

$$\frac{18620}{1687} = 11,0 \text{ kg/kWh.}$$

Rozchód na 1 kWh mierzony na wale turbiny

$$\frac{18620}{1929} = 9,7 \text{ kg/kWh.}$$

Sprawność ogólna turbiny w odniesieniu do jej mocy wewnętrznej

$$\eta_i = \frac{632,2 N_i}{i_1 \cdot G} = 0,13,$$

zaś w odniesieniu do mocy elektrycznej

$$\eta_{i0} = \frac{632,2 N_{el}}{i_1 \cdot G} = 0,10.$$

Moc teoretyczna turbiny przy uwzględnieniu pracy adiabatycznej 1 kg pary dla danych warunków  $= AL_t = 182 \text{ kal/kg}$

$$N_t = \frac{AL_t \cdot G}{632,2} = 5370 \text{ KM,}$$

więc sprawność indykowana

$$\eta_i = \frac{N_i}{N_t} = \frac{1929}{0,736 \cdot 5370} = 0,48.$$

Podobnie dla stanu pary po przejściu zaworu regulacyjnego dla  $AL_t = 178 \text{ kal/kg}$ , moc teoretyczna

$$N_t = 5260 \text{ KM,}$$

zaś

$$\eta_i = 0,50.$$

#### IV. Badanie pompy odśrodkowej.

##### 1. Działanie pompy

Działanie pompy odśrodkowej polega na tem, że łopatki wirnika (rys. 114), obracając się, wywierają nacisk na ciecz znajdującą się między niemi i nadają jej stopniowo przy przepływie wzdłuż łopatki pewną szybkość, wskutek czego ciecz między wejściem i wyjściem z wirnika doznaje przyrostu ciśnienia oraz energii kinetycznej, która następnie przetwarza się w energję ciśnienia. Odbywa się to w kanale o zwiększającym się stopniowo przekroju. Na miejsce cieczy wyciskanej przez wirnik napływa przez rurę ssącą, pod działaniem ciśnienia atmosfery, nowa ilość cieczy.

Zaworów, oczywiście, pompa nie posiada a przepływ cieczy pompo-

wanej jest jednostajny; obie te właściwości stanowią zaletę. Do zalet pompy odśrodkowej zaliczyć również należy łatwość jej obsługi i niski koszt utrzymania przy prostocie konstrukcji pompy i jej stosunkowo niewielkich wymiarach.

## 2. Wielkości charakterystyczne pompy.

### a) Wysokość teoretyczna pompowania.

Zasadnicze równanie pompy odśrodkowej:

$$H = \frac{1}{g} (u_1 v_1 \cos \alpha_1 - u_0 v_0 \cos \alpha_0) \quad (1)$$

wyraża w funkcji szybkości całkowitą wysokość podnoszenia (ciśnienie), jaką uzyskać można w wypadku idealnym, gdy niema żadnych strat hydraulicznych ani strat energii kinetycznej. W równaniu tem oznacza  $u_1$  prędkość unoszenia, zaś  $v_1$  prędkość bezwzględną przy wylocie cieczy z wirnika,  $\alpha_1$  — kąt zawarty między temi kierunkami, podobnie  $u_0$ ,  $v_0$  i  $\alpha_0$  te same wielkości dla przekroju wlotowego do wirnika.  $H$  wyrażone jest tutaj w metrach słupa cieczy, którą pompujemy. Równanie to pod względem hydrodynamicznym jest ściśle tylko w zastosowaniu do przeciętnej, średniej strugi, odbiegającej zresztą kształtem od strug rzeczywistych, gdyż ruch między łopatkami nie jest symetryczny i kształt poszczególnych strug jest różny.

Pompy odśrodkowe buduje się bez kierownicy na wejściu wody, wchodzi więc ona do wirnika w kierunku promienia, a ponieważ  $\alpha_0 = \frac{\pi}{2}$ , a więc  $\cos \alpha_0 = 0$ , zatem równanie ostatnie upraszcza się do postaci:

$$H = \frac{1}{g} (u_1 v_1 \cos \alpha_1). \quad (2)$$

Widać, że ciśnienie uzyskane w pompie odśrodkowej zależy od szybkości obwodowej

$$u_1 = \frac{2 r \pi n}{60},$$

a więc przy danych wymiarach wirnika od liczby obrotów oraz od prędkości cieczy.

