

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:

$V \text{ m}^3/\text{sek}$	$p_u \text{ kg/m}^2$	$N_d \text{ KM}$	$N_u \text{ KM}$	η_{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 η_m czyli stosunek pracy wykonanej przez nacisk tłoka na ciecz pompowaną t. zn. pracy indykowanej do pracy dostarczonej do pompy zewnątrz.

Sprawność ta jest miarą strat mechanicznych w pompie i może być również wyrażona, jako stosunek mocy indykowanej do mocy dostarczonej

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

b) sprawność hydrauliczną η_h , będącą miarą strat hydraulicznych w pompie, a wyrażającą się stosunkiem przyrostu w obrębie pompy, t. j. między wylotem jej i wlotem, energii potencjalnej pompowanej cieczy, mierzonej na manometrach, umieszczonych pod wentylem ssącym i nad wentylem tłoczącym, — do energii indykowanej czyli dostarczonej do cieczy przez tłok

$$\eta_h = \frac{N_h}{N_i};$$

c) sprawność ogólną pompy η czyli stosunek energii przejętej przez ciecz w pompie do energii dostarczonej do niej z zewnątrz, co można przedstawić jako iloczyn sprawności hydraulicznej i mechanicznej. Sprawność ta jest miarą strat w obrębie pompy

$$\eta = \frac{N_h}{N_e} = \frac{N_h}{N_i} \cdot \frac{N_i}{N_e} = \eta_h \cdot \eta_m;$$

d) sprawność rurociągów η_r . Wobec tego, że pompa przy pokonywaniu geometrycznej różnicy poziomów obu zwierciadeł

$$h_t + h_s = h$$

zasysa normalnie ciecz ze zbiornika dolnego przy pomocy rurociągu ssącego i przetłacza ją do zbiornika górnego przy pomocy rurociągu tłoczącego, co połączone jest z pokonaniem oporów hydraulicznych, stosunek energii wody, reprezentowanej przez geometryczną różnicę zwierciadeł obu zbiorników do przyrostu energii cieczy w pompie — można nazwać sprawnością rurociągów

$$\eta_r = \frac{N}{N_h};$$

e) sprawność ogólną całego urządzenia czyli stosunek przyrostu energii cieczy przy podnoszeniu jej o różnicę geometryczną poziomów h do energii dostarczonej do pompy z zewnątrz. Sprawność ta obejmuje ogół strat w pompie i w rurociągach.

$$\eta_o = \frac{N}{N_e} = \frac{N}{N_h} \cdot \frac{N_h}{N_i} \cdot \frac{N_i}{N_e} = \eta_r \cdot \eta_h \cdot \eta_m;$$

f) sprawność objętościową, która jest stosunkiem dwóch objętości: objętości cieczy rzeczywiście na jeden skok wytłoczonej do objętości jednego skoku

$$\lambda = \frac{V}{V_c}.$$

Stosunek ten normalnie jest mniejszy od jedności wskutek niezupełnej szczelności tłoka, dławnic i wentyli, jednak niekiedy może osiągnąć wielkość większą od jedności. Ma to miejsce przy długich rurociągach ssących bez powietrznika i dużych prędkościach tłoka, kiedy poruszający się w okresie ssania słup wody, podczas opóźniania się tłoka, uderza o zawór tłoczący i uniósłszy go przeprowadza przezeń pewną ilość cieczy; oczywiście zjawisko to jest połączone z dużymi stratami i jest szkodliwe. Zazwyczaj przy pompie, posiadającej swe organy w należyтым stanie, wielkość ta jest mniejsza, ale bliska jedności.

2. Pomiar wielkości charakterystycznych.

a) Wydatek pompy. Zależnie od wielkości pompy i warunków pracy, jej wydatek zmierzyć można różnymi metodami, więc przez:

α) napełnianie lub wypompowywanie wzorcowanych zbiorników z uwzględnieniem czasu, w którym odbywa się ta czynność;

β) pomiar daną z otworami w dnie lub w ścianie naczynia (patrz „Pompy odśrodkowe“ str 207);

φ) pomiar na przelewie w otwartym korycie żelaznym lub betonowym;

δ) zastosowanie wodomiaru, co jednak nigdy nie daje pewnych wyników;

ε) przyjęcie zgóry pewnej wartości prawdopodobnej na sprawność objętościową λ ; w tym wypadku wydatek w sekundzie przy czynnej objętości cylindra V_c , jednostronnem działaniem pompy oraz liczbie obrotów n wyrazi się związkiem

$$Q = \lambda \frac{V_c \cdot \gamma \cdot n}{60}.$$

Wydatek oznaczony tą ostatnią metodą służyć może tylko do ogólnej orientacji, dokładność obliczenia zależy od trafnego przyjęcia wielkości λ .

