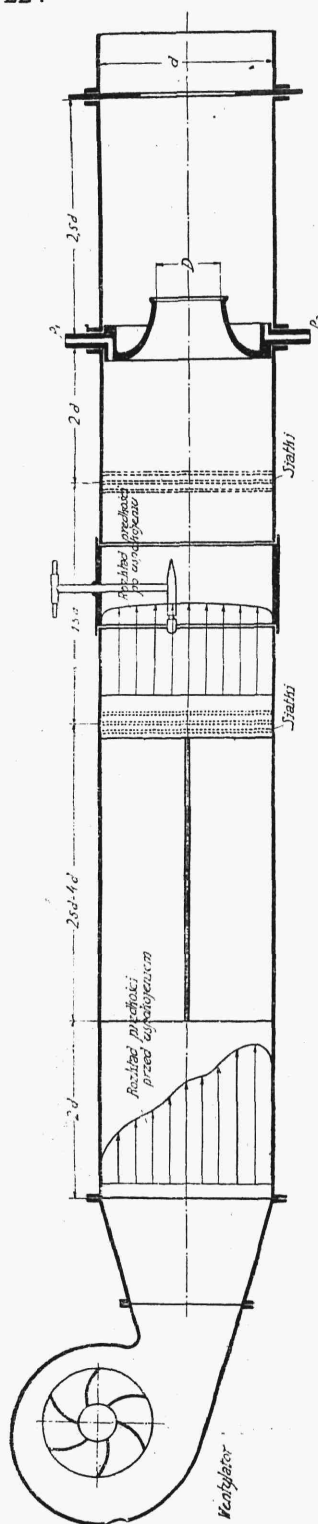
Jakkolwiek przeprowadzenie tego pomiaru jest łatwe, jednak wyniki są obciążone dużym błędem, przy małych średnicach, poniżej 300 mm, przekraczającym 10%; stąd stosuje się tą metodę tylko do mierzenia dużych wydatków, kiedy inne metody nie mogą być zastosowane (górnictwo, wentylacja, chłodnictwo).

Oprócz tych metod ogólnych, nadających się do pomiaru wydatków, spotkać można i inne, wymagają one jednak urządzenia specjalnego, przystosowanego tylko do danych warunków. Do takich urządzeń należą gazomierze obrotowe różnych typów, mierzące bezpośrednio objętość gazu lub gazomierze Thomasa, polegające na mierzeniu ilości prądu elektrycznego, potrzebnego do ogrzania o stałą ilość stopni przepływającego gazu; im gazu przepływa więcej, tem oczywiście różnice, wykazane przez licznik prądu będą większe.



Rys. 123.

Wszystkie te, podane wyżej, metody pomiarowe oparte są na założeniu, że  $\gamma = \text{const}$ , co ma miejsce tylko przy niewielkim stosunku sprężania. Przy dużych różnicach ciśnień oprzeć się należy na ogólnem równaniu strugi i całkować je pod założeniem pewnej przemiany politropicznej.



Rys. 124.

### 3. Badanie wentylatora.

Przedmiotem badania wentylatora może być:

- jego wydatek  $V$ ,
- uzyskana wysokość sprężania  $p_u$ ,
- moc użyteczna wentylatora  $N_u$ ,
- moc dostarczona do wentylatora  $N_e$ ,
- sprawność wentylatora  $\eta$ ,
- charakterystyki  $H = f(V)$ ,  $\eta = f(V)$   $N_e = f(V)$ ,
- oznaczanie otworu równoważnego dla określenia oporów sieci.

Przed rozpoczęciem pomiarów należy doprowadzić urządzenie do równowagi oraz sprawdzić wszystkie przyrządy pomiarowe. Następnie jedną z opisanych wyżej metod, zależnie od celu i warunków pomiaru, oznacza się wydatek  $V$  i wysokość sprężania  $p_u$ , zmieniając wydatek przy pomocy np. pierścieni blaszanych, wstawianych w otwór wylotowy lub odpowiednie miejsce rury pomiarowej i utrzymując stałą liczbę obrotów. Pozatem oznacza się ilość doprowadzanej energii elektrycznej przy uwzględnieniu sprawności silnika elektrycznego a wszystkie wyniki odczytów ujmuje się w odpowiednie tablice.

