



Termodynamiczne Podstawy Inżynierii Ciepłej

Sprężanie gazu doskonałego

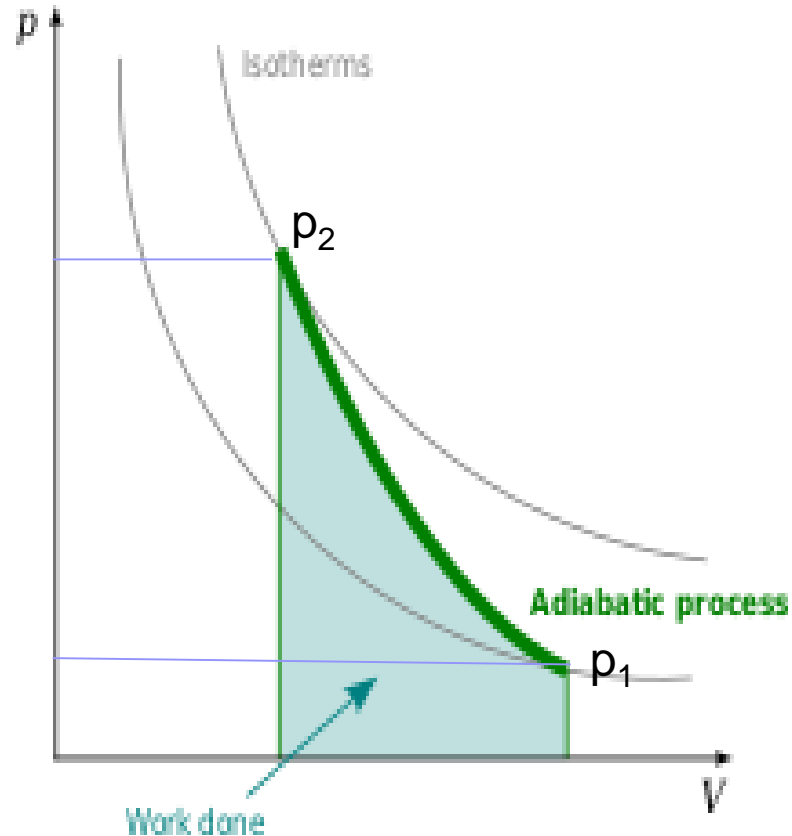
Wykład 4.

Sprężanie

- Wielkością charakterystyczną dla procesu sprężania jest stosunek ciśnień gazu za sprężarką (najczęściej w przewodzie tłocznym) do gazu przed sprężarką (przewodzie ssawnym) zwany sprężem

$$p_2/p_1 = \pi$$

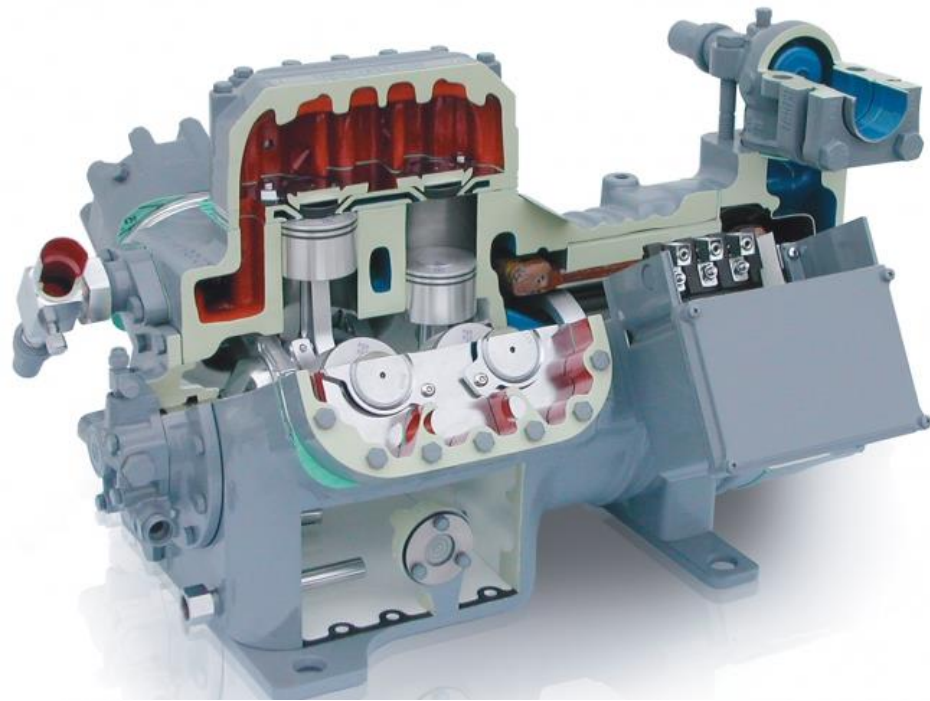
- Zadaną wartość sprężu można osiągnąć w jednym stopniu lub kolejno w wielu stopniach sprężarki..



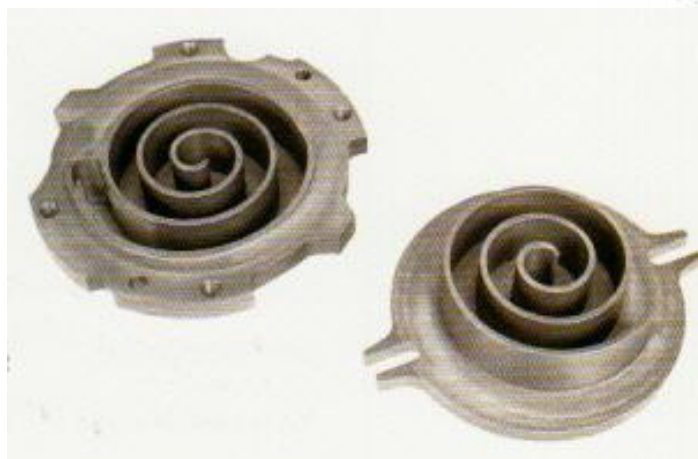


Sprężanie:

Dla sprężarek chłodniczych: spręż $\pi > 3$
- dla małych sprężarek spręż $\pi < 8$
- dla dużych spręż $\pi \leq 5$
- sprężarki o sprężu $\pi > 10$ nie są obecnie rzadkością.



Technika spirali... innowacje w technologii sprężonego powietrza



POWIETRZE

1. ZASYSANIE

2. WSTĘPNE SPRĘŻANIE

WŁOT

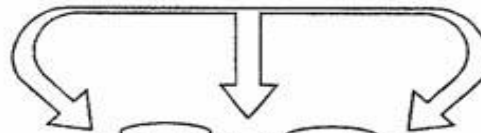
WYŁOT

SPIRALA OBROTOWA

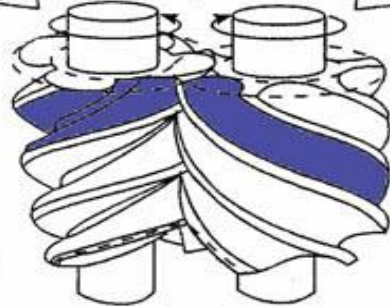
SPIRALA STAŁA

4. WYTŁACZANIE

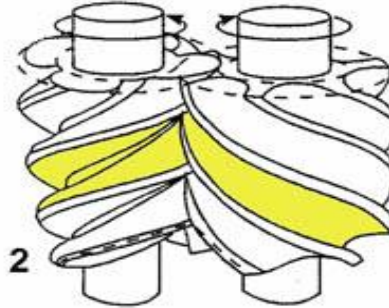
3. DOPRĘŻANIE



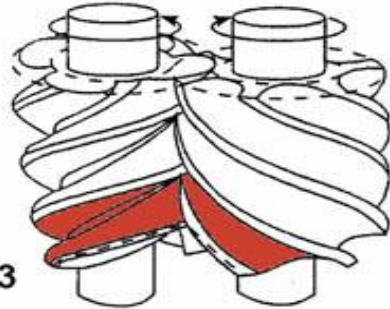
1



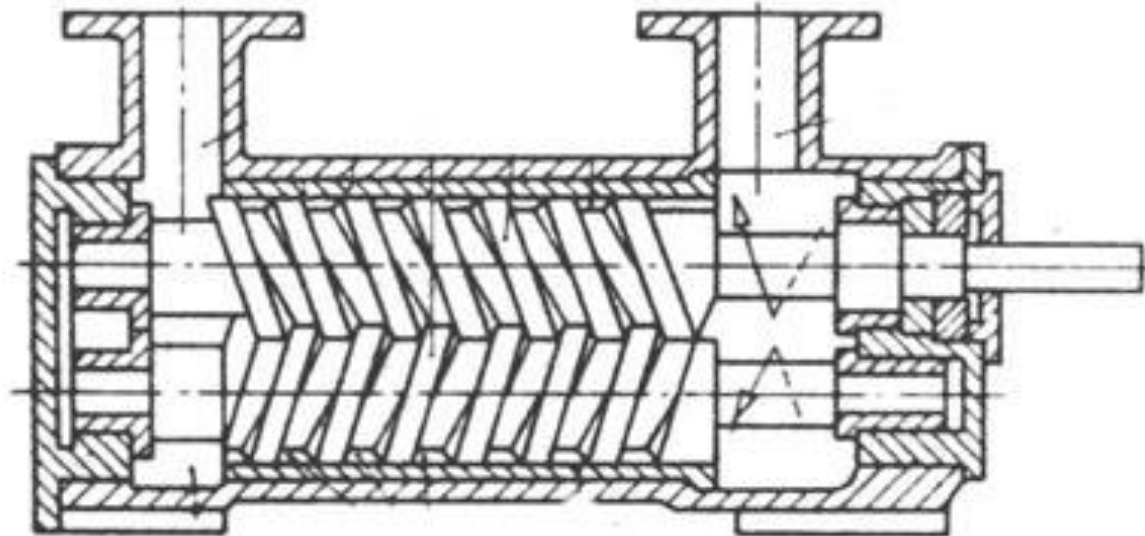
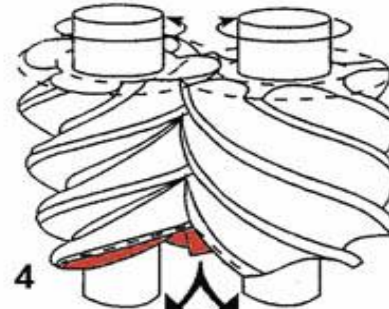
2