b) Pomiar mocy dostarczonej do pompy N_e . Sposób obliczenia tej wielkości zależy od rodzaju napędu. Przy napędzie pompy przez silnik elektryczny, mierząc natężenie i i napięcie e prądu, dostarczanego do motoru oraz uwzględniając jego sprawność η_{el} , znajdziemy moc N_e

$$N_e = \frac{i \cdot e}{736} \eta_{el} \text{ KM.}$$

W tym wypadku, gdy pompa napędzana jest pasem, o ile w danych warunkach nie ma możliwości obliczenia mocy dostarczonej drogą pośrednią, np. z różnicy mocy silnika, napędzającego pędnie przy włączonej i wyłączonej pompie i t. p., należy obliczyć przy pomocy dynamometru paso-

wego siłę na obwodzie koła pasowego. Znając prędkość obwodową v znaleźć można moc dostarczoną ze związku

$$N_s = \frac{P \cdot v}{75} \text{ KM.}$$

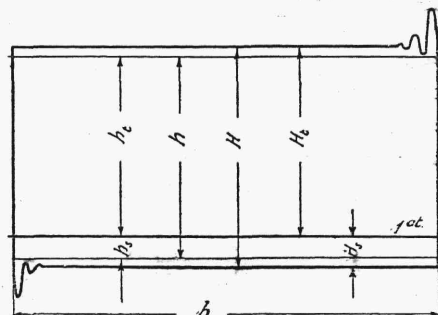
Gdy wreszcie pompa napędzana jest bezpośrednio sprzęgnięta z maszyną parową, indykowanie maszyny daje sposób do znalezienia mocy dostarczanej do pompy.

c) Moc indykowana pompy. Moc indykowaną pompy znajdujemy, podobnie jak w silnikach tłokowych, przez indykowanie. Tą drogą otrzymuje się wykres pompy, kształtu mniej więcej regularnego prostokąta, o powierzchni $f \text{ mm}$. Dzieląc to pole przez podstawę $b \text{ mm}$ i podziałkę sprężyny $1 \text{ at} = a \text{ mm}$, otrzymuje się t. zw. średnie ciśnienie indykowane p_i :

$$p_i = \frac{f}{a \cdot b} \text{ kg/cm}^2.$$

Znając wymiary czynnego pola tłoka F i skoku $s \text{ m}$, otrzymamy moc indykowaną N_i przy pojedynczym działaniu pompy:

$$N_i = \frac{F \text{ cm}^2 \cdot p_i \cdot s \text{ m} \cdot n}{75 \cdot 60} \text{ KM.}$$



Rys. 125

d) Moc hydrauliczna pompy. Ponieważ ciecz musi przepływać przez wentyle, pokonując przytem opory, moc hydrauliczna, odpowiadająca osiągniętym ciśnieniom pod wentylem ssącym i nad wentylem tłoczącym będzie mniejsza od ^{moż}pracy indykowanej o te właśnie straty hydrauliczne, wywołane koniecznością osiągnięcia w cylindrze, kosztem pracy zewnętrznej, niższych ciśnień na ssaniu i wyższych na tłoczeniu, niż odczytane na manometrach (rys. 125). Moc hydrauliczną znajdziemy z wydatku wody na sekundę i ciśnień odczytanych na manometrach H_s i H_t

$$N_h = \frac{Q (H_s + H_t)}{75} \text{ KM.}$$

Ciśnienia wskazywane na manometrach odnoszą się do poziomów w powietrznikach na ciągu ssącym i tłoczącym, o ile więc różnica tych poziomów jest znaczna, należy ją uwzględnić dodając do $H_s + H_t$ różnicę wysokości poziomów wody w obu powietrznikach.

e) Moc użyteczna pompy N . Moc, odpowiadająca pracy pompowania cieczy o geometryczną różnicę poziomów $(h_s + h_t)$ między zbior-

nikami zasysania i tłoczenia, po uwzględnieniu nie tylko oporów w pompie, ale i w przewodach, jest właśnie mocą użyteczną i wyrazi się jako:

$$N = \frac{Q(h_s + h_t)}{75} \text{ KM.}$$

3. Badanie pompy tłokowej.

Badanie czynnej pompy polega na stwierdzeniu, czy straty w niej zachodzące, których wyrazem jest sprawność, odpowiadają zapewnieniom dostawcy, względnie nie przekraczają norm dających się w danych warunkach osiągnąć przy współczesnych wykonaniach; o ile badania wykazały cyfry odbiegające od spodziewanych wyników, celem pomiarów jest wykrycie przyczyny tego.

