

Pompy o ruchu postępowo-zwrotnym organu roboczego

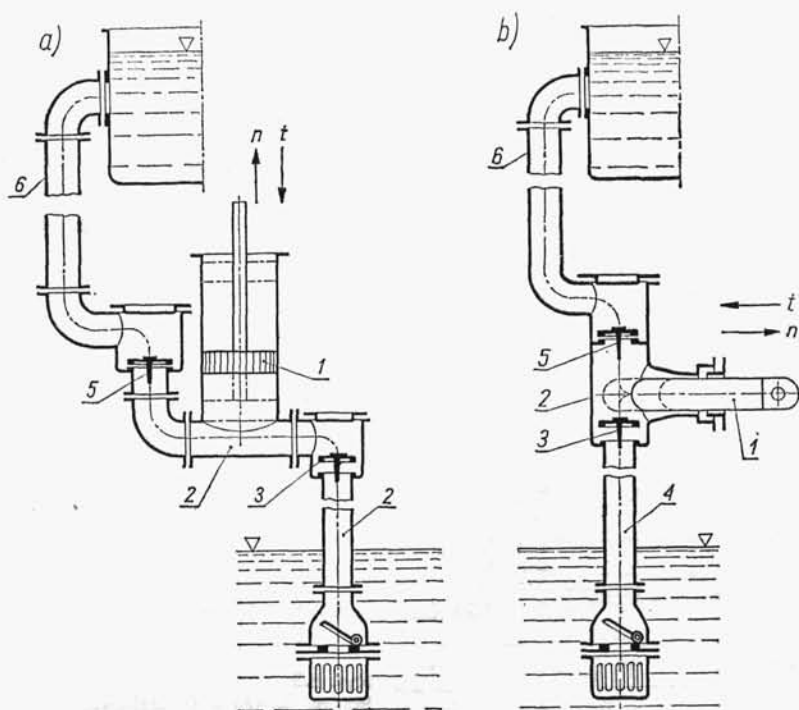
5

5.1. Pompy tłokowe

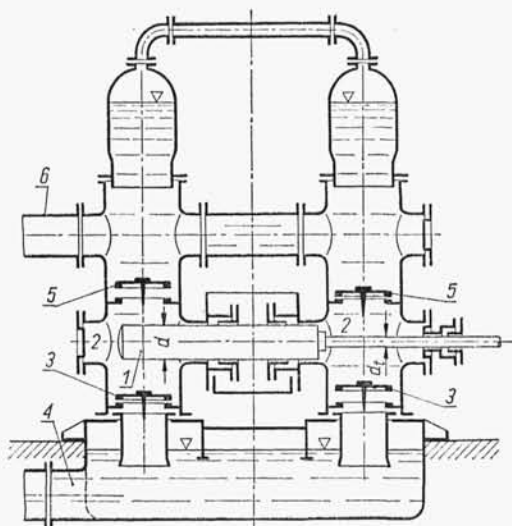
5.1.1. Podział pomp i zasada działania

W zależności od sposobu działania pompy tłokowe dzielimy na:

- pompy tłokowe jednostronnego działania (rys. 5.1),
- pompy tłokowe dwustronnego działania (rys. 5.2),
- pompy tłokowe różnicowe (rys. 5.3).



Rys. 5.1. Pompy tłokowe jednostronnego działania: a) stojąca z tłokiem tarczowym, b) leżąca z tłokiem nurnikowym; 1 — tłok (nurnik), 2 — komora zaworowa, 3 — zawór ssawny, 4 — rurociąg dopływowy (ssawny), 5 — zawór tłoczny, 6 — rurociąg tłoczny



Rys. 5.2
Pompa tłokowa (nurnikowa) dwustronnego działania; 1 — nurnik, 2 — komory zaworowe, 3 — zawory ssawne, 4 — rurociąg dopływowy, 5 — zawory tłoczne, 6 — rurociąg tłoczny

W każdej z wymienionych grup organ roboczy może mieć kształt *tłoka tarczowego* (rys. 5.1) lub *tłoka nurnikowego* (rys. 5.2), zwanego *nurnikiem* (stąd nazwa *pompy nurnikowe*).

Organami ruchomymi pionowych pomp tłokowych jednostronnego działania są *tłoki zaworowe* (rys. 5.4) oraz *tłoki rurowe* (rys. 5.5).

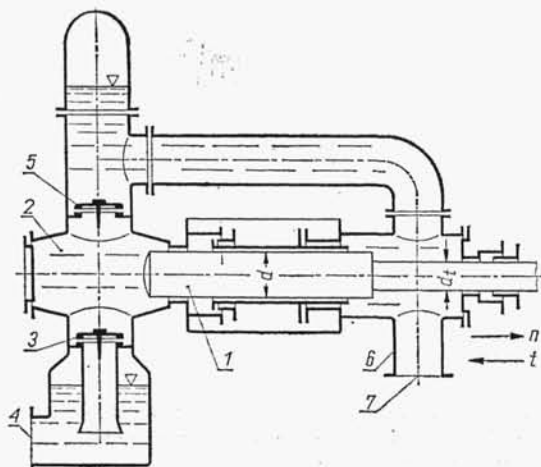
W zależności od położenia osi tłoka pompy tłokowe dzielimy na *poziome*, gdy oś tłoka (nurnika) jest pozioma i na *pionowe* o pionowej osi tłoka.

W zależności od liczby cylindrów pompy tłokowe dzielimy na *jedno-* i *wielocylindrowe*.

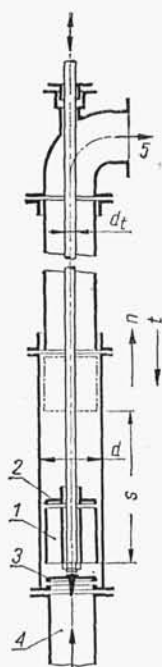
W *pompach jednostronnego działania* (rys. 5.1) podnoszenie cieczy odbywa się w dwu etapach. Przy ruchu tłoka 1 w kierunku *n* zwiększa się objętość komory zaworowej 2, a występujący przy tym spadek ciśnienia powoduje otwarcie zaworu ssawnego 3 i zassanie cieczy z obszaru (zbiornika) dolnego przez rurę ssawną 4. W czasie ruchu ssania do cylindra wpływa ciecz o objętości

$$V = As \quad (5.1)$$

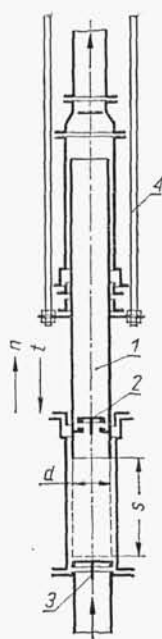
gdzie: *A* — przekrój tłoka; *s* — skok tłoka



Rys. 5.3
Pompa tłokowa (nurnikowa) różnicowa; 1 — nurnik, 2 — komora zaworowa, 3 — zawór ssawny, 4 — rurociąg ssawny, 5 — zawór tłoczny, 6 — rurociąg tłoczny, 7 — króciec tłoczny



Rys. 5.4. Pompa tłokowa jednostronnego działania z tłokiem zaworowym; 1 — tłok zaworowy, 2 — zawór tłoczny, 3 — zawór ssawny, 4 — rurociąg ssawny, 5 — rurociąg tłoczny



Rys. 5.5. Pompa tłokowa jednostronnego działania z tłokiem rurowym; 1 — tłok rurowy, 2 — zawór tłoczny, 3 — zawór ssawny, 4 — tłoczysko

Ruch tłoka 1 w przeciwnym kierunku t powoduje zmniejszanie objętości komory 2, wzrost ciśnienia, zamknięcie zaworu ssawnego 3 i otwarcie zaworu tłocznego 5, przez który ciecz zostaje wyparta do rury tłocznej 6.

Opisane etapy ruchu tłoka tworzą jeden cykl, odpowiadający jednemu obrotowi korby w przypadku napędu korbowego. Należy pamiętać o tym, iż w pompie jednostronnego działania ciecz jest dostarczana do górnego zbiornika tylko w czasie suwu tłoczenia. Z tych względów wydajność pompy jest nierównomierna, a przebiegi pompowania w czasie suwów ssania i tłoczenia różnią się bardzo znacznie. Dlatego stosuje się często wielocylindrowe pompy jednostronnego działania. Przy napędzie korbowym pomp dwucylindrowych korby na wspólnym wale są przestawione o 180° , a przy napędzie korbowym pomp trzycylindrowych — o 120° .

Po każdej stronie tłoka pompy dwustronnego działania (rys. 5.2) występują etapy pracy, jak w pompie jednostronnego działania, przy czym etapy te są przesunięte względem siebie tak, że ruch ssania jednej strony jest jednocześnie ruchem tłoczenia drugiej strony tłoka. Odpowiada to przestawieniu o 180° korb dwu pomp jednostronnego działania z tą różnicą, że w przypadku pompy dwustronnego działania należy uwzględnić wpływ tłoczyska na zmniejszenie objętości skokowej. W czasie jednego obrotu korby objętość zassana, a następnie wytłaczana od strony tłoka bez tłoczyska wyniesie

$$V_1 = As$$

zaś od strony tłoka z tłoczyskiem

$$V_2 = As - Ss = (A - S)s \quad (5.2)$$

gdzie: $S = \pi d_t^2/4$ — przekrój tłoczyska, d_t — średnica tłoczyska

Całkowita objętość zassanej i wytłoczonej cieczy w czasie jednego obrotu korby wynosi zatem

$$V_c = V_1 + V_2 = As + (A - S)s = (2A - S)s \quad (5.3)$$

Pompy różnicowe (rys. 5.3) mają tłok lub nurnik 1 o dwu różnych średnicach d i d_t . Podczas suwu w kierunku n do lewej komory 2 przez zawór ssawny 3 zostaje zassana objętość cieczy równa

$$V = As \quad (5.4)$$

zaś z prawej strony zostaje wytłaczana do rury tłocznej 6 ciecz o objętości

$$V_1 = (A - S)s \quad (5.5)$$

Podczas suwu w kierunku t lewa część nurnika wytłacza przez zawór tłoczny 5 do rury tłocznej 6 objętość cieczy V , jednak część tej cieczy wypełnia przestrzeń z prawej strony nurnika o objętości

$$V_1 = (A - S)s$$

czyli przez króciec 7 zostanie wytłoczona różnica obu objętości

$$V_2 = V - V_1 = As - (A - S)s = Ss \quad (5.6)$$

Łączna objętość cieczy zassanej i wytłoczonej w czasie jednego obrotu korby wynosi

$$V_c = V_1 + V_2 = (A - S)s + Ss = As = V \quad (5.7)$$

Z rozważań tych wynika, iż objętość wytłaczanej cieczy w czasie jednego obrotu korby jest taka sama jak w pompie jednostronnego działania o tych samych wymiarach tłoka i o tym samym skoku, lecz jest rozłożona na dwa suwy tłoka, zwiększając przez to równomierność wydajności i pracy pompy różnicowej.

Małe pompy tłokowe mają niekiedy napęd ręczny, wszystkie inne napęd mechaniczny. Najczęściej jest stosowany napęd pośredni za pomocą mechanizmu korbowego. Stosunkowo rzadko występuje napęd bezpośredni, czyli bezkorbowy.

5.1.2. Kinematyka układu korbowego

5.1.2.1. Droga tłoka. Na rys. 5.6 przedstawiono układ korbowy o skończonej długości korbowodu l .

Droga tłoka x wyraża się zależnością

$$x = (r - r \cos \alpha) \pm (l - l \cos \beta) \quad (5.8)$$

Znak (+) odnosi się do ruchu tłoka w przód (ku korbie) znak (−) do ruchu w tył.

Przyjmując

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{\sin \beta}{\sin \alpha}$$

i podstawiając

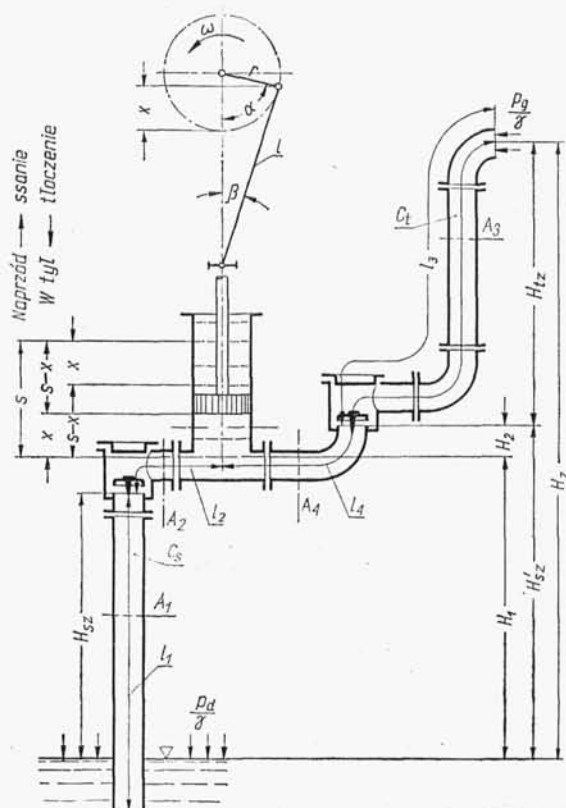
$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}$$

droga tłoka wyniesie

$$x = r(1 - \cos \alpha) \pm l(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}) \quad (5.9)$$

Po rozwinięciu w szereg wyrażenia podpierwiastkowego i wstawieniu do równania (5.9) otrzymamy

$$x = r \left(1 - \cos \alpha \pm \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha + \frac{\lambda^3}{8} \sin^4 \alpha \pm \dots \right) \quad (5.10)$$



Rys. 5.6

Schemat układu pompy tłokowej jednostronnego działania o napędzie korbowym

Dla powszechnie przyjętej wartości $\lambda = 1/5$ ułamek $\lambda^3/8 = 1/1000$, więc czwarty wyraz i dalsze jako bardzo małe można pominąć. Wtedy wzór określający drogę tłoka przybiera postać uproszczoną

$$x = r \left(1 - \cos \alpha \pm \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha \right) \quad (5.11)$$

Błąd wynikający z pominięcia dalszych członów jest największy przy $\alpha = 90^\circ$ i przy różnych wartościach λ wynosi

λ	1/5	1/4	1/3
Błąd 0/00	1	2	5

Najczęściej w obliczeniach pomp przyjmuje się stosunek $\lambda = r/l \leq 1/5$. Zakłada się wtedy nieskończenie długi korbówód ($l = \infty$); wtedy $\lambda = 0$, a wzór (5.11) przybiera postać

$$x = r(1 - \cos \alpha) \quad (5.12)$$

5.1.2.2. Prędkość tłoka. Różniczkując uproszczony wzór (5.11) otrzymamy

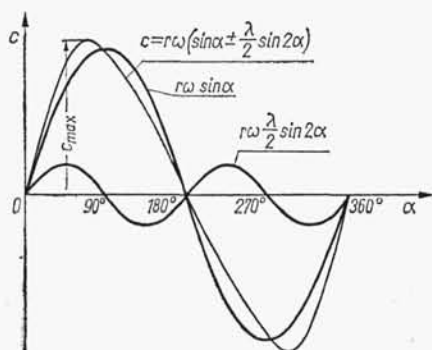
$$c = \frac{dx}{dt} = r\omega (\sin \alpha \pm \lambda \sin \alpha \cos \alpha) = r\omega \left(\sin \alpha \pm \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (5.13)$$

Błąd jaki popełnia się przy obliczaniu chwilowej prędkości tłoka za pomocą przybliżonego wzoru (5.13) osiąga największe wartości przy kątach $\alpha = 60^\circ$ i $\alpha = 120^\circ$

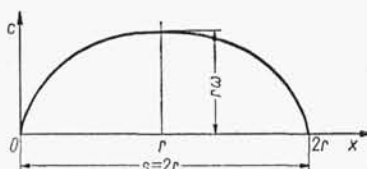
$\lambda = r/l$	1/5	1/4	1/3
Błąd 0/00	1,3	2,5	6,0

Różniczkując wzór (5.12) otrzymamy wyrażenie określające w przybliżeniu chwilową prędkość tłoka przy założeniu nieskończonej długości korbowodu ($l = \infty$)

$$c = r\omega \sin \alpha \quad (5.14)$$



Rys. 5.7. Wykres chwilowej prędkości tłoka c w zależności od kąta obrotu korby α



Rys. 5.8. Wykres chwilowej prędkości tłoka c w zależności od jego drogi x , gdy $\lambda = r/l = 0$

Na rys. 5.7 przedstawiono wykres chwilowej prędkości tłoka określonej wzorem (5.13) w zależności od kąta obrotu korby α . Wykres jest sumą rzędnych krzywych $r\omega \sin \alpha$ i $r\omega \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha$. Krzywa $r\omega \sin \alpha$ jest jednocześnie graficznym obrazem prędkości chwilowej tłoka c określonej wzorem (5.14). Łatwo wykazać, wyrażając w tym wzorze wyraz $\sin \alpha$ w funkcji drogi tłoka x , że wykresem chwilowej prędkości tłoka c w zależności od własnej drogi jest elipsa przedstawiona na rys. 5.8.