3



4



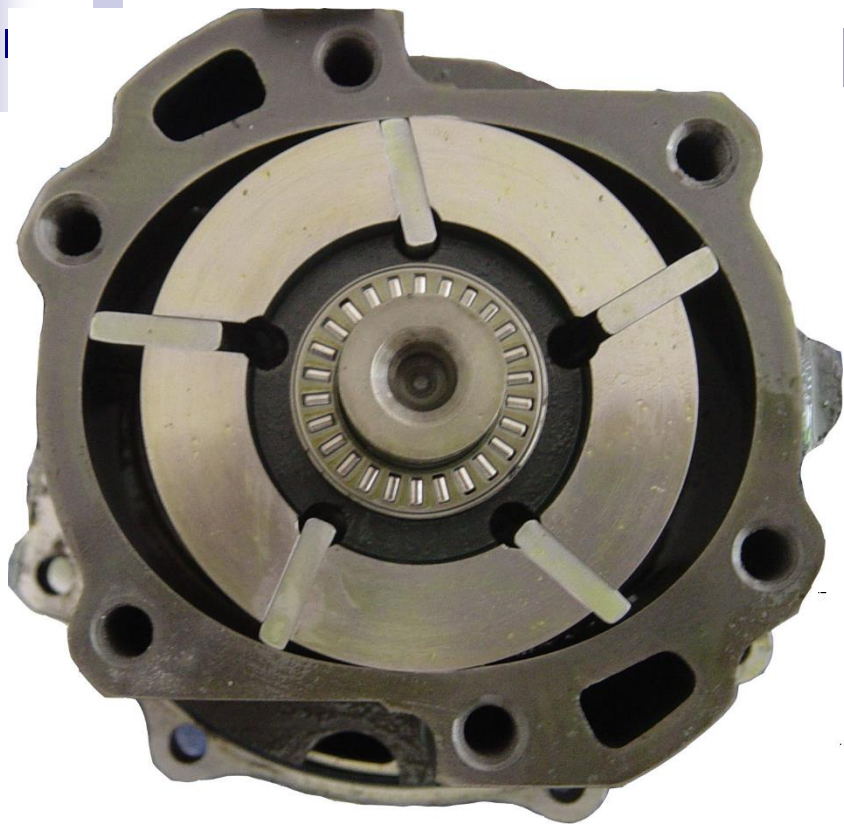
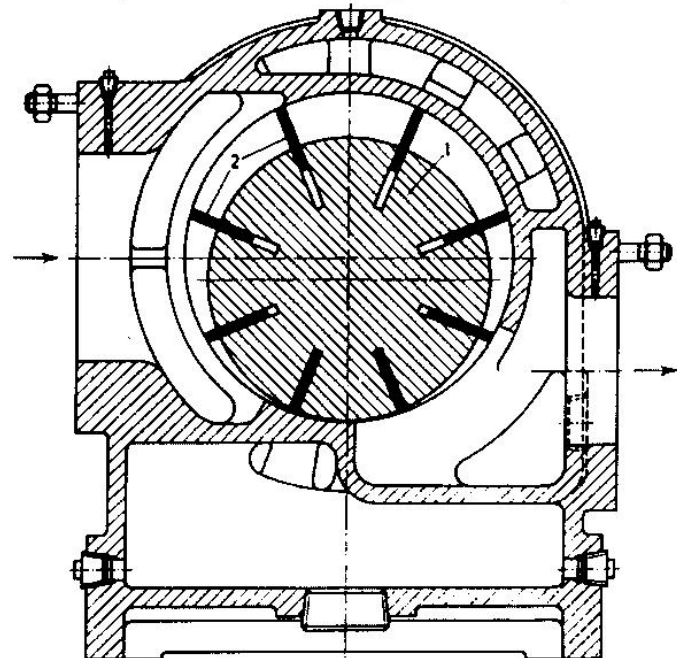
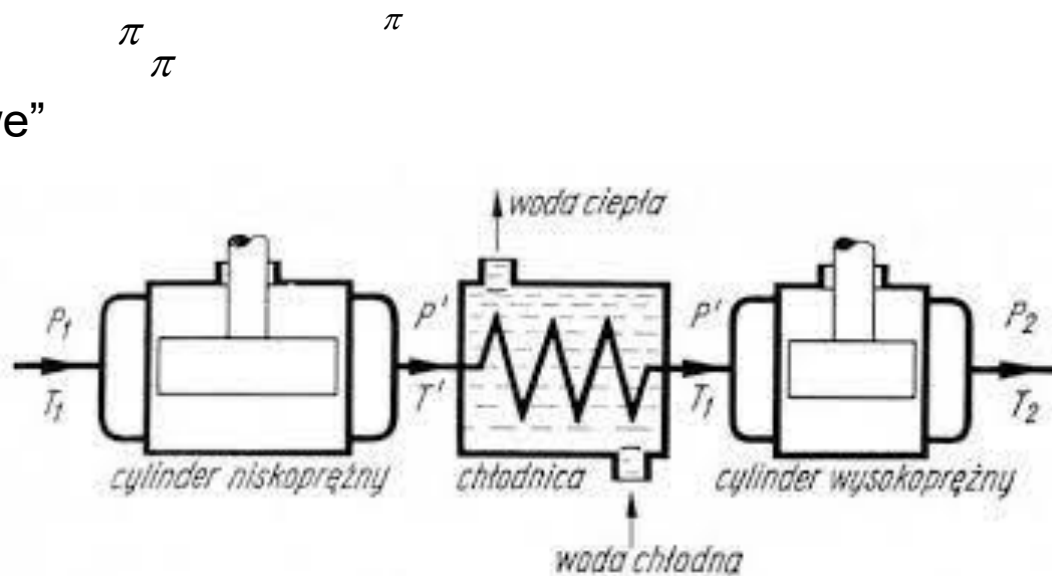


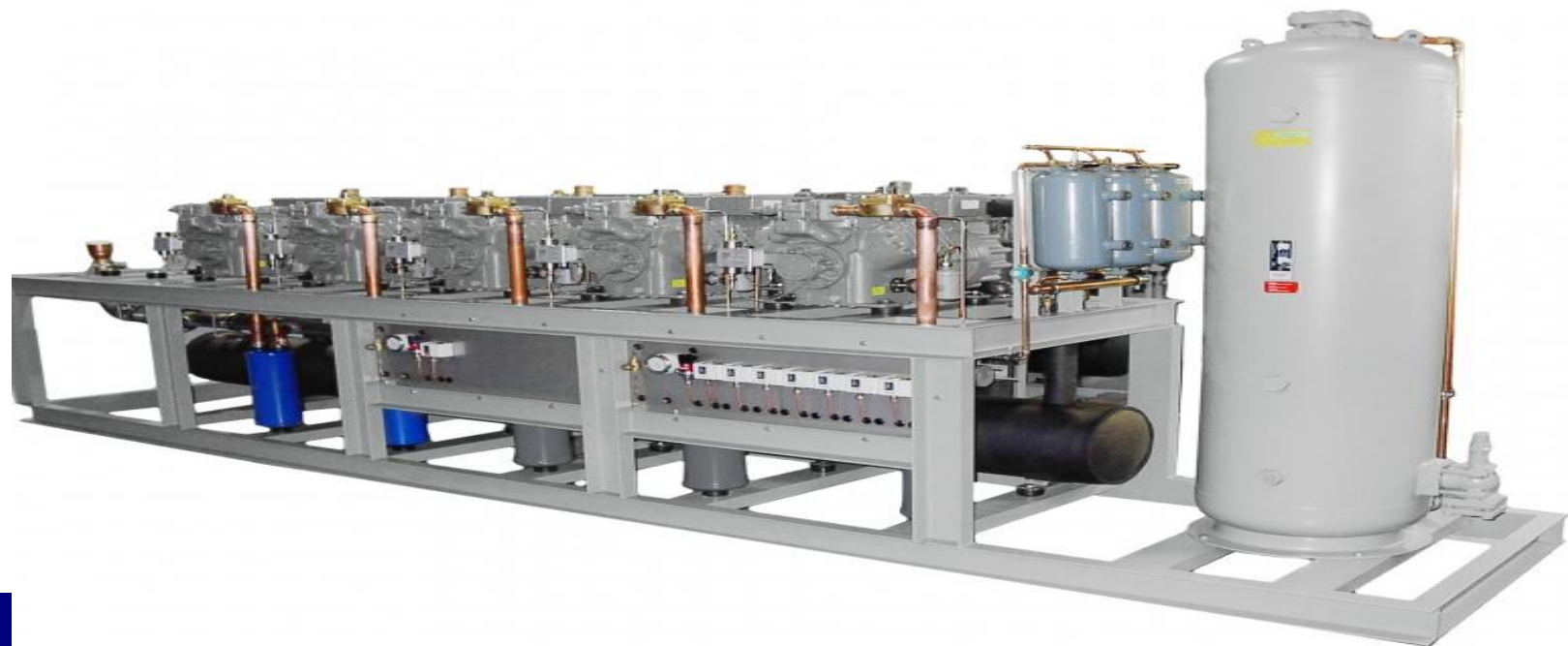
Figura 10.
Compressore rotativo a palette multiple



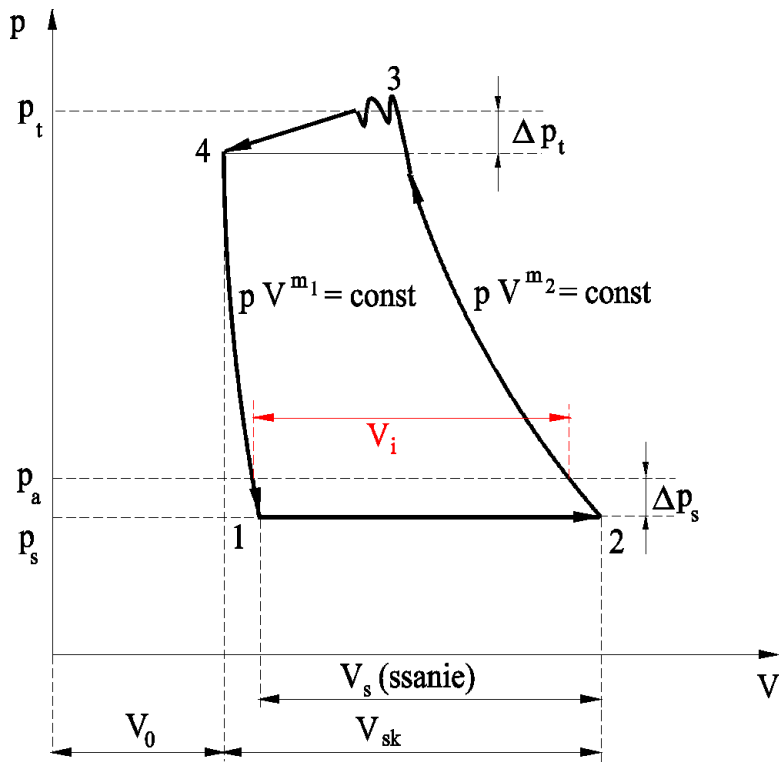
Sprężanie:

- PROBLEM: Przy dużym sprężu temperatura końc osiągnąć wartość przekraczającą dopuszczalną tę stosowanego w sprężarkach tłokowych.
- W takich przypadkach stosuje się :
- chłodzenie cylindrów sprężarki,
- sprężanie wielostopniowe
- chłodzenie pomiędzy stopniami
- tzw. „chłodzenie międzystopniowe”