W celu przeprowadzenia badań staramy się metodą, najodpowiedniejszą w danych warunkach, oznaczyć wydatek pompy przy stałej liczbie obrotów n i różnicę geometryczną wysokości zwierciadeł zbiorników zasysania h_s i tłoczenia h_t , pozatem notujemy stan ciśnienia hydraulicznego na manometrach nad wentylem tłoczącym H_t i pod wentylem ssącym H_s , wreszcie indykujemy pompę N_t , starając się utrzymać podczas tego okresu stan równowagi w całym układzie

Dane te najlepiej ujmować w postaci tablic jak niżej.

Badanie pompy tłokowej różnicowej.

Fabryki ABC Nr. 123.

Wymiary pompy:

skok $s = \dots$

ciśnienie barometryczne $b_0 = \dots$

średnica tłoka $d = \dots$

temperatura powietrza $t_o = \dots$

średnica tłoka różnicowego $d_1 = \dots$

temperatura cieczy $t = \dots$

Wysokość tłoczenia i obroty stałe.

[illegible]

Na podstawie tych danych można obliczyć wszystkie wielkości, charakteryzujące pracę pompy.

Właściwości pompy najwyraźniej występują, jeżeli obserwujemy ją w różnych warunkach pracy.

I. Pompa pracuje na stałą wysokość geometryczną, opór rurociągów jest bardzo mały, gdyż są one bardzo krótkie i np. prowadzące pionowo do zbiorników, ale wydatek pompy jest zmienny.

Chcąc w tych warunkach zbadać pompę, robimy szereg pomiarów, jak poprzednio, lecz przy różnych liczbach obrotów, jednak dla każdej serii pomiarów — stałych. Wyniki pomiarów ujęte w krzywe czyli t. zw. charakterystyki dadzą następujący obraz, jak na rys. 126.

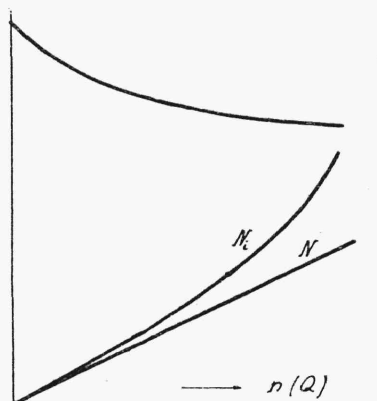
Wykres ten tłumaczy się w ten sposób, że moc użyteczna N przy stałej wysokości pompowania ($h_t + h_s$) zależy linjowo od wydatku:

$$N = \frac{Q (h_t + h_s)}{75},$$

a ponieważ wydatek zależy od liczby obrotów pompy, więc moc użyteczna wzrastać będzie, jeżeli się pominie nieznaczną zmianę sprawności objętościowej pod wpływem zmiennej liczby obrotów, niemal linjowo. Ponieważ straty hydrauliczne rosną z kwadratem prędkości, więc i liczby obrotów, przeto krzywa $N_t = f(n)$ będzie krzywą przebiegającą coraz stromiej. Wobec tego, że praca zużytkowana wolniej wzrasta, bo, jak widać z wykresu, prawie linjowo, od pracy indykowanej, krzywa sprawności hydraulicznej będzie opadać, mając wygięcie ku dołowi (rys. 126).

Niekiedy, krzywa ta $\eta_h = f(n)$ wykazuje nieco odmienny przebieg, mianowicie wznosi się ze wzrostem liczby obrotów. Ma to miejsce przy nieuszczelnionych wentylach, wówczas bowiem, przy szybkim ruchu pompy, nieuszczelności te stają się mniej dotkliwe ze względu na względne skrócenie okresu czasu, kiedy zawór jest zamknięty.