5.1.2.3. Przyspieszenie tłoka. Różniczkując prędkość tłoka określoną uproszczonym wzorem (5.13) otrzymamy wzór określający *chwilowe przyspieszenie tłoka*

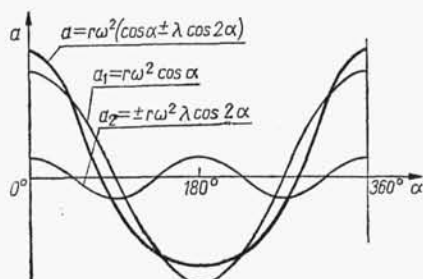
$$a = \frac{dc}{dt} = r\omega^2 (\cos \alpha \pm \lambda \cos 2\alpha) \quad (5.15)$$

Stosując ten wzór popełniamy, przy $\alpha = 90^\circ$, błąd podany w zależności od stosunku $\lambda = r/l$:

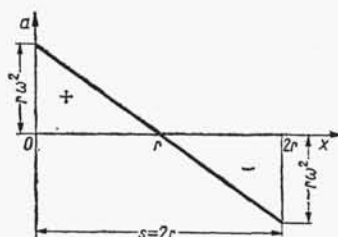
$\lambda = r/l$	1/5	1/4	1/3
Błąd 0/00	4	8	18

Różniczkując wzór (5.14), otrzymujemy wzór określający w przybliżeniu *chwilowe przyspieszenie tłoka*

$$a = r\omega^2 \cos \alpha \quad (5.16)$$



Rys. 5.9. Wykres przyspieszenia tłoka a w zależności od kąta obrotu korby α



Rys. 5.10. Wykres przyspieszenia tłoka a w zależności od jego drogi x , gdy $\lambda = 0$

Na rys. 5.9 przedstawiono zależność chwilowego przyspieszenia tłoka od kąta obrotu korby α . Rzędne wykresu a , odpowiadającego wzorowi (5.15) są sumą rzędnych krzywej $a_1 = r\omega^2 \cos \alpha$ i krzywej $a_2 = \pm r\omega^2 \lambda \cos 2\alpha$. Krzywa a_1 jest jednocześnie graficznym obrazem przyspieszenia określonego wzorem (5.16).

Ponieważ $\cos \alpha = \frac{r-x}{r} = 1 - \frac{x}{r}$, więc po podstawieniu tej wartości do wzoru (5.16) otrzymamy

$$a = r\omega^2 \left(1 - \frac{x}{r}\right) \quad (5.17)$$

Wykresem przyspieszenia tłoka określonego wzorem (5.17) jest linia prosta (rys. 5.10).

5.1.3. Wydajność pompy tłokowej

5.1.3.1. Wydajność teoretyczna Q_{th} . Wydajność teoretyczna Q_{th} pompy tłokowej jest równa iloczynowi objętości wypartej w czasie jednego cyklu roboczego (w pompach korbowych w czasie jednego obrotu korby), obliczonej za pomocą wzorów (5.1) lub (5.2), i liczby cykli w jednostce czasu.

Wydajność teoretyczną pompy jednostronnego działania wyraża się ogólnym wzorem

$$Q_{th} = z \frac{A s n}{60} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (5.18)$$

gdzie: z — liczba cylindrów, n — prędkość obrotowa korby lub liczba cykli roboczych w obr/min, A — przekrój tłoka w m^2 , s — skok tłoka w m.

Pompa dwustronnego działania w czasie jednego cyklu roboczego wypiera objętości cieczy określone wzorami (5.1) i (5.2)

$$V_1 = As$$

$$V_2 = (A-S)s$$

Łącznie w czasie jednego cyklu roboczego zostanie wyparta objętość

$$V = V_1 + V_2 = As + (A-S)s = (2A-S)s \quad (5.19)$$

Teoretyczna wydajność pompy dwustronnego działania wynosi zatem

$$Q_{th} = z \frac{(2A-S)sn}{60} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (5.20)$$

gdzie n w obr/min.

Zgodnie ze wzorem (5.7) wydajność teoretyczna pompy różnicowej wynosi

$$Q_{th} = z \frac{Asn}{60} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (5.21)$$

5.1.3.2. Graficzne przedstawienie teoretycznej wydajności pompy. Ze względu na zmienną prędkość tłoka w czasie jednego skoku objętość cieczy przez niego wytłaczanej w jednostce czasu zmienia się w zależności od czasu t .

Chwilowa wydajność teoretyczna pompy jednostronnego działania wynosi zatem

$$Q = Ac \quad (5.22)$$

Wstawiając wartość c ze wzoru (5.14), otrzymamy

$$Q = A\omega \sin \alpha \quad (5.23)$$

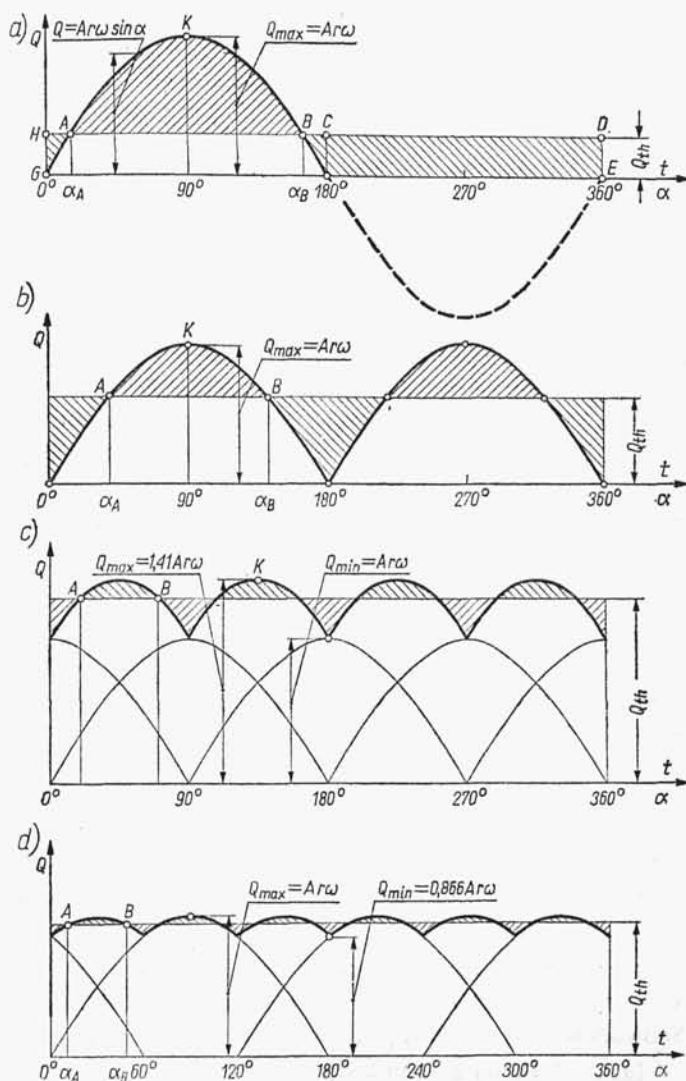
Chwilowa wydajność teoretyczna pompy jednostronnego działania Q zmienia się wg sinusoidy o amplitudzie $A\omega$. Można ją przedstawić graficznie, odcierając na osi odciętych kąt α lub w innej skali czas t (rys. 5.11a).

Ilość cieczy zassanej podczas jednego obrotu korby (rys. 5.11a) przedstawia pole zawarte między osią odciętych a sinusoidą położoną poniżej (zakres α od 180° do 360°). Ilość cieczy wypartej przedstawia pole między sinusoidą a osią odciętych w zakresie α od 0° do 180° .

Krzywe chwilowych wydajności teoretycznych innych pomp tłokowych otrzymuje się przez wykreślenie wydajności dla poszczególnych stron tłoka i poszczególnych cylindrów, a następnie przez sumowanie rzędnych (rys. 5.11).

Pola przedstawiające objętości wypieranej cieczy można zastąpić równoważnymi prostokątami o długości odpowiadającej długości pełnego obrotu korby (α od 0 do 360°). Wysokość prostokąta wyraża średnią wartość wydajności teoretycznej Q_{th} pompy.

Krzywe chwilowej wydajności teoretycznej pomp tłokowych przebiegają (rys. 5.11) nierównomiernie w cyklu (osiągając minimum i maksimum) w stosunku do wydajności średniej, przy czym nierównomierność ta zależy od rodzaju pompy. Miara nierównomierności mogą być każdorazowe stosunki Q_{th}/Q_{max} lub Q_{th}/Q_{min} , które można łatwo obliczyć dla poszczególnego typu pompy.



Rys. 5.11. Krzywe chwilowych teoretycznych wydajności różnych typów pomp tłokowych: a) pompa jednocyldrowa jednostronnego działania, b) pompa dwucylindrowa jednostronnego działania z korbami przestawionymi o 180° lub pompa jednocyldrowa dwustronnego działania bez uwzględnienia tłoczyska (krzywa ta odpowiada również pompie różnicowej — rys. 5.3 — o stosunku przekrojów tłoka do tłoczyska $= 2$), c) pompa dwucylindrowa dwustronnego działania z korbami przestawionymi o 90° , d) pompa trzycylindrowa jednostronnego działania z korbami przestawionymi o 120°

Stosowane niegdyś pojęcie *wewnętrznej* lub *indykowanej* wydajności pompy Q_i jest obecnie rzadko stosowane i z tych względów zostało w II wydaniu książki pominięte.

5.1.3.3. Wydajność rzeczywista pompy tłokowej. Wydajność rzeczywista pompy Q , jest równa objętości cieczy wytłaczanej przez pompę do rury tłocznej w jednostce czasu. Wydajność ta jest mniejsza od wydajności teoretycznej Q_{th} , gdyż występują straty spowodowane:

- nieszczelnością dławnic (wyciekanie cieczy na zewnątrz),
 - nieszczelnością zaworów ssawnych (podczas suwu tłoczenia następuje przenikanie cieczy z powrotem do rury ssawnej) oraz nieszczelnością zaworów tłocznych (przenikanie cieczy z rury tłocznej do kadłuba pompy w czasie suwu ssania),
 - nieszczelnością wokół tłoka (przedostawanie się cieczy na stronę o niższym ciśnieniu),
 - niewłaściwą (złą konstrukcyjnie) budowę pompy (gromadzenie się powietrza w kadłubie, które nie pozwala na pełne wykorzystanie objętości skokowej),
 - ściśliwością cieczy oraz sprężystością ścianek kadłuba pompy (zmniejszenie wydajności),
 - opóźnieniem otwierania się i zamykania zaworów samoczynnych,
 - występowaniem gazów w pompowanej cieczy (więc ciecz będzie ściśliwa).
- Oznaczając straty wydajności przez Q_s , otrzymamy

$$Q_r = Q_{th} - Q_s \quad (5.24)$$

Należy podkreślić, iż straty wydajności Q_s powodują również stratę mocy napędzającej pompę.

5.1.4. Wysokość ssania pompy tłokowej

5.1.4.1. Wysokość ssania bez powietrznika ssawnego. Podczas suwu ssania ciecz ze zbiornika dolnego (czerpального) wpływa do pompy pod wpływem różnicy ciśnienia w tym zbiorniku p_d i ciśnienia pod tłokiem. Najczęściej zbiornik ssawny jest otwarty i ciśnienie p_d jest równe ciśnieniu atmosferycznemu p_b .

Przebieg ssania będzie wtedy prawidłowy, gdy ciecz będzie nadążała za ruchem tłoka, przylegając do niego w każdym jego położeniu. W razie oderwania się cieczy od tłoka, nastąpiłoby — przy końcu suwu ssania — zderzenie tłoka, mającego już minimalną prędkość, z cieczą przesuwającą się z prędkością niezależną od tłoka. W wyniku zderzenia mógłby wystąpić wzrost ciśnienia, powodujący przedwczesne otwarcie zaworu tłoczego i przepływ cieczy z rury ssawnej do tłocznej jeszcze w czasie suwu ssania. Spowodowałoby to chwilowe zwiększenie sprawności objętościowej powyżej jedności ($\eta_v > 1$). Po wyczerpaniu się energii kinetycznej poruszającego się słupa cieczy mogłoby nastąpić gwałtowne zamknięcie zaworu ssawnego.

Podczas zasysania cieczy wysokość ciśnienia w zbiorniku dolnym p_d/γ jest zużywana na:

- podniesienie cieczy na geometryczną (niwelacyjną) wysokość H_x ,
- pokonanie oporu hydraulicznego przepływu przez przewód dopływowy (ssawny) Δh_s ,
- pokonanie oporu hydraulicznego przepływu przez zawór dopływowy (ssawny) Δh_{zs} ,
- nadanie cieczy prędkości c przy tłoku, której odpowiada wysokość h_c ,
- pokonanie bezwładności h_{as} słupa cieczy o długości $l_s = l_1 + l_2$ (rys. 5.6) znajdującego się w przewodzie ssawnym i kadłubie pompy (licząc od poziomu zwierciadła cieczy) do dolnej powierzchni tłoka w jego martwym dolnym położeniu),
- pokonanie bezwładności słupa cieczy h_{ax} o zmiennej długości x , znajdującego się w cylindrze pompy.

Wysokość ciśnienia pod tłokiem p_s/γ równa się różnicy wysokości ciśnienia w zbiorniku dolnym p_d/γ i sumy oporów hydraulicznych i oporów bezwładności. Aby nie nastąpiło oderwanie się cieczy od tłoka, ciśnienie p_s musi być zawsze większe od ciśnienia parowania cieczy w danej temperaturze

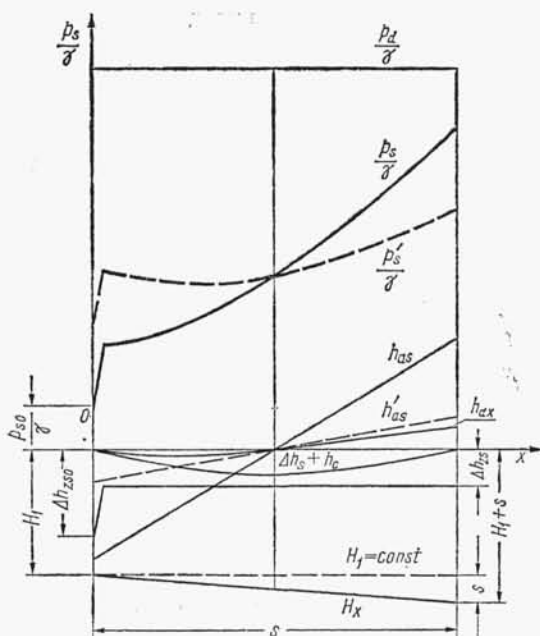
$$p_s/\gamma = p_d/\gamma - (H_x + \Delta h_s + \Delta h_{zs} + h_c + h_a + h_{ax}) > p_v/\gamma \quad (5.25)$$

Geometryczna (niwelacyjna) wysokość H_x jest odległością tłoka w danej chwili od zwierciadła cieczy w dolnym zbiorniku (rys. 5.6), przy czym dla pomp pionowych

$$H_x = H_1 + x$$

oraz dla pomp poziomych

$$H_x = H_1 = \text{const}$$



Rys. 5.12

Wykres wysokości ciśnienia w cylindrze pompy w czasie ssania w zależności od drogi tłoka x

Wykresem funkcji określonej wysokości geometrycznej H_x w funkcji drogi tłoka s jest linia prosta (rys. 5.12). Dla pompy w układzie poziomym linia ta będzie równoległa do osi odciętych.

Wysokość oporu Δh_s jest sumą wysokości oporów występujących w poszczególnych elementach: w rurze ssawnej o średnim przekroju A_1 i długości l_1 , w kadłubie pompy o długości l_2 i średnim przekroju A_2 i ewentualnych oporów w zaworze stopowym, zasuwie odcinającej itd. Zakładając, że przepływ odbywa się w rurze o średnim przekroju A_s i o długości $l_s = l_1 + l_2$ i stosując równanie ciągłości przepływu

$$A_s c_s = A c \quad (5.26)$$

otrzymamy

$$\Delta h_s = \sum \zeta_s \frac{c_s^2}{2g} = \sum \zeta_s \left(\frac{A}{A_s} \right)^2 \frac{c^2}{2g} \quad (5.27)$$

gdzie: c_s — prędkość cieczy w przekroju A_s , c — prędkość tłoka, A — przekrój tłoka, ζ_s — współczynnik oporu hydraulicznego poszczególnych elementów przewodu ssawnego.

Podstawiając do wzoru (5.27) wyrażenie ze wzoru (5.14) oraz wstawiając wartość

$$\sin^2 \alpha = 2 \frac{x}{r} - \left(\frac{x}{r} \right)^2$$

otrzymamy wyrażenie określające wysokość oporów przepływu w funkcji drogi tłoka x

$$\Delta h_{rs} = \sum \zeta_s \left(\frac{A}{A_s} \right)^2 \frac{r^2 \omega^2}{2g} \left[2 \frac{x}{r} - \left(\frac{x}{r} \right)^2 \right] \quad (5.28)$$

przy pominięciu wpływu skończonej długości korbowodu.