Ogólne omówienie pracy sprężarek tłokowych



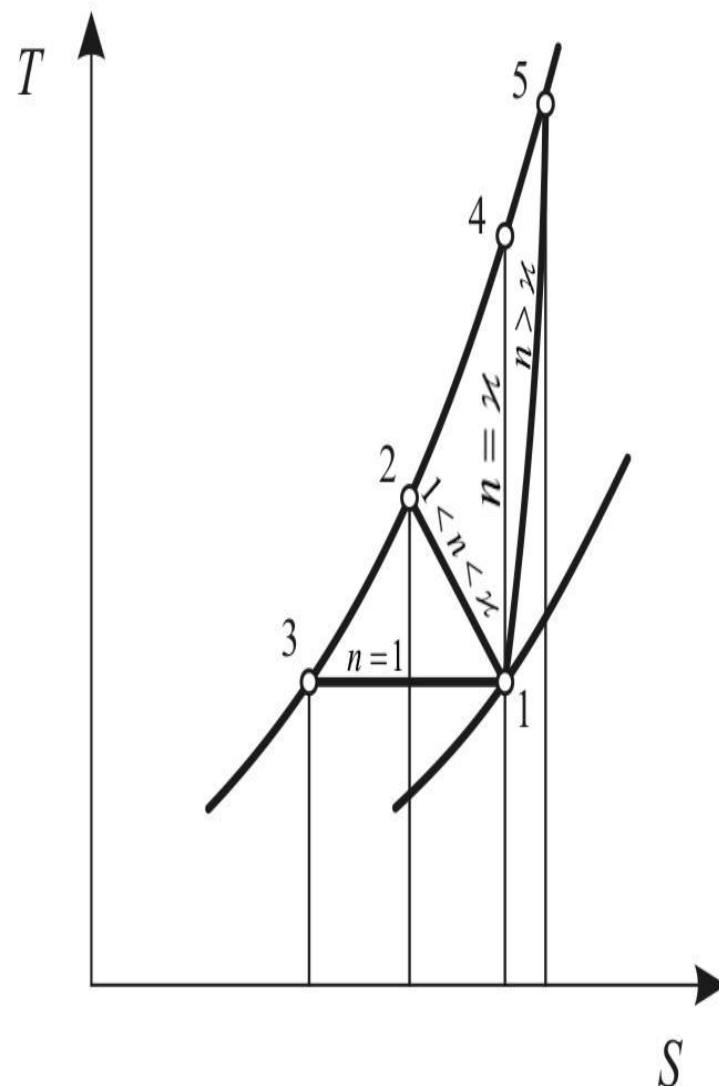
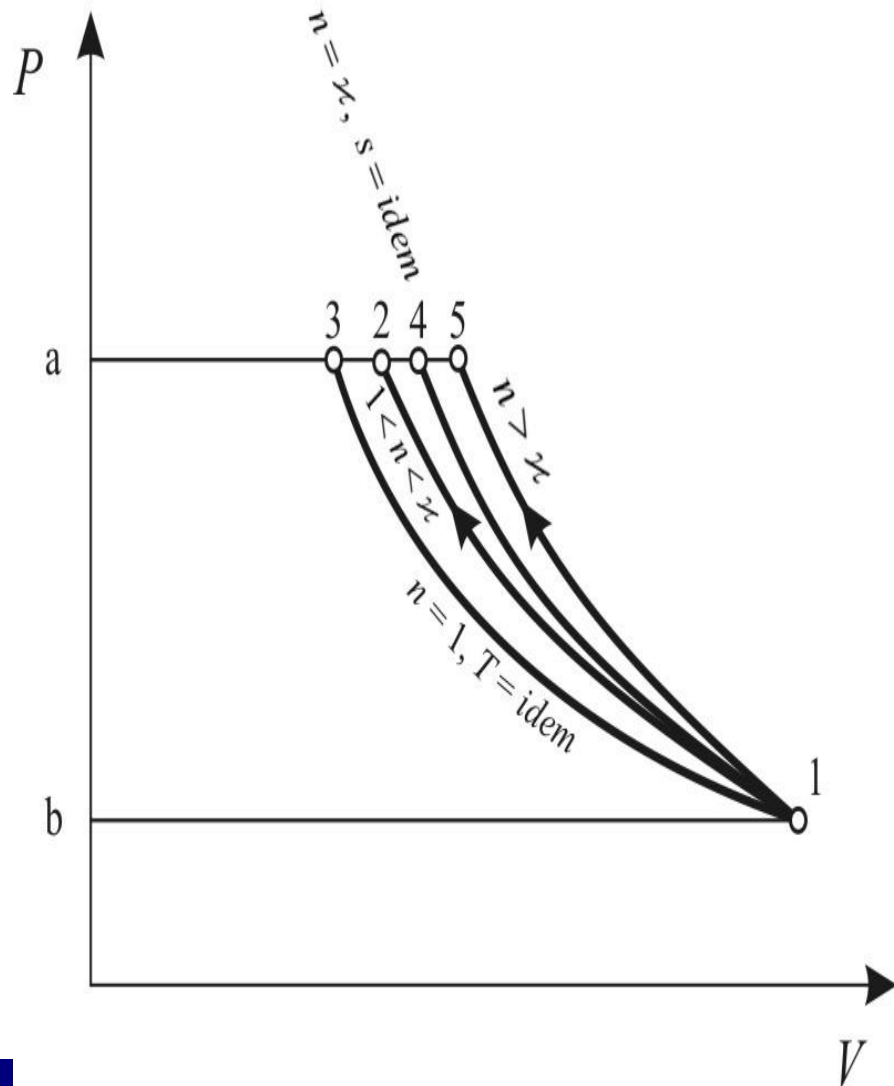
Rys. 1. Wykres pracy indykowanej tłokowej sprężarki jednostopniowej

Na rysunku przyjęto następujące oznaczenia: Δp_s – opory ssania, Δp_t – opory zaworu tłocznego, p_s – ciśnienie ssania, p_t – ciśnienie tłoczenia, p_a – ciśnienie atmosferyczne (otoczenia), V_{sk} – objętość skokowa, V_0 – objętość przestrzeni „szkodliwej” (zwykle $V_0 =$ od 3% do 8% V_{sk} – w zależności od konstrukcji sprężarki, umieszczenia zaworów i stosunku skoku do średnicy tłoka), V_s – objętość ssania (dotyczy gazu zassanego przy ciśnieniu w punkcie 1), V_i – objętość indykowana – odczytana z wykresu

Przyjmuje się następujące średnie wykładniki politropy: przy rozprężaniu $m_1 = 1,25$ do $1,3$ i przy sprężaniu $m_2 = 1,4$ do $1,35$. Wartość ich zależy od rodzaju gazu, sposobu chłodzenia i prędkości obrotowej sprężarki

-
- Zawór ssawny otwiera się samoczynnie, gdy ciśnienie gazu rozprężającego się z przestrzeni „szkodliwej” V_0 spadnie poniżej punktu 1. Ta wstępna różnica ciśnień służy do pokonania oporów: bezwładności zaworu, do przyspieszenia gazu w rurze ssawnej i pokonania siły sprężyny dociskającej zawór do gniazda
 - Zawór tłoczny otwiera się gdy ciśnienie gazu osiągnie w punkcie 3, wyższe ciśnienie od ciśnienia tłoczenia p_t .

Teoretyczny przebieg procesu sprężania w jednostopniowej sprężarce łożkowej 1-2 oraz w nie chłodzonej sprężarce wirowej 1-5.



h

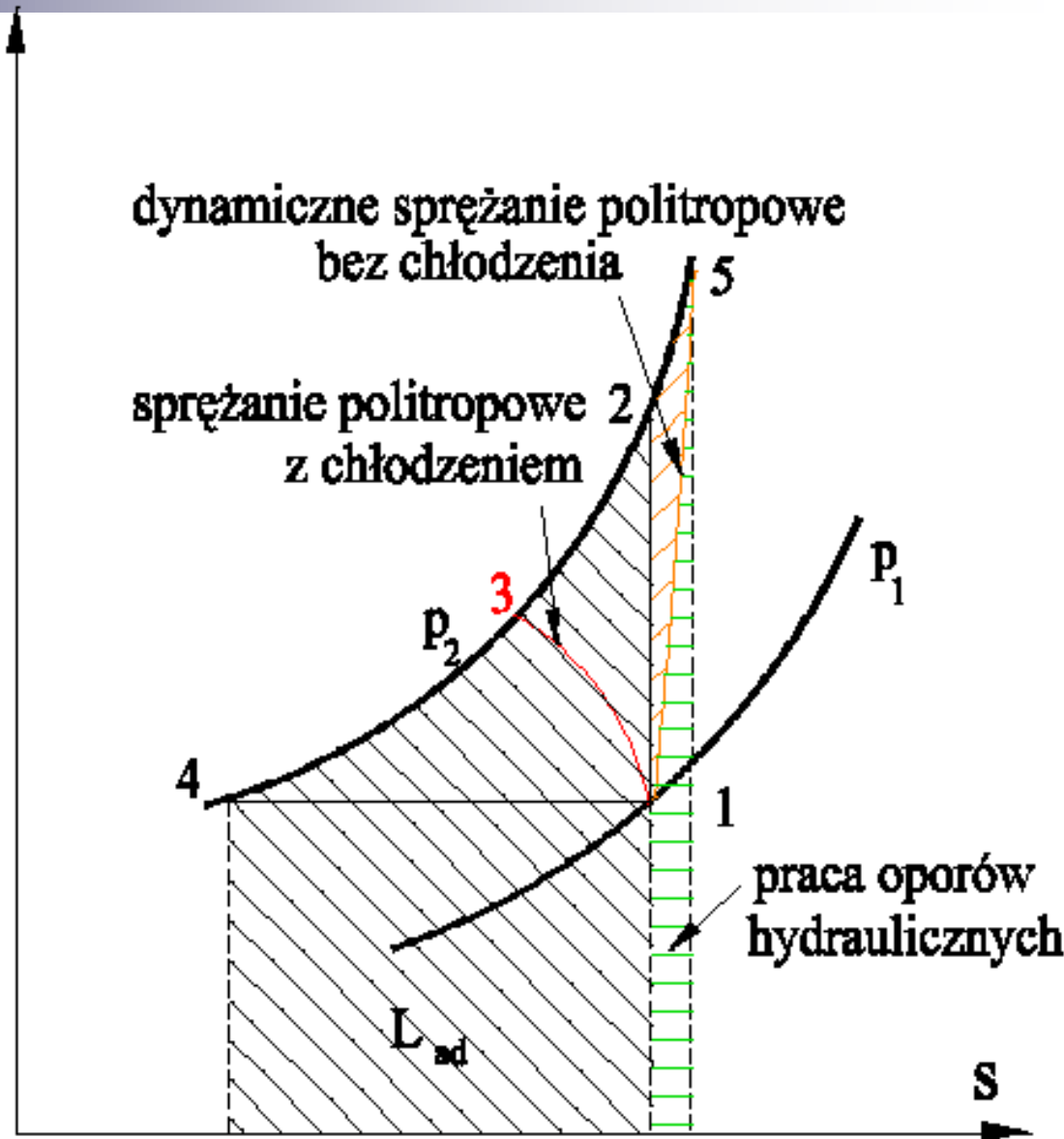
Sprężanie politropowe

Proces sprężania czynnika rzeczywistego w sprężarce rzeczywistej:

Niezwykle złożony.

Trudny w opisie matematycznym

Trudny analizie termodynamicznej.



Sprężanie politropowe

■ Konieczne założenia:

- sprężarka jest maszyną idealną a ziębnik gazem doskonałym.
 - można pominąć wszelkie odchylenia od przebiegu idealnego
 - najbardziej ogólna forma zapisu przemiany będzie równanie politropy $pv^m = idem$.
 - Wykładnik politropy m jest funkcja własności ziębnika oraz kierunku i intensywności wymiany ciepła między ziębnikiem a otoczeniem.
-

Sprężanie politropowe

Korzystając z ogólnego wzoru na pracę techniczną przemiany

-po wykorzystaniu równania politropy, dla politropowej kompresji ziębnika można określić prace napędową teoretyczną:

$$l_t = \int_{p_1}^{p_2} v dp = p_1^{\frac{1}{m}} \cdot v_1 \cdot v_1 \int_{p_1}^{p_2} p^{-\frac{1}{m}} dp$$

Sprężanie politropowe

$$\int_{p_1}^{p_2} p^{-\frac{1}{m}} dp = \frac{m}{m-1} \left(p_2^{\frac{m-1}{m}} - p_1^{\frac{m-1}{m}} \right)$$

Stąd praca napędowa teoretyczna

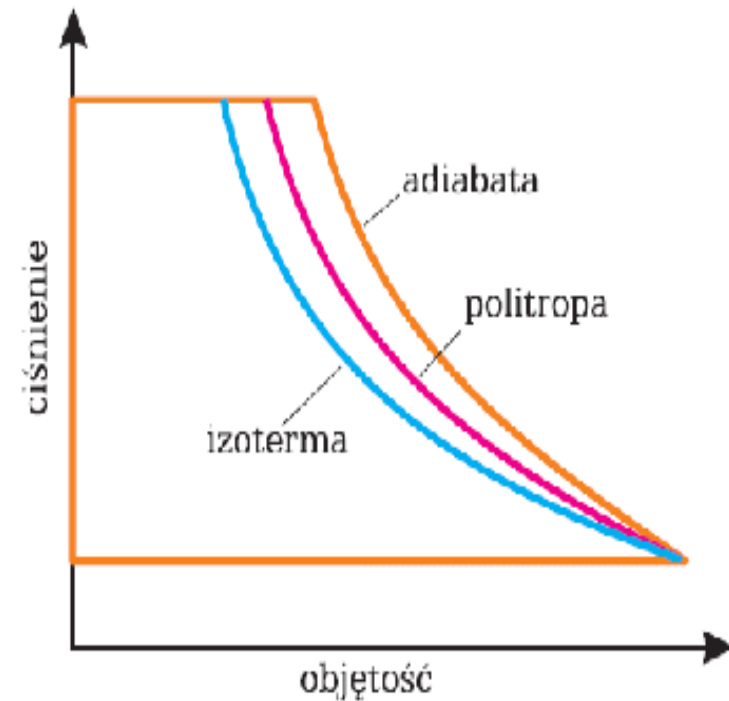
$$l_t = \frac{m}{m-1} \cdot p_1 \cdot v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