II. Pompa pracuje przy zmiennych obrotach na nieznaczną, stałą wysokość geometryczną, natomiast opór przewodów jest znaczny (przewody są poziome, długie a wąskie). W tym wypadku ciśnienie H_t i H_s będzie rosło z kwadratem prędkości przepływu, a zatem i z kwadratem liczby obrotów, a ponieważ wydatek Q również rośnie wraz z liczbą obrotów, więc zapotrzebowanie mocy wzrośnie z trzecią potęgą prędkości. Następstwem tego jest przebieg krzywych $N = f(n)$ bardziej stromy (rys. 127), niż w wyt

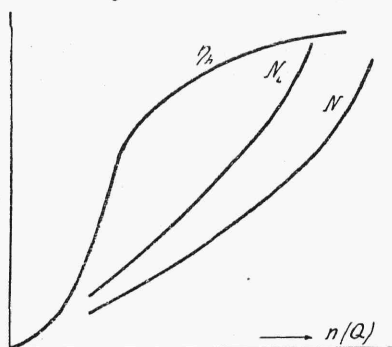


Rys. 126.

padku poprzednim, kiedy przy wzroście prędkości opory w przewodach wywierały mniejszy wpływ.

4. Badanie pompy na zasadzie wykresów indykatora.

Przy badaniu pomp tłokowych, podobnie jak to ma miejsce i z innymi maszynami tłokowymi, niezmiernie cenną usługę oddają wykresy indykatora, które dają obraz zależności, zachodzących w pompie, a usuwających się normalnie z pod bezpośrednich obserwacji.



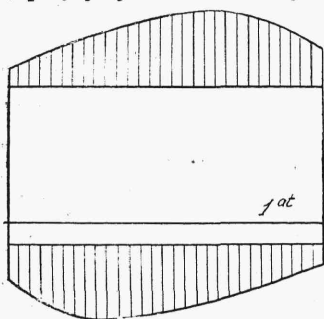
Rys. 127.

Właściwe odczytanie wykresu i zrozumienie jego kształtu pozwala wyciągnąć cenne wnioski o jakościowym i ilościowym działaniu pompy.

Teoretyczną formą wykresu pompy tłokowej jest prostokąt, którego długość odpowiada skokowi pompy, a wysokość różnicy ciśnień w cylindrze w okresie tłoczenia i ssania, wszystko, oczywiście,

w pewnej podziałce. Taką formę wykres posiadałby pod założeniem, że:

- a) powietrzniki mają pojemność bardzo dużą;
- b) obydwie wentyle, ssący i tłoczący zamykają się dokładnie w marwem położeniu tłoka i nie stawiają oporów podczas przepływu cieczy, (sprężyny słabe, wentyle lekkie, przekroje duże);



Rys. 128.

- c) dławnice nurnika lub pierścienie tłoka są zupełnie szczelne;

- d) ciecz, wypełniająca cylinder i przewody między obu powietrznikami, jest tak lekka, że siły występujące w związku z przyspieszeniem mas są bardzo małe.

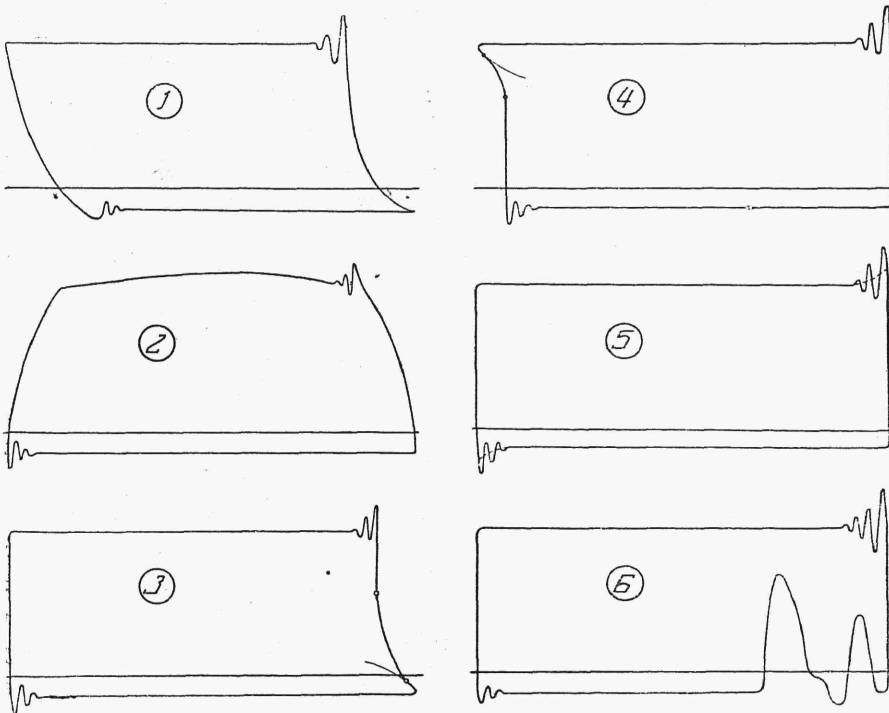
Wykres rzeczywisty odbiega od kształtu prostokąta i to tem więcej, im warunki pracy bardziej się różnią od wyliczonych wyżej warunków.

