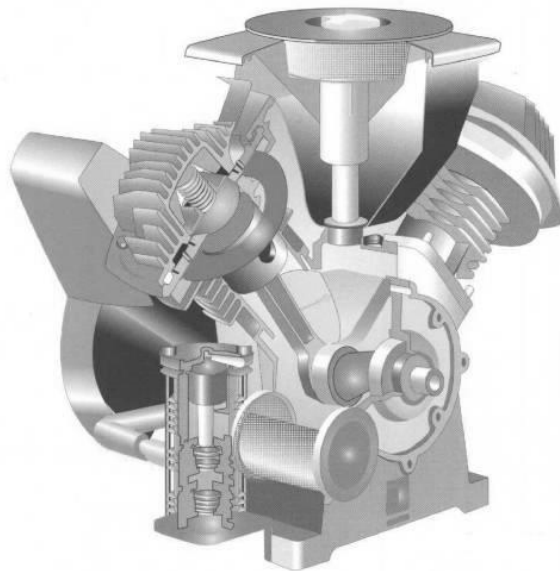


**Akademia Górniczo- Hutnicza
Im. Stanisława Staszica w Krakowie**



BADANIE SPREŻARKI TŁOKOWEJ



Prowadzący:
mgr inż. Tomasz Siwek
siwek@agh.edu.pl

1. Wprowadzenie

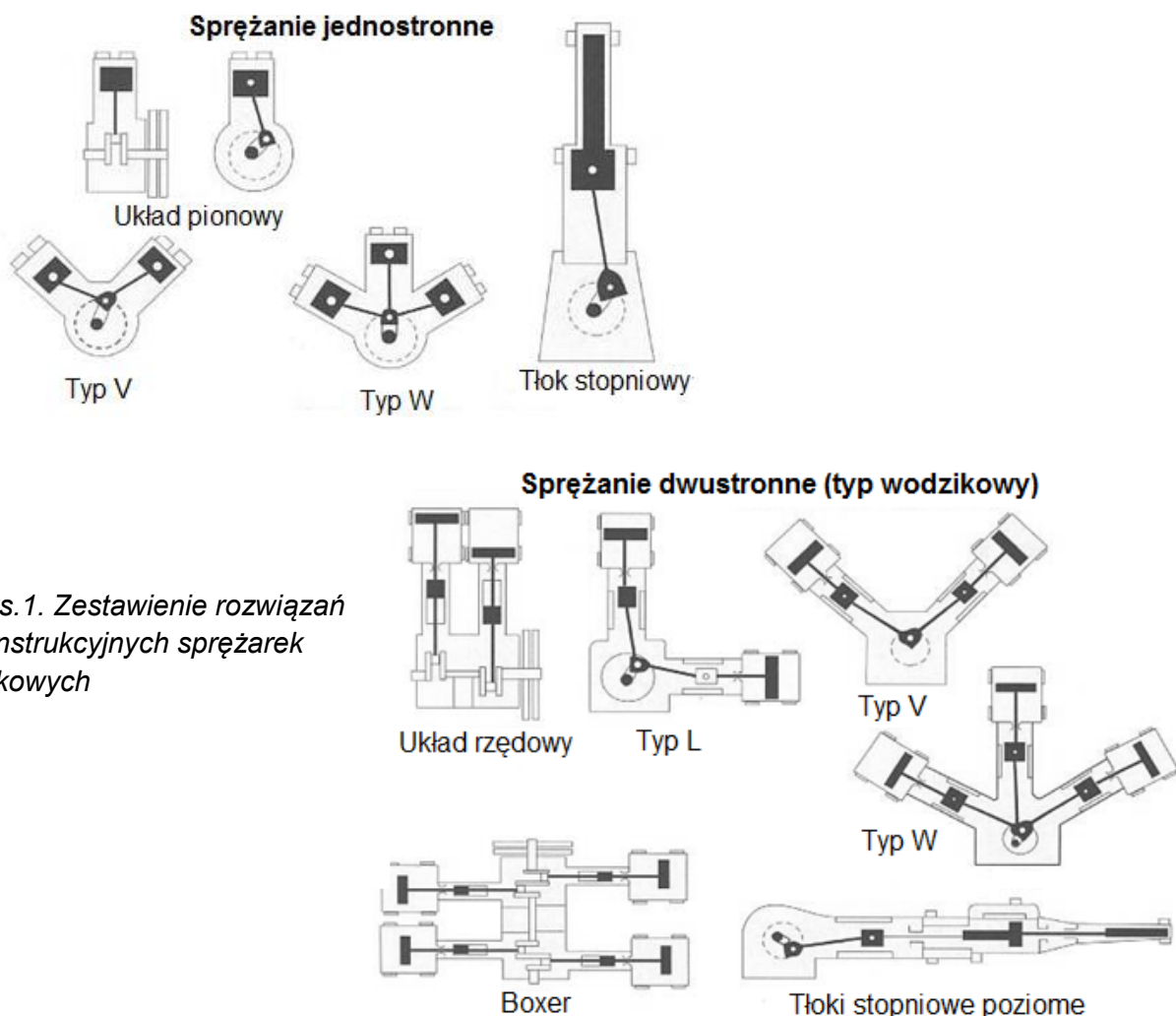
Sprężarki są to maszyny robocze przeznaczone do podnoszenia ciśnienia (względnie temperatury) gazu. Podnoszenie ciśnienia (sprężanie) może mieć na celu:

- uzyskanie czynnika napędowego do urządzeń o napędzie pneumatycznym,
- pokonanie oporów przepływu,
- zwiększenie gęstości czynnika w celu ułatwienia transportu, magazynowania (np. dystrybutory CNG),
- dostosowanie ciśnienia do procesu technologicznego,
- podwyższenie temperatury czynnika obiegowego w ziębiarkach i pompach grzejnych.

1.1. Podział i zakres pracy sprężarek

1.1.1. Sprężarki wyporowe (objętościowe)

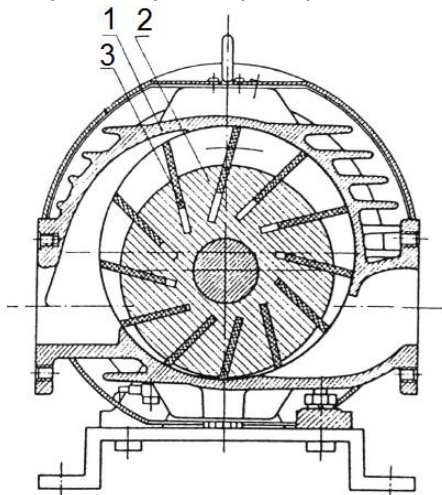
a) **Sprężarki tłokowe** (przedmiot niniejszego ćwiczenia) – sprężanie odbywa się na skutek ruchu posuwisto-zwrotnego tłoka w cylindrze (dokładne objaśnienie zasady działania w dalszej części instrukcji).



Rys.1. Zestawienie rozwiązań konstrukcyjnych sprężarek tłokowych

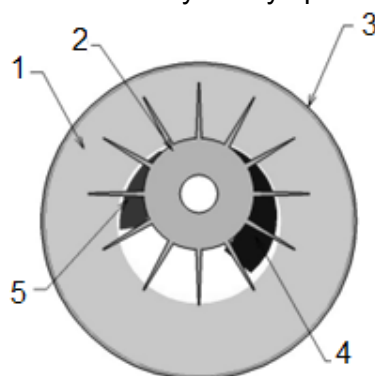
b) Sprężarki rotacyjne:

- **łopatkowe** – składają się z cylindra (1) i umieszczonego w nim mimośrodowego wirnika z naciętymi rowkami (2), w które wstawione są ruchome płaskie łopatki (3), dociskane w czasie pracy siłą odśrodkową do cylindra. Łopatki dzielą przestrzeń gazową na komory, w których odbywa się sprężanie.



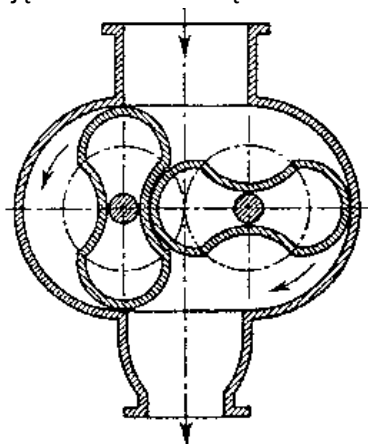
Rys.2. Przekrój poprzeczny sprężarki łopatkowej

- **z pierścieniem wodnym** – w sprężarce tego typu pierścień wodny (1) tworzy się wokół wirnika łopatkowego (2), wirującego mimośrodowo w cylindrycznym korpusie (3). Pierścień wodny spełnia tu rolę tłoka zamykającego przestrzeń pomiędzy promieniowymi łopatkami. Gaz zasysany z kanału ssawnego (4) tłoczony jest do kanału tłocznego (5). Sprężarka tego typu, pracując jako pompa próżniowa ($\text{spręż} \geq 4$), jest w stanie wytworzyć próżnię do 93%.



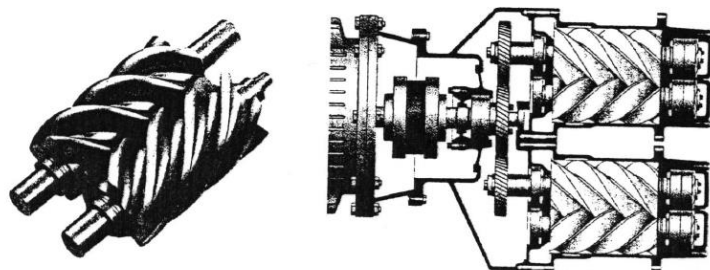
Rys.3. Schemat ideowy sprężarki z pierścieniem wodnym

- **z wirującymi tłokami (dmuchawa Roots'a)** – wewnątrz kadłuba tej sprężarki obracają się w przeciwnych kierunkach dwa tłoki. Pomiedzy tłokami a kadłubem tworzą się przestrzenie, których objętość zmienia się w skutek obrotów tłoka.



