



# Termodynamiczne podstawy inżynierii cieplnej

## Obiegi gazowe

---

Porównawcze Obiegi powietrzne.



# Obiegi gazowe.

Gazowe urządzenia ziębiące, w których czynnikiem roboczym jest powietrze, były stosowane już w XIX w.

Konstruktor pierwszego takiego urządzenia to lekarz z Florydy John Gorrie.

**John Gorrie** (3 .10 1803 r. - 29 06. 1855 r.)

Był lekarzem, naukowcem, wynalazcą

(No Model.)

7 Sheets Sheet 1.

### J. STANARD. REFRIGERATOR.

No. 455,891.

Patented July 14, 1891.

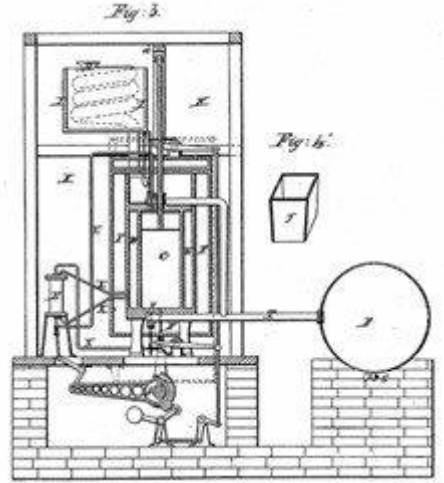


Fig. 3.

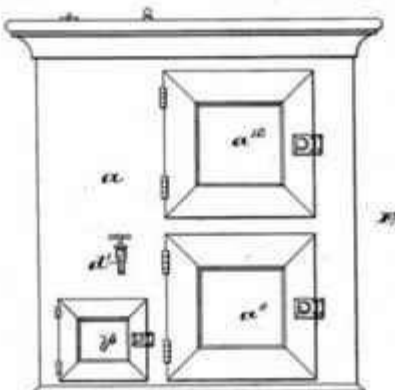


Fig. 1.

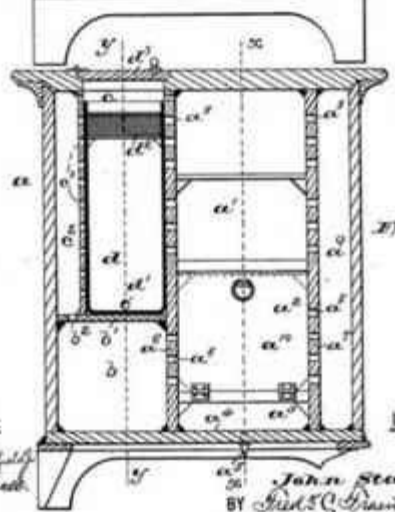


Fig. 2.