Wobec tego, że powietrzniki mają objętość ograniczoną i ciśnienie w nich waha się, linja zasysania i tłoczenia, pod wpływem tej okoliczności, nie będzie prostą, a krzywą zbliżoną do hyperboli równobocznej, jako izotermy dla powietrza, znajdującego się w powietrznikach. Następnie, wskutek oddziaływania bezwładności cieczy na tłok, linie zasysania i tłoczenia pozostaną wprawdzie prostymi, ale pochylonemi do poziomu w miarę zmian przyspieszeń. Wreszcie, wskutek oporów przy przepływie przez wentyle, wystąpi wzrost ciśnień,

rosnący z kwadratem prędkości, a w związku z tem linja tłoczenia wyrzuczy się ku górze, a linja zasysania — ku dołowi.

Te wpływy razem wzięte powodują, że linje poziome, ograniczające wykres teoretyczny, zmieniają się w rzeczywistym wykresie indykatora na linje krzywe, jak na rys. 128. Linje te odbiegają tembardziej od prostej, im mniej warunki ruchu pompy odpowiadają założeniom teoretycznym.

Dwa inne boki ograniczające wykres indykatora, t. j. linja sprężenia i rozprężenia, powinny być w wykresie doskonałym linjami prostymi, pionowymi, jeżeli tak nie jest—powodem tego mogą być następujące przyczyny.



Rys. 129.

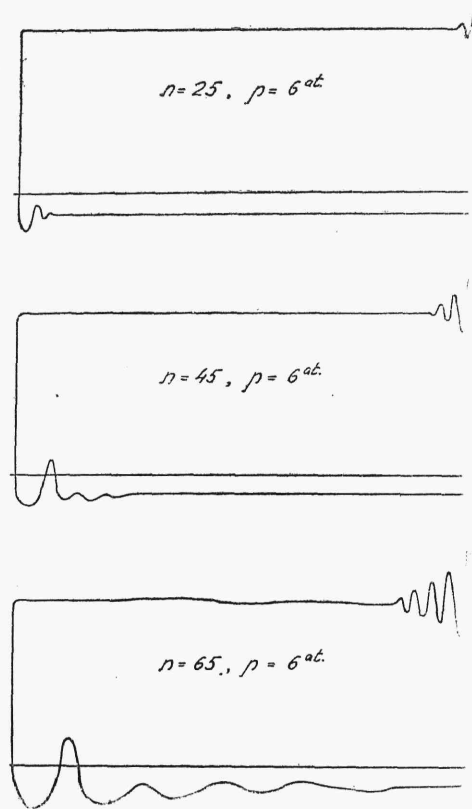
Obecność w cylindrze powietrza powoduje, że linje proste pionowe zamieniają się na hyperbole równoboczne (rys. 129/1). Jeżeli powietrze tylko okresowo dostaje się do cylindra, np. przez dławnicę w okresie zasysania, a zostaje wyrzucone wraz z cieczą w okresie tłoczenia, tylko linja sprężania jest hyperbolą, linja rozprężania pozostaje linją prostą.

Nieszczelność wentyla ssącego zaznacza się w ten sposób, że obie linje, sprężania i rozprężania, są pochylone ku środkowi wykresu przy zbieżności ku górze obu linji, tworząc parabolę (rys. 129/2). Nieszczelność

wentyla tłoczącego objawi się na wykresie w sposób podobny lecz odwrotny z tą różnicą, że obie gałęzie paraboli mieć będą wierzchołek na dole.

Spóźnione zamykanie się wentyli wywołuje podobne dla pompy następstwa, jak ich nieszczelność z tą różnicą, że to opóźnianie się obejmuje tylko część okresu sprężania czy rozprężania poczem wentyl się zamyka i dalsza część wykresu ma kształt normalny (rys. 129₃ i 129₄),

podczas gdy nieszczelność wentyli obejmowała cały okres sprężania i rozprężania, zaznaczając się odpowiednio na wykresie.



Rys. 130.

