

Zawory ssawny i tłoczny pompy umieszczone są w skrzyni zaworowej 3. Działają samoczynnie tzn. otwierają się i zamykają pod wpływem ciśnienia cieczy.

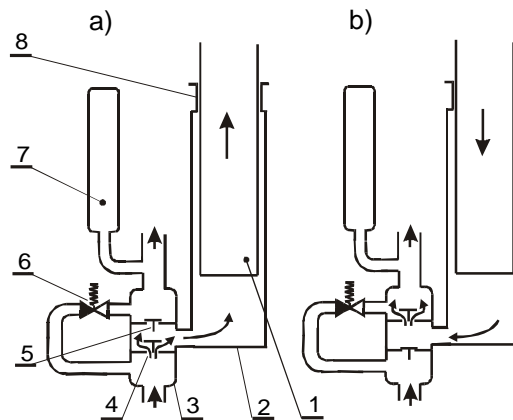
Zawór bezpieczeństwa 6 otwiera się przy nadmiernym wzroście ciśnienia podczas pracy, które mogłoby uszkodzić pompę lub instalację. Ciecz przepływa wówczas z kanału tłoczego do ssawnego.

Powietrznik tłoczny 7 pełni rolę kompensatora pulsacji ciśnienia i wydajności cieczy pompowanej. Wypełniony jest on częściowo powietrzem, które spręża się podczas chwilowych wzrostów ciśnienia cieczy w czasie suwów wytłaczania. Podczas suwów ssania, kiedy ciśnienie w rurociągu tłocznym spada powietrze oddaje nagromadzoną energię ciśnienia wypychając ciecz z powietrznika do rurociągu tłoczego. Tym samym podtrzymywana jest ciągłość strumienia cieczy i redukowana jego pulsacja.

Rys. 1.1.
Budowa i działanie pompy
nurnikowej

a) suw ssania; b) suw tłoczenia

1 – nurnik; 2 – cylinder; 3 – skrzynia
zaworowa; 4 – zawór ssawny; 5 – zawór
tłoczny; 6 – zawór bezpieczeństwa;
7 – powietrznik tłoczny; 8 – dławica
nurnika



Pompa nurnikowa napędzana jest mechanizmem korbowym. Schemat napędu pokazano na rysunku 1.2. Wał napędowy 3 poprzez wykorbenie 4 i korbówód 5 napędza nurnik 2. Kąt obrotu mechanizmu korbowego β określa położenie nurnika w cylindrze 1. Jeden obrót mechanizmu korbowego odpowiada jednemu cyklowi pracy pompy składającemu się z dwóch suwów zasysania i wytłaczania cieczy. Wydajność teoretyczna pompy w czasie jednego cyklu pracy odpowiada objętości cieczy wytłoczonej i wynosi:

$$Q_{th} = F \cdot S = \frac{p \cdot D^2}{4} \cdot S \quad (1.1)$$

gdzie: F – powierzchnia nurnika,
 D – średnica cylindra,
 S – skok nurnika.

Suw tłoczenia zaczyna się w dolnym martwym punkcie położenia nurnika (DMP), w którym kąt obrotu wału napędowego b przyjmuje się za równy zero. Koniec suwu tłoczenia jest w górnym martwym punkcie (GMP) przy kącie obrotu wału $b = \pi$. Po zakończeniu suwu tłoczenia nurnik wykonuje suw zasysania od GMP dla $b = \pi$ do DMP dla $b = 2\pi$. Odległość pomiędzy DMP i GMP jest skokiem nurnika S . Czas jednego cyklu pracy (dwóch suwów) wynosi T .

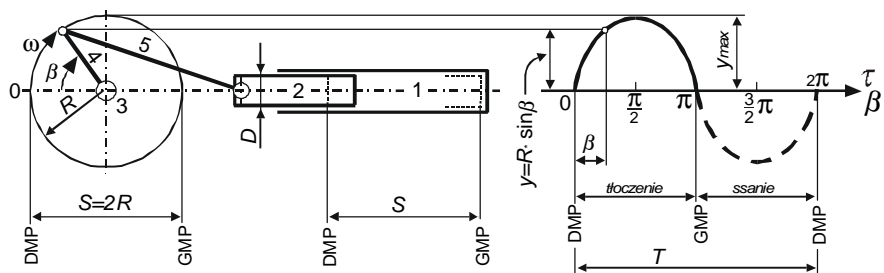
Prędkość nurnika jest zmienna podczas cyklu pracy. Jeżeli pominąć zagadnienie wpływu skończonej długości korbowału na prędkość chwilową nurnika to wynosi ona:

$$c = R \cdot w \cdot \sin b \quad (1.2)$$

gdzie: R – promień korby,

w – prędkość kątowa wału napędowego,

b – kąt obrotu wału napędowego.