Rys.4. Przekrój dmuchawy Roots'a

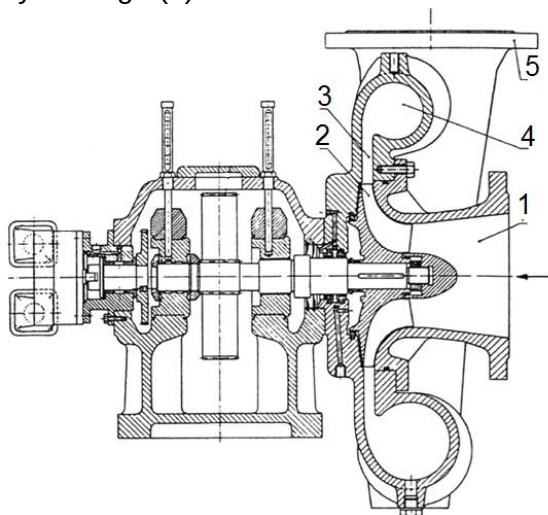
- **sprężarki śrubowe** – sprężarki wykonane są w postaci śrubowych wirników umieszczonych w kadłubie pracujących w przeciwnych kierunkach.



Rys.5. Wirnik i przekrój wzdłużny sprężarki śrubowej

1.1.2. Sprężarki rotodynamiczne (wirowe, prędkościowe, ciągłego działania):

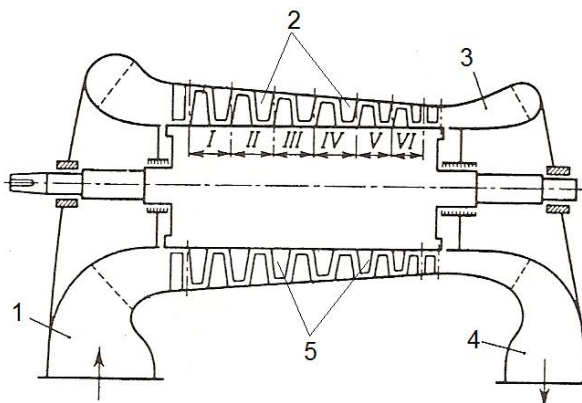
a) **sprężarki odśrodkowe (promieniowe)** – w których gaz podczas sprężania przepływa w kierunku promieniowym. Z przepływowego punktu widzenia modelowa jednostopniowa sprężarka promieniowa składa się : z króćca wlotowego (1), koła wirnikowego (2), dyfuzora bezłopatkowego (3), kolektora zbiorczego (4) oraz króćca wylotowego (5).



Rys.6. Przekrój wzdłużny jednostopniowej sprężarki promieniowej

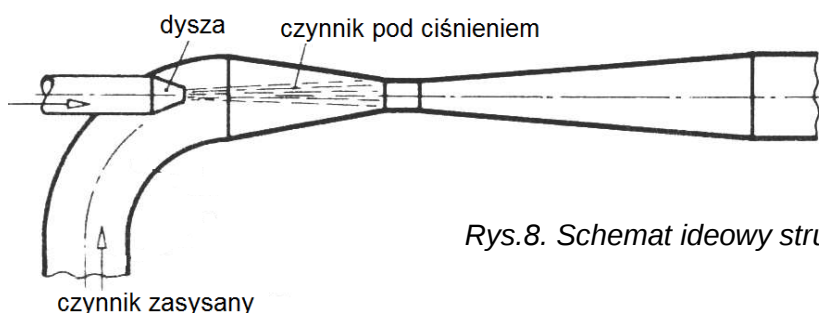
b) **sprężarki osiowe** – w których gaz podczas sprężania przepływa w kierunku równoległym do osi wirnika, zbudowane są z następujących części: króćca wlotowego (1), kompletu stopni, dyfuzora (3) oraz króćca wylotowego (4). Zasadniczym podzespołem sprężarki osiowej jest komplet stopni, składający się z łopatkowych wieńców wirujących (5) zamocowanych na wirniku oraz z nieruchomych wieńców łopatkowych (2) osadzonych w kadłubie i tworzących kierownicę.