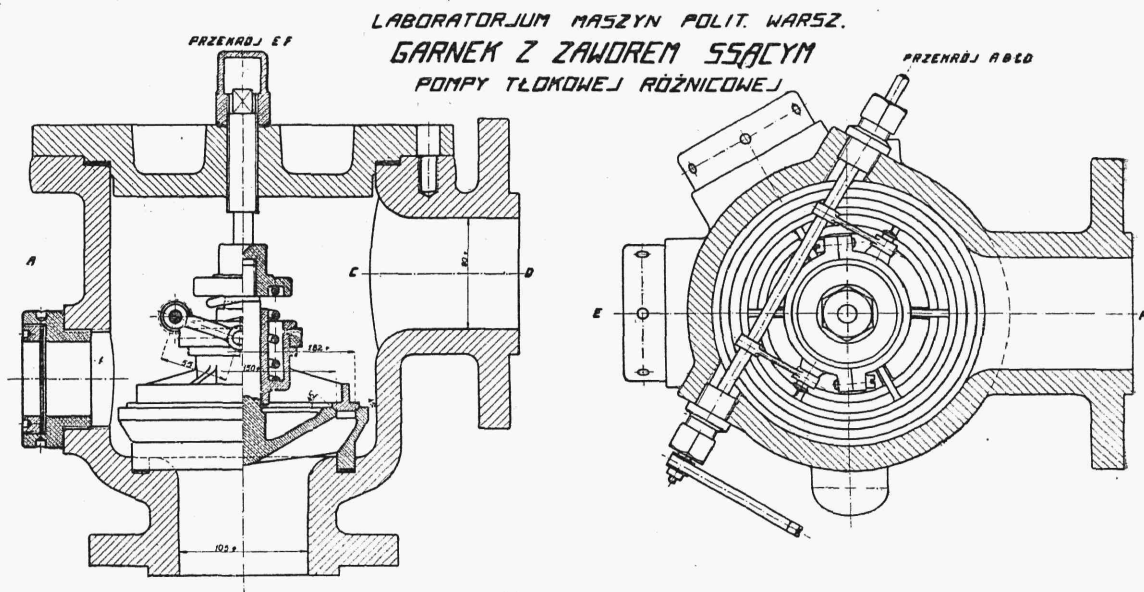
Falowanie linii ssania i tłoczenia może pochodzić od działania mas indykatora, kiedy jego tłoczek i przyrząd piszący zbyt gwałtownie przyspiesza, bądź jako odbicie ruchów okresowych pewnej części masy cieczy. Falowanie linii wytłaczania lub zasysania na ich początku, składające się z szeregu wahanń szybko malejących, pochodzi od działania indykatora w momencie nagłego spadku lub wzrostu prędkości, kiedy masa tłoczka, sprężyny i przyrządu piszącego pod wpływem gwałtownego impulsu zostaje wprowadzona w ruch harmoniczny. Wychylenia linii drgań są symetrycznie rozmieszczone wzdłuż linii rzeczywistych ciśnień w pompie (linia kreskowana na rys. 129₅), wobec czego praca wykonana przez tłok pompy w tym okresie może być poprawnie oznaczona z wykresu indykatora.

Linia zasysania i tłoczenia na wykresie indykatora wykazuje niekiedy falowanie, które ma inny powód, mianowicie drganie masy wody w pompie i przewodach. Jeżeli pewna masa wody, zmieniając kierunek swych przyspieszeń, zamknięta jest między dwiema elastycznymi poduszkami, to może nabrać ruchów drgających. Np. na ciągu tłoczącym znajdują się dwa powietrzniki, jeden mały na samej pompie, drugi większy nieco dalej; masa wody, znajdująca się między tymi dwoma powietrznymi zderzakami, o ile zmiany prędkości przepływu są znaczne i następują szybko po sobie, —

może być wprowadzona w ruch drgający, co się odbije oczywiście jako falowanie linii tłoczenia na wykresie.

Podobne falowanie może nastąpić, jeżeli rura ssąca jest krótka i bez powietrznika, w tym wypadku powietrznikiem może być powietrze wessane do cylindra przez dławnicę, a drugim — może być masa powietrza atmosferycznego nad zbiornikiem ssącym.

Można również niekiedy na linii ssania zauważyć fale o dużym wychyleniu. Byna to wywołane przy długich przewodach ssących bez powietrznika lub gdy opory przy zasysaniu są tak znaczne, że ciśnienie podczas zasysania zbliża się w pompie do próżni zupełnej. W tym wypadku



Rys. 131.