Równanie (5.28) przedstawia parabolę przecinającą oś odciętych w punktach $x = 0$ i $x = 2r = s$, o współrzędnych wierzchołka

$$x = r \text{ i } \Delta h_{rs\max} = \sum \zeta_s \left(\frac{A}{A_s} \right)^2 \frac{r^2 \omega^2}{2g}$$

Wysokość oporu przepływu przez zawór ssawny jest największa w chwili jego otwierania i wynosi Δh_{zso} . Następnie wysokość ta maleje do wartości Δh_{zs} i pozostaje prawie stała aż do końca suwu ssania (rys. 5.12). Obliczenie tej wysokości podano w ustępie o zaworach. Według Webera wysokość oporu w chwili otwarcia jest około dwukrotnie większa od oporu przepływu w dalszej fazie ssania

$$\Delta h_{zso} \approx 2 \Delta h_{zs} \quad (5.29)$$

Wysokość h_c potrzebna do nadania cieczy prędkości przy tłoku wynosi

$$h_c = \frac{c^2 - c_d^2}{2g} \quad (5.30)$$

Zakładając prędkość $c_d = 0$, jako pomijalnie małą oraz podstawiając zależność ze wzoru (5.14) i wstawiając

$$\sin^2 \alpha = 2 \frac{x}{r} - \left(\frac{x}{r} \right)^2$$

otrzymamy ostatecznie

$$h_c = \frac{r^2 \omega^2}{2g} \left[2 \frac{x}{r} - \left(\frac{x}{r} \right)^2 \right] \quad (5.31)$$

Funkcja ta jest parabolą przecinającą oś odciętych w punktach $x = 0$ i $x = 2r = s$, o współrzędnych wierzchołka $x = r$ i $h_{c\max} = \frac{r^2 \omega^2}{2g}$.

Aby pompa pracowała bez uderzeń, ciecz w przewodzie ssawnym musi uzyskać określone przyspieszenie a_s , odpowiednie do przyspieszenia tłoka a w danej chwili.

Związek między tymi dwoma przyspieszeniami otrzymujemy różniczkując równanie $A_s c_s = A c$ względem czasu. Stąd

$$a_s = \frac{A}{A_s} a \quad (5.32)$$

Do nadania słupowi cieczy w przewodzie ssawnym przyspieszenia a_s konieczna jest siła

$$F = \frac{\gamma}{g} A_s l_s \frac{A}{A_s} a = \frac{\gamma A l_s a}{g} \quad (5.33)$$

Odpowiadająca jej wysokość ciśnienia wynosi

$$h_{as} = \frac{F}{A_s \gamma} = l_s \frac{A a}{A_s g} \quad (5.34)$$

Pomijając wpływ skończonej długości korbowodu ($\lambda = 0$) i podstawiając wartość a ze wzoru (5.16), otrzymamy

$$h_{as} = l_s \frac{A}{A_s} \frac{r \omega^2 \cos \alpha}{g} \quad (5.35)$$

Ponieważ $\cos \alpha = 1 - x/r$, więc ostatecznie

$$h_{as} = \frac{l_s A \omega^2}{A_s g} (r - x)^{1)} \quad (5.36)$$

Wykresem funkcji (5.36) jest linia prosta (rys. 5.12) przechodząca przez następujące punkty:

$$x = 0 \quad h_{as} = \frac{r \omega^2}{g} \cdot \frac{A}{A_s} l_s$$

$$x = r \quad h_{as} = 0$$

$$x = 2r \quad h_{as} = -\frac{r \omega^2}{g} \cdot \frac{A}{A_s} l_s$$

W podobny sposób można otrzymać wysokość ciśnienia h_{ax} , potrzebną do nadania przyspieszenia a cieczy znajdującej się w cylindrze pompy, warunkującego stałe przyleganie cieczy do tłoka.

Siła potrzebna do nadania tego przyspieszenia wynosi

$$F = \frac{\gamma A x}{g} a$$

¹⁾ W celu dokładnego obliczenia należy całkowity słup cieczy l_s podzielić na odcinki o długościach $l_1, l_2, l_3, \dots, l_n$ i przekrojach $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$ oraz dla tych odcinków przeprowadzić obliczenie oporów jw. Ostateczny wzór miałby postać

$$h_{as} = \left(\frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} + \frac{l_3}{A_3} + \dots + \frac{l_n}{A_n} \right) \cdot \frac{\omega^2}{g} (r - x)$$

zaś odpowiadająca jej wysokość ciśnienia

$$h_{ax} = \frac{F}{A\gamma} = \frac{x}{g} a \quad (5.37)$$

Po podstawieniu wartości $a = \omega^2(r-x)$ otrzymamy ostatecznie

$$h_{ax} = \frac{\omega^2}{g} (rx - x^2) \quad (5.38)$$

Równanie (5.38) przedstawia parabolę przechodzącą przez następujące punkty (rys. 5.12)

$$\begin{aligned} x = 0 & \quad h_{ax} = 0 \\ x = \frac{r}{2} & \quad h_{ax} = \frac{r^2 \omega^2}{4g} \text{ (maksimum funkcji)} \\ x = r & \quad h_{ax} = 0 \\ x = 2r & \quad h_{ax} = -\frac{2r^2 \omega^2}{g} \end{aligned}$$

Podstawiając obliczone wartości poszczególnych oporów do wzoru (5.25) oraz łącząc wyrazy podobne (Δh_s i h_c), otrzymamy

$$\begin{aligned} \frac{p_s}{\gamma} = \frac{p_d}{\gamma} - (H_1 + x) - \left[\sum \zeta_s \left(\frac{A}{A_s} \right)^2 + 1 \right] \frac{r^2 \omega^2}{2g} \left(2 \frac{x}{r} - \frac{x^2}{r^2} \right) + \\ - \Delta h_{zs} - l_s \frac{A \omega^2}{A_s g} (r-x) - \frac{\omega^2}{g} (rx - x^2) \end{aligned} \quad (5.39)$$

Dla pompy w układzie poziomym zamiast $H_1 + x$ będzie H_1 .

Na rys. 5.12 zestawiono odpowiednie wykresy prawej strony równania, przy czym wielkości ze znakami ujemnymi narysowano pod osią x . Przez zsumowanie rzędnych wszystkich wykresów otrzymano krzywą p_s/γ wysokości ciśnienia pod tłokiem w czasie suwu ssania.

Największy wpływ na przebieg krzywej p_s/γ wywiera wysokość oporów bezwładności słupa cieczy h_{as} w przewodzie ssawnym, natomiast h_{ax} bezwładność słupa cieczy w samym cylindrze h_{ax} jest bardzo mała w porównaniu z h_{as} (gdyż x jest bardzo małe w stosunku do l_s) i praktycznie może być pominięta.

Z wykresu widać, iż wysokość ciśnienia p_s/γ jest najmniejsza na początku suwu ssania (gdy $x = 0$). W tym momencie najniższe ciśnienie w kadłubie pompy musi być większe od ciśnienia parowania, zgodnie z warunkiem (5.25). Na rys. 5.6 najniższe ciśnienie występuje pod zaworem tłocznym. Musi być więc spełniony warunek

$$\frac{p_{so}}{\gamma} - H_2 > \frac{p_v}{\gamma} \quad (5.40)$$

Zakładając we wzorze (5.39) warunki na początku suwu ssania

$$x = 0, \quad \Delta h_{zs} = \Delta h_{zso} \quad \text{oraz} \quad c = 0$$

otrzymuje się

$$\frac{p_s}{\gamma} = \frac{p_{so}}{\gamma}$$

a podstawiając tę wartość do wzoru (5.40), otrzymamy warunek prawidłowej pracy pompy w czasie suwu ssania, przy pominięciu wpływu skończonej długości korbowodu ($\lambda = 0$)

$$l_s \frac{Ar\omega^2}{A_s g} < \frac{p_d}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - (H_1 + H_2) - \Delta h_{zso} \quad (5.41)$$

Ze wzoru tego wynika, iż maksymalna geometryczna (niwelacyjna) wysokość ssania

$$H'_{sz} = H_1 + H_2 < \frac{p_d}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - \Delta h_{zso} - l_s \frac{Ar\omega^2}{A_s g} \quad (5.42)$$

Wysokość ssania jest tym większa:

- im mniejsze jest p_v/γ , czyli im chłodniejsza jest ciecz,
- im mniejszy jest opór otwarcia zaworu ssawnego Δh_{zso} ,
- im mniejsza jest długość l_s rurociągu ssawnego,
- im większy jest jego przekrój,
- im mniejsze jest r ,
- im mniejsze jest ω , czyli im bardziej pompa jest wolnobieżna.

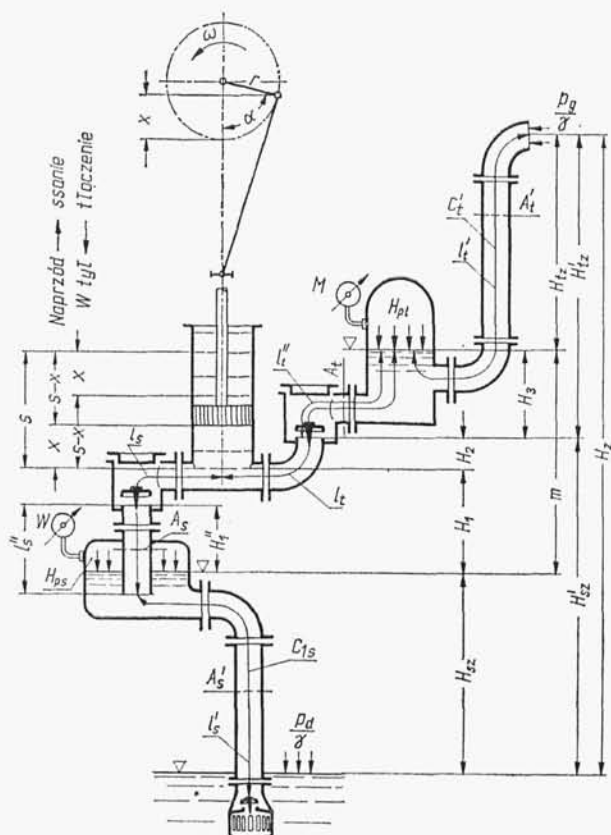
Największy wpływ na ograniczenie wysokości ssania ma ostatni wyraz we wzorze (5.42). Radykalne zmniejszenie jego wartości uzyskuje się przez zastosowanie powietrznika ssawnego.

5.1.4.2. Wysokość ssania z powietrznikiem ssawnym. Na rys. 5.13 przedstawiono schematycznie pompę tłokową z powietrznikami: ssawnym i tłocznym. Powietrznik ssawny umieszcza się najbliżej zaworu ssawnego (często podstawą pompy jest powietrznik ssawny). Przyspieszeniu podlega tylko słup cieczy o długości l'_s , znacznie krótszy od długości rury ssawnej. Jeśli powietrznik ssawny jest wystarczająco duży, to ciecz w przewodzie ssawnym, łączącym zbiornik czerpalny z powietrznikiem, porusza się będzie ze stałą prędkością. Zatem opór wynikający z przyspieszenia masy cieczy w rurociągu ssawnym w czasie suwu ssania zmniejszy się wielokrotnie. Należy natomiast wziąć pod uwagę ciśnienie w powietrzniku oraz opory dopływu cieczy do niego.

Wysokość ciśnienia w powietrzniku ssawnym wynosi (rys. 5.13)

$$H_{ps} = \frac{p_d}{\gamma} - H_s - \frac{c_{1s}^2}{2g} - \Delta h_{ps} \quad (5.43)$$

gdzie: c_{1s} — średnia prędkość cieczy w rurze ssawnej o długości l'_s , H_s — różnica poziomów cieczy w powietrzniku i w zbiorniku czerpalnym, $\Delta h_{ps} = \sum \zeta'_s \frac{c_{1s}^2}{2g}$ — wysokość strat hydraulicznych w rurociągu ssawnym, ζ'_s — odpowiednie współczynniki oporu w rurociągu ssawnym, $c_{1s}^2/2g$ — wysokość prędkości, która jest w całości stracona w powietrzniku na wiry i uderzenia.



Rys. 5.13
Schemat pompy tłokowej
w układzie pionowym
z powietrznikiem ssawnym
i tłocznym

Wysokość ciśnienia pod tłokiem w czasie suwu ssania p'_s/γ oblicza się jak dla pompy bez powietrznika przyjmując, iż spełnia on rolę zbiornika czepalnego. Tak więc dla pompy stojącej otrzymamy

$$\begin{aligned} \frac{p'_s}{\gamma} = & H_{ps} - (H_1 + x) - \left[\sum \zeta_s \left(\frac{A}{A_s} \right)^2 + 1 \right] \frac{r^2 \omega^2}{2g} \left(2 \frac{x}{r} - \frac{x^2}{r^2} \right) + \\ & - \Delta h_{zs} - l_s \frac{A \omega^2}{A_s g} (r - x) - \frac{\omega^2}{g} (rx - x^2) \end{aligned} \quad (5.44)$$

gdzie: A_s — średni przekrój króćca ssawnego łączącego kadłub pompy z powietrznikiem, ζ_s — współczynniki oporu przepływu przez króćce ssawne.

Dla pompy leżącej zamiast $(H_1 + x)$ należy przyjąć tylko H_1 .

Warunek (5.41) prawidłowej pracy pompy (zabezpieczający przed przerwaniem słupa cieczy) przybierze postać

$$l_s \frac{A r \omega^2}{A_s g} < H_{ps} - \frac{p_v}{\gamma} - (H_1 + H_2) - \Delta h_{zso} \quad (5.45)$$

Uwzględniając wzór (5.43) i zależność

$$H_{zs} + H_1 + H_2 = H'_{sz}$$

otrzymamy geometryczną wysokość ssania

$$H'_{sz} < \frac{p_d}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - \Delta h_{zso} - l_s \frac{A r \omega^2}{A_s g} - \frac{c_{1s}^2}{2g} - \sum \zeta_s \frac{c_{1s}^2}{2g} \quad (5.46)$$

Wysokość oporów bezwładności określa we wzorze (5.44) wyrażenie

$$l_s \frac{A \omega^2}{A_s g} (r - x) = h'_{as} \quad (5.47)$$

Opory te są wielokrotnie mniejsze (z powodu małej wartości l_s) niż w pompie bez powietrznika ssawnego.

Wykres oporów bezwładności h'_{as} oraz wykres zmienności ciśnienia p'_s/γ dla pompy z powietrznikiem przedstawiono na rys. 5.12. linią przerywaną. Jak widać z rysunku krzywa ciśnienia p'_s/γ ma w tym przypadku przebieg mniej stromy, niż w pompie bez powietrznika, a — co najważniejsze — na początku suwu ssania ciśnienie p_{so}/γ jest wyższe, co zmniejsza niebezpieczeństwo przerwania słupa cieczy i pozwala na stosowanie większej wysokości ssania.

Za pomocą wzoru (5.46) można sprawdzić, czy w danym układzie pompowym geometryczna wysokość ssania pompy H'_{sz} , wynikająca z jej ustawienia względem zwierciadła cieczy w dolnym zbiorniku, jest możliwa do osiągnięcia.

Prędkości cieczy w rurze ssawnej powietrznika oraz pompy nie przekraczają 1,2 m/s.

5.1.5. Wysokość tłoczenia pompy

5.1.5.1. Wysokość tłoczenia bez powietrznika tłocznego (rys. 5.6). Podczas suwu tłoczenia tłok porusza się wg praw podanych w p. 5.1.2. Podobnie do przepływu w przewodzie ssawnym prędkość cieczy w przewodzie tłocznym początkowo rośnie od 0 do wartości maksymalnej, następnie maleje znowu do zera.

W czasie suwu tłoczenia na wysokość ciśnienia pod tłokiem składają się:

1. Wysokość ciśnienia u wylotu rurociągu tłocznego p_g/γ , odpowiadająca często wysokości ciśnienia w zbiorniku górnym, do którego pompa tłoczy ciecz.

2. Wysokość geometryczna tłoczenia cieczy, która dla pompy stojącej (rys. 5.6) wynosi

$$H_x = (H_2 + H_{tz}) - (s - x) \quad (5.48)$$

(dla pompy leżącej wysokość geometryczna tłoczenia ma wartość stałą H'_x , gdyż odpada wielkość $(s - x)$; na rys. 5.14 H_x przedstawiono linią prostą pochyłą, zaś H'_x — linią równoległą do osi x).

3. Wysokość oporów przepływu przez zawór tłoczny, która na początku skoku wynosi Δh_{zto} , następnie szybko spada do wartości Δh_{zt} niemal stałej w czasie suwu tłoczenia (rys. 5.14).

4. Wysokość oporów przepływu przez rurociąg tłoczny (łącznie z częścią kadłuba). Przyjmując średni przekrój rurociągu A_t można analogicznie, jak dla suwu ssania napisać

$$\Delta h_t = \sum \zeta_t \left(\frac{A}{A_t} \right)^2 \frac{c^2}{2g} \quad (5.49)$$

gdzie ζ_t — odpowiednie współczynniki oporu.

Po podstawieniu wartości c ze wzoru (5.14) oraz przekształceniu analogicznie do wzoru (5.28) otrzymamy

$$\Delta h_t = \sum \zeta_t \left(\frac{A}{A_t} \right)^2 \frac{r^2 \omega^2}{2g} \left[2 \frac{x}{r} - \left(\frac{x}{r} \right)^2 \right] \quad (5.50)$$

5. Wysokość ciśnienia h_{ct} wynikająca z różnicy prędkości cieczy c_t przy wylocie z rurociągu tłocznego i prędkości c przy tłoku

$$h_{ct} = \frac{c_t^2}{2g} - \frac{c^2}{2g} = \left[\left(\frac{A}{A_t} \right)^2 - 1 \right] \frac{c^2}{2g} = \left[\left(\frac{A}{A_t} \right)^2 - 1 \right] \frac{r^2 \omega^2}{2g} \left[2 \frac{x}{r} - \left(\frac{x}{r} \right)^2 \right] \quad (5.51)$$

Geometrycznie sumę obu funkcji (5.50) i (5.51) przedstawia parabola (rys. 5.14).