Rys.7. Przekrój wzdłużny wielostopniowej sprężarki osiowej



1.1.3. Sprężarki strumieniowe

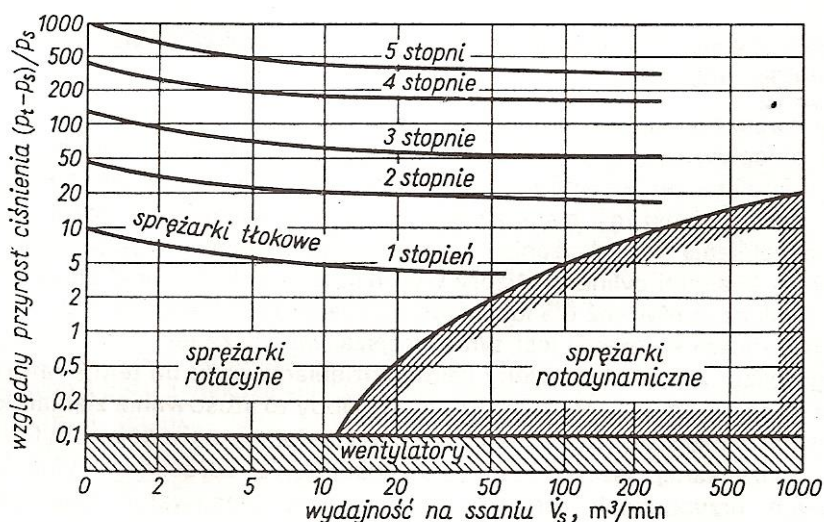
Do tej grupy sprężarek zaliczamy eżektory i iniektory wykorzystujące zjawisko ssącego działania strugi czynnika.



Rys.8. Schemat ideowy strumienicy

1.1.4. Zakres wykorzystania sprężarek

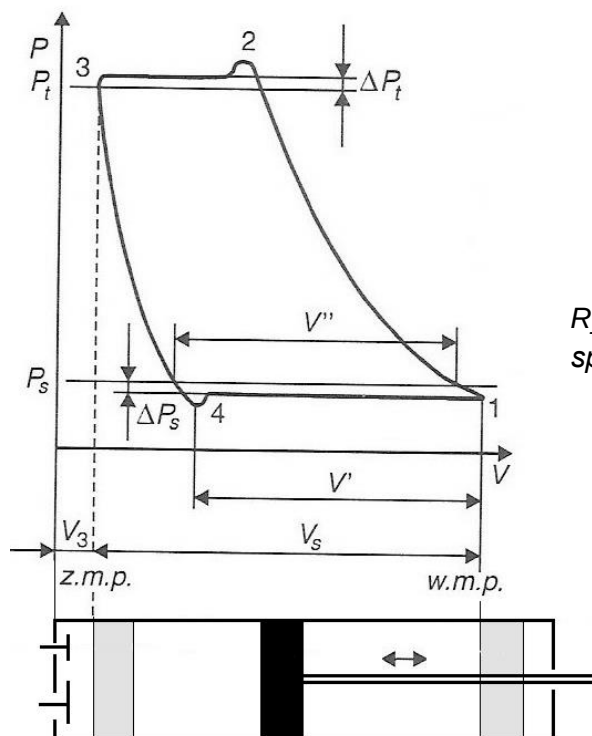
Na rysunku 9 przedstawiono zakres stosowania różnych typów sprężarek. Sprężarki tłokowe (będące przedmiotem niniejszego ćwiczenia) stosuje się przy dużych stosunkach sprężania, lecz przy niezbyt wielkich wydajnościach. Częstość obrotów sprężarek tłokowych nie może być zbyt wysoka, w związku z czym rozmiary i ciężar maszyny przypadające na jednostkę wydajności są stosunkowo duże.



Rys.9. Zakres stosowania sprężarek różnych typów

1.2. Zasada działania sprężarki tłokowej (wykres indykatorowy)

Zasadę działania sprężarki tłokowej najlepiej obrazuje wykres indykatorowy (Rys.10), który przedstawia przebieg zmian ciśnienia sprężarki w funkcji zmiany objętości gazu w cylindrze lub skoku tłoka. Wykres jest figurą zamkniętą i przedstawia jeden z cykli sprężania.



Rys.10. Wykres indykatorowy sprężarki tłokowej

Początkiem cyklu jest punkt przyłożenie tłoka w tzw. zewnętrznym martwym punkcie (z.m.p.), z którego tłok przemieszcza się ku wewnętrznemu martwemu punktowi (w.m.p.). W obydwóch tych punktach w wyniku zmiany zwrotu ruchu następuje chwilowe zatrzymanie tłoka. W początku suwu zawór ssawny jest zamknięty, otwiera się dopiero wówczas, gdy cały gaz z przestrzeni szkodliwej V_3 rozpręży się do ciśnienia P_1 tj. poniżej ciśnienia P_s panującego na zewnątrz cylindra. Różnica $P_s - P_1 = \Delta P_s$ jest równa sumie oporów tłumika, filtra, przewodu i zaworu ssawnego. Można przyjąć, że suma tych strat wynosi około 5÷10% ciśnienia czynnika zassanego ($\Delta P_s = 5\div 10\% \cdot P_s$).

Na skutek bezwładności płytki zaworu w momencie jej otwierania następuje zanikające drganie, uwidocznione w punkcie 4 wykresu. W identyczny sposób zachowuje się płytka zaworu tłocznego – punkt 2 na wykresie indykatorowym. W wewnętrznym martwym punkcie następuje sprężanie gazu, czemu odpowiada krzywa politropowa 1-2. Po otwarciu zaworu w punkcie 2 następuje wytłaczanie sprężonego gazu (krzywa 2-3), aż do momentu gdy tłok ponownie znajdzie się w z.m.p. Tłok nie jest zdolny wytłoczyć wszystkiego gazu z cylindra, gdyż poza z.m.p. jest tak zwana przestrzeń szkodliwa, konieczna do umieszczenia zaworów. Pozostaje w niej gaz, który rozpręża się po krzywej 3-4. Potem rozpoczyna się kolejny cykl.