Korzystając z równania politropy w postaci

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}}$$

ostatecznie

$$l_t = \frac{m}{m-1} \cdot R \cdot T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] = \frac{m}{m-1} \cdot R \cdot T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)$$



-
- Jeżeli znana jest wartość temperatury ziębniaka w punkcie początkowym i końcowym przemiany oraz wartość sprężu π możliwe jest określenie wartości wykładnika politropy m

$$m = \frac{\lg \pi}{\lg \pi - \lg \frac{T_2}{T_1}}$$


Ciepło zewnętrzne przemiany politropowej

- Konieczność wymiana ciepła pomiędzy sprężanym ziębnikiem a otoczeniem (ciepłem zewnętrznym przemiany q_z)
- -wartość
- Kierunek
- wpływ na przebieg przemiany, wartość wykładnika politropy oraz wielkość pracy napędowej.

$$c_m = \frac{dq_z}{dT} = \textit{idem}$$

- z którego wynika ,że ciepło właściwe przemiany politropowej ma wartość stałą a ciepło zewnętrzne można określić jako:

$$q_z = c_m (T_2 - T_1)$$



$$mpdv + vdp = 0$$

$$pdv + vdp = RdT$$

$$(m - 1) pdv = -RdT$$

$$pdv = -\frac{RdT}{m - 1}$$

$$dq_z = du + pdv$$

i podstawiając $du = cvdT$, otrzymuje się

$$dq_z = c_v dT - \frac{RdT}{m - 1}$$

- Biorąc pod uwagę równanie i fakt, że $R = c_p - c_v$ można uzyskać zależność:

$$c_m = c_v \frac{c_p - c_v}{m - 1}$$

$$c_m = c_v \frac{m - \chi}{m - 1}$$

$$q_z = c_v \cdot \frac{m - \chi}{m - 1} \cdot (T_2 - T_1)$$

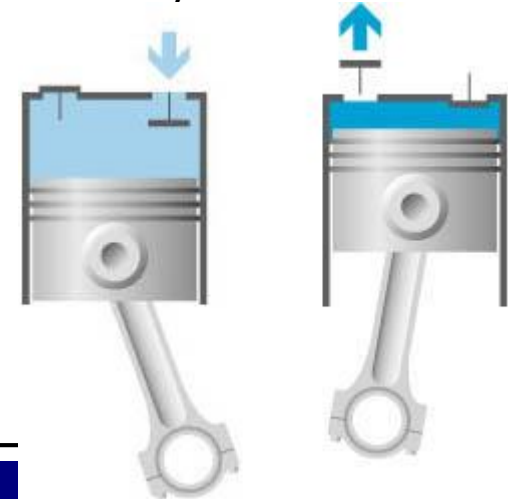
Z zależności wynikają następujące szczególne przypadki wymiany ciepła z otoczeniem:

- **ciepło zewnętrzne przemiany jest doprowadzone do ziębniaka $qz > 0$,** wtedy przemiana odbywa się według politropy o wykładniku większym niż wykładnik izentropy $m > \kappa$
 - **ciepło zewnętrzne przemiany jest odprowadzane od ziębniaka $qz < 0$,** wtedy przemiana odbywa się według politropy o wykładniku mniejszym od wykładnika izentropy $m < \kappa$
 - **gdy nie ma wymiany pomiędzy ziębniakiem a otoczeniem $qz = 0$,** wtedy przemiana odbywa się według politropy o wykładniku równym wykładnikowi izentropy $m = \kappa$, a przemiana jest przemianą izentropową adiabatyczną.
-

Sprężanie izentropowe

- Przemiana izentropowa jest szczególnym przypadkiem przemiany politropowej, dla której **ciepło zewnętrzne przemiany ma wartość zerową**.
- W szczególnych przypadkach jest ona uważana za **przemianę idealną** stosowaną do oceny działania niechłodzonych sprężarek lub niechłodzonych poszczególnych stopni sprężarek wirowych.
- Dla przemiany izentropowej wykładnik politropy jest równy wykładnikowi adiabaty $m = \kappa$ przy czym . Pracę napędową teoretyczną takiej przemiany można określić z równania wprowadzając odpowiednią wartość wykładnika politropy

$$l_s = \frac{\chi}{\chi - 1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1 \right]$$



$$l_{t1,2} = \frac{\chi}{\chi - 1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)$$

$$\eta_s = \frac{|L_{ts}|}{|L_i|}$$

Sprawność politropowa

$$\eta = \frac{|L_{tn}|}{|L_i|} = \frac{m}{m-1} \cdot \frac{\chi - 1}{\chi} = \frac{\chi - 1}{\chi} \cdot \frac{\lg \frac{T_2}{T_1}}{\lg \frac{p_2}{p_1}}$$

Dla sprężarek niechłodzonych pracą wewnętrzną sprężania można określić z zależności

$$|L_i| = \frac{\chi}{\chi - 1} \cdot R \cdot (T_2 - T_1)$$

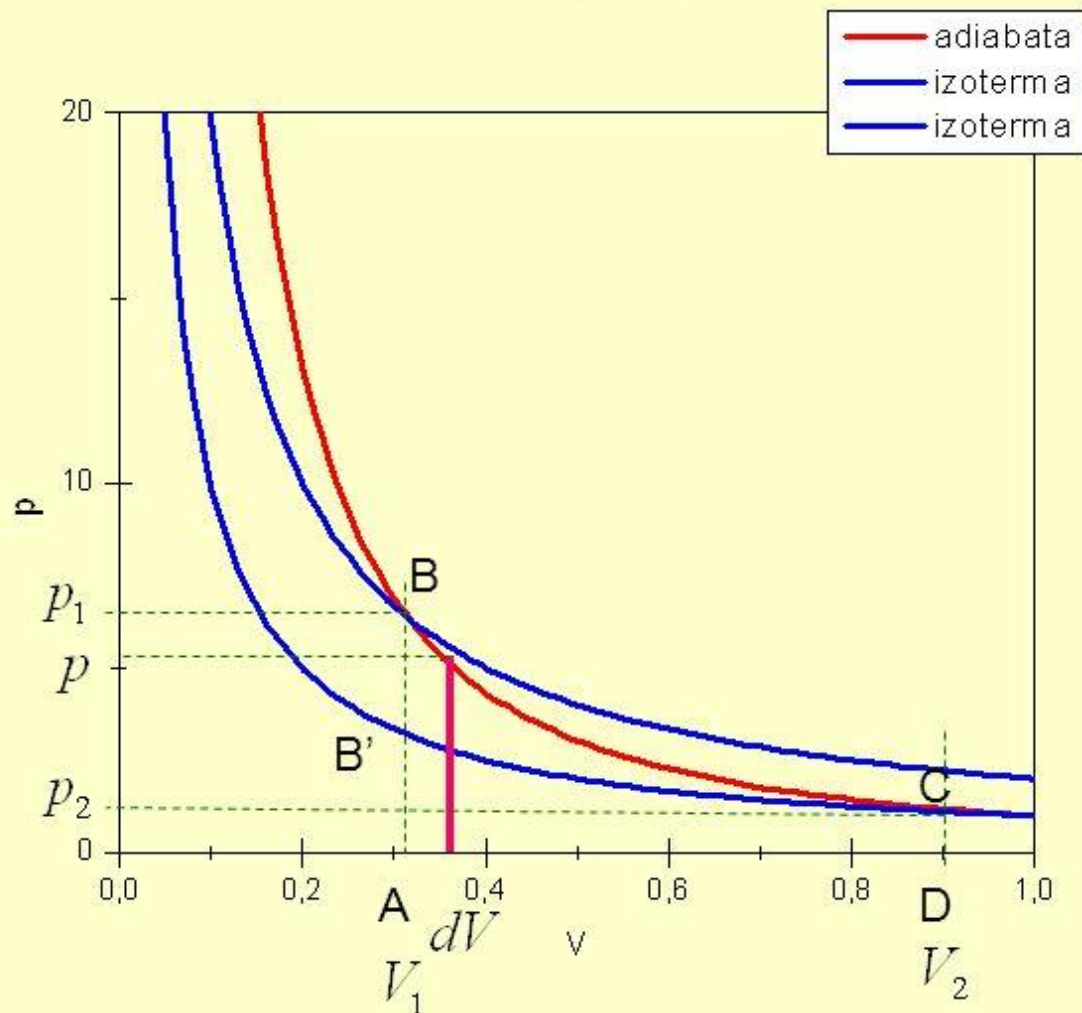
Sprężanie izotermiczne

- Podczas sprężania izotermicznego ciepło zewnętrzne osiąga wartość największą spośród wszystkich przypadków przemian politropowych.
- Ciepło to jest równe liczbowo pracy zewnętrznej sprężania ziębniaka.
- Wartość pracy napędowej sprężania izotermicznego można określić z zależności ogólnej obliczając granicę, do której zmierza wartość całego wyrażenia, gdy wartość wykładnika m zmierza do jedności

$$\lim_{m \rightarrow \infty} \frac{m}{m-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] = \ln \frac{p_2}{p_1}$$

$$l_T = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}$$

Izotermiczne i adiabatyczne sprężanie



Wartość pracy wykonanej podczas adiabatycznego sprężania od V_2 do V_1 jest równa polu $ABCD$

Wartość pracy wykonanej podczas izotermicznego sprężania od V_1 do V_2 jest równa polu $AB'CD$

Pole $AB'CD < ABCD$.

Przy sprężaniu

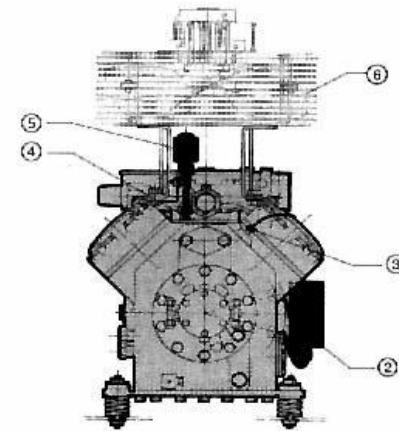
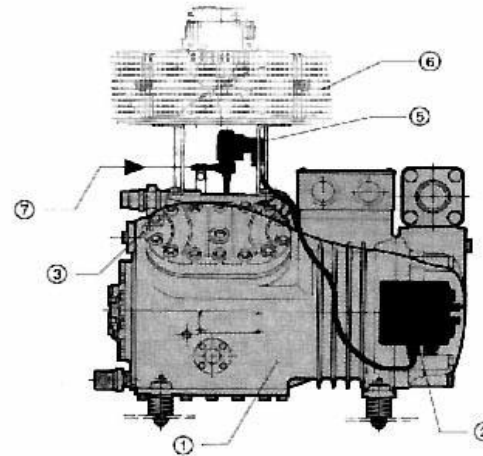
$$(\Delta W)_T < (\Delta W)_Q$$

Sprawność Izotermiczna

$$\eta_T = \frac{|L_{tT}|}{|L_i|}$$

Temperatura końca sprężania:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} = T_1 \cdot \pi^{1-\frac{1}{m}}$$





Termodynamiczne Podstawy Inżynierii Ciepłej

Sprężanie gazu rzeczywistego

Wykład 5.