Rys. 1.2. Kinematyka napędu pompy nurnikowej mechanizmem korbowym

1 – cylinder; 2 – nurnik; 3 – wał napędowy; 4 – wykorbienie wału; 5 – korbował

Na rysunku 1.2. wartość prędkości chwilowej odpowiada rzędnej wykresu sinusoidalnego prędkości $y = R \cdot \sin b$. Odcięte wykresu odpowiadają kątowi obrotu wału napędowego b lub czasowi ruchu nurnika t . W punktach zwrotnych (DMP i GMP) chwilowa prędkość nurnika $c = 0$ a w połowie skoku dla $b = \pi/2$ i $b = 3/2 \cdot \pi$ jest maksymalna i wynosi:

$$c_{\max} = R \cdot w \quad (1.3)$$

Chwilowa wydajność pompy zmienia się analogicznie do chwilowej prędkości nurnika. Najwyższa jest w połowie suwu tłoczenia, a w DMP i GMP wynosi zero. Przebieg zmian wydajności chwilowej pompy nurnikowej pokazano na rysunku 1.3. Wydajność pompy w czasie jednego cyklu pracy (jednego pełnego obrotu mechanizmu korbowego) obrazuje zaciemnione pole

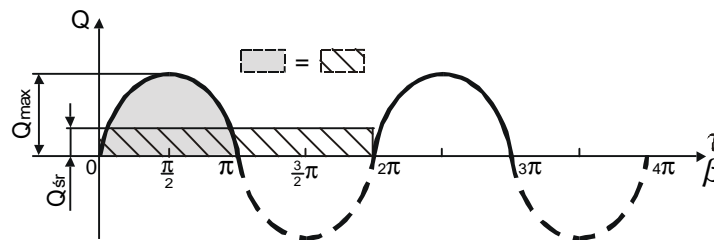
pod górną częścią sinusoidy. Wydajność chwilowa cyklu jest największa dla kąta $b = \pi/2$ obrotu mechanizmu korbowego i wynosi Q_{max} . Wydajność średnia w ciągu całego cyklu pracy Q_{sr} odpowiada wysokości prostokąta zakreskowanego. Pola zaciemnione i zakreskowane są sobie równe. Ponieważ:

$$Q_{max} = F \cdot c_{max} = F \cdot R \cdot w = F \cdot R \cdot \frac{2 \cdot p \cdot n}{60} = F \cdot R \cdot n \cdot \frac{p}{30} \quad (1.4)$$

gdzie: n – prędkość obrotowa wału napędowego

$$\text{i} \quad Q_{sr} = F \cdot c_{sr} = F \cdot \frac{S \cdot n}{60} = F \cdot \frac{2 \cdot R \cdot n}{60} = \frac{F \cdot R \cdot n}{30} \quad (1.5)$$

$$\text{wydajność średnia} \quad Q_{sr} = \frac{Q_{max}}{p} \cong 0,318 \cdot Q_{max} \quad (1.6)$$



Rys. 1.3. Wykres wydajności pompy nurnikowej

Stosunek wydajności maksymalnej do wydajności średniej nazywa się stopniem nierównomierności wydajności d_n i dla pompy nurnikowej wynosi:

$$d_n = \frac{Q_{max}}{Q_{sr}} = p \cong 3,14. \quad (1.7)$$

Nierównomierność wydajności powoduje pulsację ciśnienia, co jest źródłem niekorzystnych obciążeń dynamicznych instalacji. Dlatego w pompach nurnikowych stosuje się powietrzniki tłoczne (rys. 1.1 poz. 7).

Wydajność teoretyczna pompy nurnikowej (bez uwzględnienia przecieków pompowanego czynnika) zgodnie z wzorem (1.5) wynosi:

$$Q_{th} = F \cdot S \cdot n \quad (1.8)$$

gdzie: F – powierzchnia nurnika,
 S – skok nurnika,
 n – ilość cykli pracy w jednostce czasu lub prędkość obrotowa wału napędowego.