WITNESSES:  
*John H. ...*  
*John O. ...*

INVENTOR

*John Stanard*  
 BY *Paul C. ...*

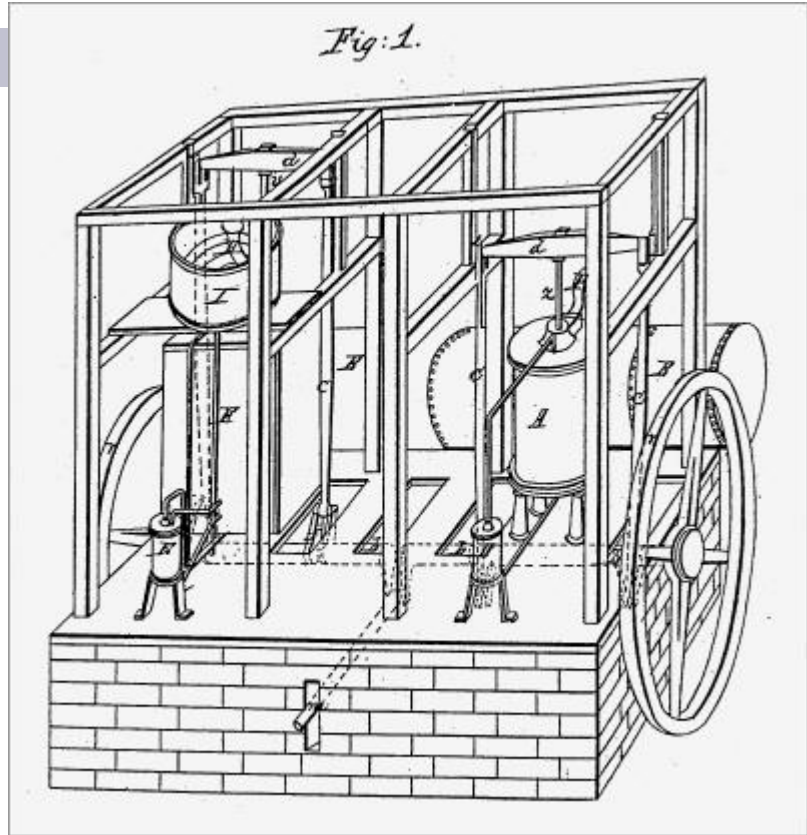
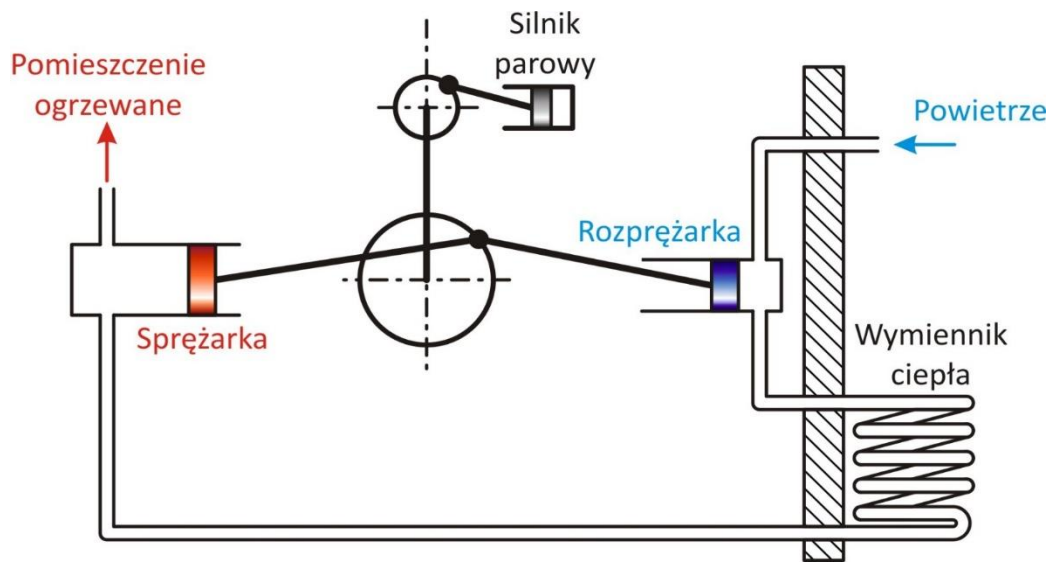
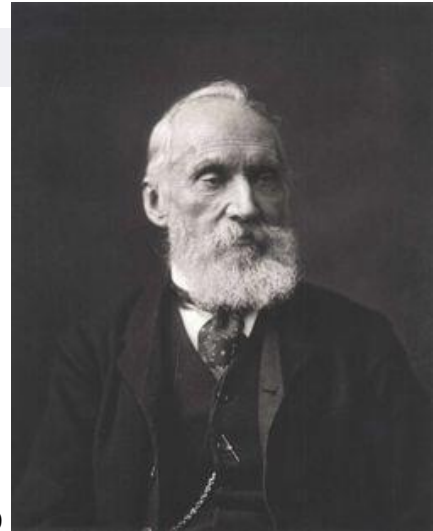


Fig. 1.