Prędkość obwodowa nie może być ze względu na wytrzymałość wirnika zbyt wysoko podnoszona, zatem, choć ciśnienie osiąmane w pompach odśrodkowych jednostopniowych nie jest duże, aby je osiągnąć oprócz liczby obrotów podnieść należy prędkość przepływu. To powoduje, łącznie ze wspomnianą wyżej asymetrią przepływu, że straty hydrauliczne pompy odśrodkowej normalnie są większe niż pompy tłokowej.

Wysokość  $H$  można przedstawić również jako funkcję  $u$  i  $w$ , mianowicie z wykresu prędkości wynika (rys. 109), że

$$v_1 \cos \alpha_1 = u_1 + w_1 \cos \beta_1,$$

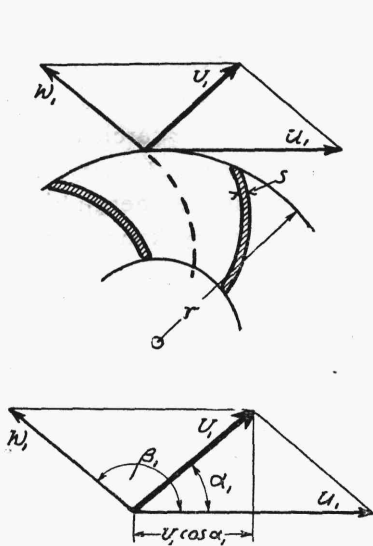
oraz że

$$v_1^2 = u_1^2 + w_1^2 + 2 u_1 w_1 \cos \beta_1,$$

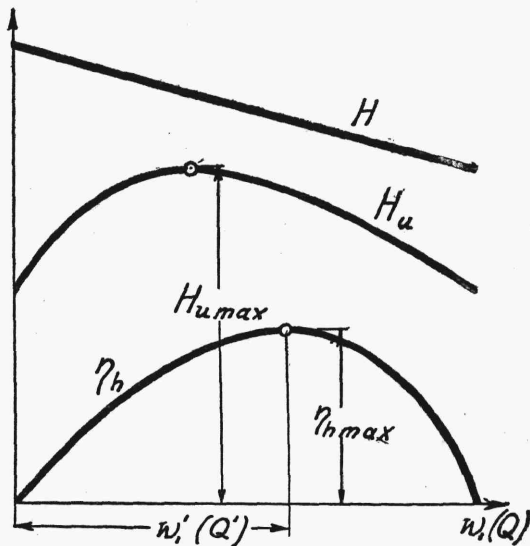
a wstawiając ostatnie równanie do wyrażenia na  $H$  otrzymamy zależność:

$$H = \frac{1}{g} u_1 (u_1 + w_1 \cos \beta_1). \quad (2')$$

Wielkość  $H$  znaleźć można w następujący sposób: znana liczba obrotów pompy  $n$  oraz promień zewnętrzny wirnika  $r_1$  pozwalają obliczyć pręd-



Rys. 109.



Rys. 110.

kość obwodową  $u_1$ ; pozatem ilość wody, jaka przepływa przez wirnik w jednostce czasu czyli t. zw. wydatek pompy  $Q$  przy znanych wymiarach wirnika daje możliwość znaleźć prędkość względną  $w_1$ , bo

$$Q = F \cdot w_1 = a \cdot b \cdot i \cdot w_1,$$

gdzie  $a$  oznacza szerokość strugi,  $b$ —jej głębokość,  $i$  ilość łopatek wirnika. Wielkość  $a$  znajduje się z zależności

$$a = \frac{2 r \pi}{i} \cos \left( \beta_1 - \frac{\pi}{2} \right) - s,$$

przyczem  $s$  oznacza grubość łopatki.

Stąd

$$w_1 = \frac{Q}{a.b.i}$$

Znając prędkość względną  $w_1$  można obliczyć wykreślnie  $v_1 \cos \alpha_1$  (rys. 109), a więc ostatecznie i wielkość  $H$ .

Jeżeli obroty pompy są stałe czyli  $n = \text{const}$ , to teoretyczna wysokość pompowania  $H$  zależy linjowo od  $w_1$ , a więc od wydatku.