W sprężarce rzeczywistej zawsze występuje sprężanie „politropowe” !

- Przyczyny:
 - dopływ ciepła do ziębnika podczas przemian w przestrzeni roboczej sprężarki
 - ciepło wewnętrzne przemiany w przestrzeni roboczej sprężarki w wyniku nieodwracalnego przetwarzania w ciepło pracy tarcia,
 - wskutek dopływu gorącego ziębnika do rozpatrywanej przestrzeni poprzez nieszczelności
 - wymiany ciepła ze ściankami przestrzeni roboczej i in.
 - Dopływ ciepła wewnętrznego przemiany występuje we wszystkich odmianach sprężarek niezależnie od tego czy sprężarki te są chłodzone, czy też nie.
 - Poszczególne odmiany sprężarek różnią się jedynie rodzajem źródła ciepła wewnętrznego przemiany.
-

Są dwa przypadki sprężania politropowego w sprężarkach rzeczywistych:

- - bez wymiany ciepła z otoczeniem (adiabatyczne)
 - - z wymianą (ciepło zewnętrzne przemiany).
 -
 - Jest on analogiczny jak w przypadku dopływu ciepła wewnętrznego. Dla czynnika bowiem obojętne jest usytuowanie źródła ciepła, a istotny jest sam fakt dopływu ciepła.
 - wykładnik politropy będzie spełniał nierówność $m > k$.
-

Sprężanie gazu rzeczywistego

- Do obliczenia pracy napędowej na podstawie rzeczywistych wartości parametrów termicznych stanu jest wymagana znajomość dokładnych wartości *wykładników i współczynnika ściśliwości i*, rzadko publikowanych w ogólnie dostępnej literaturze technicznej.
- W warunkach rzeczywistych pracę napędową przy izentropowym (adiabatycznym) sprężaniu gazu rzeczywistego można określić z wzoru

$$l_s = h_2 - h_1$$

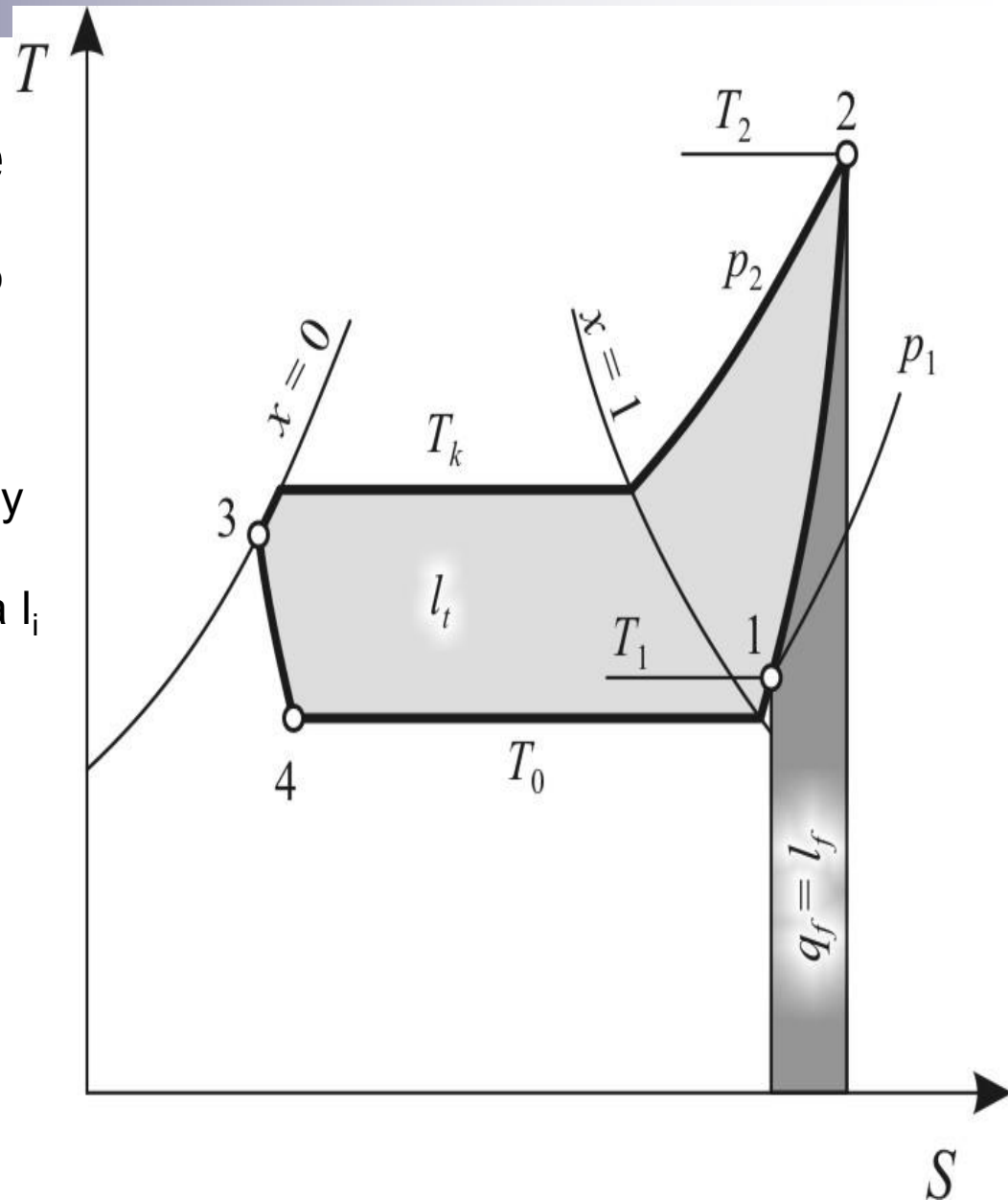
Sprężanie rzeczywiste

W układzie T-s ciepło doprowadzane do ziębniaka podczas przemiany, a więc w rozpatrywanym przykładzie ciepło wewnętrzne przemiany q_f , jest równe powierzchni wykresu pod linią przemiany 1-2.

Natomiast praca napędowa wewnętrzna l_i równa się całej zacienionej powierzchni wykresu. Wynika to z bilansu cieplnego sprężarki, gdyż

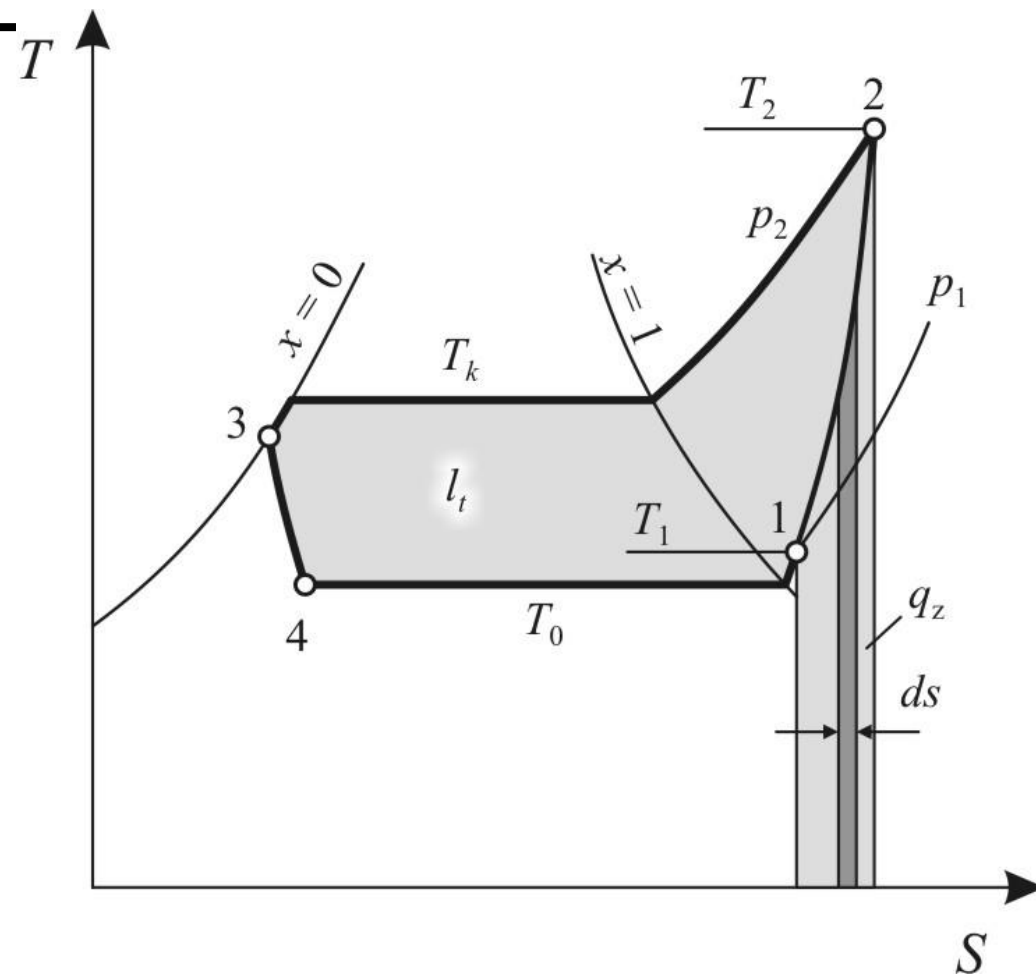
$$l_i = l_t + l_f$$

gdzie: l_t – praca napędowa teoretyczna przebiegu politropowego, $l_f = q_f$ – praca tarcia.



Ciepło zewnętrzne przemiany:

$$q_z = \int_{T_1}^{T_2} T ds$$



Rysunek 6.2 Praca napędowa teoretyczna l_t i ciepło zewnętrzne q_z przemiany 1 – 2.

Praca napędowa wewnętrzna l_i

- Praca wykonywana w przestrzeni roboczej przez roboczy element sprężarki (np. tłok, wirnik).
- Z wykresu można również odczytać, że całkowita zacieniona powierzchnia wykresu (równa pracy wewnętrznej), odpowiada różnicy entalpii właściwych ziębniaka w punktach krańcowych. przemiany 1-2.