Ciśnienie w cylindrze w czasie wytłaczania zależy od ciśnienia w przewodzie tłocznym P_t i oporów przepływu przez zawór tłoczny, zatem $P_2 = P_t + \Delta P_t$ gdzie $\Delta P_t = (3-5\%) \cdot P_t$.

W czasie suwu od z.m.p. do w.m.p. następuje rozprężanie gazu w przestrzeni szkodliwej i napełnianie cylindra, przy suwie powrotnym następuje sprężanie i wytłaczanie gazu z cylindra. Gdyby nie było przestrzeni szkodliwej, każdorazowo do cylindra zassana została by objętość gazu równa objętości skokowej, a tak zassana jest tylko objętość V' , Wyraźnie widać, że objętość przestrzeni szkodliwej oddziałuje niekorzystnie na wydajność sprężarki, w związku z tym powinna być ona jak najmniejsza. Zalecane jest aby przestrzeń szkodliwa V_3/V_s nie przekraczała 3÷8% objętości skokowej.

Na zmniejszenie objętości zassanej V' mają wpływ również inne niekorzystne czynniki. W czasie napełniania 4-1 następuje nagrzewanie się zassanego gazu od ciepłych ścianek cylindra, tłoka i zaworu, przez co następuje wzrost objętości zassanego gazu i zmniejszenie ilości gazu świeżego. Zjawisko to nosi nazwę cieplnego oddziaływania ścianek. Powoduje ono zmniejszenie wydajności sprężarki.

W początkowym etapie sprężania na krzywej 1-2 ma również miejsce ogrzewanie się gazu od ciepłych ścianek cylindra. Ogrzewanie to trwa do czasu, aż temperatura gazu na skutek sprężania nie wzrośnie ponad temperaturę ścianek. Po przekroczeniu temperatury ścianek gaz jest przez nie chłodzony. Przy rozprężaniu gazu wzdłuż krzywej 3-4 następuje obniżenie temperatury. Początkowo ścianki chłodzą gaz, ale gdy on znacznie się ochłodzi przepływ ciepła zmienia kierunek i to ścianki ogrzewają gaz. Wynikiem tego ogrzewania jest zwiększenie objętości V_4 , a co za tym idzie późniejsze otwarcie zaworu ssawnego.

Na zmniejszenie wydajności wpływ mają również nieszczelności na tłoku i zaworach oraz straty przepływowe (miejscowe, tarcia itp.). Wszystkie opisane powyżej oddziaływania uwzględnia rzeczywisty współczynnik objętościowy λ .

1.3. Rzeczywisty współczynnik objętościowy λ

Rzeczywisty współczynnik objętościowy λ jest zdefiniowany jako stosunek rzeczywistej wydajności sprężarki $\dot{V}_{rz}$ do jej wydajności teoretycznej $\dot{V}_t$. Nazywany jest on także współczynnikiem napełnienia sprężarki.

$$\lambda = \frac{\dot{V}_{rz}}{\dot{V}_t}$$

Współczynnik ten możemy również wyrazić w postaci następującego iloczynu:

$$\lambda = \lambda_s \cdot \lambda_d \cdot \lambda_g \cdot \lambda_n$$

gdzie poszczególne czynniki uwzględniają:

- istnienie przestrzeni szkodliwej λ_s ,
- oporami przepływu na ssaniu λ_d ,
- cieplnym oddziaływaniem ścianek λ_g ,
- nieszczelnościami w cylindrze λ_n .

Współczynniki określa się na podstawie wykresu indykatorowego zdjętego na realnej sprężarce, z wykorzystaniem poniższych wzorów:

$$\lambda_s = \frac{V'}{V_s}$$

$$\lambda_d = \frac{P_1}{P_s} = \frac{V''}{V'}$$

$$\lambda_g = 1 - 0,01 \cdot \frac{P_2}{P_1}$$

$$\lambda_n = 0,995 \div 0,97$$

1.4. Wielkości charakterystyczne sprężarki tłokowej

1.4.1. Teoretyczna wydajność objętościowa

Teoretyczną wydajność objętościową (strumień objętości skokowej) sprężarki tłokowej dla jednego cylindra przy jednostronnym zasysaniu oblicza się wg następującego wzoru:

$$\dot{V}_t = V_s \cdot \frac{n}{60}$$

gdzie: n – obroty korby [obr/min],
 V_s – objętość skokowa [m^3].

Objętość skokową liczymy wykorzystując wymiary geometryczne tłoka i korbowodu:

$$V_s = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s$$

gdzie: D – średnica tłoka [m],
 s – skok tłoka [m].