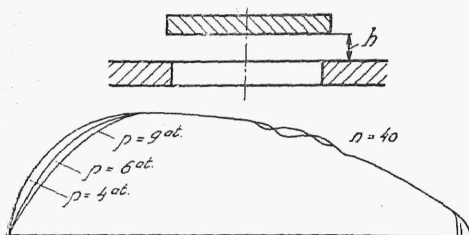
następuje oderwanie się masy wody od tłoka w okresie jego przyspieszania a następnie w okresie jego opóźniania uderzanie wody o tłok, wzrost ciśnienia, poczem następuje odbicie się wody, znów uderzenie i t. d. (rys. 129/6).

Falowanie linii ciśnienia nie jest pożądane, gdyż wówczas wprowadzie średnia prędkość masy drgającej nie ulega zmianie, ale ciecz osiąga chwilowo prędkości wyższe; ponieważ opory hydrauliczne zależą od kwadratu prędkości, więc są one w tym wypadku dużo większe, niż przy przepływie jednostajnym.

Szczególniej dotkliwe są drgania, gdy zachodzi zjawisko rezonansu, t. zn. kiedy czas trwania jednego okresu drgań jest równy lub wielokrotny

w stosunku do czasu jednego suwu pompy. Wtedy najwyższe ciśnienie, powstałe podczas jednego okresu drgania przy każdym następnym impulsie sumuje się, co może doprowadzić do uderzeń zagrażających całości pompy.

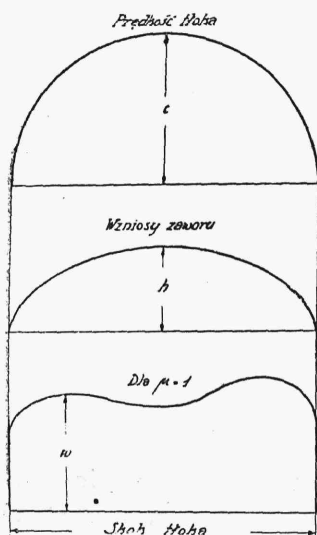
Wpływ ilości obrotów na wielkość drgań widać z wykresu narys. 130, wykresy te odnoszą się do tej samej pompy przy tym samym ciśnieniu ssania i tłoczenia, a tylko przy różnych obrotach.



Rys. 132.

noraki sposób, zależny od konstrukcji pompy i wentyla.

Jedno z rozwiązań tego zagadnienia przedstawia rys. 131, z którego widać, że ruch wentyla wywołuje ruch pierścienia z czopami, na których siedzą lekkie dźwignie, wywołujące ruch wałka o kąt, odpowiadający wykonanemu podniesieniu wentyla. Wałek przechodzi przez odpowiednie dławniczki nazewnątrż, a jego ruch można już w sposób prosty, przy pomocy dźwigni na nim osadzonej, przenieść na tłoczek indykatora, choćby przy pomocy stalowego drutu lub struny.



Rys. 133

W ten sposób uzyskany wykres wzniosu wentyla przedstawia rys. 132. Wykres ten służy nie tylko do obserwowania ruchów wentyla, ale pozwala poznać jego skok, okresy jego zamknięć, wpływ obciążenia sprężyną przy różnych obrotach i ciśnieniu wody, także obliczyć prędkość przepływu przez szczelinę przy jego otwarciu się.

Opierając się na takim wykresie oraz na wykresie prędkości tłoka jako funkcji jego drogi (rys. 133), można znaleźć istotny przebieg zmian

prędkości cieczy w pompie przy przepływie przez wentyl, przyjmując, że współczynnik przepływu $\mu = 1$. W pompach wykonanych, zależnie od kształtu wentyla i liczby obrotów, współczynnik ten ma wartość od 0,60 do 0,80.

Średnia prędkość wody podczas przepływu przez wentyl wyrazi się związkiem:

$$w = \frac{F \cdot c_s}{f},$$

gdzie oznacza F przekrój tłoka pompy, c_s —średnią prędkość tłoka, f —przekrój szczeliny przy otwartym wentylu.

Przykład.

Badanie pompy tłokowej jednocylindrowej obustronnego działania, fabryki ABC, Nr. 123.

Wymiary pompy:

skok $s = 300 \text{ mm}$, Ciśnienie barometr. $b_0 = 752,5 \text{ mm Hg}$.
 średnica tłoka $d = 150 \text{ mm}$. Temperatura otoczenia $t_0 = 17^\circ \text{ C}$.
 Temperatura cieczy $t = 12^\circ \text{ C}$.

Wysokość tłoczenia i ssania stała:

$$h_t = 48 \text{ m},$$

$$h_s = 2 \text{ m}.$$

Napęd: silnik elektryczny na prąd stały.