Opierając się na tych danych oblicza się zapotrzebowanie mocy użytecznej ze związku

$$N_u = \frac{p_u \cdot V \text{ m}^3/\text{sek}}{75}$$

zaś sprawność ogólną znajduje się z równania

$$\eta = \frac{N_u}{N_e} = \frac{p_u V}{\frac{i \cdot e}{736} \eta_{el}}$$

Znalezione wielkości pozwalają wykreślić charakterystyki jak na rys. 116.

Jeżeli wykonywa się pomiar przy pomocy kilku metod należy przyrządy pomiarowe rozmieścić w pewnej odległości od siebie i od wentylatora, pozatem stosować należy przed każdym przyrządem pomiarowym urządzenia uspakajające wiry powietrza, więc siatki i równolegle umieszczone cienkie blachy (patrz rys. 124).

### Przykład.

#### Wyniki badania wentylatora.

Pomiar przy stałych obrotach  $n = 1000 \text{ obr/min}$ .

Początek pomiaru o godz. 11-ej. Koniec pomiaru o godz. 11 min. 58.

Pomiar całk. wys. tłoczenia  $p_u$  oraz wydatku  $V$  przy pomocy dyszy normalnej o średnicy największego przekroju  $d = 0,2 \text{ m}$  oraz pneumometru.

Ciśnienie barometr.  $b_o = 757 \text{ mm Hg}$ . Temp. otoczenia  $t_o = 13^\circ \text{ C}$ .

Nr pomiaru	Czas	Całk. wys. tłocz. $p_u$			Wydatek $V$			Moc dostarczona $N_d$	
		Spiętrzenie na pneumometrze $h' \text{ mm}$	Punkt zerowy pneum. $a$	Skala pneumometru $b$	Spiętrzenie na pneumometrze $h'' \text{ mm}$	Punkt zerowy $a$	Skala $b$	$i$ Amp	$e$ Volt
1	11 <sup>00</sup>	154	38	0,5	46	38	0,5	5,5	219
2	11 <sup>22</sup>	155	38	0,5	70,5	38	0,5	6,5	212
3	11 <sup>41</sup>	196,5	53	0,4	157,5	53	0,4	8,4	208
4	11 <sup>58</sup>	147	38	0,5	179	38	0,5	10,0	215

Na zasadzie powyższych danych wyznaczymy:

1) Wydatek

Nr pomiaru	$H = \frac{w_2^2}{2g} \gamma_p = (h'' - a) b$	$V = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2g H / \gamma_p} \text{ m}^3/\text{sek}$
1	4	0,256
2	16,25	0,515
3	41,8	0,827
4	70,5	1,073

W dalszym ciągu wyznaczymy i wykreślimy w zależności od wydatku:

2) Całkowitą wysokość tłoczenia

$$p_u = p_1 + \frac{w_1^2}{2g} \gamma_v = H' = (h' - a) b \text{ kg/m}^2.$$

3) Moc dostarczoną

$$N_d = \frac{e \cdot i}{736} \text{ KM.}$$

4) Moc użyteczną

$$N_u = \frac{\gamma_p \cdot V \cdot p_u}{75} \text{ KM.}$$

5) Sprawność ogólną układu „silnik-wentylator“

$$\eta_{og} = \frac{N_u}{N_d}.$$

Wyniki obliczeń zestawione są w następującej tabliczce:

$V \text{ m}^3/\text{sek}$	$p_u \text{ kg/m}^2$	$N_d \text{ KM}$	$N_u \text{ KM}$	$\eta_{og}$
0,256	58	1,64	0,235	0,143
0,515	58,5	1,87	0,475	0,254
0,827	57,4	2,37	0,75	0,316
1,073	54,5	2,93	0,925	0,315

## VI. Badanie pomp tłokowych.

### 1. Wielkości charakterystyczne.

Badanie pompy tłokowej polega na ocenie jej sprawności energetycznej i objętościowej oraz warunków pracy jej organów składowych.

Sprawność energetyczna maszyn roboczych jest to ogólnie stosunek pracy spożytkowanej do pracy dostarczonej, w szczególności, zależnie od rodzaju maszyny, stosunek ten może być rozmaicie rozpatrywany.

Przy badaniu pompy tłokowej, obok ogólnego pojęcia sprawności, rozróżnić należy:

a) sprawność mechaniczną pompy  $\eta_m$  czyli stosunek pracy wykonanej przez nacisk tłoka na ciecz pompowaną t. zn. pracy indykowanej do pracy dostarczonej do pompy zzewnątrz.