Po raz pierwszy na możliwość efektywnego wykorzystania lubieżnego obiegu powietrznego zwraca uwagę William Thomson (Lord Kelvin), który w 1852 roku opisał otwarty układ powietrzny ze sprężarką i rozprężarką nazwany przez niego „mnożnikiem ciepła”. Czynnikiem roboczym jest powietrze, które z pomieszczenia ochładzanego zasysane jest do cylindra rozprężarki gdzie rozpręża się i ochładza. Następnie przepływa przez wymiennik ciepła gdzie odbiera ciepło z pomieszczenia i ogrzewa się. Po sprężeniu w cylindrze sprężarki do ciśnienia atmosferycznego powietrze nagrzane powyżej temperatury otoczenia przepływa do pomieszczenia i ogrzewa je.



Rys. Ochładzanie lub ogrzewanie pomieszczenia.

# Ziębiarki gazowe(powietrzne)

- Wady: mała jednostkowa wydajności ziębienia powietrza,
- - dużych rozmiarów urządzenia,
- konieczności zastosowania rozprężarki
- -duże zapotrzebowania energii do napędu.
- małe wartości COP



Obecnie, – można zaobserwować ponownie wzrastające zainteresowanie ziębiarkami powietrznymi

Staje się to tym bardziej uzasadnione, że jedną z podstawowych ich wad wyeliminowano, używając do sprężania i rozprężania powietrza maszyny przepływowe, które są stosunkowo małe przy zastosowaniu dużych prędkości obrotowych.

Energooszczędny system wentylacyjno-grzewczo-klimatyzacyjny



# Ziębiarki gazowe

- Ale ze względu na brak konkurencji ziębiarki powietrzne z powodzeniem stosowano do końca XIX w. najczęściej na dużych statkach chłodniach.
- Na początku XX w. zostały one wyparte przez bardziej ekonomiczne parowe urządzenia ziębnicze
- Dzięki temu, ziębiarki powietrzne są wykorzystywane obecnie coraz częściej między innymi do klimatyzacji takich pomieszczeń, jak kabiny lotnicze, kabiny samochodowe itp.
- EKOLOGIA