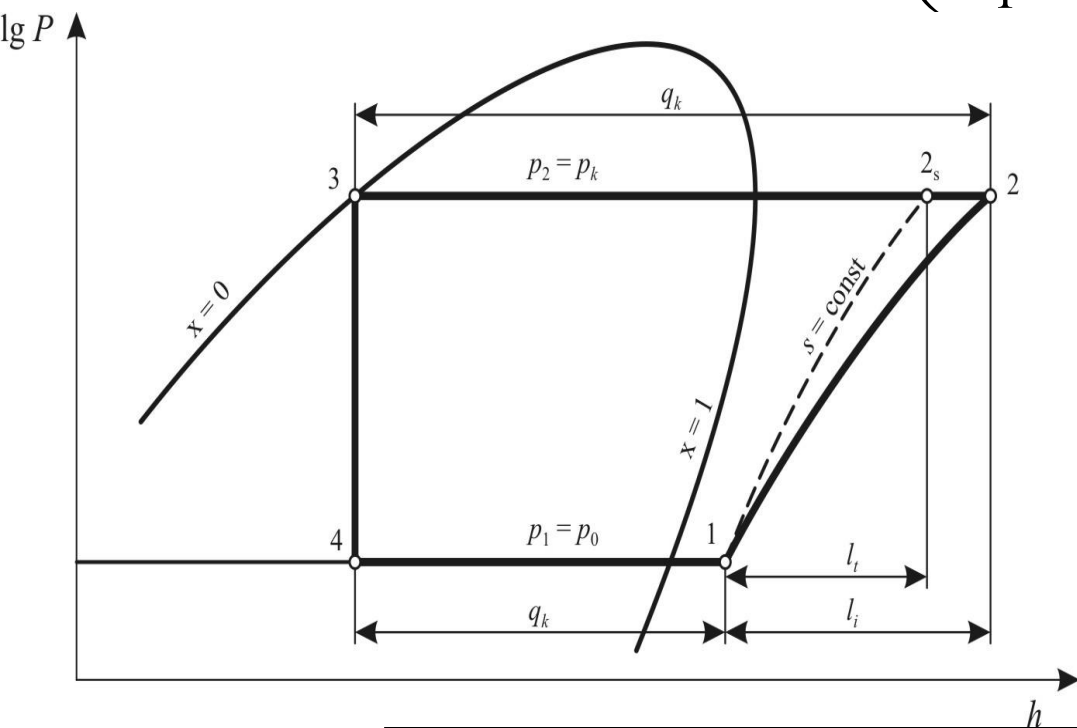
- Można więc napisać, że

$$l_i = h_2 - h_1$$

- Wzór ten umożliwia wykorzystywanie wykresów ziębników w układzie l g - h do bezpośredniego wyznaczania pracy napędowej wewnętrznej .
- Wzór stanowi również podstawę do analitycznego obliczenia pracy wewnętrznej. Korzystając z wzoru na pracę teoretyczną izentropową, różnicę entalpii można wyrazić jako

Praca napędowa

$$h_2 - h_1 = \frac{\dot{u}}{\dot{u} - 1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)$$

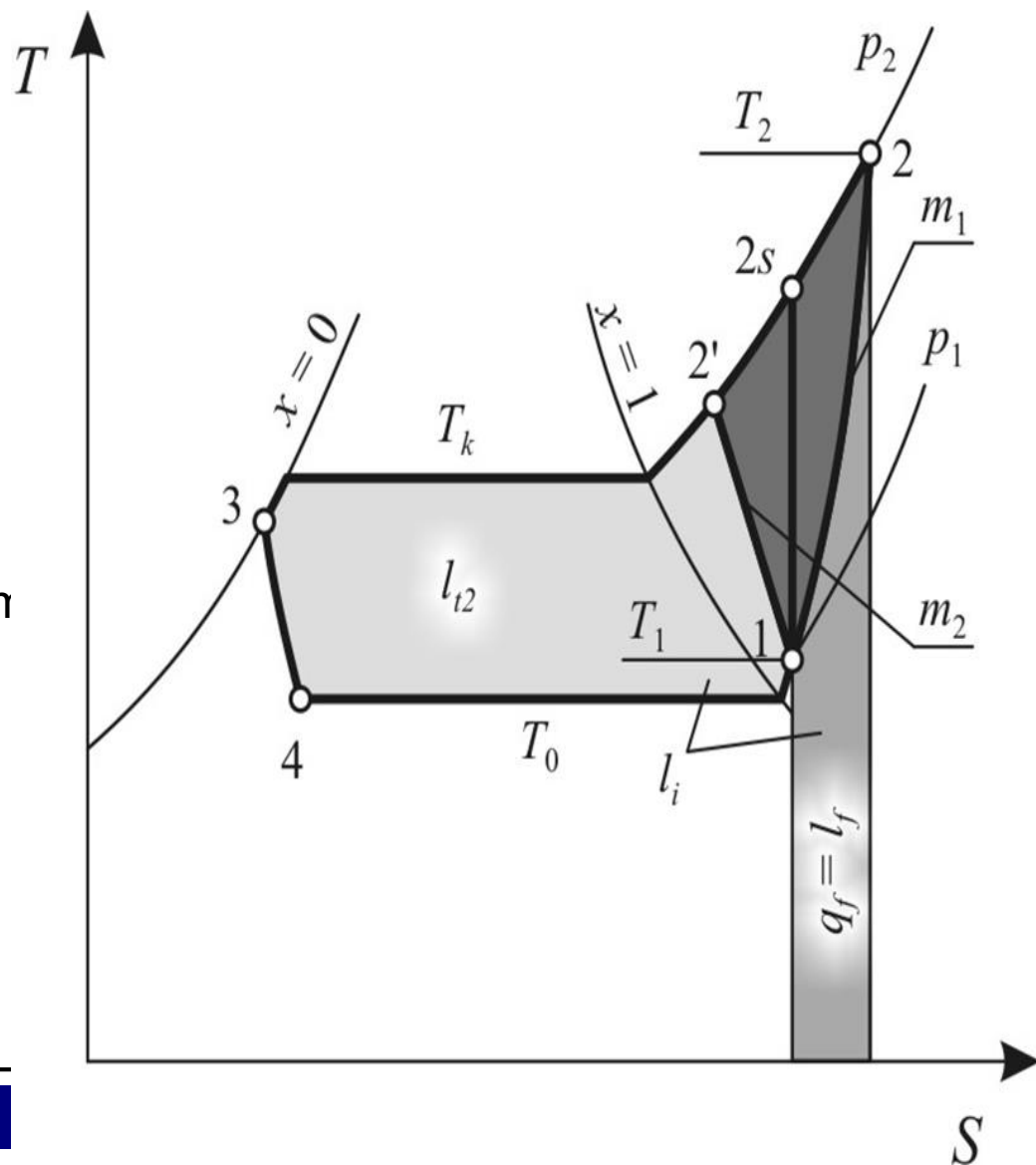


$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}}$$

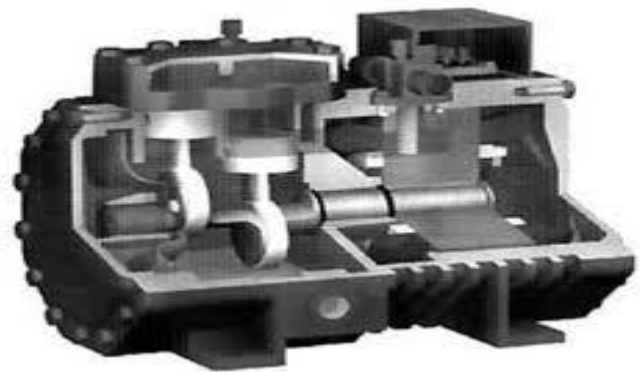
$$l_i = \frac{\dot{u}}{\dot{u} - 1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

Wpływ chłodzenia sprężarek:

- Opisany politropowy adiabatyczny przebieg sprężania czynnika stanowi wzorzec dla sprężarek rzeczywistych bez intensywnego chłodzenia zewnętrznego (np. chłodzenie płaszczowe). Dotyczy to sprężarek tłokowych, rotacyjnych łopatkowych i wirowych.
- Odmiennie od opisanego sprężania przebiega sprężanie przy intensywnym chłodzeniu zewnętrznym, które odbywa się przykładowo w sprężarkach śrubowych o chłodzeniu olejowym).



Wpływ chłodzenia:



- Oznaczając przez l_{t1} pracę teoretyczną według politropy sprężania adiabatycznego z dopływem ciepła wewnętrznego (wykładnik $m1$), zaś przez l_{t2} pracę teoretyczną według politropy sprężania z odpływem ciepła zewnętrznego (wykładnik $m2$) można przedstawić wzór w nieco innej postaci
- $$l_i = l_{t2} + l_f = \left(l_{t1} + l_f \right) - l_{t1} + l_{t2}$$
- Wyrażenie. w nawiasie odpowiada pracy wewnętrznej sprężania adiabatycznego według politropy 1-2, którą można oznaczyć przez l_{t1} , czyli

$$l_{i1} = l_{t1} + l_f$$

Wpływ chłodzenia:

- Wprowadzając wielkość l_{i1} do równania otrzymuje się nowe wyrażenie na l_i

$$l_i = l_{i1} - l_{t1} + l_{t2}$$

- Ta nowa postać wzoru wskazuje na praktyczną metodę obliczania pracy napędowej wewnętrznej sprężarki.
- W pierwszej kolejności należy określić przebieg politropy 1-2 przy założeniu, że sprężanie przebiega adiabatycznie. Praca wewnętrzna l_{i1} takiego procesu odpowiada całkowitej powierzchni wykresu, analogicznie jak na rysunku 6.6. Pracę tę można obliczyć z wzoru .

Sprężanie rzeczywiste wymaga uwzględnienia:

- - wpływu na przebieg sprężania spadków ciśnienia występujących w sprężarce w czasie
 - dopływu ziębnika do przestrzeni roboczej
 - i odpływu z niej
 - wymiany ciepła odbywającej się między ziębnikiem a ściankami komór ssawnych,
 - jak też w wyniku mieszania przed rozpoczęciem sprężania.
 - Krzywoliniowy (w układzie $T-s$) przebieg politropy sprężania, wskutek zmian intensywności i kierunku wymiany ciepła w czasie przemiany, co jest równoznaczne ze stałą zmianą wartości wykładnika politropy m .
 - Okoliczności te mają wpływ na przebieg politropy i wartość pracy napędowej wewnętrznej.
-

Straty objętościowe

- Straty objętościowe w sprężarce tłokowej wynikają z wielu przyczyn, które prowadzą do niepełnego wykorzystania jej objętości skokowej podczas zasysania czynnika ziębniczego [123].
- Miarą wszystkich strat objętościowych występujących w sprężarce tłokowej jest współczynnik dostarczania λ (nazywany współczynnikiem wydajności, stopniem dostarczania, współczynnikiem przetłaczania). Jest to wskaźnik skuteczności działania sprężarki rzeczywistej określony jako stosunek wydajności masowej sprężarki rzeczywistej \dot{m}_r do wydajności masowej sprężarki doskonałej \dot{m}_t , pracującej w tych samych warunkach.

$$\lambda = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_t} \quad \dot{m}_t = \frac{\dot{V}_{sk}}{v_o} \quad \dot{m}_r = \frac{\dot{V}_r}{v_o} \quad \lambda = \frac{\dot{V}_r}{\dot{V}_{sk}}$$

Rzeczywistą wydajność sprężarki określa wzór:

$$m_r = \lambda m_t$$

przy czym:

$$m_t = F s n z_c$$

gdzie: F – powierzchnia tłoka,

s – skok,

n – liczba obrotów,

z_c – ilość cylindrów,

$F s = V_{sk}$ - objętość skokowa.

gdzie: \dot{V}_{sk} - objętość strumienia masy przetłaczanego ziębnika obliczona na podstawie wymiarów geometrycznych cylindra (wydajność skokowa cylindra), m³/s,

\dot{V}_r - rzeczywista objętość strumienia masy ziębnika przetłoczonego przez sprężarkę, m³/s,

ν_o – objętość właściwa ziębnika przy ciśnieniu ssania, m³/kg.

Współczynnik dostarczania λ może być również wyrażony za pomocą wzoru

$$\lambda = \lambda_s \lambda_d \lambda_q \lambda_n = \lambda_i \lambda_q \lambda_n$$



gdzie: λ_s - wskaźnik przestrzeni szkodliwej wyrażający względne straty objętości zasysanego ziębnika spowodowane istnieniem przestrzeni szkodliwej

λ_d - wskaźnik strat dławienia

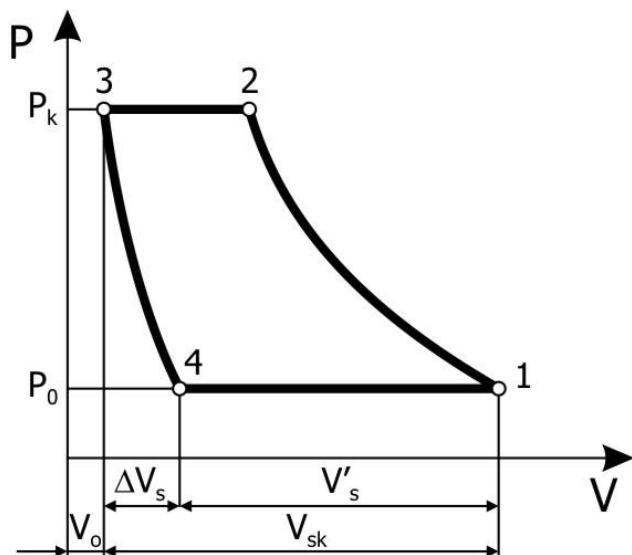
λ_q – wskaźnik strat objętościowych spowodowanych cieplnym oddziaływaniem ścianek cylindra,

λ_n - wskaźnik strat objętościowych spowodowanych niedoskonałością pierścieni uszczelniających cylinder i nieszczelnościami na połączeniach części składowych sprężarki.