Zależność  $H = f(Q)$  przedstawi się zatem wykreślnie jako linja prosta (rys. 110), przyczem ponieważ zwykle  $\beta_1 > \frac{\pi}{2}$ , więc  $\cos \beta_1 < 0$ , prosta ta będzie opadać ku osi odciętych ze wzrostem wydatku ( $w_1, Q$ ).

#### b) Wysokość rzeczywista.

Rzeczywista wysokość  $H_u$  uzyskana w pompie różni się od teoretycznej o wysokość  $H_s$ , gdyż mamy wewnątrz wirnika i kierownicy straty hydrauliczne, odpowiadające tej wysokości, a wywołane przez tarcie cieczy o łopatki i ścianki wirnika, tarcie wewnętrzne cieczy (lepkość) i wiry, tarcie w kierownicy oraz nie szczelności; pozatem mamy stratę energii kinetycznej przy wyjściu cieczy z pompy, pochodzącą stąd, że uzyskana energia kinetyczna cieczy  $\frac{v_1^2}{2g}$  nie da się całkowicie przetworzyć na ciśnienie oraz że częściowo się traci z powodu raptownych zmian prędkości (uderzeń).

Wszystkie te straty, pokrywane t. zw. wysokością straconą  $H_s$ , są z dużym przybliżeniem proporcjonalne do kwadratu szybkości. Dobierając odpowiednio<sup>1</sup> stały współczynnik  $k$  można powiedzieć, że straty wynoszą

$$k \frac{v_1^2}{2g},$$

a więc uzyskana wysokość rzeczywista wyrazi się związkiem

$$H_u = H - H_s = \frac{1}{g} u_1 v_1 \cos \alpha_1 - \frac{k}{2g} v_1^2, \quad (3)$$

albo podobnie jak równanie (2') można to przedstawić w zależności od  $u$  i  $w$  jako

$$H_u = \frac{1}{g} u_1 (u_1 + w_1 \cos \beta_1) - \frac{k}{2g} (u_1^2 + w_1^2 + 2u_1 w_1 \cos \beta_1). \quad (3')$$

Zależność ta jest paraboliczna (rys. 110).

Jak wynika z takiego związku różnica ciśnień  $H$ , którą pompa wytwarza, zależy od szybkości  $u_1$  i  $w_1$ , jeżeli więc obroty są stałe, to ciśnienie zmienia się tylko ze zmianą  $w_1$ , a zatem ze zmianą wydatku.

Ponieważ funkcja (3') jest ciągła, więc<sup>1</sup> wydatek możemy zmieniać

dowolnie, przymykając lub otwierając zawór umieszczony na przewodzie tłoczącym lub ssącym bez obawy takich następstw, jak w pompie tłokowej. Ta możliwość zmiany wydatku przy stałych obrotach jest zaletą pompy odśrodkowej. Przy zmianie wydatku kierunek szybkości  $w_1$  pozostaje nie zmieniony, zmienia się jedynie jej wielkość.

Rzeczywistą wysokość podnoszenia  $H_u$  otrzymuje się z pomiaru jako sumę nadciśnienia na tłoczeniu i podciśnienia na ssaniu, wskazywanych przez manometry podczas ruchu pompy (rys. 114). Ponieważ  $H_u$  ma wyrażać rzeczywistą różnicę ciśnień, jaką pompa daje na swej osi, więc należy umieścić manometry możliwie najbliżej osi, przytem manometr na tłoczeniu umieszczamy w tym punkcie kanału spiralnego, w którym jego przekrój już jest największy, gdyż począwszy od tego przekroju ciśnienie dalej nie wzrasta.

Geometryczna różnica poziomów  $h_2 + h_1$  między zbiornikami, skąd ciecz jest zasycana i dokąd tłoczona, stanowi wielkość mniejszą od  $H_u$  ze względu na zachodzące straty w przewodach, tych jednak strat nie można kłaść na karb pompy samej, tembardziej, że kształt, kierunek i rodzaj przewodów może być bardzo różny, zależnie od potrzeb miejscowych. Oczywiście przy zamawianiu pompy należy straty w przewodach uwzględnić, to znaczy zamawiać pompę, dającą wysokość pompowania równą geometrycznej wysokości na jaką chcemy ciecz podnosić, zwiększoną o wysokość odpowiadającą stratom w przewodach.