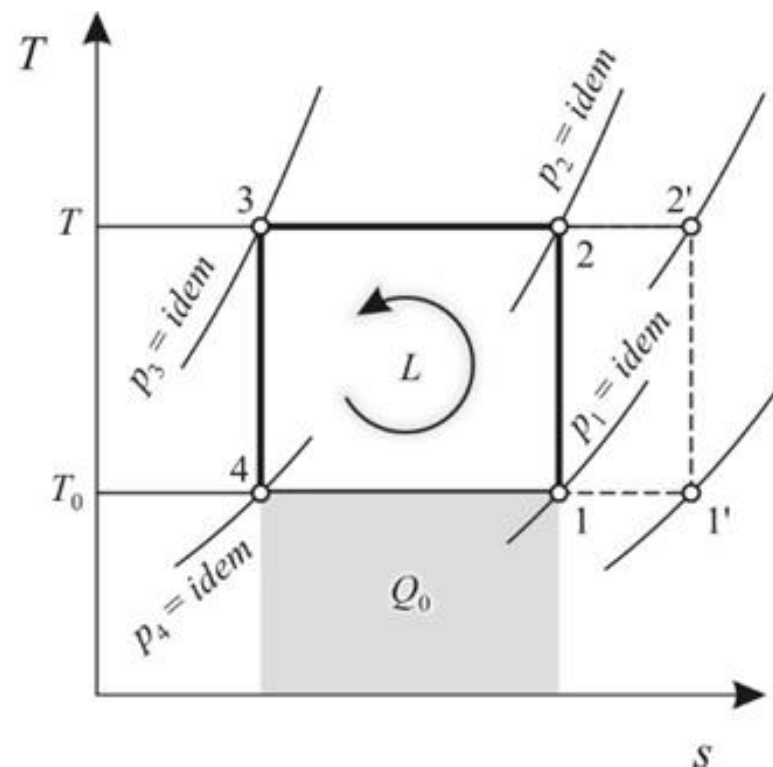
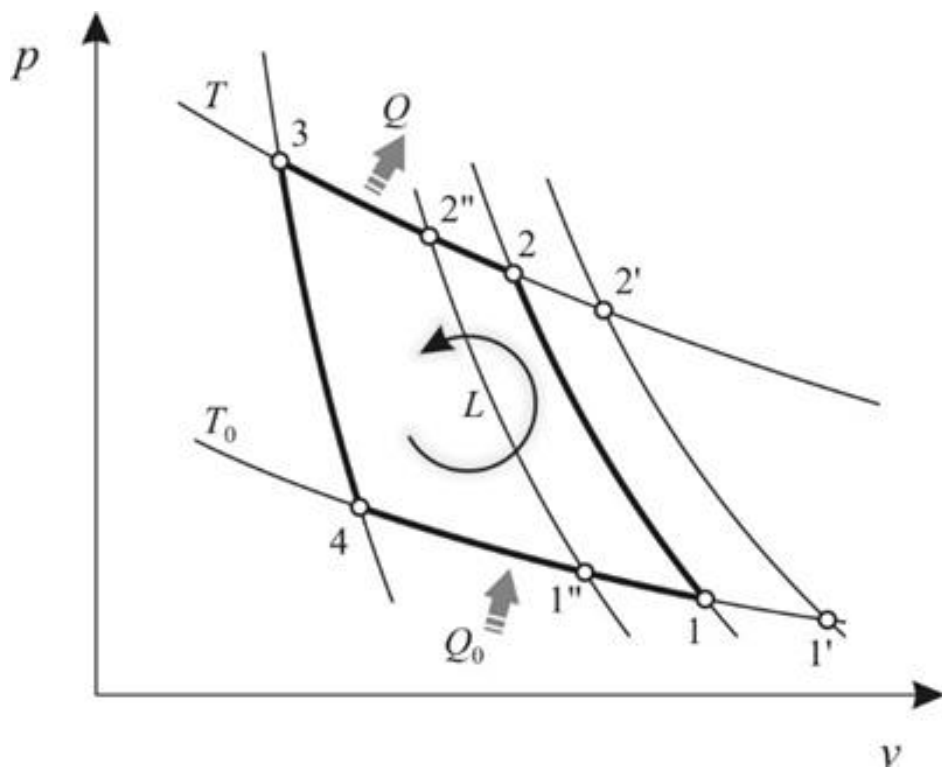




# Obieg Carnota dla ziębiarki powietrznej

Stałe temperatury źródeł. Powietrze jako gaz doskonały. Dwie przemiany adiabatyczne ;dwie izotermiczne

Nieizotermiczne rozprężanie gazu.



Dla przemiany izotermicznej ilość doprowadzonego ciepła do czynnika (wydajność ziębienia) określona jest zależnością:

$$Q_0 = R \cdot T_0 \cdot \ln \frac{p_4}{p_1} = R \cdot T_0 \cdot \ln \frac{p_3}{p_2}$$

ponieważ dla przemian izentropowych 1-2 i 3-4 (rys. 8.1) będzie

$$\left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\dot{u}-1}{\dot{u}}} = \frac{T}{T_0} \quad \text{i} \quad \left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{\dot{u}-1}{\dot{u}}} = \frac{T}{T_0}$$

A zatem

$$\frac{p_4}{p_1} = \frac{p_3}{p_2}$$



- Ilość ciepła odprowadzona do źródła górnego (otoczenie) wyniesie:

$$Q = R \cdot T \cdot \ln \frac{p_3}{p_2} = R \cdot T \cdot \ln \frac{p_4}{p_1}$$

zaś praca doprowadzona z zewnątrz potrzebna dla zrealizowania obiegu równa jest różnicy pracy  $L_t$  związanej ze sprężaniem czynnika od stanu 1 do stanu 2 i pracy  $L_0$  uzyskanej podczas izentropowego rozprężania od stanu 3 do 4, a więc

$$L = L_t - L_0$$

$$L = Q - Q_0$$

- A zatem

$$L = R \cdot (T - T_0) \cdot \ln \frac{p_3}{p_2} = R \cdot (T - T_0) \cdot \ln \frac{p_4}{p_1}$$