6. Wysokość ciśnienia h_{at} wynikająca z bezwładności słupa cieczy w kadłubie pompy i w przewodzie tłocznym o długości $l_t = l_3 + l_4$, podobnie jak dla suwu ssania

$$h_{at} = l_t \frac{Aa}{A_t g} \quad (5.52)$$

Po podstawieniu wartości ze wzoru (5.17) i przekształceniu otrzymamy

$$h_{at} = l_t \frac{A \omega^2}{A_t g} (r - x) \quad (5.53)$$

Równanie (5.53) przedstawia linię prostą (rys. 5.14).

7. Wysokość ciśnienia h_{ax} wynikająca z bezwładności słupa cieczy zawartego w cylindrze o długości zmiennej $s - x$

$$\begin{aligned} h_{ax} &= (s - x) \frac{a}{g} = (s - x) \frac{r \omega^2}{g} \cos \alpha = \\ &= \frac{r \omega^2}{g} (s - x) \left(1 - \frac{x}{r} \right) = \frac{\omega^2}{g} (x^2 - 3rx + 2r^2) \end{aligned} \quad (5.54)$$

Równanie to przedstawia parabolę (rys. 5.14) przechodzącą przez punkty:

$$\begin{aligned} x = 0 & \quad h_{ax} = 2r^2 \omega^2 / g \\ x = r & \quad h_{ax} = 0 \\ x = 2r & \quad h_{ax} = 0 \\ x = \frac{3}{2} r & \quad h_{ax} = -\frac{r^2 \omega^2}{4g} = h_{axmin} \end{aligned}$$

Całkowita wysokość ciśnienia pod tłokiem jest sumą wymienionych wysokości

$$p_t / \gamma = p_g / \gamma + H_x + \Delta h_{zt} + \Delta h_{rt} + h_{ct} + h_{at} + h_{ax} \quad (5.55)$$

Po podstawieniu odpowiednich wartości całkowita wysokość ciśnienia wyniesie dla pompy stojącej

$$\frac{p_t}{\gamma} = \frac{p_g}{\gamma} + [H_2 + H_{tz} - (s - x)] + \Delta h_{zt} + \sum \zeta_t \left(\frac{A}{A_t} \right)^2 \frac{c^2}{2g} +$$

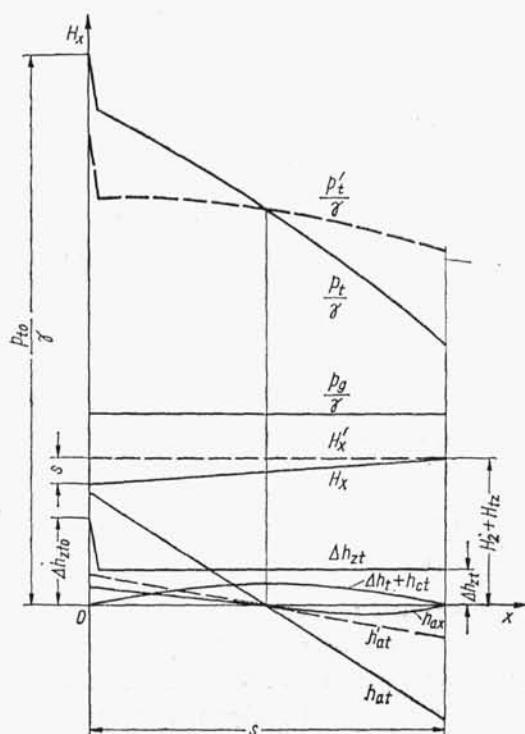
$$\begin{aligned}
& + \left[\left(\frac{A}{A_t} \right)^2 - 1 \right] \frac{c^2}{2g} + l_t \frac{Aa}{A_t g} + (s-x) \frac{a}{g} = \frac{p_g}{\gamma} + [H_2 + H_{tz} - (s-x)] + \Delta h_{zt} + \\
& + \left[\left(1 + \sum \zeta_t \right) \left(\frac{A}{A_t} \right)^2 - 1 \right] \frac{c^2}{2g} + l_t \frac{Ac}{A_t g} + (s-x) \frac{a}{g}
\end{aligned} \quad (5.56)$$

Dla pompy leżącej wielkość $(s-x)$ w wyrazie $H_2 + H_{tz} - (s-x)$ odpada.

Po dalszym podstawieniu otrzymamy ostatecznie

$$\begin{aligned}
\frac{p_t}{\gamma} = & \frac{p_g}{\gamma} + [H_2 + H_{tz} - (s-x)] + \Delta h_{zt} + \left[\left(1 + \sum \zeta_t \right) \left(\frac{A}{A_t} \right)^2 - 1 \right] + \\
& + \frac{r^2 \omega^2}{2g} \left[2 \frac{x}{r} - \left(\frac{x}{r} \right)^2 \right] + l_t \frac{A \omega^2}{A_t g} (r-x) + \frac{\omega^2}{g} (x^2 - 3rx + 2r^2)
\end{aligned} \quad (5.57)$$

Dla ułatwienia obliczeń wzory (5.50), (5.51), (5.52), (5.53) oraz wzór (5.57) wprowadzono z pominięciem wpływu skończonej długości korbowodu ($\lambda = \infty$).



Rys. 5.14
Wykres wysokości ciśnienia w cylindrze pompy w czasie suwu tłoczenia w zależności od drogi tłoka x

Na rys. 5.14 przedstawiono wykresy poszczególnych oporów oraz wykres funkcji (5.57) uzyskanej przez sumowanie rzędnych tych wykresów. Z przebiegu krzywej $p_t/\gamma = f(x)$ wynika, iż największe ciśnienie pod tłokiem występuje na początku, a najmniejsze na końcu suwu tłoczenia, przy czym największy wpływ na przebieg ciśnienia (na pochyłość krzywej p_t/γ) wywierają opory bezwładności h_{at} cieczy w rurociągu tłocznym. Ciśnienie na końcu skoku tłoczenia nie może spaść nie tylko poniżej ciśnienia parowania cieczy p_v/γ , co spowodowałoby oderwanie się słupa cieczy od tłoka, lecz nie powinno nawet osiągnąć wartości, przy której otwiera się

zawór ssawny, tj. p_{so}/γ , która powinna być większa od wartości ciśnienia parowania p_v/γ , czyli

$$\frac{p_{t180}}{\gamma} > \frac{p_{so}}{\gamma} > \frac{p_v}{\gamma} \quad (5.58)$$

Gdyby w pewnej chwili ciśnienie przy końcu suwu tłoczenia spadło poniżej ciśnienia p_{so}/γ , nastąpiłoby otwarcie zaworu ssawnego i ciecz z rury ssawnej dopływałaby do kadłuba. Ponieważ oba zawory byłyby teraz otwarte, więc do rurociągu tłocznego, oprócz cieczy wytłaczanej przez tłok, dopływałaby ciecz z rury ssawnej. Wystąpiłoby chwilowo *zjawisko sprawności objętościowej* $\eta_v > 1$, co nie oznacza jednak zysku energetycznego, ponieważ na początku następującego po tym suwu ssania nastąpiłoby gwałtowne zahamowanie słupa cieczy w rurze tłocznej i gwałtowne, połączone z uderzeniem, zamknięcie zaworu tłocznego, co mogłoby spowodować jego uszkodzenie.

Z równania (5.39) znajdujemy wartość p_{so}/γ podstawiając $x = 0$, zaś z równania (5.57) — wartość p_{t180}/γ dla $x = 2r = s$. Podstawiając te wartości do nierówności (5.58), otrzymamy nierówność określającą *warunek zabezpieczający przed zjawiskiem uderzenia wodnego*

$$l_t \frac{A r \omega^2}{A_t g} < H_z + \frac{p_g}{\gamma} - \frac{p_d}{\gamma} + \Delta h_{zt} + \Delta h_{zso} + l_s \frac{A r \omega^2}{A_s g} \quad (5.59)$$

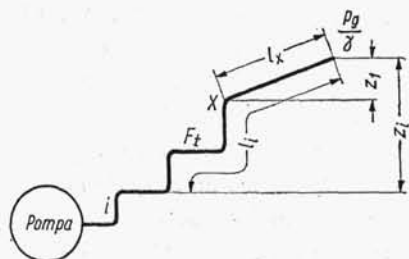
Przy końcu suwu ssania może wystąpić podobne zjawisko. Przy dostatecznie dużej energii kinetycznej zasysanej cieczy może wystąpić samoczynne otwarcie zaworu tłocznego i przepływanie cieczy z rury ssawnej do przewodu tłocznego. Aby to zjawisko nie wystąpiło, ciśnienie na końcu suwu ssania musi być mniejsze od ciśnienia na początku suwu tłoczenia, czyli

$$p_{s180}/\gamma < p_{t0}/\gamma \quad (5.60)$$

Po przekształceniu równań (5.39) i (5.56) otrzymamy *warunek poprawnej pracy pompy przy końcu suwu tłoczenia*

$$l_s \frac{A r \omega^2}{A_s g} < H_z + \frac{p_g}{\gamma} - \frac{p_d}{\gamma} + \Delta h_{zs} + \Delta h_{zto} + l_t \frac{A r \omega^2}{A_t g} \quad (5.61)$$

Zjawisko przerwania słupa cieczy może wystąpić również w przewodzie tłocznym w miejscu, w którym ciśnienie spadnie poniżej ciśnienia parowania, np. w zakrzywieniach i załomach rurociągu bliższych wylotu. Ponieważ siły bezwładności cieczy w rurze tłocznej są najmniejsze w końcu suwu tłoczenia, więc w tym momencie



Rys. 5.15
Schemat rurociągu tłocznego

ciśnienie musi być większe od p_v . Biorąc pod uwagę schemat rurociągu tłocznego (rys. 5.15) otrzymamy dla dowolnego punktu warunek

$$\frac{p_g}{\gamma} + Z_t - l_t \frac{A r \omega^2}{A_t g} > \frac{p_v}{\gamma} \quad (5.62)$$

przy pominięciu wpływu skończonej długości korbowodu ($\lambda = \infty$).

5.1.5.2. Wysokość tłoczenia z powietrznikiem tłocznym (rys. 5.13). Największy wpływ na zmienność ciśnienia pod tłokiem w czasie suwu tłoczenia ma bezwładność słupa cieczy wyrażona wzorem (5.52)

$$h_{at} = l_t A a / (A_t g)$$

Zmniejszenie oporów bezwładności można uzyskać zmniejszając długość słupa cieczy l_t w przewodzie tłocznym (rys. 5.6) przez wbudowanie powietrznika tłocznego (rys. 5.13) w pobliżu zaworu tłocznego. Wówczas zmiennemu ruchowi wywołanemu ruchem tłoka podlega tylko krótki słup cieczy o długości l_t i o średnim przekroju A_t zawartym między tłokiem a powietrznikiem. Opór bezwładności tego słupa cieczy wyznacza się za pomocą wzoru (5.52)

$$h_{at} = l_t A a / (A_t' g)$$

W pozostałej rurze tłocznej przepływ odbywa się pod wpływem niemal stałego ciśnienia H_{pt} w powietrzniku, z niemal stałą prędkością c_t' (przy założeniu stałego przekroju przewodu).

Wysokość ciśnienia H_{pt} w powietrzniku tłocznym musi być wystarczająca do pokonania

- wysokości ciśnienia p_g/γ w zbiorniku tłocznym,
- wysokości geometrycznej tłoczenia H_{tz} ,
- wysokości h_{ct} potrzebnej do nadania cieczy w rurze tłocznej prędkości c_t' przy założeniu, że energia kinetyczna cieczy wpływającej do powietrznika jest w całości tracona na wiry, uderzenia itp.,
- wysokości oporów przepływu w rurociągu Δh_{rt} przy średniej prędkości c_t'

$$H_{pt} = \frac{p_g}{\gamma} + H_{tz} + h_{ct} + \Delta h_{rt} = \frac{p_g}{\gamma} + H_{tz} + \frac{(c_t')^2}{2g} + \sum \zeta_t' \left(\frac{(c_t')^2}{2g} \right) \quad (5.63)$$

gdzie ζ_t' — współczynnik oporu dla danego układu.

Całkowite ciśnienie pod tłokiem p_t'/γ w czasie suwu tłoczenia dla pompy z powietrznikiem tłocznym otrzymamy po podstawieniu do wzoru (5.56) zamiast ciśnienia p_g/γ ciśnienie H_{pt} , gdyż wtedy górnym zbiornikiem dla pompy jest powietrznik tłoczny. Ponadto przez l_t należy rozumieć znacznie mniejszą długość słupa cieczy (między martwym położeniem dolnym tłoka a powierzchnią cieczy w powietrzniku tłocznym), zaś H_{tz} we wzorze (5.56) odpowiada wielkości H_3 . Przyjmując, że średni przekrój przyspieszanego słupa cieczy wynosi A_t oraz podstawiając $H_3 + H_{tz} = H_{tz}'$ (rys. 5.13), otrzymamy wyrażenie określające wysokość ciśnienia pod tłokiem w czasie suwu tłoczenia

$$\begin{aligned}
\frac{p_t}{\gamma} = & H_{pt} + [H_2 + H_3 - (s-x)] + \Delta h_{zt} + \left[\left(1 + \sum \zeta_t \right) \left(\frac{A}{A'_t} \right)^2 - 1 \right] \frac{c_z^2}{2g} + \\
& + l_t \left(\frac{A}{A_t} \right) \frac{a}{g} + (s-x) \frac{a}{g} = \frac{p_g}{\gamma} + [H_2 + H'_{tz} - (s-x)] + \Delta h_{zt} + \\
& + \left[\left(1 + \sum \zeta'_t \right) \left(\frac{A}{A'_t} \right)^2 - 1 \right] \frac{c_z^2}{2g} + \left(1 + \sum \zeta'_t \right) \frac{(c'_t)^2}{2g} + \\
& + l_t \left(\frac{A}{A_t} \right) \frac{a}{g} + (s-x) \frac{a}{g}
\end{aligned} \quad (5.64)$$

Dla pompy leżącej wielkość $(s-x)$ w wyrażeniu $[H_2 + H'_{tz} - (s-x)]$ równa się 0.

Na rys. 5.14 linią przerywaną przedstawiono przebieg oporów bezwładności h'_{at} oraz ciśnienie pod tłokiem p'_t/γ . Dzięki zastosowaniu powietrznika krzywa $p'_t/\gamma = f(x)$ łagodnie opada, co w większym stopniu, niż w pompach bez powietrznika tłocznego, pozwala na spełnienie warunku (5.58)

$$p_{t180}/\gamma > p_{s0}/\gamma$$

zabezpieczającego przed przedwczesnym samoczynnym otwarciem zaworu ssawnego.

5.1.6. Wysokość podnoszenia pompy tłokowej

Na całkowitą (rzeczywistą albo użyteczną) wysokość podnoszenia pompy H składają się:

- geometryczna wysokość podnoszenia H_z równa różnicy wysokości poziomów w zbiorniku górnym i dolnym (rys. 5.6);
- w przypadku zbiorników zamkniętych — różnica wysokości ciśnień w zbiorniku górnym p_g/γ oraz dolnym p_d/γ ;
- różnica wysokości prędkości cieczy odpływającej c_g ze zbiornika górnego oraz dopływającej c_d do zbiornika dolnego;
- suma wysokości oporów hydraulicznych, spowodowanych lepkością cieczy, tarcieniem o ściany, zmiennością przekrojów, zmianą kierunków przepływu w rurociągu ssawnym Δh_s i tłocznym Δh_t (łącznie $\Sigma \Delta h$)

$$H = H_z + \frac{p_g - p_d}{\gamma} + \frac{c_g^2 - c_d^2}{2g} + \sum \Delta h \quad (5.65)$$

Częściej stosowana i łatwiejsza do określenia jest *manometryczna wysokość podnoszenia* H_{man} , równa różnicy ciśnień w powietrzniku tłocznym p_{pt} i ssawnym p_{ps} (lub różnicy nadciśnień mierzonych manometrem)

$$H_{man} = \frac{p_{pt} - p_{ps}}{\gamma} + m \quad (5.66)$$

oraz całkowita wysokość podnoszenia

$$H = H_{man} + \frac{c_t'^2 - c_{1s}^2}{2g} = \frac{p_{pt} - p_{ps}}{\gamma} + m + \frac{c_t'^2 - c_{1s}^2}{2g} \quad (5.67)$$

gdzie: m — różnica poziomów cieczy w powietrznikach, c_{1s} — prędkość cieczy dopływającej do powietrznika ssawnego, c'_t — prędkość cieczy wypływającej z powietrznika tłocznego (rys. 5.13).