O ile średnice przewodów tłoczącego i ssącego różnią się i dzięki temu panują tam różne prędkości  $v_t$  i  $v_s$ , to należy tu jeszcze uwzględnić i te przyrosty prędkości jako

$$\frac{v_t^2 - v_s^2}{2g}.$$

### c) Sprawność hydrauliczna pompy.

Stosunek rzeczywistej wysokości pompowania  $H_u$  do wysokości  $H$ , jaka byłaby osiągnięta w pompie doskonałej, bez strat, zwie się sprawnością hydrauliczną

$$\eta_h = \frac{H_u}{H}$$

i jest miarą strat hydraulicznych w pompie.

Przy stałych obrotach wielkość ta, podobnie jak  $H$  i  $H_u$  jest funkcją  $w_1$ , więc i wydatku  $Q$  i osiąga swe maximum tylko dla pewnej jego wielkości. Zależność ta przedstawiona jest na rys. 110. Ponieważ linja  $H$  jest pochylona ku osi poziomej, więc maximum sprawności  $\eta_h$  wypada przy wydatku większym, niż maximum  $H_u$ , jest ono przesunięte naprawo. Nor-

malna praca pompy odbywać się powinna przy szybkości  $w_1'(Q')$ , odpowiadającej  $\eta_{hmax}$ , mimo że  $H_u$  jest przy tym wydatku nieco niższe od swej wartości maximalnej, gdyż chodzi tu o największą ekonomję pracy pompy (rys. 110).

Najwyższa wartość sprawności hydraulicznej odpowiada takiej prędkości  $w_1'$ , która określa się związkiem

$$w_1' = \frac{1 - \sin \beta_1}{-\cos \beta_1} u_1 \quad (4)$$

czyli wydatek odpowiadający najlepszej sprawności pozostaje w pewnym stosunku stałym do liczby obrotów.

#### d) Zapotrzebowanie mocy przez pompę.

Charakterystyczną wielkością dla pompy jest moc potrzebna do jej napędu. Pominąwszy opory w przewodach, moc potrzebna do wytworzenia w pompowanej cieczy ciśnienia, odpowiadającego wysokości użytecznej  $H_u$  przy nieuwzględnianiu oporów w pompie wyrazi się związkiem

$$N_u = \frac{Q \cdot H_u}{75} \gamma \text{ KM.}$$

Ponieważ w pompie mamy straty hydrauliczne, których miarą jest sprawność hydrauliczna  $\eta_h$  oraz opory mechaniczne, więc należy do napędu pompy dostarczyć energii więcej, rzeczywiste zapotrzebowanie mocy jest większe czyli  $N_e$ .

Stosunek 
$$\eta = \frac{N_u}{N_e}$$

nazywa się sprawnością ogólną pompy.

Sprawność ta ujmuje straty hydrauliczne i mechaniczne czyli:

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_m$$

zaś

$$\eta_m = \frac{\eta}{\eta_h}$$

### 3) Pomiar wydatku pompy.

Pomiar wydatku pompy  $Q$  można przeprowadzić różnymi metodami.

a) Przez napełnianie w określonym czasie pompowaną cieczą wzorcowanych zbiorników i oznaczanie przyrostu wysokości poziomów cieczy w tym czasie, co robić można bądź przy pomocy pływaków (najmniej dokładny sposób), bądź szklanych wodowskazów, bądź przesuwnej listwy z podziałką zaopatrzonej zagiętym haczykowato kołcem

(rys. 111). Zbiorniki przy dużej pojemności o małym przekroju, a znacznej wysokości podnoszą dokładność pomiaru.

b) Przez pomiar ilości wody, gdy jest ona duża, na przelewie w otwartym kanale. Kanał jest blaszany lub betonowy o stałym przekroju, zamknięty blachą o prostokątnym, lub trójkątnym przekroju o ostrych krawędziach, przez który przelewa się spiętrzona woda.

Ilość wypływającej wody oblicza się dla przekroju prostokątnego bez zwężenia bocznego (rys. 112) ze związku

$$Q = \mu \cdot F \sqrt{2gh},$$

przyczem dla  $h > 1$  można przyjąć

$$\mu = 0,615 + \frac{0,0021}{h}$$

gdzie  $h$  wyrażone jest w  $m$ .

Dla przekroju trójkątnego (rys. 112) ilość wypływającej wody obliczyć można z równania:

$$Q = kh^{3/2}$$

przyczem

$$k = 1,4.$$

Pomiar wysokości  $h$  musi być dokonany w takiej odległości od przelewu, żeby tam zwierciadło wody było jeszcze poziome w kierunku przepływu.