- Wielkości  $Q_0$ ,  $Q$  i  $L$  przy stałym ciśnieniu  $p_3$  zależą więc od wielkości ciśnienia  $p_1$ . Po uwzględnieniu  $p_2 \cdot v_2 = p_3 \cdot v_3$  dla przemiany izotermicznej 2–3 oraz  $p_1 \cdot v_1 = p_4 \cdot v_4$  dla przemiany 4–1, otrzymuje się natomiast

$$L = R \cdot (T - T_0) \cdot \ln \frac{v_2}{v_3} = R \cdot (T - T_0) \cdot \ln \frac{v_1}{v_4}$$

# Stopień wykorzystania sprężarki

---

- Miernikiem wykorzystania cylindra sprężarki jest objętościowa wydajność ziębienia będąca stosunkiem wydajności ziębienia 1 kg czynnika do różnicy największej i najmniejszej objętości czynnika wykonującego obieg, a zatem

$$q_v = \frac{q_0}{v_1 - v_3}$$

- Wielkość tę należy przedstawić w zależności od temperatur  $T$  i  $T_0$  oraz ciśnień  $p_1$  i  $p_3$ .
- Po podstawieniu wartości na  $q_0$  otrzymuje się

$$q_v = \frac{R \cdot T_0 \cdot \ln \frac{p_3}{p_2}}{v_1 - v_3}$$

- A po przekształceniach

$$q_v = p_1 \cdot \frac{\left(\frac{p_3}{p_1}\right) \cdot \left[ \ln\left(\frac{p_3}{p_1}\right) - \frac{\dot{u}}{\dot{u} - 1} \cdot \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) \right]}{\frac{p_3}{p_1} - \frac{T}{T_0}}$$

- Wyrażenie to osiąga wartość równą zero, gdy punkt 4 pokrywa się z punktem 1, a 2 z 3. Ponieważ  $q_v$  musi być większe od zera, to

$$\frac{T}{T_0} < \left(\frac{p_3}{p_1}\right)_{\min}^{\frac{\dot{u} - 1}{\dot{u}}}$$

- W obiegu Carnota stosunek temperatur narzuca stosunek ciśnień.

Tabela 2.1. Minimalne wartości stosunku ciśnień w zależności od stosunku temperatur.

$\frac{T}{T_0}$	1,230	1,219	1,369	1,487	1,668	1,811	1,931	2,354	2,643	2,869
$\left(\frac{p_3}{p_1}\right)_{\min}$	1,5	2	3	4	6	8	10	20	30	40

Tabela 2.2. Wartość objętościowej wydajności ziębniczej  $q_v$ , kJ/kg, dla obiegu Carnota przy ciśnieniu  $p_1 = 1$  bar i wykładniku adiabaty 1,4

$\frac{T}{T_0}$	$\mathcal{E}_C$	$\frac{P_3}{P_1}$								
		1,5	2	3	4	6	8	10	15	20
1,0	$\infty$	119,24	135,56	161,50	181,17	210,87	232,63	250,62		
1,1	10,0 0	26,36	78,24	118,41	142,26	174,89	198,32	216,73		
1,2	5,00		13,39	75,31	105,02	141,42	166,10	185,35		
1,3	3,33			31,38	68,20	109,62	135,98	156,06		
1,4	2,50				31,38	78,24	106,69	128,03		
1,5	2,00					48,53	79,50	102,09		
1,6	1,67					19,25	53,14	76,57		
1,7	1,43						27,20	52,30		
1,8	1,25						2,93	29,29		
1,9	1,11							6,69		