Wyniki pomiarów:

Nr. pomiaru	Godzina	Liczba obrotów	Wy- datek	Wysokość manome- tryczna (hydrauliczna)		Średnie ciśnienie indykowane	Moc silnika elektrycznego		
		$n \frac{\text{obr}}{\text{min}}$	$Q \frac{\text{ltr}}{\text{min}}$	$H \text{ m sł. wody}$	$H_s \text{ m sł. wody}$		$i \text{ Amp}$	$e \text{ Volt}$	η_{el}
1	16 ²⁵	40	340	49,8	2,4	5,35	24,7	220	0,76
2	17 ⁰⁰	50	451	50,3	2,5	5,97	31,5	220	0,83
3	17 ²⁸	60	567	51,1	2,7	6,56	39,2	220	0,88
4	18 ⁰⁵	70	684	52,4	3,0	7,1	48,5	220	0,9

Na zasadzie powyższych danych można obliczyć wielkości charakterystyczne.

1. Moc dostarczona do pompy:

$$N_e = \frac{e \cdot i}{736} \eta_{el} \text{ KM}.$$

2. Moc indykowana:

$$N_i = 2 p_i \frac{\pi d^2}{4} \cdot s \cdot n \text{ KM.}$$

3. Sprawność mechaniczna:

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

4. Sprawność hydrauliczna:

$$\eta_h = \frac{(H_t + H_s) Q}{60.75 N_i} = \frac{N_h}{N_i}.$$

5. Sprawność ogólna pompy:

$$\eta = \frac{N_h}{N_e} = \eta_h \cdot \eta_m$$

6. Sprawność rurociągów:

$$\eta_r = \frac{(h_t + h_s) Q}{60.75 \cdot N_h} = \frac{N}{N_h}.$$

7. Sprawność ogólna całego urządzenia wodnego:

$$\eta_o = \frac{N}{N_e} = \eta_r \cdot \eta_h \cdot \eta_m = \eta \cdot \eta_r.$$

8. Sprawność objętościowa:

$$\lambda = \frac{Q}{2 \frac{\pi d^2}{4} \cdot s \cdot n}.$$

9. Wydatek rzeczywisty na 1 KM_e godz:

$$Q_e = \frac{60 Q}{N_e} \cdot \frac{\text{ltr}}{1 \text{ KM}_e \text{ godz}}.$$

10. Wydatek rzeczywisty na 1 KM_i godz:

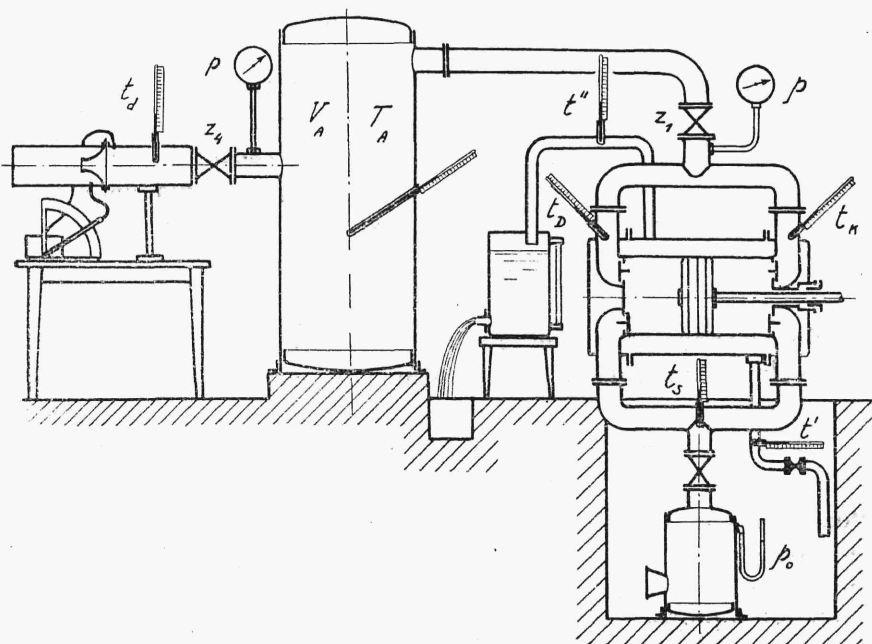
$$Q_i = \frac{60 Q}{N_i} \cdot \frac{\text{ltr}}{1 \text{ KM}_i \text{ godz}}.$$

Wyniki zestawione są w poniższej tabliczce:

Nr	n	N_e	N_i	η_m	N_h	η_{lh}	η	N	η_r	η_o	λ	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.