Dokładne ustalenie wartości współczynnika dostarczania jest możliwe jedynie na drodze eksperymentalnej poprzez porównanie wykresów indykatorowych sprężarki rzeczywistej i doskonałej. Zależności i współczynniki podawane w literaturze do jego obliczeń mają ograniczony zakres stosowania i są uwarunkowane wieloma dodatkowymi założeniami dla określonego typu sprężarek.

Wskaźnik przestrzeni szkodliwej λ_s

- Przestrzeń szkodliwa to niezbędna, konstrukcyjna szczelina między głowicą a dnem tłoka, gdy zajmuje on martwe położenie zwrotne na zakończenie suwu sprężania. Teoretyczny wykres pracy sprężarki tłokowej z uwzględnieniem przestrzeni szkodliwej przedstawiono na rys.



Teoretyczny wykres pracy sprężarki tłokowej z uwzględnieniem przestrzeni szkodliwej

- W zewnętrznym położeniu zwrotnym, na końcu suwu sprężania para ziębnika sprężona jest do ciśnienia p_k i wypełnia przestrzeń szkodliwą o objętości V_o (punkt 3 na rys.). Następnie rozpoczyna się ruch powrotny tłoka. Para rozpręża się politropowo w czasie suwu ssawnego tłoka do ciśnienia ssania p_0 i objętości V_4 . W rezultacie tego rzeczywista objętość zassanego ziębnika wynosi $V'_s = V_1 - V_4$ jest mniejsza od objętości skokowej cylindra V_{sk} o wielkość ΔV_s .

$$\lambda_s = \frac{V'_s}{V_{sk}}$$

$$V'_s = V_{sk} - \Delta V_s$$

$$\lambda_s = \frac{V_{sk} - \Delta V_s}{V_{sk}} = 1 - \frac{\Delta V_s}{V_{sk}}$$

Traktując parę ziębnika jako gaz doskonały, wielkość $\frac{\Delta V_s}{V_{sk}}$

można wyrazić w funkcji stopnia sprężania $\frac{P_k}{P_o}$ oraz wykładnika m

politropy rozprężania (proces 3-4 na rys.). Równanie politropy dla procesu 3-4 ma

$$P_k V_0^m = P_o (V_0 + \Delta V_s)^m$$

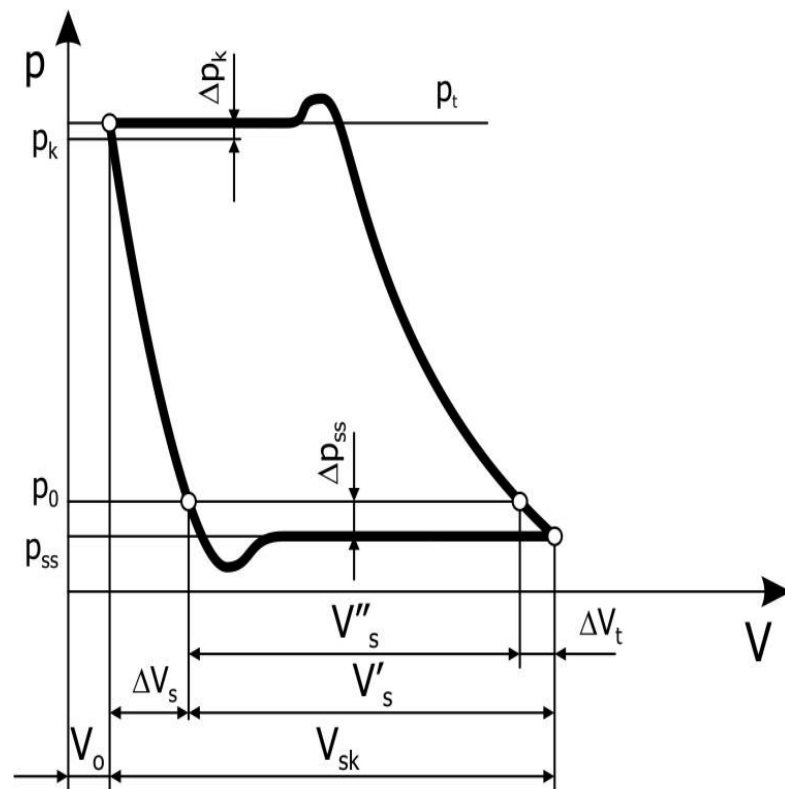
Jeżeli wielkość względną e_o zdefiniujemy wzorem $e_o = \frac{V_o}{V_{sk}}$ otrzymamy po przekształceniach

$$\frac{\Delta V_s}{V_{sk}} = e_o \left[\left(\frac{P_k}{P_o} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \quad \lambda_s = 1 - e_o \left[\left(\frac{P_k}{P_o} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]$$

Wskaźnik przestrzeni szkodliwej zależy głównie od wielkości V_o , stosunku ciśnień p_k/p_o i wykładnika politropy m [123].

Wskaźnik strat dławienia λ_d

- Przebieg strat objętościowych występujących w sprężarce.
- Dodatkowe straty powodowane są: oporami przepływu pary ziębnika przez zawory: ssawny i tłoczny.
- Dodatkowe straty uwidaczniają się na wykresie indykowanym pokazanym na rys.
- na skutek pokonywania bezwładności zaworów, napięcia sprężyn zaworowych oraz oporów przepływu ziębnika przez zawory, sprężarka zasysa ziębnik o ciśnieniu p_{ss} niższym niż ciśnienie p_0 (w króćcu ssawnym) oraz, że spręża go do ciśnienia wyższego od ciśnienia p_k (w króćcu tłocznym). Efektem jest niższe o $\Delta p_{ss} = p_0 - p_{ss}$



ciśnienie wewnątrz cylindra od panującego w komorze ssawnej oraz wyższe ciśnienie w komorze tłocznej. Dławienie po stronie ssawnej ma dużo większy wpływ na straty objętościowe niż po stronie tłocznej. W rezultacie spadku ciśnienia ssania maleje gęstość zasysanego ziębnika, a zatem maleje strumień masy sprężanego ziębnika.

- Miarą strat objętościowych spowodowanych oporami przepływu ziębnika przez zawór ssawny jest wskaźnik strat dławienia określony wzorem

$$\lambda_d = \frac{V_s''}{V_s'} = \frac{V_s' - \Delta V_t}{V_s'} = 1 - \frac{\Delta V_t}{V_s'} = 1 - \frac{\Delta V_t}{V_{sk} \cdot \lambda_s}$$

Jeżeli uwzględnimy wprowadzone oznaczenia i zależności

$$\dot{m}_t = \frac{\dot{V}_{sk}}{v_o} \quad \lambda_s = \frac{V_{sk} - \Delta V_s}{V_{sk}} = 1 - \frac{\Delta V_s}{V_{sk}} \quad e_o = \frac{V_o}{V_{sk}}$$

to równanie przyjmie postać:

$$\lambda_d = 1 - \frac{1 + \varepsilon_0 \Delta p_{ss}}{\lambda_s p_0}$$

- Do oceny strat objętościowych sprężarek tłokowych stosuje się również pojęcie sprawności wolumetrycznej, (sprawności objętościowej) lub indykowanego wskaźnika strat objętościowych λ_i

$$\lambda_i = \frac{V_s''}{V_{sk}}$$

$$\lambda_i = \frac{V_s''}{V_s'} \cdot \frac{V_s'}{V_{sk}} = \lambda_d \lambda_s$$

Wskaźnik strat objętościowych uwzględnia wspólne oddziaływanie przestrzeni szkodliwej i dławienia.

Wskaźnik podgrzania λ_q

- Wpływ cieplnego oddziaływania ścianek cylindra polega na tym, że ziębnik zasysany przy ciśnieniu p_0 ma temperaturę niższą od temperatury elementów konstrukcyjnych sprężarki. W wyniku wymiany ciepła temperatura ziębnika wzrasta, co powoduje wzrost objętości właściwej i w rezultacie zmniejszenie masy zasysanego ziębnika.
- Straty objętościowe spowodowane cieplnym oddziaływaniem ścianek cylindra są szczególnie duże w mokrym obiegu ziębnicznym. Ciecz zawarta w wilgotnej parze ziębnika odparowuje na ściankach cylindra, co powoduje znaczne zmniejszenie objętości ziębnika zasysanego przez sprężarkę.
- Wymiana ciepła między czynnikiem ziębnicznym a ściankami cylindra deformuje wykres indykatorowy sprężarki i powoduje sprężanie podczas przemiany politropowej o zmiennym wykładniku. Dokładne wartości wskaźnika podgrzania wyznacza się na podstawie badań eksperymentalnych, orientacyjne na podstawie wzorów przybliżonych.

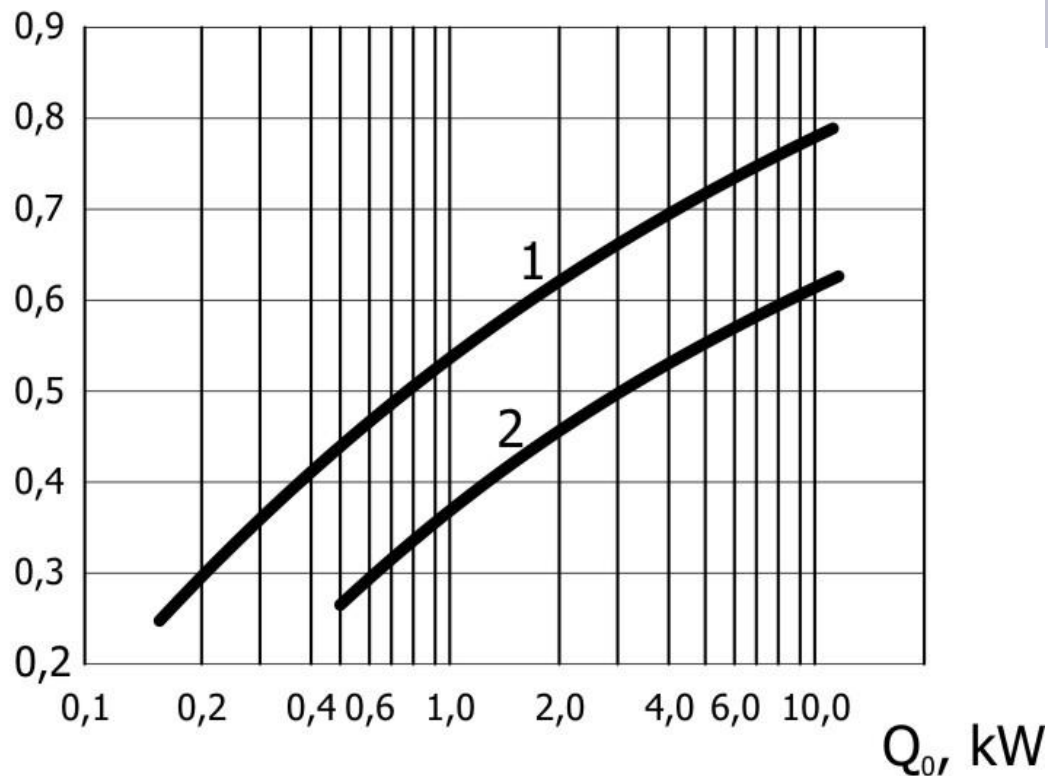
- Dla przelotowych sprężarek o dużej mocy ziębniczej [14]:

$$\lambda_q \approx \frac{T_0}{T_k}$$

– dla półhermetycznych i hermetycznych sprężarek stosowanych w klimatyzatorach autonomicznych i chłodziarkach domowych [14]:

$$\lambda_q = \frac{T_s}{bT_k + c(t_s - t_o)}$$

- b- współczynnik uwzględniający wpływ temperatury skraplania na procesy wymiany ciepła w cylindrze sprężarki, $1 < b \leq 1,5$,
- c- współczynnik charakteryzujący wpływ temperatury otoczenia na wielkość strat objętościowych. Wartość współczynnika c odczytać można z nomogramów