- Miernikiem wykorzystania cylindra sprężarki jest objętościowa wydajność ziębienia, będąca stosunkiem wydajności ziębienia 1 kg czynnika do różnicy największej i najmniejszej objętości czynnika wykonującego obieg, a zatem

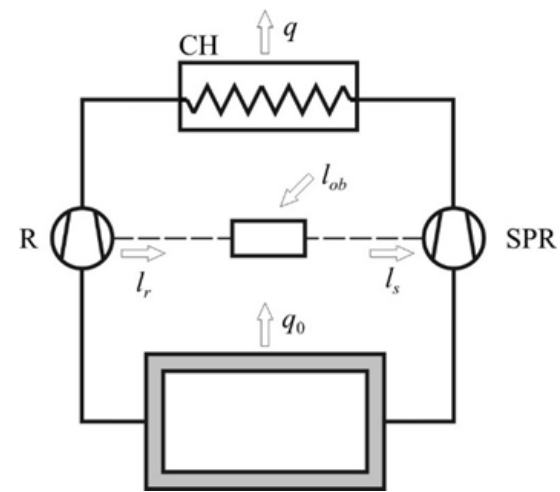
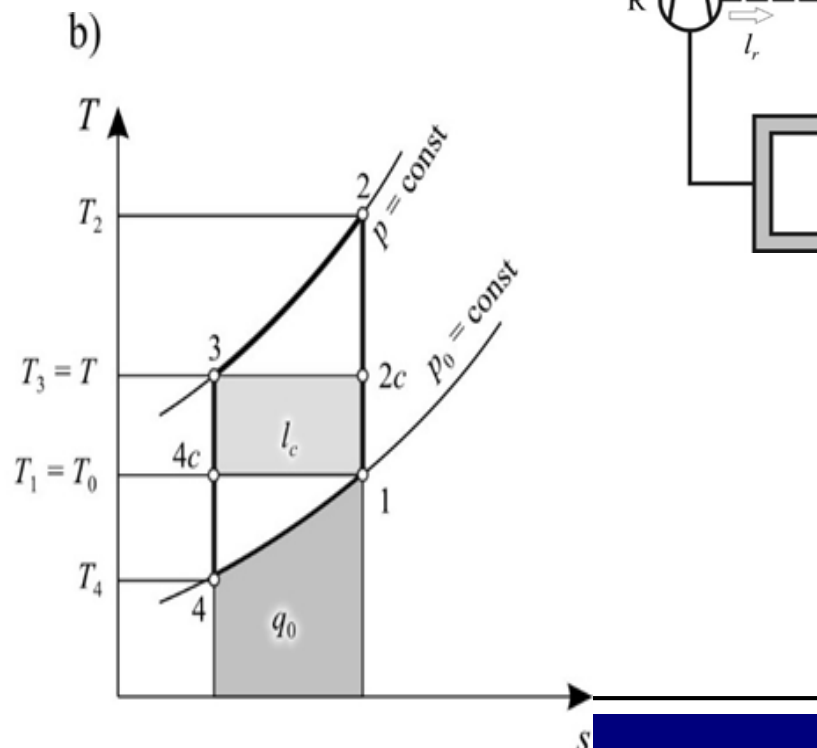
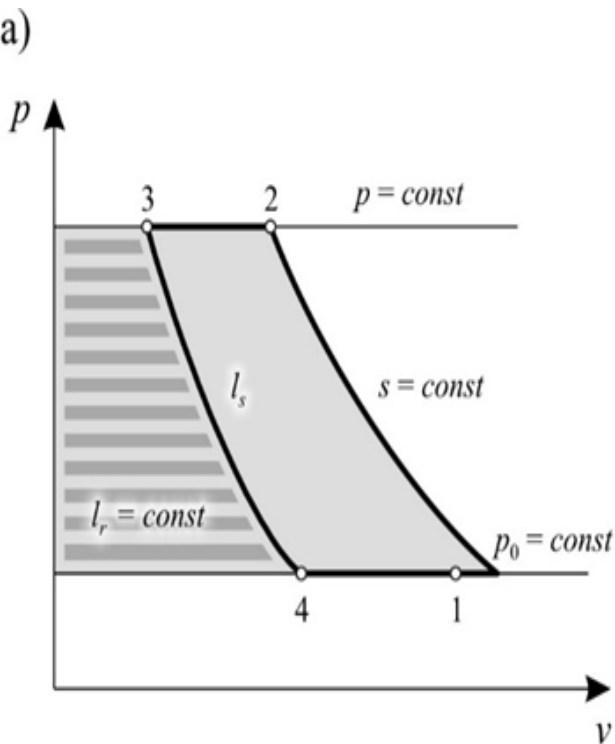
$$q_v = \frac{q_0}{V_1 - V_3}$$