Dokładność oznaczenia tą metodą zależy przede wszystkim od dokładności zmierzenia wysokości  $h$ .

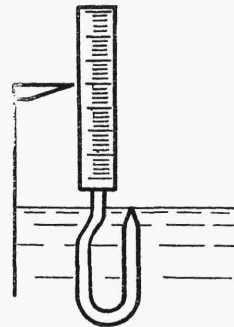
c) Przy pomocy t. zw. danaidy czyli naczynia Ponceleta. Jest to zbiornik (rys. 113) posiadający w dnie lub przy dnie otwór, przyczem szybkość wypływu przez wolny przekrój otworu jest

$$v = \alpha \sqrt{2gh},$$

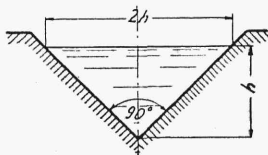
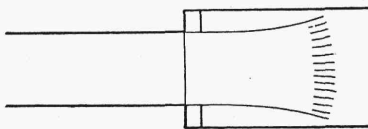
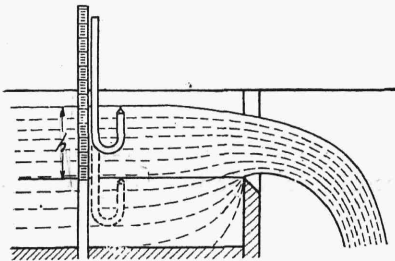
gdzie  $\alpha$  oznacza współczynnik ~~wypływu~~ <sup>przepływu</sup> a  $h$  — wysokość spiętrzenia ponad

krawędzią wypływu z otworu. Wydatek

$$Q = F \cdot v.$$

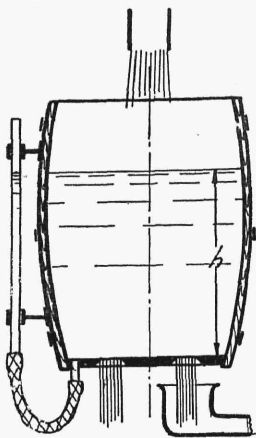


Rys. 111.



Rys. 112.

W celu oznaczenia współczynnika wypływu  $\alpha$  wzorcuje się danaidę, chwytając przy stałej wysokości spiętrzenia wypływającą z niej ciecz w oznaczonym okresie czasu do zbiornika o znanej pojemności. Gdyby ze względu na ilość wody sprawiło to pewne trudności, wykonywa się w dnie



Rys. 113.

jeden a szereg otworów i wzorcuje każdy otwór oddzielnie przy zamknięciu pozostałych, a suma wydatków poszczególnych otworów stanowi wydatek całej danaidy przy danej wysokości spiętrzenia. Można wzorcowanie przeprowadzić również w ten sposób, że, o ile otwory są w dostatecznej od siebie odległości odprowadza się wodę kolejno z pojedynczych otworów przy pomocy rynny (rys. 113) do zbiornika stojącego np. na wadze i w ten sposób wzorcuje się jeden otwór po drugim.

Zazwyczaj podczas wzorcowania danaidy ustala się wydatek w zależności od wysokości spiętrzenia, a następnie wyniki ujmuje się w odpowiednią krzywą  $Q=f(h)$ , co przy danej danaidzie pozwala znaleźć wydatek dla dowolnej wysokości spiętrzenia, o ile oczywiście otwory nie uległy zmianie.

Metoda pomiaru przy pomocy danaidy jest niezmiernie dogodna, gdyż obok prostoty urządzenia daje wyniki bardzo dokładne i sprowadza pomiar do odczytania na wodowskazie wysokości spiętrzenia.

d) W przybliżeniu wydatek można określić przy pomocy wodomiarów skrzydełkowych, Venturiego i t. p. Pomiaru przy pomocy tej grupy przyrządów używane są do stałej kontroli ruchu, jednak do dokładniejszych obliczeń nie nadają się.