- Współczynnik c do wzoru w zależności od mocy ziębniczej hermetycznej sprężarki tłokowej oraz od sposobu chłodzenia cylindra: 1 - grawitacyjny przepływ powietrza chłodzonego, 2 - wymuszony przepływ powietrza chłodzonego [14]

-
- – dla sprężarek amoniakalnych małych [122]:

$$\lambda_q = \frac{T_0}{T_k - 40}$$

- dla sprężarek amoniakalnych dużych

$$\lambda_q = \frac{T_0}{T_k + 26}$$

$$\lambda_q = 1 - 0,01 \left(\frac{p_t}{p_{ss}} - 1 \right)$$

Wskaźnik nieszczelności λ_n

- Wskaźnik nieszczelności określa wszystkie straty zasysanego ziębnika przez nieszczelności w różnych elementach przepływowych sprężarki. Matematycznie określa się to jako stosunek ilości ziębnika wytłaczanego do ilości ziębnika zasysanego, a liczbowo przyjmuje się wartość na podstawie wyników badań eksploatacyjnych podobnych sprężarek. Dla nowych i nowoczesnych sprężarek tłokowych $\lambda_n = 0.99 - 0.995$ i raczej nie przyjmuje się wartości niższej niż $\lambda_n = 0.96$. Można oczywiście skorzystać ze wzorów przybliżonych i określić wartość tego wskaźnika np. z zależności [130]:

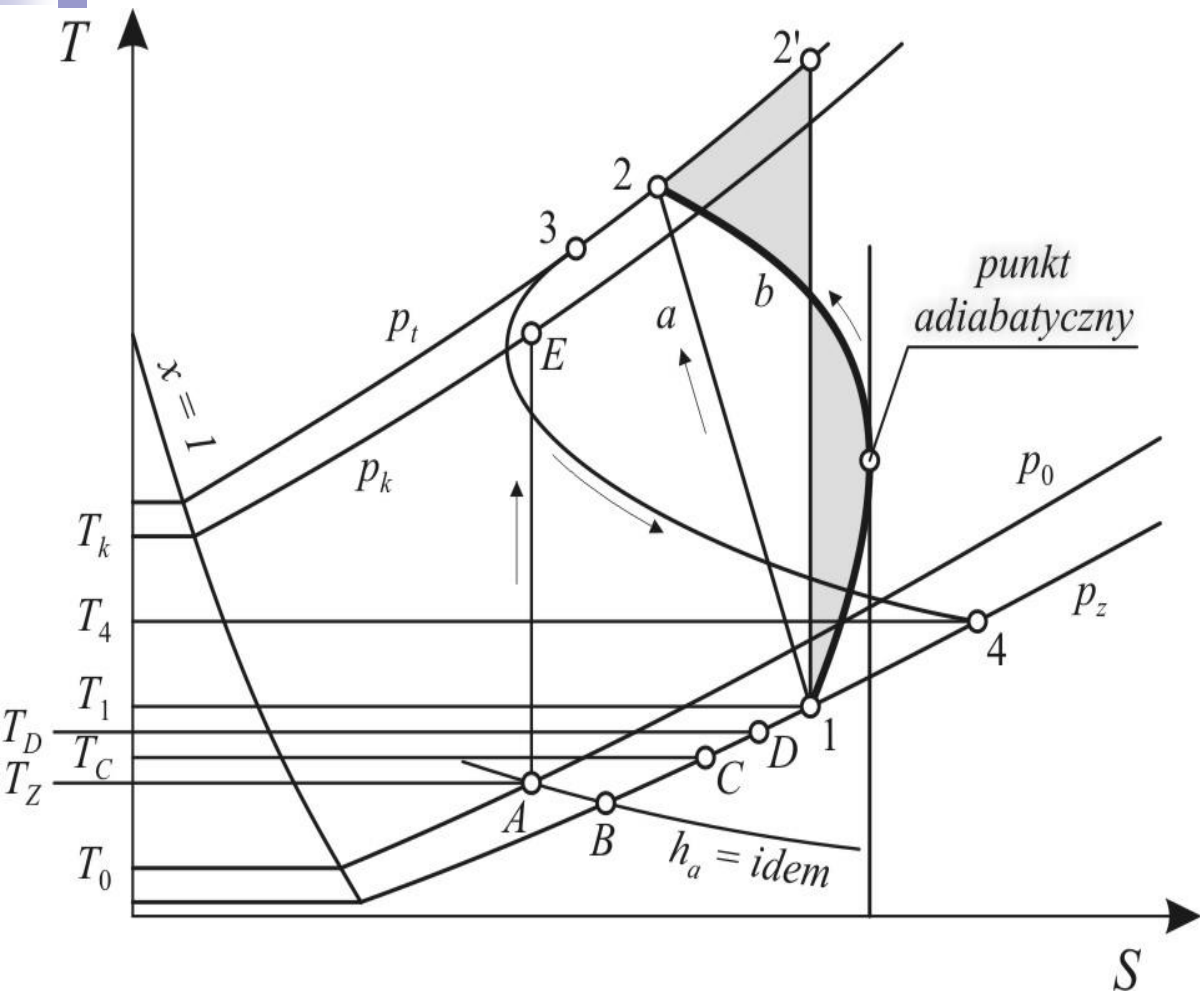
$$\lambda_n = 1 - 0,41 \frac{\sqrt{\left(\frac{p_t}{p_{ss}}\right)^2 - 1}}{nD}$$

- Gdzie
- D - średnica cylindra, n prędkość obrotowa.

- Straty objętościowe określające łącznie wpływ podgrzania i nieszczelności często ujmuje się ogólną zależnością wynikającą z definicji stopnia dostarczania.

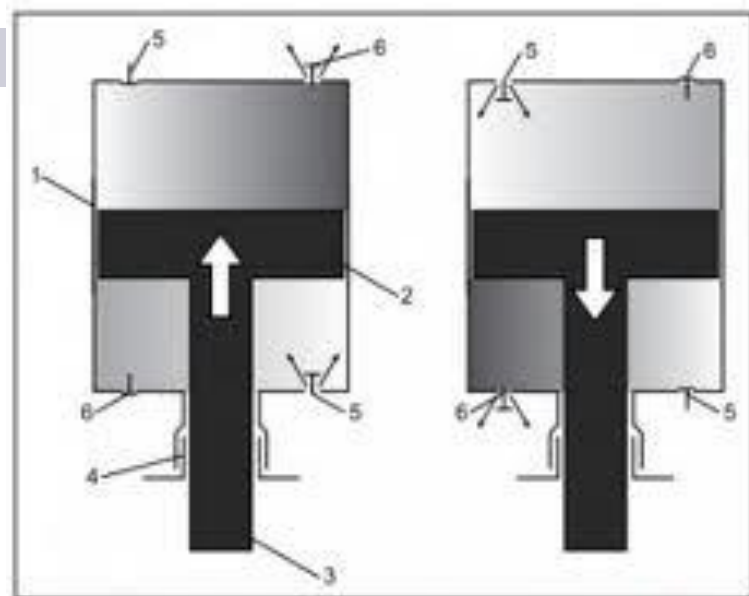
$$\frac{\lambda}{\lambda_i} = \lambda_q \lambda_n$$

- Wartość stopnia dostarczania zależy bardzo silnie od stanu technicznego sprężarki i zmienia się pod wpływem długotrwałej eksploatacji. Stąd też przy zakładaniu wartości wskaźników pojawiają się pojęcia „dla nowych sprężarek” „dla starych sprężarek” [122].
- Drugim parametrem silnie wpływającym na wartość stopnia dostarczania jest wartość sprężu. I tak przy sprężu $p_k/p_0 = 7$ wartość $\lambda=0.6$; dla wartości $p_k/p_0 = 2$ można założyć nawet $\lambda=0,95$ [14].

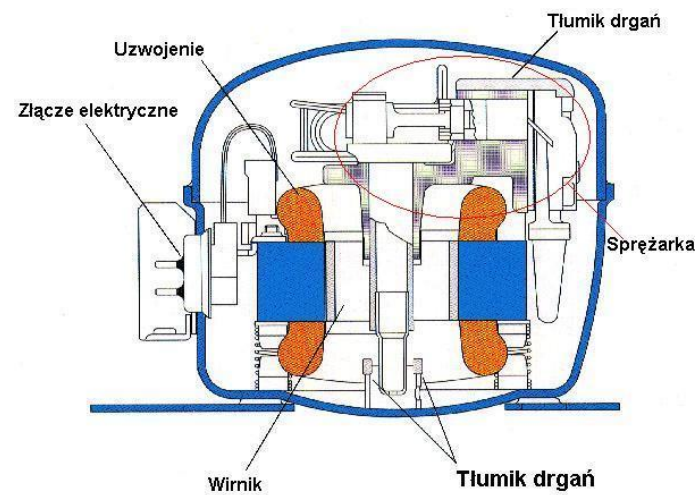


A – parametry ziębnika na dopływie,
 A-B – dławienie izentalpowe przy zasysaniu,
 B-C – podgrzewanie od ścian komory ssawnej,
 C-D podgrzewanie wewnątrz cylindra od jego ścian,
 D-1 podgrzewanie na skutek mieszania się z parą resztową,
 1-2 – kompresja,
 2-3 – ochładzanie podczas wytlaczenia,
 3-4 – ochładzanie pary resztowej wskutek mieszania z parą zasysaną,
 A-E przebieg kompresji w porównawczej sprężarce doskonałej;
 a – teoretyczny przebieg politropy sprężania,
 b – rzeczywisty przebieg politropy sprężania

-
- *A* – parametry ziębnika na dopływie,
 - *A-B* – dławienie izentalpowe przy zasysaniu,
 - *B-C* – podgrzewanie od ścian komory ssawnej,
 - *C-D* podgrzewanie wewnątrz cylindra od jego ścian,
 - *D-1* podgrzewanie na skutek mieszania się z parą resztową,
 - 1-2 – kompresja,
 - 2-3 – ochładzanie podczas wytłaczania,
 - 3-4 – ochładzanie pary resztowej wskutek mieszania z parą zasysaną,
 - *A-E* przebieg kompresji w porównawczej sprężarce doskonałej;
 - *a* – teoretyczny przebieg politropy sprężania,
 - *b* — rzeczywisty przebieg politropy sprężania
-



Rys. 8.2 Zasada działania jednocylinrowej sprężarki tłokowej, o dwustronnym działaniu, z wodzikiem
 1 - tuleja, 2 - tłok, 3 - tłocznisko, 4 - wodzik, 5 - zawory wlotowe (ssania), 6 - zawory wylotowe (tłoczenia)



Pytania do wykładu 4

- 1. Jakie problemy eksploatacyjne zniechęcają do stosowania w sprężarkach dużego sprężu ?
- 2. Czy możliwym jest aby podczas sprężania politropowego zmieniała się wartość wykładnika „m” ?
- 3. Czy jest możliwe sprężanie izotermiczne ; a jeżeli tak to jakie warunki muszą być spełnione przy takim sprężaniu.
- 4. Podaj wzór definicyjny stopnia dostarczenia.
- 5. Czy wskaźnik przestrzeni szkodliwej λ_s zależy od wartości sprężu ?