- Wielkość tę należy przedstawić w zależności od temperatur  $T$  i  $T_0$  oraz ciśnień  $p_1$  i  $p_3$ . Po podstawieniu wartości na  $q_0$  otrzymuje się:

$$q_v = \frac{R \cdot T_0 \cdot \ln \frac{p_3}{p_2}}{V_1 - V_3}$$

# Obieg Joule'a. Teoretyczny obieg o zmiennych temperaturach źródeł

Nazywany często obiegiem silnika powietrznego, jest stosowany w systemach chłodniczych i pompach ciepła. Składa się z dwóch adiabat i dwóch izobar i może być zrealizowany w systemie zbudowanym z dwóch wymienników ciepła, sprężarki i silnika zwanego rozprężarką. Ideowy schemat sprężarkowej ziębiarki, ze sprężarką i rozprężarką tłokową, pokazano na rys




$$q_0 = h_1 - h_4 = c_p (T_1 - T_4),$$

$$q = h_2 - h_3 = c_p (T_2 - T_3),$$

$$l_s = h_2 - h_1 = c_p (T_2 - T_1),$$

$$l_r = h_3 - h_4 = c_p (T_3 - T_4).$$

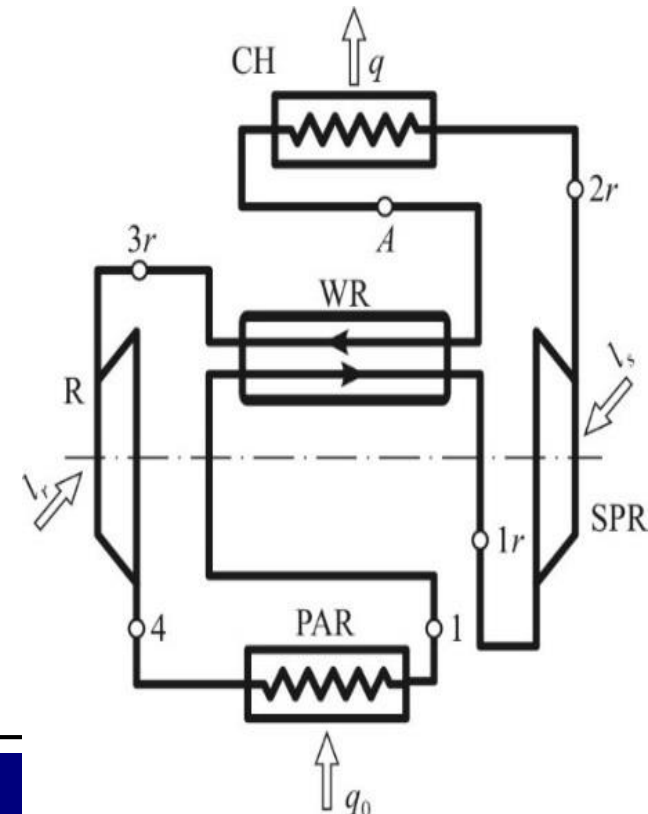
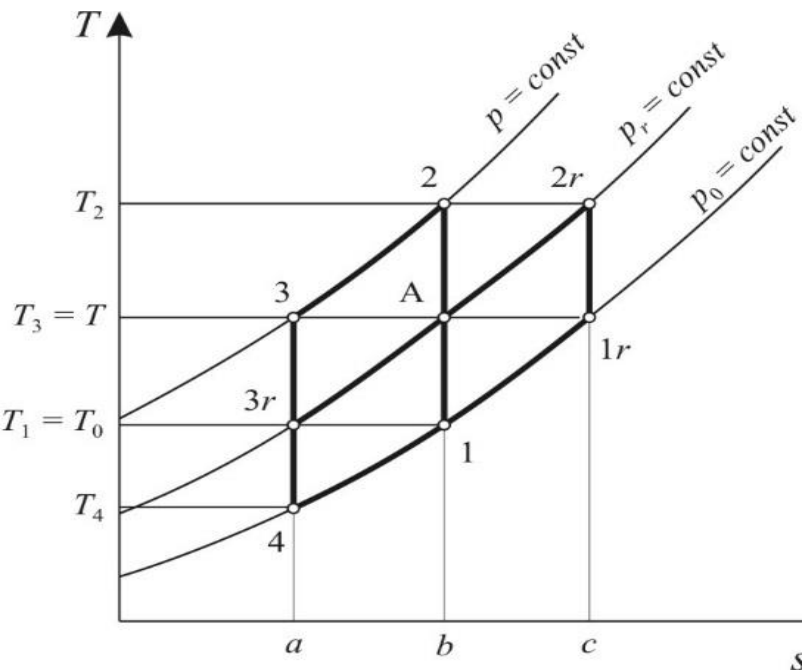
$$\varepsilon_t = \frac{q_0}{l_{\text{ob}}} = \frac{q_0}{l_s - l_r} = \frac{c_p (T_1 - T_4)}{c_p (T_2 - T_1) - c_p (T_3 - T_4)} = \frac{T_1 - T_4}{T_1 \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right) - T_4 \left( \frac{T_3}{T_4} - 1 \right)}.$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\dot{u} - 1}{\dot{u}}} = \left( \frac{p}{p_o} \right)^{\frac{\dot{u} - 1}{\dot{u}}}, \quad \frac{T_3}{T_4} = \left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{\dot{u} - 1}{\dot{u}}} = \left( \frac{p}{p_o} \right)^{\frac{\dot{u} - 1}{\dot{u}}},$$