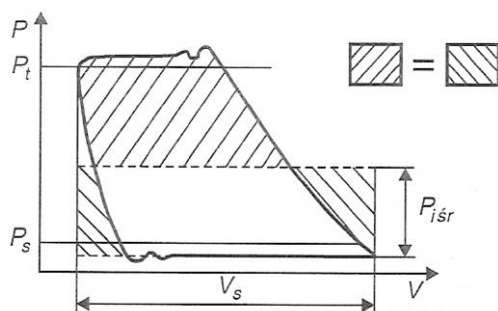
1.4.2. Ciśnienie i moc indykowana

Średnie ciśnienie indykowane oblicza się z wykresu indykatorowego za pomocą wzoru:

$$P_{i\ \acute{s}r} = \frac{A}{s} \cdot k$$

gdzie: k – stała wykresu,
 s – skok tłoka w skali,
 A – pole powierzchni wykresu.

Sposób postępowania przy tym obliczeniu przedstawiono na poniższym rysunku.



Rys.11. Wyznaczanie średniego ciśnienia indykowanego

Moc indykowana (wykresowa) jednego cylindra N_i przy jednostronnym zasysaniu liczymy jako iloczyn średniego ciśnienia indykowanego oraz strumienia objętości skokowej:

$$N_i = P_{i\ \acute{s}r} \cdot \dot{V}_t$$

Moc indykowana całkowita N_{ic} sprężarki jest równa sumie mocy wszystkich cylindrów i w wszystkich stron czynnych tłoka.

1.4.3. Sprawność wewnętrzna i efektywna sprężarki tłokowej

W zależności od konstrukcji sprężarek stosuje się współczynniki sprawności wewnętrznej **izotermicznej** η_{iT} (dla sprężarek z chłodzeniem) lub **izentropowej** η_{iS} (dla sprężarek bez chłodzenia). Oblicz się je odpowiednio:

$$\eta_{iT} = \frac{N_{tT}}{N_i}, \quad \eta_{iS} = \frac{N_{tS}}{N_i}$$

N_i jest to moc indykowana (wykresowa).

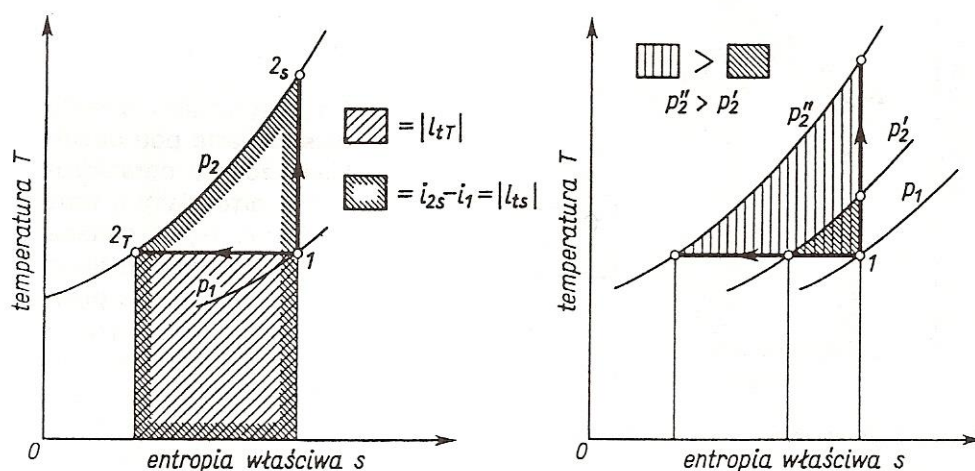
Moc izotermiczną przemiany w cylindrze obliczamy według wzoru:

$$N_{tT} = \dot{m} \cdot l_{tT} = \dot{m} \cdot R \cdot T_1 \cdot \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Moc izentropową natomiast:

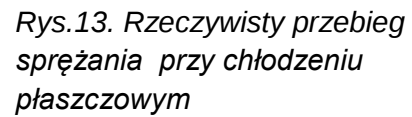
$$N_{tS} = \dot{m} \cdot l_{tS} = \dot{m} \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$$

Na rysunku 12 porównano pracę sprężania izotermicznego l_{tT} i adiabatycznego (izentropowego) l_{tS} . Przy małym stosunku sprężania różnica tych prac jest niewielka nie jest uzasadnione stosowanie chłodzenia. Wraz ze wzrostem sprężu rośnie różnica pomiędzy modelowymi pracami, uwidacznia się również potrzeba stosowania chłodzenia.