#### 4) Badanie pompy odśrodkowej.

Badanie pompy polega na stwierdzeniu jej wydatku  $Q$ , uzyskanej wysokości pompowania  $H_u$  oraz sprawności hydraulicznej i ogólnej. Ponieważ te wielkości charakterystyczne są ze sobą związane, ujmuje się je zazwyczaj wykreślnie w postaci krzywych charakterystycznych albo charakterystyk pompy:

$$H_u = f(Q), \quad \eta_h = f_1(Q), \quad \eta = f_2(Q), \quad N_e = f_3(Q).$$

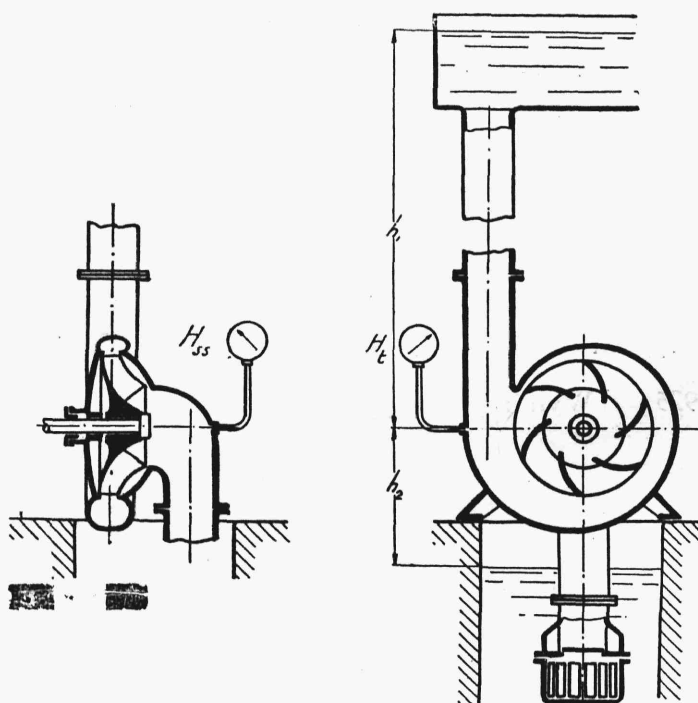
Badanie pompy w związku z jej normalnymi warunkami pracy odbywa się przy stałych obrotach.

Przebieg pomiaru jest następujący: po zalaniu pompy, uruchamia się ją przy zamkniętym zaworze na rurze tłoczącej i ustala żadaną ilość obrotów. Po ustaleniu się pożądanego stanu odczytujemy jednocześnie: podciśnienie  $H_{ss}$  i nadciśnienie  $H_t$  na manometrach oraz moc dostarczoną do pompy  $N_e$ .





i ujmuje wykreślnie w zależności od wydatku jako krzywą  $H_u = f(Q)$ . Pokaże się, że początkowa część tej krzywej dla małych wydatków nie jest zgodna z wyprowadzoną teoretycznie parabolą. Przyczyną tej niezgodności jest to, że wiry powstające między łopatkami przy małych wydatkach mają znaczenie przeważające: przestrzenie między łopatkowe nie są wtedy całkowicie wypełnione płynącą cieczą, wytwarzają się obiegi zamknięte, istniejące również przy wydatku równym zero.



Rys. 114.

Zależność  $H = f_1(Q)$  wyznacza się w podany poprzednio sposób, przy czym wystarczy wyznaczyć dwa punkty dla dwóch wydatków i połączyć je prostą, gdyż zachodzi tu zależność liniowa.

Mając obie te krzywe  $H_u = f(Q)$  oraz  $H = f_1(Q)$  znajdujemy przez podzielenie przez siebie odpowiednich rzędnych  $\frac{H_u}{H}$  zależność  $\eta_h = f_2(Q)$ .

Ponieważ dla  $Q = 0$  praca użyteczna jest zerem, mimo, że na pokonanie oporów wspomnianych wyżej dostarcza się pracy, krzywa ta przechodzić musi przez początek układu. Wartość wydatku, przy którym  $\eta_h = \max$  można znaleźć z równania (4)

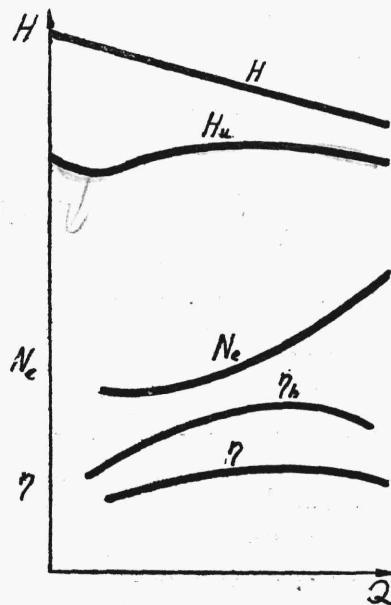
$$w'_1 = \frac{1 - \sin \beta_1}{-\cos \beta_1} u_1.$$