Teoretyczna wysokość podnoszenia H_{th} jest większa od wysokości rzeczywistej H o wysokość strat przepływu wewnątrz pompy Δh_p

$$H_{th} = H + \Delta h_p \quad (5.68)$$

5.1.7. Sprawność i moc pompy tłokowej

5.1.7.1. Sprawność objętościowa (wolumetryczna) η_v . Jest to stosunek wydajności rzeczywistej do wydajności teoretycznej

$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q_{th}} \quad (5.69)$$

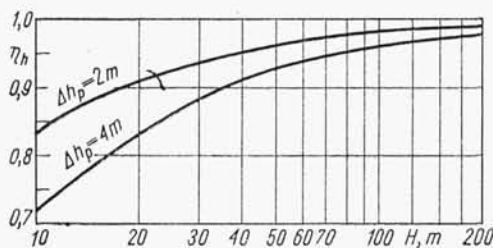
Współczynnik sprawności objętościowej η_v jest określany doświadczalnie. Zależy on od konstrukcji oraz od stanu pompy. Wartości współczynnika η_v dla poszczególnych rodzajów pomp wodnych są następujące:

- dla bezkorbowych pomp parowych 0,96 ÷ 0,99
- dla wielkich pomp wodociągowych i odwadniających przy średnicy tłoka $d > 150$ mm 0,94 ÷ 0,99
- dla średnich pomp ($d = 50 \div 150$ mm) 0,90 ÷ 0,97
- dla małych pomp ($d < 50$ mm) 0,85 ÷ 0,90

5.1.7.2. Sprawność hydrauliczna η_h . Sprawność hydrauliczną wyraża zależność

$$\eta_h = \frac{H}{H + \Delta h_p} = \frac{H_i}{H_{th}} \quad (5.70)$$

Zależność sprawności hydraulicznej od wysokości podnoszenia pompy przedstawiono na rys. 5.16.



Rys. 5.16
Zależność sprawności hydraulicznej η_h pompy tłokowej od użytecznej wysokości podnoszenia H przy oporach przepływu wewnątrz pompy $\Delta h_p = 2$ i 4 m

5.1.7.3. Sprawność mechaniczna η_m . Pewna część mocy pobieranej przez pompę służy do pokonania oporów mechanicznych tarcia w dławnicach, w cylindrze oraz oporów przekładni. Sprawność mechaniczna η_m jest określana doświadczalnie i wynosi 0,92 ÷ 0,98.

5.1.7.4. Całkowita sprawność pompy η . Całkowita sprawność pompy, uwzględniająca wyszczególnione straty, wynosi

$$\eta = \eta_v \eta_h \eta_m = \frac{P_e}{P_w} \quad (5.71)$$

Ponieważ wg wzoru (4.21)

$$P_e = g \rho Q_r H 10^{-3} \text{ kW} = \gamma Q_r H 10^{-3} \text{ kW} \quad (5.72)$$

więc znając całkowitą sprawność pompy η można obliczyć moc przez nią pobieraną

$$P_w = \frac{g \rho Q_r H 10^{-3}}{\eta} \text{ kW} = \frac{\gamma Q_r H 10^{-3}}{\eta} \text{ kW} \quad (5.73)$$

Wartości liczbowe sprawności całkowitej η wynoszą:

- dla pomp z napędem korbowym $\eta = 0,7 \div 0,9$,
- dla pomp o tłokach bezpośrednio sprzężonych z tłokami maszyny napędzanej $\eta = 0,85 \div 0,98$.

Większe wartości η odnoszą się do pomp dużych.

5.1.8. Powietrzniki

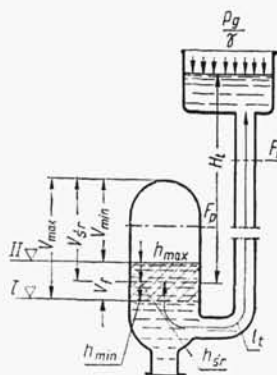
Zadaniem powietrzników jest zmniejszenie wysokości oporów bezwładności cieczy w przewodach dopływowych ssawnych i tłocznych. Przy ich zastosowaniu słupy cieczy w każdym przewodzie zostają pod względem dynamicznym podzielone na dwie części, przy czym przyspieszeniu, zgodnie z ruchem tłoka, podlegają jedynie krótkie słupy cieczy między powietrznikami a tłokiem, a więc i straty energii z tym związane są odpowiednio mniejsze.

Natomiast ciecz w przewodzie dopływowym od zbiornika dolnego aż do powietrznika płynie w przybliżeniu ze stałą prędkością w wyniku oddziaływania podciśnienia wytwarzanego w czasie skoku ssania pompy, zaś od powietrznika tłoczego do zbiornika górnego również ze stałą prędkością przy nadciśnieniu w powietrzniku tłocznym.

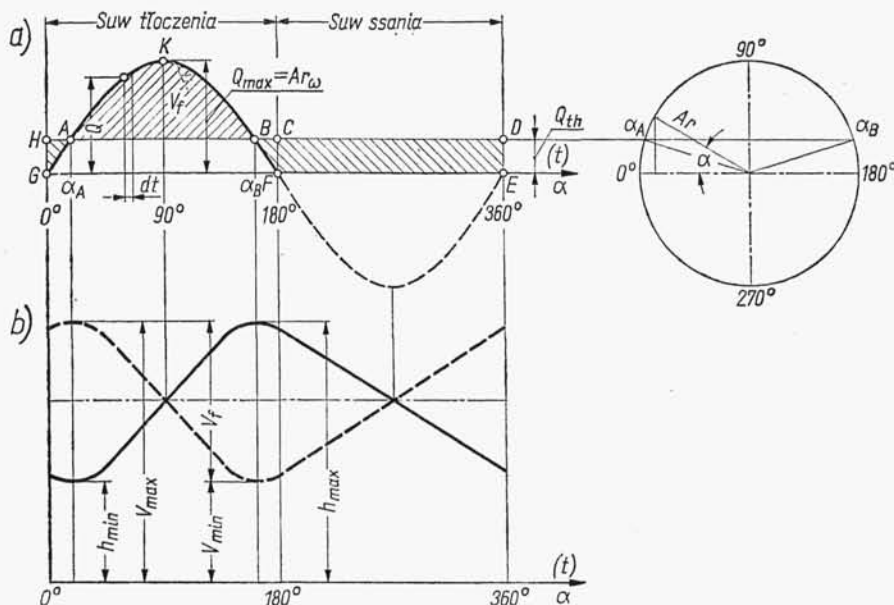
W ten sposób zostają osiągnięte prawidłowe ssanie i tłoczenie, przy maksymalnym zmniejszeniu strat energii zużywanej na okresowe przyspieszenie, oraz niemal równomierna wydajność pompy tłokowej.

5.1.8.1. Obliczanie powietrzników pompy tłokowej znajdującej się w ruchu ustalonym przy założeniu równomiernego dopływu i odpływu cieczy. Rozpatrzmy działanie powietrznika tłoczego jednocyldrowej pompy jednostronnego działania.

Do powietrznika (rys. 5.17 i 5.18) ciecz dopływa z natężeniem zmiennym Q , zaś odpływa ze stałym natężeniem $Q_r \approx Q_{th}$ odpowiadającym wydajności pompy od



Rys. 5.17
Schemat powietrznika tłoczego



Rys. 5.18. Pompa tłokowa jednostronnego działania z powietrznikiem tłocznym: a) wykresy wydajności $Q = f(\alpha)$ oraz $Q_{th} = f(\alpha)$, b) wykresy wysokości ciśnienia $h = f(\alpha)$ oraz objętości powietrza $V = f(\alpha)$ w powietrzniku tłocznym

$\alpha = 0$ do $\alpha = 180^\circ$, tj. w czasie skoku tłoczenia ciecz dopływa i odpływa, a od $\alpha = 180^\circ$ do 360° tylko odpływa. W przedziale $\alpha = 0$ do α_A oraz $\alpha = \alpha_B$ do $\alpha = \alpha_C$ odpływ jest większy od dopływu, zaś w przedziale $\alpha = \alpha_A$ do $\alpha = \alpha_B$ więcej cieczy dopływa niż odpływa (rys. 5.26). Nadwyżka cieczy w tym przedziale jest magazynowana w powietrzniku między poziomami I i II (rys. 5.17). Powierzchnia pola AKB między odcinkiem AB (rys. 5.18) a krzywą chwilowych natężeń dopływu przedstawia tę magazynowaną nadwyżkę, nazywaną *objętością fluktuacyjną* V_f . Oczywiście pole AKB musi równać się sumie pól GHA i $BDEF$.

Najniższy poziom I cieczy w powietrzniku tłocznym występuje w punkcie A, zaś najwyższy poziom II w punkcie B.

W czasie dt , któremu odpowiada obrót korby o kąt elementarny $d\alpha$, objętość cieczy dopływającej do powietrznika wynosi $Q dt$, zaś odpływającej $Q_{th} dt$. Stąd przyrost objętości wyniesie

$$dV_f = Q dt - Q_{th} dt = (Ar\omega \sin \alpha - Q_{th}) dt \quad (5.74)$$

Przy pełnym napełnianiu cylindra w czasie suwu ssania wydajność teoretyczna wynosi

$$Q_{th} = \frac{Asn}{60} = \frac{Arn}{30}$$

oraz z zależności

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{\pi n}{30}$$

otrzymamy

$$dt = \frac{30}{\pi n} d\alpha$$

więc po podstawieniu i uproszczeniu

$$dV_f = Ar(\sin\alpha - 1/\pi) d\alpha \quad (5.75)$$

W punktach A i B (rys. 5.18) przyrost objętości cieczy w powietrzniku równa się 0, czyli

$$dV_f = Ar(\sin\alpha - 1/\pi) d\alpha = 0$$

Warunek będzie spełniony, gdy

$$\sin\alpha - 1/\pi = 0 \quad (5.76)$$

stąd otrzymamy wartości kątów

$$\alpha_A = 18^\circ 34' \quad \alpha_B = 161^\circ 26'$$

Ilość cieczy nagromadzonej w powietrzniku w czasie suwu tłoczenia (ściśle w przedziale czasu od A do B) obliczamy całkując równanie (5.75) w granicach od α_A do α_B

$$V_f = \int_{\alpha_A}^{\alpha_B} Ar(\sin\alpha - 1/\pi) d\alpha = Ar(-\cos\alpha - \alpha/\pi)_{\alpha_A}^{\alpha_B} = 1,102Ar \approx 0,55As \quad (5.77)$$

Ogólnie objętość fluktuacyjna

$$V_f = kA_s \quad (5.78)$$

Wartości k dla pomp wynoszą:

$k = 0,55$ — jednocyldrowych jednostronnego działania,

$k = 0,21$ — jednocyldrowych dwustronnego działania lub dwucylindrowych o jednostronnym działaniu z korbami przestawionymi o 180° ,

$k = 0,04$ — dwucylindrowych dwustronnego działania z korbami przestawionymi o 90° ,

$k = 0,009$ — trzycylindrowych jednostronnego działania z korbami przestawionymi o 120° .

Najniższemu poziomowi cieczy I w powietrzniku odpowiada największa objętość V_{\max} powietrza i jego najniższa wysokość ciśnienia h_{\min} , zaś najwyższemu poziomowi II cieczy — najmniejsza objętość powietrza V_{\min} oraz największa wysokość ciśnienia h_{\max} . Zmienność tych wielkości przedstawiono na rys. 5.18b.

$$V_{\max} - V_{\min} = V_f \quad (5.79)$$

Średnia objętość powietrza w powietrzniku

$$V_{sr} = \frac{V_{\max} + V_{\min}}{2} \quad (5.80)$$

Średnia wysokość ciśnienia w powietrzniku

$$h_{sr} = \frac{h_{\max} + h_{\min}}{2} \quad (5.81)$$

oraz współczynnik nierównomierności ciśnienia

$$\delta_p = \frac{h_{\max} - h_{\min}}{h_{sr}} \quad (5.82)$$

Zakładając w powietrzniku przemianę izotermiczną jako najbliższą rzeczywistej

$$V_{\max} h_{\min} = V_{\min} h_{\max} = V_{sr} h_{sr} = \text{const}$$

oraz

$$V_{\max} V_{\min} \approx V_{sr}^2$$

otrzymamy po przekształceniu wzoru (5.82)

$$\delta_p = \frac{V_{sr}(V_{\max} - V_{\min})}{V_{\max} V_{\min}} \approx \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_{sr}} = \frac{V_f}{V_{sr}} \quad (5.83)$$

Po połączeniu wzorów (5.78 i 5.83) otrzymamy wzór określający średnią objętość powietrza w powietrzniku

$$V_{sr} = kAs/\delta_p \quad (5.84)$$

Ze wzorów (5.80) i (5.84) wynika wzór określający maksymalną objętość powietrza w powietrzniku (rys. 5.17)

$$V_{\max} = V_{sr} + \frac{V_f}{2} = \frac{V_f}{\delta_p} + \frac{V_f}{2} = V_f \left(\frac{1}{\delta_p} + \frac{1}{2} \right) = kAs \left(\frac{1}{\delta_p} + \frac{1}{2} \right) \quad (5.85)$$

Aby otwór odpływowy był zawsze poniżej lustra wody (rys. 5.17), całkowita objętość powietrznika V_p musi być nieco większa

$$V_p > V_{\max} \quad (5.86)$$

Współczynnik nierównomierności ciśnienia wynosi dla powietrzników: tłocznych $\delta_p \leq 0,01 \div 0,05$, ssawnych $\delta_p \leq 0,05$.

Przeprowadzone obliczenia odnoszą się również do powietrzników ssawnych, przy czym należy wtedy wziąć pod uwagę to, iż dopływ do powietrznika jest równomierny, a odpływ zgodny z kierunkiem ruchu tłoka.

Przyjęcie założenia równomiernego dopływu cieczy do powietrznika ssawnego oraz równomiernego jej wypływu z powietrznika tłoczego nie jest w pełni słuszne; ciśnienia w powietrznikach nieznacznie się wahają, powodując zmienność tych przepływów. Dlatego też przytoczony sposób obliczania powietrzników jest przybliżony.

5.1.8.2. Obliczanie powietrznika tłoczego pompy tłokowej znajdującej się w ruchu ustalonym, przy założeniu nierównomiernego dopływu i odpływu cieczy. Powietrze zawarte w powietrzniku łącznie ze słupem cieczy w przewodzie tłocznym tworzy układ sprężysty, który wyprowadzony z równowagi może drgać, przy czym częstotliwość drgań własnych układu wynosi

$$i = \frac{q}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{gh_{sr}A_t}{V_{sr}l_t}} \quad (5.87)$$

gdzie h_{sr} — wysokość ciśnienia w powietrzniku tłocznym równa wysokości ciśnienia H_{pr} określonej wzorem (5.63).

Częstotliwość zmian ciśnienia j wywołanych okresowym ruchem tłoka określa wzór

$$j = \frac{n}{60} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (5.88)$$

Pulsujące ciśnienia nakładają się w czasie ruchu pompy na drgania własne układu sprężystego wywołując drgania wymuszone ciśnienia w powietrzniku. Największe zmiany wysokości ciśnienia w powietrzniku, czyli różnica wysokości ciśnienia, wynosi

$$h_{\max} - h_{\min} = k_1 \frac{l_t A r^2 \omega^2}{g A_t} \quad (5.89)$$

Współczynnik k_1 zależy od typu pompy oraz od stosunku

$$\frac{g}{\omega} = \frac{30}{\pi n} \sqrt{\frac{g h_{sr} A_t}{V_{sr} l_t}} \approx \frac{30}{n} \sqrt{\frac{h_{sr} A_t}{V_{sr} l_t}} \quad (5.90)$$

Wartości k_1 są podane w tabl. 5.1.

Również współczynnik nierównomierności ciśnienia w powietrzniku, określony za pomocą wzoru (5.82), przybierze teraz inną postać

$$\delta_p = \frac{h_{\max} - h_{\min}}{h_{sr}} = \frac{l_t A r^2 \omega^2}{g h_{sr} A_t} k_1 \quad (5.91)$$

Przy pewnych wartościach q/ω zachodzi rezonans pierwszego rzędu oraz rzędów wyższych między drganiami własnymi cieczy a drganiami wymuszonymi przez tłok. Wahania ciśnienia w powietrzniku $h_{\max} - h_{\min}$, a przez to i wartość współczynnika δ_p (5.82) może wzrosnąć wielokrotnie, teoretycznie do ∞ , gdyż wartość k_1 (tabl. 5.1) także wzrasta do ∞ . W rzeczywistości opory przepływu wywołane lepkością cieczy i tarciami o ściany powodują tłumienie drgań i ograniczenie wzrostu ciśnienia, które jednak bywa tak znaczne, iż może spowodować zaburzenia w pracy pompy, a niekiedy jej uszkodzenie.

Rezonans drgań wystąpi przy:

- 1 — $q/\omega = 1, 2, 3 \dots$ — dla pompy jednostronnego działania oraz dla pompy różnicowej po stronie ssawnej;
- 2 — $q/\omega = 2, 4, 6 \dots$ — dla pompy dwustronnego działania oraz dla pompy różnicowej po stronie tłocznej;
- 3 — $q/\omega = 4, 8, 12 \dots$ — dla pompy bliźniaczej o dwustronnym działaniu;
- 4 — $q/\omega = 6, 12, 18 \dots$ — dla pompy trójniaczej.

Jeżeli pompy o działaniu dwustronnym lub pompy bliźniacze o działaniu dwustronnym i pompy trójniacze mają każda oddzielne powietrzniki dla każdej strony pompy (względnie dla każdego cylindra), to podane wartości q/ω są tym mniej dokładne, im większy jest stosunek długości rur łączących te powietrzniki do przekroju tych rur.