Rys.12. Porównanie modelowych prac sprężania izotermicznego i izentropowego

Chłodzenie płaszczowe nigdy nie jest doskonałe i dlatego stan końcowy sprężonego gazu leży między stanem 2_s po sprężaniu adiabatycznym a stanem 2_T po sprężaniu izotermicznym. Zazwyczaj przyjmuje się, że przemiana sprężania jest politropą. Rzeczywisty przebieg sprężania nie może być jednak politropowy. Na początku sprężania (zazwyczaj) temperatura gazu jest niższa od temperatury ścianki, wskutek czego gaz pochłania ciepło, jak zostało to opisane przy okazji omawiania wykresu indykatorowego. W miarę zwiększania różnicy temperatur między gazem a ścianką, linia sprężania odchyła się coraz bardziej w kierunku malejącej entropii. Lokalna wartość wykładnika politropy „ m ” zmniejsza się więc w miarę postępu sprężania, proces ten obrazuje rysunek 13.


$$\eta_m = \frac{l_i}{l_w} = \frac{\dot{m} \cdot l_i}{\dot{m} \cdot l_w} = \frac{N_i}{N_w}$$
$$\eta_e = \eta_{i(T \text{ lub } S)} \cdot \eta_m$$

Dla sprężarek chłodzonych oblicza się izotermiczną sprawność efektywną. W przypadku sprężarek niechłodzonych wyznacza się sprawność efektywną adiabatyczną (izentropową).

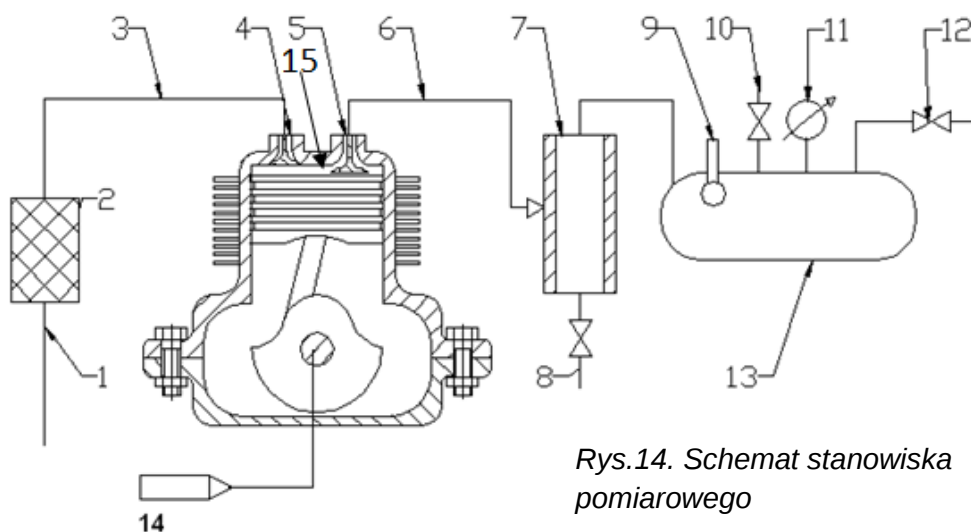
2. Instrukcja

2.1. Cel ćwiczenia

Celem ćwiczenia jest dokonanie badania jednostopniowej sprężarki tłokowej, w wyniku którego będzie można określić:

- rzeczywistą wydajność sprężarki (pomiar metodą napełniania zbiornika),
- rzeczywisty współczynnik objętościowy sprężarki,
- stan techniczny badanej maszyny.

2.2. Schemat i opis stanowiska pomiarowego



Rys.14. Schemat stanowiska pomiarowego

- | | |
|--|---|
| 1 – przewód ssawny, | 10 – zawór bezpieczeństwa, |
| 2 – filtr powietrza, | 11 – manometr – mierzy ciśnienie panujące w zbiorniku ze sprężonym powietrzem, |
| 3 – przewód ssawny łączący filtr z zaworem ssawnym, | 12 – zawór ciśnieniowy – spustowy – służy do spuszczenia sprężonego powietrza ze zbiornika, |
| 4 – zawór ssawny, | 13 – zbiorniki na sprężone powietrze (2 równoległe), |
| 5 – zawór tłoczny, | 14 – pomiar obrotów, |
| 6 – przewód tłoczny – łączący zawór tłoczny z odolejaczem powietrza, | 15 – pomiar ciśnienia w cylindrze. |
| 7 – odolejacz powietrza, | |
| 8 – zawór ciśnieniowy, | |
| 9 – termometr pomiarowy – mierzy temperaturę sprężonego powietrza w zbiorniku, | |

Parametry techniczne sprężarki tłokowej i zbiornika:

Średnica tłoka sprężarki:	$D = 75 \text{ [mm]}$
Skok tłoka sprężarki:	$S = 36 \text{ [mm]}$
Ilość cylindrów:	$i = 1 \text{ [-]}$
Objętość zbiorników:	$V_z = 0,16 \text{ [m}^3\text{]}$

2.3. Pomiar rzeczywistej wydajności i określenie rzeczywistego współczynnika objętościowego

Do pomiaru rzeczywistej wydajności badanej sprężarki tłokowej użyta zostanie metoda napełniania zbiornika. Metoda ta polega na określeniu masy czynnika wtłoczonego do zbiornika w określonym czasie. Znając objętość zbiornika V_z i stałą gazową czynnika oraz mierząc ciśnienie i temperaturę przed i po napełnieniu zbiornika, na podstawie równania stanu określa się wydajność rzeczywistą sprężarki.