Sprawność ogólną znajduje się dla poszczególnych wydatków ze związku

$$\eta = \frac{\frac{H_u \cdot Q}{75}}{\frac{i \cdot e}{736}} \eta_{el}.$$

Gdyby współczynnik strat  $k$  był stały, tak jak założyliśmy, to maksymalna wartość sprawności hydraulicznej byłaby niezależna od obrotów, a więc stała dla danej pompy. W rzeczywistości współczynnik  $k$  jest zależny od obrotów, gdyż obejmuje różnorodne straty i dlatego  $\eta_{h \max}$  i  $\eta_{el \max}$  zmieniają się z obrotami. Można się o tem przekonać badając pompę w sposób powyższy przy innych, ale podczas pomiaru stałych, obrotach, pamiętając przytem że wydatek odpowiadający najwyższej sprawności zmienia się proporcjonalnie do obrotów na zasadzie równania (4).

Wartości otrzymane z pomiarów i ujęte w krzywe dają obraz jak na rys. 115.



Rys. 115.

### Przykład.

Wyniki badania pompy odśrodkowej jednostopniowej NN.

Pomiar przy  $n = 1200 \text{ obr/min}$

Dnia 1. II. 1925

Początek pomiaru o godz. 16 m. 50.

Koniec pomiaru o godz. 17 m. 30.

Ciśnienie barometryczne  $b_o = 736 \text{ mm Hg}$  Temp. otoczenia  $t_a = 18^\circ \text{C}$

N <sup>o</sup> pomiaru	1	2	3	4	5	6
Czas	16 <sup>50</sup>	17 <sup>00</sup>	17 <sup>05</sup>	17 <sup>10</sup>	17 <sup>15</sup>	17 <sup>25</sup>
Wydatek $Q \text{ m}^3/\text{sek}$	0	0,0039	0,006	0,0074	0,0128	0,0217
Podciśn. na ssaniu $H_{ss} \text{ m sł. wody}$	1,2	1,4	1,4	1,4	1,5	2,5
Nadc. na tłoczeniu $H_t \text{ m sł. wody}$	5,2	5,0	5,1	5,3	5,3	2,6
Moc dostarczona	<i>Amp</i>	6	6,4	7	8	9,8
	<i>Volt</i>	202	202	190	188	195

Wymiary pompy:  $r_1 = 0,09 \text{ m}$ ;  $\beta_1 = 140^\circ$ ;  $b_1 = 0,01 \text{ m}$ .

Napęd: silnik elektryczny na prąd stały.

Ciecz: woda ( $\gamma = 1000 \text{ kg/m}^3$ ).

Na zasadzie powyższych danych wyznaczymy (patrz str. 203) i wykreślimy (patrz. rys. 109) w zależności od wydatku;

1)  $H_u$

Wydatek $Q \text{ m}^3/\text{sek}$	0	0,0039	0,006	0,0074	0,0128	0,0217
$H_u \text{ m sł. wody}$	6,4	6,4	6,5	6,7	6,8	5,1

2)  $H$  na zasadzie równ. (2), uwzględniając, że

$$u_1 = \frac{2\pi n}{60} r_1 = \frac{2\pi \cdot 1200}{60} 0,09 = 11,3 \text{ m/sek},$$

oraz

$$w_1 = \frac{Q}{2\pi \cdot 0,09 \cdot 0,643 \cdot 0,01} = 275 Q$$

$Q \text{ m}^3/\text{sek}$	0	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025
$H \text{ m sł. wody}$	13	—	—	—	—	7
$\eta_h$	0,492	0,542	0,656	0,702	0,689	0,557

3)  $\eta_h$  z wykresu, jako stosunek  $H_u/H$ , <sup>min. to 0,82</sup> 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
" 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
" hydrauliczne $N_s$ "	0%	17,2	22,4	24,1	25	30,2

Z wykresu znajdujemy przy  $Q = 0,0192$

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

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

## 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.