Jeżeli powietrznik został obliczony przy założeniu równomiernego przepływu cieczy, to aby nie nastąpił rezonans pierwszego i wyższych rzędów, stosunek q/ω powinien być mniejszy od:

Tablica 5.1. Wartości współczynników k_1 i δ_c

Pompa		$\frac{q}{\omega}$	0,1	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,75	0,8	0,9
I	O działaniu jednostronnym	k_1	0,012	—	0,073	—	—	0,356	—	—	1,320	—	4,272
II	O działaniu obustronnym o wspólnym powietrzniku	k_1	0,012	0,025	0,032	0,041	0,072	0,114	0,167	0,252	0,292	0,344	0,449
		δ_e	0,003	—	0,021	—	—	0,090	—	—	0,220	0,25	0,342

Pompa		$\frac{q}{\omega}$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
I	O działaniu jednostronnym	k_1	∞	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
II	O działaniu obustronnym o wspólnym powietrzniku	k_1	0,570	0,755	0,970	1,27	1,65	2,17	3,03	4,39	7,32	15,78	∞
		δ_e	0,447	0,58	0,75	1,00	1,30	1,72	2,44	3,57	6,2	10,1	∞

- $0,1 \div 0,3$ — w przypadku 1
 $0,2 \div 0,6$ — w przypadku 2
 $0,4 \div 1,2$ — w przypadku 3
 $0,6 \div 1,2$ — w przypadku 4.

Rezonans łatwo zachodzi przy zmniejszaniu prędkości obrotowej korby, gdyż wówczas maleje ω i rośnie q/ω . Pompa może wtedy wyrzucić całą ciecz z rury tłocznej, „pluje” i stuka gwałtownie. Prędkość obrotową n , przy której dochodzi do zjawiska rezonansu, obliczymy podstawiając do wzoru (5.90) wartość rezonansową q/ω dla danego typu pompy

$$n = \frac{30}{q/\omega} \sqrt{\frac{h_{sr} A_t}{V_{sr} l_t}} \quad (5.92)$$

Ze wzorów (5.90) i (5.91) można obliczyć średnią objętość powietrznika V_{sr} , zakładając współczynnik nierównomierności ciśnienia δ_p . Ze wzoru (5.91) oblicza się współczynnik k_1 , następnie z tabl. 5.1 odczytuje się odpowiednią wartość q/ω . Po jej wstawieniu do wzoru (5.90) otrzymamy

$$V_{sr} = \frac{Ar}{\delta_p (q/\omega)^2} k_1 \quad (5.93)$$

Przy pewnej prędkości obrotowej pompy zawór zwrotny umieszczony w rurociągu tłocznym może stukać. Nastąpi to przy tak dużej zmianie prędkości c cieczy w przewodzie tłocznym, iż gdyby nie zawór zwrotny, woda cofałaby się z powrotem do pompy. Jako *początek zjawiska stukania* należy przyjąć stan, w którym woda zatrzymuje się, czyli $c_{t \min} = 0$. Wówczas

$$c_{t \text{ sr}} = \frac{c_{t \max} + c_{t \min}}{2} = \frac{c_{t \max}}{2} \quad (5.94)$$

Współczynnik nierównomierności prędkości cieczy wynosi wtedy

$$\delta_c = \frac{c_{t \max} - c_{t \min}}{c_{t \text{ sr}}} = \frac{c_{t \max} - 0}{c_{t \max}/2} = 2 \quad (5.95)$$

Dla tej wartości δ_c można z tabl. 5.1 odczytać wartość q/ω , a po wstawieniu jej do wzoru (5.90) — obliczyć prędkość obrotową n , przy której zachodzi stukanie zaworu zwrotnego.

5.1.6.3. Obliczanie powietrznika tłocznego przy rozruchu pompy. Przy stosunkowo długim rurociągu tłocznym wypełnionym cieczą opory bezwładności są tak duże, iż w chwili uruchamiania pompy ciecz nie przyspiesza proporcjonalnie do prędkości obrotowej n korby. Zbyt duża ilość objętości skokowych cieczy włączana do powietrznika tłocznego może powodować nadmierny wzrost ciśnienia w powietrzniku i kadłubie pompy. Silnik napędowy pracuje wtedy przy nadmiernym ciśnieniu i może ulec awarii.

W celu zapobieżenia temu zjawisku, minimalna objętość powietrza w powietrzniku przed rozruchem pompy powinna wynosić co najmniej

$$V_o = \frac{l_t Q_r^2}{2gh_o A_t} \left(\frac{1}{\ln \frac{h'_{\max}}{h_o} + \frac{h_o}{h'_{\max}} - 1} \right) \quad (5.96)$$

gdzie: h_o — wysokość ciśnienia w powietrzniku przed rozruchem $h_o = p_o/\gamma + H_{iz}$ określona z dostatecznym przybliżeniem, h'_{\max} — największa wysokość ciśnienia w powietrzniku podczas rozruchu.

Wartość h'_{\max} jest uwarunkowana nie tylko własnościami wytrzymałościowymi powietrznika i pompy, ale przede wszystkim mocą, jaką może rozwinąć silnik w czasie rozruchu.

Przy znacznych długościach przewodu tłocznego objętość V_o może być tak duża, iż powietrznik musi być ustawiony oddzielnie poza pompą.

5.1.9. Zawory

5.1.9.1. Podział i zasada działania. Zawory stosowane w pompach wporowych służą do okresowego łączenia (i oddzielania) pompy (przestrzeni skokowej) z rurami ssawną i tłoczną. Do najczęściej stosowanych zaworów należą:

— *zawory wzniosowe (grzybkowe i pierścieniowe)*, w których zawieradło (grzybek) porusza się prostoliniowo, prostopadle do powierzchni zamykającej gniazda; zawory te są z reguły samoczynne;

— *zawory klapowe (odchylne)*, w których zawieradło (klapa) obraca się wokół osi równoległej do powierzchni zamykającej gniazda; są one z reguły samoczynne;

— *zawory suwakowe (przesuwne)*, w których zawieradło (suwak) porusza się równoległe do powierzchni zamykającej gniazda; zawory te są zawsze sterowane;

— *zawory specjalne* — *wargowe*, *Körtinga* i inne.

Ze względu na sposób działania zawory dzielimy na:

— *zawory samoczynne*, otwierające się pod wpływem różnicy ciśnień, działających z obu stron zawieradła oraz zamykające się pod wpływem własnego ciężaru lub dodatkowego nacisku sprężyny,

— *zawory sterowane częściowo lub całkowicie*.

W pompach tłokowych są stosowane prawie wyłącznie samoczynne zawory wzniosowe o pionowym ruchu grzybka, które równomierniej zużywają się i trudniej zakleszczają od zaworów poziomych. Ze względów konstrukcyjnych zawory wzniosowe dzieli się na:

— *zawory jednoszczelinowe*, do których należą *talerzowe o płaskiej powierzchni zamykającej*, *stożkowe o stożkowej powierzchni zamykającej*, *kulowe o kulistej powierzchni zamykającej*;

— *zawory wieloszczelinowe* lub *pierścieniowe* o wielu współśrodkowych szczelinach w kształcie pierścieni o płaskich powierzchniach zamykających i o stożkowych powierzchniach zamykających.

Ponadto zawory mogą być umieszczane pojedynczo lub grupowo w jednej płaszczyźnie (zawory grupowe), albo ponad sobą (*zawory piętrowe*).

5.1.9.2. Działanie samoczynnego zaworu wzniosowego grzybkowego. Z równania ciągłości przepływu wynika zależność

$$Ac = A_g c_g \quad (5.97)$$

gdzie c_g — prędkość przepływu w gnieździe zaworu o przekroju przepływowym A_g .

Przy ruchu ustalonym można przyjąć, iż średnia prędkość przepływu w szczelinie wynosi

$$c_s = \varphi \sqrt{2gv} \quad (5.98)$$

przy czym jednostkowe obciążenie grzybka

$$v = \frac{G_p + S}{\gamma A_z} \quad (5.99)$$

gdzie: φ — doświadczalny współczynnik prędkości, G_p — pozorna siła ciężkości grzybka w cieczy, S — nacisk sprężyny.

W chwili otwarcia zaworu obciążenie jednostkowe grzybka wynosi

$$v_o = \frac{G_p + S_o}{\gamma A_z} \quad (5.100)$$

gdzie S_o — nacisk sprężyny w chwili otwarcia zaworu.

Dla przekrojów przepływowych gniazda oraz szczeliny między grzybkiem a powierzchnią zamykającą równanie ciągłości strugi wyraża się wzorem

$$A_g c_g = \kappa A_s c_s \quad (5.101)$$

gdzie: κ — współczynnik zwężenia strugi w szczelinie, A_s — przekrój szczeliny normalnej do kierunku prędkości c_s w szczelinie.

Dla zaworu talerzowego (rys. 5.19)

$$A_s = Uz \quad (5.102)$$

gdzie: U — obwód gniazda zaworu (przepływowy szczeliny), z — wznios grzybka zaworu.

Dla zaworu o stożkowej powierzchni zamykającej

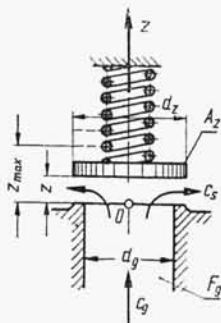
$$A_s = Uz \sin \delta \quad (5.103)$$

gdzie δ — połowa kąta wierzchołkowego stożkowej szczeliny zamykającej.

Wobec zmiennego natężenia przepływu przez zawór (zależnego od zmiennej prędkości tłoka) zmienia się wysokość podniesienia grzybka zaworu z , tzn. grzybek porusza się z pewną prędkością v . Przy podnoszeniu się grzybka ciecz wypływająca z gniazda częściowo zapełnia przestrzeń zwolnioną pod grzybkiem, częściowo wypływa przez szczelinę. Równanie ciągłości przepływu przybiera wtedy postać

$$A_g c_g = A_z v + \kappa U z c_s \quad (5.104)$$

gdzie A_z — powierzchnia zaworu.



Rys. 5.19
Schemat wzniosowego zaworu talerzowego dociskanego sprężyną

Po podstawieniu do równania (5.104) wartości $A_g c_g$ z równania (5.97) i przekształceniu zależności, otrzymamy postać znaną pod nazwą *równania M. Westphala*

$$\kappa U z c_s = A c - A_z v \quad (5.105)$$

Przy opadaniu grzybka zaworu natężenie przepływu w szczelinie zwiększy się o wypływy cieczy z przestrzeni pod grzybkiem. Ponieważ prędkość grzybka v zmienia wówczas zwrot, w równaniu Westphala znak $-$ zmieni się na $+$.

Z warunku ciągłości przepływu wynika, iż

$$\kappa U z c_s = A c \quad (5.106)$$

Ponieważ prędkość tłoka c równa się

$$c = r \omega \sin \alpha$$

więc równanie (5.106) przybierze postać

$$\kappa U z c_s = A r \omega \sin \alpha \quad (5.107)$$

stąd wznios grzybka znajdującego się w ruchu wyniesie w przybliżeniu

$$z = \frac{A r \omega \sin \alpha}{\kappa U c_s} \quad (5.108)$$

Prędkość grzybka v otrzymamy po zrózniczkowaniu z względem t

$$v = \frac{dz}{dt} = \frac{A r \omega}{\kappa U c_s} \cos \alpha \frac{d\alpha}{dt} = \frac{A r \omega^2 \cos \alpha}{\kappa U c_s} \quad (5.109)$$

Po wstawieniu tego wyrażenia w równanie (5.105) otrzymamy równanie Westphala w postaci

$$\kappa U z c_s = A r \omega \sin \alpha - \frac{A A_z r \omega^2}{\kappa U c_s} \cos \alpha \quad (5.110)$$

Równanie (5.110) jest przedstawione wykreślnie na rys. 5.20a. Sinusoida *I* odpowiada pierwszemu wyrazowi prawej strony równania. Jest to natężenie przepływu przez szczelinę zaworu dla grzybka nieruchomego, określone równaniem (5.107). Cosinusoida *II* przedstawia drugi wyraz prawej strony równania (5.110). Określa ona objętość cieczy wypierającej podnoszony grzybek lub — przy kącie obrotu korby α większym od 90° — wypieranej przez grzybek opadający. Krzywa *III* powstała przez sumowanie rzędnych obu krzywych *I* i *II*, przedstawia lewą stronę równania (5.110) odpowiadającą natężeniu przepływu przez szczelinę z uwzględnieniem ruchu grzybka.

Po przekształceniu równania (5.110) otrzymamy wyrażenie określające wznios grzybka

$$z = \frac{A r \omega}{\kappa U c_s} \sin \alpha - \frac{A A_z r \omega^2}{(\kappa U c_s)^2} \cos \alpha \quad (5.111)$$

Funkcję tę w innej skali przedstawia również krzywa *III*.

W chwili zwrotu tłoka, czyli przy $\alpha = 180^\circ$, zawór nie jest jeszcze zamknięty. Jego wznios z_k można obliczyć ze wzoru (5.111)

$$z_k = \frac{AA_z r \omega^2}{(\kappa U c_s)^2} \quad (5.112)$$

Funkcję tę przedstawia w innej skali krzywa II.

Maksymalny wznios grzybka w przybliżeniu otrzymamy przy kącie obrotu korby $\alpha = 90^\circ$

$$z_{\max} = \frac{Ar\omega}{\kappa U c_s} \quad (5.113)$$

Uwzględniając zależności

$$\omega = \frac{\pi n}{30}; \quad r = \frac{s}{2}; \quad Q_{th} = \frac{Asn}{60}$$

otrzymamy

$$z_{\max} = \frac{\pi Q_{th}}{\kappa U c_s} = \frac{\pi Q_z}{\kappa U c_s} \quad (5.114)$$

gdzie Q_z — natężenie przepływu przez zawór równe Q_{th} dla pompy o jednym zaworze ssawnym (tłocznym).

Dla k zaworów równanie przybierze postać

$$z_{\max} = \frac{\pi Q_{th}}{k \kappa U c_s} \quad (5.115)$$

Przy maksymalnym wzniosie grzybka z_{\max} również nacisk sprężyny na grzybek jest największy $S = S_{\max}$. Obciążenie jednostkowe wyrazi się wtedy wzorem

$$v_{\max} = \frac{G_p + S_{\max}}{\gamma A_z} \quad (5.116)$$

Różniczkując równanie (5.111) względem czasu t , otrzymamy prędkość grzybka

$$v = \frac{dz}{dt} = \frac{Ar\omega^2}{\kappa U c_s} \cos \alpha + \frac{AA_z r \omega^3}{(\kappa U c_s)^2} \sin \alpha \quad (5.117)$$

przedstawioną graficznie na rys. 5.20b oraz przyspieszenie grzybka

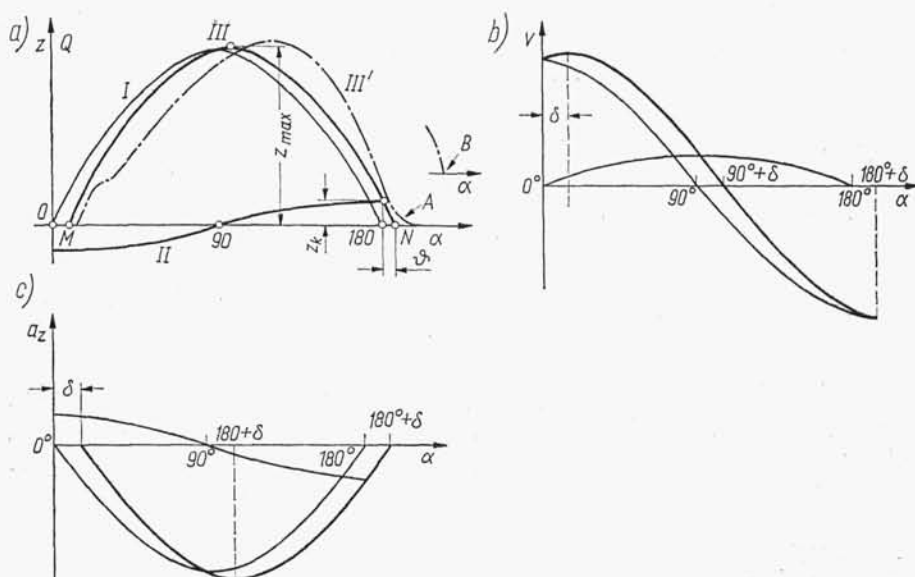
$$a_z = \frac{dv}{dt} = -\frac{Ar\omega^3}{\kappa U c_s} \sin \alpha + \frac{AA_z r \omega^4}{(\kappa U c_s)^2} \cos \alpha = -\omega^2 z \quad (5.118)$$

przedstawione na rys. 5.20c.

Przyspieszenie jest zawsze ujemne. Przy zwiększaniu się wzniosu ruch grzybka podlega hamowaniu, zaś przy malejącym wzniosie — przyspieszaniu.

Należy podkreślić, iż przyspieszenie grzybka jest wprost proporcjonalne do jego wzniosu z oraz do n^2 , co ma zasadniczy wpływ na zjawisko stukania zaworu.

5.1.9.3. Kąty opóźnienia otwarcia i zamykania zaworu. Krzywa III na rys. 5.20a wskazuje, iż zawór otwiera się w położeniu M , a więc następuje pewien obrót korby



Rys. 5.20. Kinematyka zaworu: a) wykresne przedstawienie natężenia przepływu przez szczelinę oraz wielkość wzniosu zaworu $z=f(\alpha)$, b) wykresne przedstawienie prędkości grzybka zaworu $v=f(\alpha)$, c) wykresne przedstawienie przyspieszenia grzybka zaworu $a_z=f(\alpha)$

(i upływ czasu) po martwym położeniu tłoka ($\alpha = 0$). Również zawór zamyka się dopiero w położeniu N, tj. później o kąt ϑ po drugim martwym położeniu ($\alpha = 180^\circ$).