2.3.1. Tabela pomiarowa

TABELA POMIAROWA					
parametry otoczenia	ciśnienie p_{ot}	[Pa]			
	temperatura T_{ot}	[K]			
numer pomiaru :			I	II	III
początek 1. $t = t_0$	nadciśnienie p_{1n}	[Pa]			
	temperatura T_1	[K]			
	obroty n_1				
koniec 2. $t = t_0 + t_x$	nadciśnienie p_{2n}	[Pa]			
	temperatura T_2	[K]			
	obroty n_2	[obr/min]			
	czas napełniania t_x	[s]			

2.3.2. Wyniki obliczeń

TABELA OBLICZENIOWA				
parametr obliczony	jednostka	I	II	III
strumień masowy $\dot{m}$	[kg/s]			
objętość właściwa ssania v_s	[m ³ /kg]			
wydajność rzeczywista $\dot{V}_{rz}$	[m ³ /s]			
wydajność teoretyczna $\dot{V}_t$	[m ³ /s]			
rzeczywisty wsp. obj. λ	[-]			
średni rzecz. wsp. obj. λ	[-]			

2.3.3. Wzory, zależności fizyczne i wskazówki do obliczeń

Równanie stanu gazu dla m kilogramów masy:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T$$

gdzie: p – ciśnienie bezwzględne czynnika [Pa]

V – objętość bezwzględna [m³]

m – masa czynnika [kg]

T – temperatura czynnika [K]

R – indywidualna stała gazowa czynnika [J/kgK]

Obliczenie indywidualnej stałej gazowej:

$$R = \frac{(\mu R)}{\mu} = \frac{(\mu R)}{\sum r_i \mu_i}$$

gdzie: (μR) – uniwersalna stała gazowa równa 8314 [J/kmolK]

μ – masa cząsteczkowa mieszaniny gazowej [kg/kmol]

μ_i – masa cząsteczkowa i-tej substancji [kg/kmol]

r_i – udział objętościowy i-tego składnika gazowego w mieszaninie [-]

Obliczenie strumienia masowego:

Korzystamy z równania stanu gazu doskonałego:

$$p_1 \cdot V_z = m_1 \cdot R \cdot T_1 \rightarrow m_1 = \frac{p_1 \cdot V_z}{R \cdot T_1}$$

$$p_2 \cdot V_z = m_2 \cdot R \cdot T_2 \rightarrow m_2 = \frac{p_2 \cdot V_z}{R \cdot T_2}$$

Wykorzystujemy pomiar czasu napełniania zbiornika:

$$\dot{m} = \frac{m_2 - m_1}{t_x} = \frac{V_z}{t_x \cdot R} \cdot \left(\frac{p_2}{T_2} - \frac{p_1}{T_1} \right)$$

Należy pamiętać o prawidłowym podstawieniu ciśnień:

$$p_1 = p_{ot} + p_{1n}$$

$$p_2 = p_{ot} + p_{2n}$$

Obliczenie objętości właściwej na ssaniu:

Do obliczenia objętości właściwej czynnika kolejny raz wykorzystujemy równanie stanu gazu tym razem dla jednego kilograma substancji.

$$p \cdot v = R \cdot T$$

Zakładamy, że gęstość czynnika w otoczeniu jest równa gęstości czynnika zassanego do cylindra.

$$v_s = \frac{R \cdot T_{ot}}{p_{ot}} = \frac{1}{\rho_s}$$

Obliczenie rzeczywistej wydajności objętościowej na ssaniu:

$$\dot{V}_{rz} = v_s \cdot \dot{m}$$

Obliczanie rzeczywistego współczynnika objętościowego:

$$\lambda = \frac{\dot{V}_{rz}}{\dot{V}_t}$$
$$\dot{V}_t = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \frac{n}{60}$$

Wielkości objaśnione w rozdziale 1.4.1.

2.4. Ocena stanu technicznego badanej sprężarki, własne spostrzeżenia i wnioski

O stanie technicznym sprężarki tłokowej decyduje wartość rzeczywistego współczynnika objętościowego

wartość rzecz.wsp. λ	stan techniczny sprężarki
> 0.77	dobry stan techniczny sprężarki
$0,75 \div 0,77$	zadawalający stan techniczny sprężarki
$0,70 \div 0,75$	zły stan techniczny sprężarki – sprężarka nadaje się do remontu
$0,65 \div 0,70$	bardzo zły stan techniczny sprężarki – sprężarka nadaje się do kapitalnego remontu lub wymiany

Literatura :

- [1] T. Pająk, Pomocnicze materiały dydaktyczne, Instrukcja do ćwiczenia laboratoryjnego „Badanie sprężarki tłokowej”, Kraków 2008
- [2] S. Fortuna, „Badanie wentylatorów i sprężarek”, Wydawnictwo AGH, Kraków 1999
- [3] J. Szargut, „Termodynamika techniczna”, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2005
- [4] T. Chmielniak, „Maszyny Przepływowe” Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997