W rzeczywistości zawór zamyka się jeszcze później, jak to przedstawia krzywa III' wzniosu grzybka na rys. 5.20a. Również maksymalny wznios grzybka z_{\max} przypada przy kącie większym od $\alpha = 90^\circ$, zaś wznios z_k jest większy od wartości jaką otrzymalibyśmy z równania (5.111) po podstawieniu $\alpha = 180^\circ$.

W chwili zamykania zaworu ma on jeszcze prędkość v_o — łatwą do obliczenia ze wzoru (5.105) przy założeniu $z = 0$ i $\alpha = (180 + \vartheta)$, w wyniku czego przy osiadaniu grzybka w gnieździe występuje uderzenie. Jest ono amortyzowane przez warstewkę cieczy w szczelinie między grzybkiem a gniazdem. Przy pewnej prędkości przepływu cieczy przez szczelinę oraz przy pewnym wzniosie grzybka z_k działanie amortyzujące warstewki cieczy jest niewystarczające i występuje gwałtownie stukanie grzybka o gniazdo, połączone z charakterystycznym metalicznym dźwiękiem. Prowadzi to do szybkiego zużywania się, a nawet uszkodzeń powierzchni zamykających. Siła uderzenia zależy od energii kinetycznej grzybka w chwili jego osiadania.

$$E_z = \frac{1}{2} m_z v_o^2 \quad (5.119)$$

Z równania tego wynika, iż grzybek powinien mieć możliwie małą masę m_z oraz małą prędkość osiadania v_o . Zmniejszenie masy grzybka powoduje poza tym zmniejszenie wzniosu z_k , następnie kąta ϑ , a pośrednio również prędkości v_o . Prędkość ta zależy głównie od prędkości obrotowej korby n . W rzeczywistości nie zawsze można zmniejszyć masę grzybka i prędkość obrotową korby. Natomiast łatwo można zmniejszyć, przez zwiększenie napięcia sprężyny dociskowej, wznios grzybka z_k .

Niezależnie od stukania zaworu przy jego zamykaniu może jednocześnie występować stukanie zaworu tłoczego przy jego otwieraniu. W czasie suwu ssania może,

na skutek spadku ciśnienia poniżej ciśnienia parowania, zgromadzić się pod zaworem tłocznym pewna ilość pary wodnej i powietrza. W czasie następującego suwu tłoczenia ciecz wypierana przez tłok wypełnia wpierw tę objętość, a następnie uderza gwałtownie w zawór tłoczny od dołu. Siła uderzenia zależy od wartości opóźnienia otwarcia zaworu (od początku suwu tłoczenia), a pośrednio od wysokości ssania pompy, od konstrukcji zaworu oraz od oporów przepływu. Intensywność uderzeń można zmniejszyć przez zmniejszenie prędkości obrotowej korby n , a jeszcze bardziej skutecznie przez zwiększenie zaworu ssawnego.

Na prawidłowość pracy pompy szczególnie ujemny wpływ wywierają uderzenia występujące przy otwarciu zaworu tłocznego.

5.1.9.4. Obliczanie zaworów wzniosowych. Z poprzednich rozważań wynika, iż przyspieszenie grzybka zaworu powinno być małe. Przyspieszenie grzybka zależy od prędkości kątowej ω , a zatem i od prędkości obrotowej n oraz od wzniosu grzybka (5.118). Zależność tę wyrażamy w postaci wzoru doświadczalnego

$$z_{\max} = \frac{400}{n} \div \frac{650}{n} \quad (5.120)$$

Przyjmując wartość c_s w granicach $2 \div 5$ m/s, przy czym większe wartości odnoszą się do pomp o większych wysokościach podnoszenia, ze wzoru (5.114) oblicza się obwód szczeliny zaworu U

$$U = \frac{\pi Q_z}{\kappa z_{\max} c_s} \quad (5.121)$$

Dla zaworów o stożkowej lub kulistej powierzchni zamykającej równanie przybierze postać

$$U = \frac{\pi Q_z}{\kappa c_s z_{\max} \sin \delta} \quad (5.122)$$

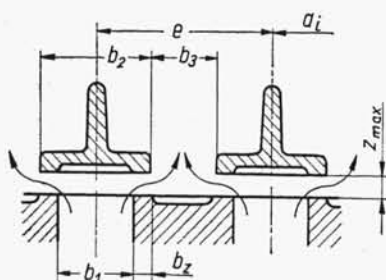
gdzie δ — połowa kąta wierzchołkowego stożka lub stożka stycznego do powierzchni kulistej zamykającej.

Następnie zakłada się wartość współczynnika κ :

- dla płaskiej powierzchni zamykającej $\kappa = 0,7 \div 0,8$
- dla stożkowej lub kulistej powierzchni $\kappa = 0,8 \div 0,9$
- dla bardzo małych $z_{\max} \kappa = 1,0$.

Jeżeli obwód szczeliny U jest większy od 320 mm, wtedy średnica grzybka

$$d_z = U/\pi > 100 \text{ mm} \quad (5.123)$$



Rys. 5.21
Zawór wzniosowy pierścieniowy

i zawór talerzowy byłby za duży. Należy wtedy zastosować zawory grupowe lub lepiej zawór wielopierścieniowy (rys. 5.21).

W zaworze tym długość szczeliny (mierzona po obwodzie) wyraża się wzorem

$$U = 2\pi(d_1 + d_2 + \dots + d_y) = 2\pi \sum_{i=1}^{i=y} d_i \quad (5.124)^{1)}$$

gdzie: y — liczba pierścieni, (pozostałe oznaczenie wg rys. 5.29).

Ponadto przekrój gniazda zaworu pierścieniowego wynosi

$$A_g = b_1 \pi (d_1 + \dots + d_y) = b_1 \pi \sum_{i=1}^{i=y} d_i \quad (5.125)$$

Wartość A_g oblicza się przy z_{\max} z równości

$$\chi_{\max} A_g = A_s = U z_{\max}$$

przy czym $\chi = A_s/A_g$ nazywamy otwarciem zaworu; w skrajnym przypadku $\chi_{\max} = 1$, jednak lepsze warunki przepływu uzyskuje się przy $\chi_{\max} < 1$.

Obliczenie przekroju A_g umożliwia określenie wymiarów zaworu oraz masy grzybka.

W celu obliczenia sprężyny dociskającej należy, za pomocą równań (5.99) i (5.100), obliczyć jej nacisk maksymalny S_{\max} i minimalny S_o . Wartości S_o , S_{\max} i z_{\max} umożliwiają określenie wymiarów sprężyny.

5.1.10. Obliczanie głównych wymiarów pompy

5.1.10.1. Parametry pracy. W celu wykonania projektu konstrukcyjnego pompy powinny być dane:

- rzeczywista wydajność pompy Q_r ,
- całkowita wysokość podnoszenia pompy H lub geometryczna (niwelacyjna) wysokość podnoszenia H_z ,
- geometryczne wysokości ssania H_{zs} i tłoczenia H_{zt} ,
- wysokość ciśnienia w zbiornikach dolnym p_d/γ i górnym p_g/γ ,
- długości rurociągów ssawnego i tłocznego, rodzaje, wielkości i liczby kształtek oraz armatury (zasuw, klap zwrotnych itp.),
- właściwości pompowanej cieczy (temperatura, gęstość, lepkość itd.).
- dodatkowe założenia, np. narzucony typ pompy, układ (pionowa czy pozioma), przeznaczenie (instalacje wodociągowe, prasy hydrauliczne, instalacja hydroforowa itp.) oraz rodzaj napędu (parowy, elektryczny, za pomocą silnika spaliniowego i inne).

5.1.10.2. Wybór prędkości obrotowej. Ze względu na występujące siły bezwładności ciężkości cieczy prędkość obrotowa n powinna być możliwie mała. Prędkości obrotowe n są zawarte w granicach od 45 do 300 obr/min, a w nielicznych przypadkach

¹⁾ Wzór (5.124) wynika z prostego obliczenia. Dla dowolnego pierścienia o średniej średnicy d_i (rys. 5.21) całkowita długość U_i szczeliny jest równa sumie długości szczeliny na zewnętrznym i wewnętrznym brzegu pierścienia. Wyniesie więc:

$$U_i = \pi(d_i + b_i) + \pi(d_i - b_i) = 2\pi d_i \quad (5.129a)$$

do 500 obr/min i więcej. Prędkość obrotowa jest związana z prędkością średnią oraz skokiem tłoka

$$c_{sr} = \frac{2sn}{60} \quad \text{m/s} \quad (5.126)$$

Prędkość obrotową należy dobrać tak, aby dla pomp w układzie poziomym $c_{sr} \leq 1,5 \div 1,8$ m/s, zaś dla stojących $c_{sr} \leq 1,1 \div 1,2$ m/s. Ponadto większym wartościom skoku s odpowiadają mniejsze prędkości obrotowe n , przy czym wielkości skoków zawierają się w granicach 0,4—1,1 m.

Na wielkość sił bezwładności wpływa głównie przyspieszenie tłoka zależnie od $r\omega^2$, a przez to i od sn^2 . Według Ch. Bouschego maksymalne wartości sn^2 wynoszą $4000 \div 5200 \text{ m} \cdot (\text{obr/min})^2$, przy czym s jest wyrażone w metrach.

Na wybór prędkości obrotowej wpływa ponadto rodzaj napędu. Należy dążyć do bezpośredniego sprzężenia pompy z silnikiem, lub — przy konieczności stosowania przekładni — do jej maksymalnego zmniejszenia.

5.1.10.3. Obliczanie skoku i średnicy tłoka. Zakładając sprawność objętościową η_v i prędkość obrotową n obliczamy kolejno wydajność teoretyczną $Q_{th} = Q_r / \eta_v$, a za pomocą wzorów (5.18) lub (5.20) objętość skokową As . Następnie, zakładając stosunek skoku do średnicy tłoka s/d , obliczamy s oraz d . Wartość s/d jest w dużym stopniu zależna od wysokości podnoszenia pompy. Przy dużej wysokości podnoszenia przekrój tłoka winien być mały — w celu zmniejszenia sił działających na tłok przenoszonych przez układ korbowy. Wartości s/d są zawarte w granicach $0,5 \div 10$, przy czym górne wartości są stosowane do bardzo dużych ciśnień, np. dla pomp do napędu pras hydraulicznych, pomp dozujących i innych. Dla pomp stojących przyjmuje się nieco mniejsze wartości s/d , niż dla pomp leżących.

5.1.11. Przykład obliczenia pompy tłokowej

Określić główne wymiary pompy tłokowej przeznaczonej do pompowania wody czystej o temperaturze 20°C. Parametry pracy: wydajność pompy $Q_r = 7,2 \text{ m}^3/\text{h} = 0,002 \text{ m}^3/\text{s}$, całkowita wysokość podnoszenia $H = 150 \text{ m}$. Pompa jest napędzana silnikiem elektrycznym za pomocą przekładni zmniejszającej. Pompa ma być dwucylindrowa, obustronnego działania o kącie przestawienia korby 90° (rys. 5.22). Ustalono geometryczną wysokość ssania $H_{sz} = 5 \text{ m}$ z uwagi na dopuszczalną wysokość ssania dla tej temperatury oraz uwzględniono opory przepływu w przewodzie ssawnym równe ok. 2 m.

Całkowitą sprawność pompy z uwzględnieniem sprawności przekładni przyjęto $\eta = 0,83$.

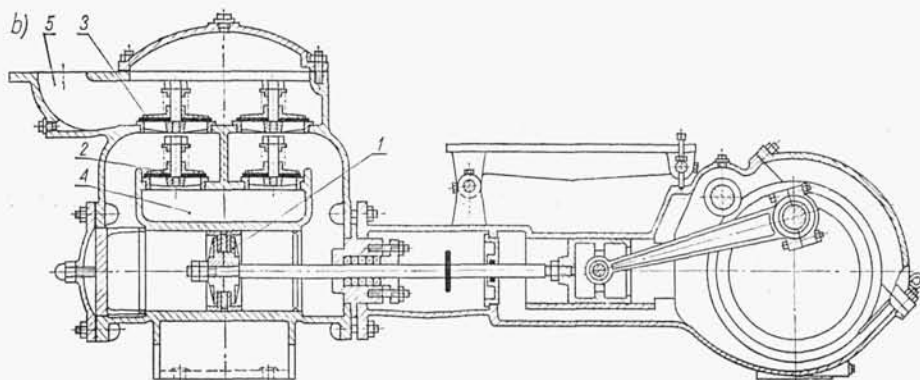
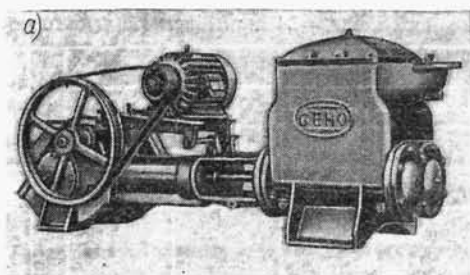
Zapotrzebowanie mocy wynosi

$$P_w = \frac{\gamma Q_r H \cdot 10^{-3}}{\eta} = \frac{10\,000 \cdot 0,002 \cdot 150 \cdot 10^{-3}}{0,83} = 3,55 \text{ kW}$$

Należy dobrać silnik elektryczny o mocy większej od obliczonej. Prędkość obrotową silnika przyjęto $n = 1450 \text{ obr/min}$.

Dla tej wielkości pompy przyjmuje się prędkość obrotową korby $n = 100 \text{ obr/min}$, więc całkowite przełożenie napędu wyniesie

$$i = \frac{1450}{100} = 14,5$$



Rys. 5.22. Pompa tłokowa dwucylindrowa dwustronnego działania GEHO typu ZD firmy Holthuis B. V. Venlo (Holandia); $Q = 35 \div 100 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 20 \text{ m}$, wysokość ssania 9 m , $P_w = 2,7 \div 7,4 \text{ kW}$: a) widok, b) przekrój; 1 — tłok, 2 — zawory ssawne, 3 — zawory tłoczne, 4 — kanał dolotowy, 5 — króciec tłoczny

Należy zastosować przekładnię dwustopniową $i = i_z i_p$, złożoną z przekładni zębatej $i_z = 4$ i pasowej $i_p = \frac{14,5}{4} = 3,62$, przy czym przekładnia zębata powinna pracować z mniejszą prędkością obrotową.

Przy założeniu sprawności objętościowej $\eta_v = 0,97$ teoretyczna wydajność jednego cylindra wyniesie

$$Q'_{th} = \frac{Q}{2\eta_v} = \frac{0,002}{2 \cdot 0,97} = 0,00103 \text{ m}^3/\text{s}$$

Pomijając wpływ tłoczyska można wydajność teoretyczną pompy obustronnego działania wyrazić wzorem

$$Q'_{th} = \frac{2Asn}{60}$$

Dla stosunkowo dużej prędkości obrotowej korby oraz dla średniej wysokości podnoszenia przyjęto $s = 1,5d$. Podstawiając tę wartość do wzoru oraz uwzględniając zależność $A = \pi d^2/4$, otrzymamy

$$Q'_{th} = \frac{2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot 1,5dn}{60} = \frac{0,75\pi d^3 n}{60}$$

stąd

$$d = \sqrt[3]{\frac{60Q'_{th}}{0,75\pi n}} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 0,00103}{0,75 \cdot \pi \cdot 100}} = 0,0645 \text{ m}$$

Przyjmujemy średnicę tłoka $d = 0,065 \text{ m} = 65 \text{ mm}$, wtedy skok $s = 1,5d = 1,5 \cdot 65 = 98 \text{ mm}$ $sn^2 = 980 \text{ m} \cdot (\text{obr}/\text{min})^2$ jest mniejsze od wartości granicznej.

Dla tej wielkości pompy przyjmujemy średnicę tłoczyska $d_t = 24$ mm. Słuszność wyboru powinna być potwierdzona obliczeniem tłoczyska na wyboczenie.

Przekrój tłoczyska wynosi

$$S = \frac{\pi}{4} d_t^2 = \frac{\pi}{4} 0,024^2 = 0,000452 \text{ m}^2$$

Teoretyczna wydajność przy uwzględnieniu przekroju tłoczyska wynosi

$$Q'_{th} = \frac{(2A - S)sn}{60}$$

stąd

$$A = \frac{60Q'_{th}}{2sn} + \frac{S}{2} = \frac{60 \cdot 0,00103}{2 \cdot 0,098 \cdot 100} + \frac{0,000452}{2} = 0,003368 \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,003368}{\pi}} = 0,0655 \text{ m}$$

Przyjmujemy ostatecznie $d = 0,066 \text{ m} = 66 \text{ mm}$, więc $\frac{s}{d} = \frac{98}{66} = 1,48$ — jest bliskie założonemu.

Średnia prędkość tłoka wynosi

$$c_{tr} = \frac{2sn}{60} = \frac{2 \cdot 0,098 \cdot 100}{60} = 0,33 \text{ m/s}$$

Prędkość ta jest stosunkowo mała. Wpłyne to na zwiększenie trwałości pompy.

Przy założeniu średnicy króćca ssawnego pompy $d_s = 65 \text{ mm}$ prędkość dopływowa wyniesie

$$c_s = \frac{4Q}{\pi d_s^2} = \frac{4 \cdot 0,002}{\pi \cdot 0,065^2} = 0,6 \text{ m/s}$$

a przy założeniu średnicy króćca tłocznego $d_t = 50 \text{ mm}$, prędkość wylotowa z pompy wyniesie

$$c_t = \frac{4 \cdot 0,002}{\pi \cdot 0,05^2} = 1,01 \text{ m/s}$$

Obie prędkości są stosunkowo małe.

Wymiary zaworu

Natężenie przepływu przez zawór wynosi

$$Q_z = \frac{Q'_{th}}{2} = \frac{0,00103}{2} = 0,000515 \text{ m}^3/\text{s}$$

Ze wzoru (5.120) określimy maksymalny wznios zaworu

$$z_{\max} = \frac{400}{n} \div \frac{650}{n} = \frac{400}{100} \div \frac{650}{100} = 4 \div 6,5 \text{ mm}$$

Ponieważ wysokość podnoszenia nie jest duża, przyjmujemy nieco większą wartość wzniosu

$$z_{\max} = 8 \text{ mm}$$

Zakładając współczynnik przewężenia strugi w szczelinie zaworu $\kappa = 0,75$ oraz prędkość przepływu w szczelinie $c_s = 2 \text{ m/s}$, obliczymy ze wzoru (5.114) obwód szczeliny

$$U = \frac{\pi Q_z}{\kappa z_{\max} c_s} = \frac{\pi \cdot 0,000515}{0,75 \cdot 0,008 \cdot 2} = 0,1345 \text{ m} = 134,5 \text{ mm}$$

Ponieważ $U < 320 \text{ mm}$, przyjmujemy zawór talerzowy przedstawiony schematycznie na rys. 5.19. Średnica gniazda zaworu wynosi

$$d_g = U/\pi = 134,5/\pi = 42,8 \text{ mm, przyjmujemy } d_g = 43 \text{ mm}$$

Wtedy przekrój gniazda zaworu

$$A_g = \frac{\pi d_g^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,043^2}{4} = 0,001452 \text{ m}^2 = 14,52 \text{ cm}^2$$

a maksymalne otwarcie zaworu

$$\chi_{\max} = \frac{U_{z_{\max}}}{A_g} = \frac{0,1345 \cdot 0,008}{0,001452} = 0,74$$

Jest to wartość stosowana w zaworach talerzowych. Średnia prędkość przepływu w gnieździe zaworu

$$c_{g_{sr}} = \frac{A_{c_{sr}}}{A_g} = \frac{0,003368 \cdot 0,33}{0,001452} = 0,77 \text{ m/s}$$

zaś maksymalna prędkość

$$c_{g_{\max}} = \frac{\pi}{2} c_{g_{sr}} = \frac{\pi}{2} 0,77 = 1,21 \text{ m/s}$$

Przyjmujemy średnicę grzybka zaworu

$$d_z = 48 \text{ mm}$$

Na podstawie rysunku konstrukcyjnego obliczono siłę ciężkości grzybka. Po uwzględnieniu wyporu wody pozorna siła ciężkości grzybka wynosi $G_p = 1 \text{ N}$.

Przy całkowicie otwartym zaworze ($z = z_{\max}$) występuje równowaga siły działającej na grzybek, pochodzącej od wysokości maksymalnej prędkości $c_{g_{\max}}$, oraz siły nacisku sprężyny F_{\max} i pozornej siły ciężkości grzybka G_p

$$F_{\max} + G_p = \frac{\zeta_z \gamma c_{g_{\max}}^2 A_g}{2g} \quad (5.127)$$

gdzie: ζ_z — współczynnik doświadczalny (dla zaworów talerzowych $\zeta_z = 4$).

Po podstawieniu wartości liczbowych maksymalna siła nacisku sprężyny wyniesie

$$F_{\max} = \frac{\zeta_z \gamma c_{g_{\max}}^2 A_g}{2g} - G_p = \frac{4 \cdot 10^4 \cdot 1,21^2 \cdot 0,001452}{2 \cdot 9,81} - 1 = 3,33 \text{ N}$$

Siła nacisku sprężyny przy zamkniętym zaworze wynosi w przybliżeniu

$$F_o = \frac{2}{3} F_{\max} = \frac{2 \cdot 3,33}{3} = 2,22 \text{ N}$$

Znając wartości P_{\max} , F_o oraz ugięcie sprężyny równe wzniosowi z_{\max} , można określić wymiary sprężyny.

Sprawdzenie nacisku na powierzchnię uszczelniającą A_u

Powierzchnia uszczelniająca wynosi

$$A_u = A_z - A_g = \frac{\pi}{2} (d_z^2 - d_g^2) = \frac{\pi}{4} (4,8^2 - 4,3^2) = 2,6 \text{ cm}^2$$

Największą wysokość ciśnienia p_{to}/γ w kadłubie należy obliczyć ze wzoru (5.56) dla kąta obrotu korby $\alpha = 0$. Przyjmujemy tutaj warunkowo $p_{to}/\gamma = 200 \text{ m}$.

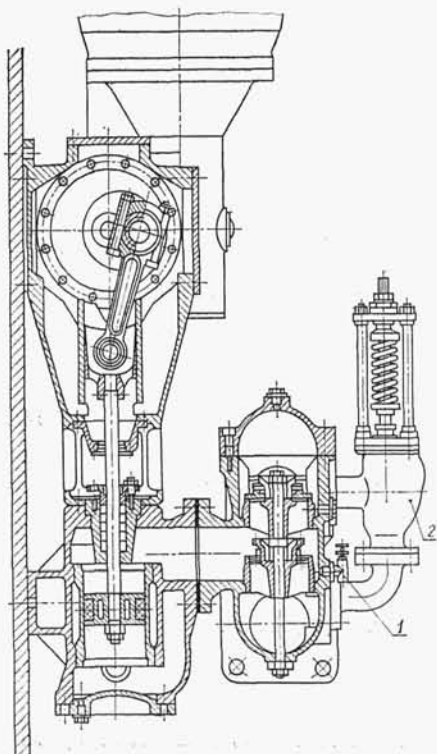
Nacisk jednostkowy wyniesie

$$p = \frac{p_{to} A_z}{A_u} = \frac{200 \cdot 10^4 \cdot \frac{\pi}{4} 0,048^2}{0,00026} = 139 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 13,9 \text{ MPa}$$

Dopuszczalny nacisk dla brązu, z którego zostanie wykonany zawór, wynosi 15 MPa.

5.1.12. Przykłady rozwiązań konstrukcyjnych pomp tłokowych

Na rys. 5.22 przedstawiono typową konstrukcję pompy tłokowej poziomej dwucylindrowej obustronnego działania, o kącie przestawienia korb 90° . Powietrznik tłoczny jest ukształtowany bezpośrednio nad zaworami tłocznymi tworząc zwartą konstrukcję z kadłubem pompy. Wydajność pompy $Q = 35 \div 100 \text{ m}^3/\text{h}$, wysokość podnoszenia $H = 20 \text{ m}$, przy prędkości obrotowej wału wykorbionego $n \approx 80 \text{ obr}/\text{min}$. Pompa jest napędzana za pomocą silnika elektrycznego za pośrednictwem podwójnej przekładni: pasowej oraz zębatej (widocznej na rysunku).

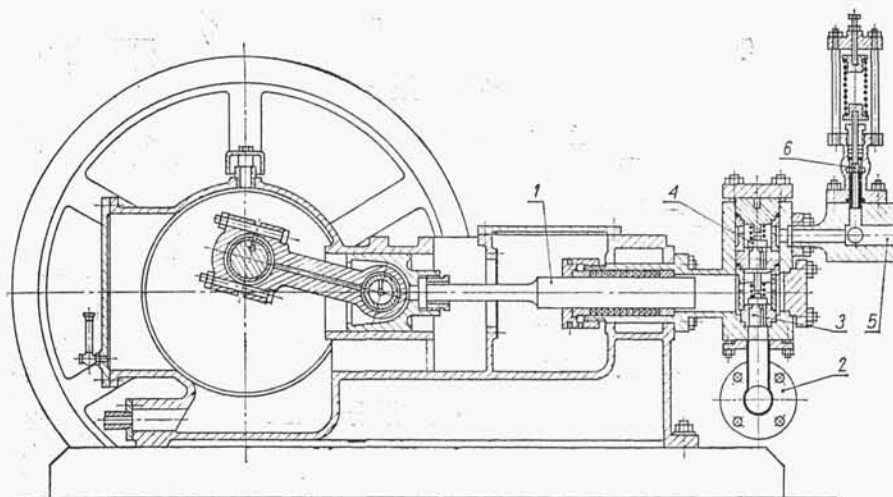


Rys. 5.23

Pompa tłokowa pionowa okrętowa firmy Halberg (Ludwigshafen); $Q = 20 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 40 \text{ m}$, $n = 350 \text{ obr}/\text{min}$; 1 — zawór do uzupełniania powietrza w powietrzniku tłocznym, 2 — zawór bezpieczeństwa (przelewowy)

Na statkach są stosowane pompy tłokowe w układzie pionowym, ze względu na szczupłość miejsca przymocowane do ścian. Na rys. 5.23 przedstawiono *pompę jednostopniową dwustronnego działania stosowaną do opróżniania żez. Wydajność pompy wynosi $Q = 20 \text{ m}^3/\text{h}$, wysokość podnoszenia $H = 40 \text{ m}$, przy prędkości obrotowej korby $n = 350 \text{ obr}/\text{min}$.*

Pompy tłokowe znajdują zastosowanie w wysokociśnieniowych prasach hydraulicznych. Na rys. 5.24 przedstawiono *pompę nurnikową trzycylindrową jednostronnego działania. Wydajność pompy wynosi $Q = 81 \text{ l}/\text{min}$, $p = 20 \text{ MPa}$ przy prędkości obrotowej korby $n = 260 \text{ obr}/\text{min}$. Kadłub pompy, w którym są umieszczone również zawory, jest wykonany ze stali. Również stalowy jest nurnik pompy, a jego powierzchnie są hartowane i obrobione za pomocą szlifowania. Układ korbowy ma mocną konstrukcję ze względu na działające duże siły tłokowe. Widoczny na rysunku zawór bezpieczeństwa zabezpiecza pompę przed nadmiernym wzrostem ciśnienia. Korby są przestawione co 120° i 240° .*



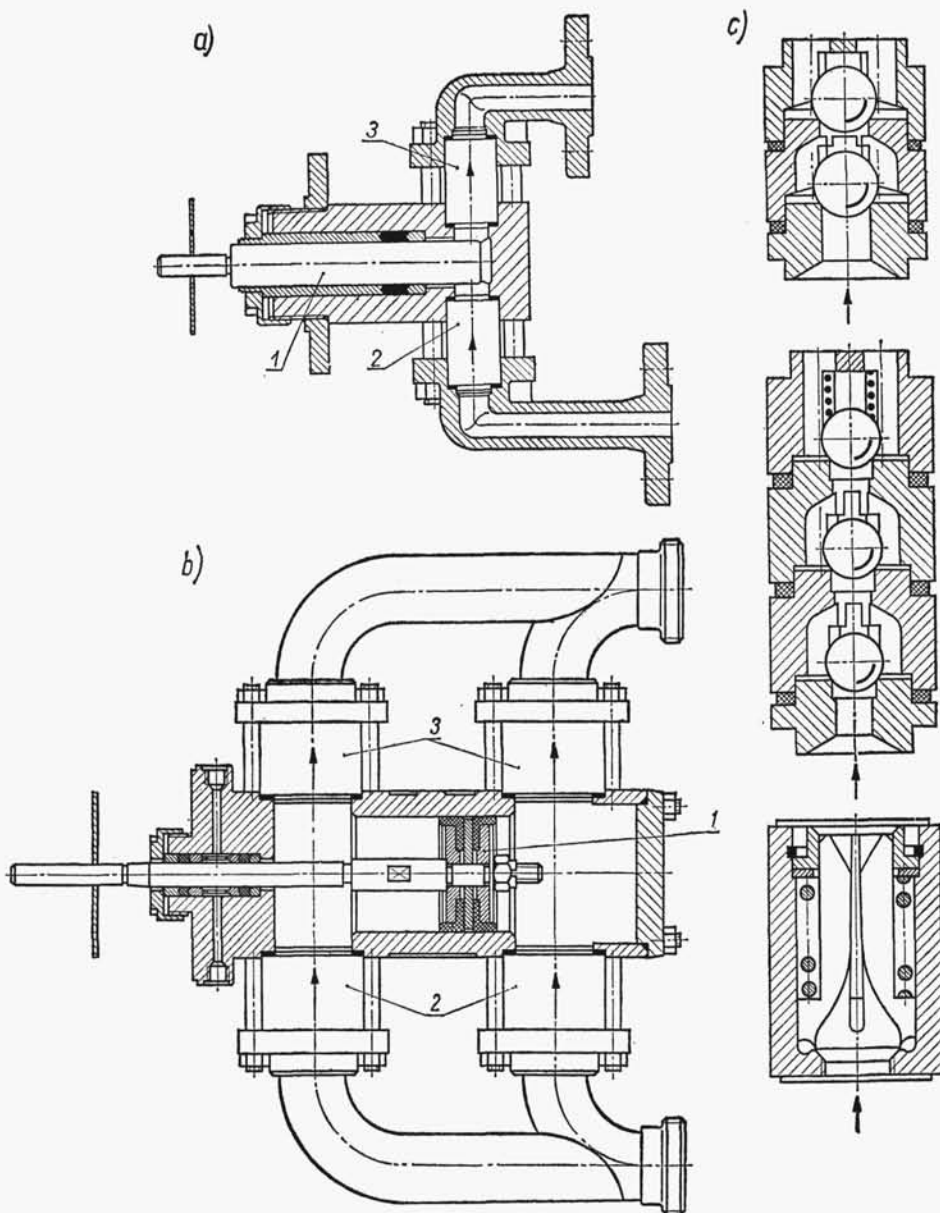
Rys. 5.24. Pompa nurnikowa trzycylindrowa jednostronnego działania firmy Balke; $Q = 81 \text{ l/min}$, $p = 20 \text{ MPa}$, $n = 260 \text{ obr/min}$; 1 — tłok nurnikowy, 2 — króciec ssawny, 3 — zawór ssawny, 4 — zawór tłoczny, 5 — króciec tłoczny, 6 — zawór bezpieczeństwa

W przemyśle chemicznym, papierniczym, farmaceutycznym, przy uzdatnianiu wody itp. przy dozowaniu ściśle określonych objętości cieczy stosuje się pompy tłokowe specjalnej konstrukcji, zwane *pompami dozującymi*. Są to przeważnie pompy nurnikowe jednostronnego działania o bardzo masywnej obudowie, praktycznie wykluczającej odkształcenia kadłuba oraz precyzji wykonania i zapewniające dużą dokładność dozowania od 0,05 do 0,5%, zależnie od wymagań. Wydajność produkowanych obecnie pomp dozujących $Q = 0 \div 60 \text{ m}^3/\text{h}$, przy ciśnieniach do 350 MPa (3500 at). Pompy te są stosowane w praktyce do wszystkich rodzajów cieczy o temperaturze od -50 do $+400^\circ\text{C}$, o lepkości do $100 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, zawierających zanieczyszczenia stałe, oraz do cieczy chemicznie agresywnych, łatwopalnych, radioaktywnych itp.

Na rys. 5.25a, b pokazano *pompę nurnikową jednostronnego i tłokową dwustronnego działania*. Zawory tych pomp są przedstawione na rys. 5.25c. Napęd dla tych dwu pomp wraz z mechanizmem regulacyjnym do ręcznej zmiany skoku tłoka w czasie ruchu jest pokazany na rys. 5.26.

Pompy dozujące przedstawionej konstrukcji można zestawiać w jeden agregat, napędzany jednym silnikiem elektrycznym, w liczbie do 28, przy czym sterowanie pomp może być automatyczne grupowe lub indywidualne, w obu przypadkach może być również przeprowadzane ręcznie lub zdalnie.

Do zasilania niewielkich kotłów parowych, ze względu na dysponowanie parą jako energią napędową, stosuje się *pompy tłokowe bezkorbowe bezpośrednio sprzężone z maszyną parową*. Tłok pompy i maszyny parowej są osadzone na wspólnym tłoczysku, jak to przedstawiono na rys. 5.27. Stosuje się pompy jednocyldrowe typu Simplex oraz dwucylindrowe typu Duplex. Pompa typu Simplex steruje sama swój suwak parowy za pomocą pomocniczego urządzenia. W pompie typu Duplex tłoczysko jednego cylindra steruje suwakiem parowym drugiego. Zaletą pomp parowych bezkorbowych jest prostsza konstrukcja oraz mniejsze wymiary, niż pomp o napędzie korbowym o tych samych parametrach pracy.



Rys. 5.25. Pompy dozujące firmy Bran und Luebbe (RFN): a) nurnikowa jednostronnego działania, b) tłokowa dwustronnego działania, c) zawory stosowane w pompach dozujących; 1 — nurnik (lub tłok talerzowy), 2 — zawór ssawny, 3 — zawór tłoczny

5.2. Pompy wielotłoczkowe

Pompy wielotłoczkowe (wielocylindrowe) w klasyfikacji znajdują się między pompami tłokowymi o ruchu postępowo-zwrotnym tłoków a pompami rotacyjnymi. W zależności od układu cylindrów pompy wielotłoczkowe dzieli się na pompy o układzie promieniowym i pompy o układzie osiowym.