$$\varepsilon_t = \frac{1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} = \frac{1}{\alpha^{\frac{\dot{u} - 1}{\dot{u}}} - 1} \quad \varphi_t = \frac{1}{1 - \frac{T_1}{T_2}} = \frac{1}{1 - \alpha^{\frac{1 - \dot{u}}{\dot{u}}}}$$

# Teoretyczny obieg Joule'a z rekuperacją ciepła

Dążenie do poprawy wartości rzeczywistych wskaźników energetycznych ziębiarek gazowych prowadzi do różnych modyfikacji i różnych sposobów realizacji obiegu ziębienia. Jednym ze sposobów jest zastosowanie w obiegu Joule'a rekuperacji ciepła. Ideowy schemat ziębiarki gazowej z dodatkowym wymiennikiem ciepła WR, tzw. rekuperatorem, przedstawiono na rys.



## Można dowieść ,że :

---

$$\mathcal{E}_t^r = \mathcal{E}_t.$$

- Można zauważyć, że rezultatem stosowania rekuperacji ciepła jest zmniejszenie wartości stosunku jednostkowej pracy rozprężania do jednostkowej pracy obiegu.

W końcowym efekcie prowadzi to do wzrostu rzeczywistego współczynnika efektywności ziębniczej obiegu. Również w wyniku stosowania rekuperacji ciepła zmniejsza się wartość stopnia sprężania  $\alpha$  (rys):

$$\alpha_r = \frac{P_r}{P_o} < \alpha = \frac{P}{P_o},$$

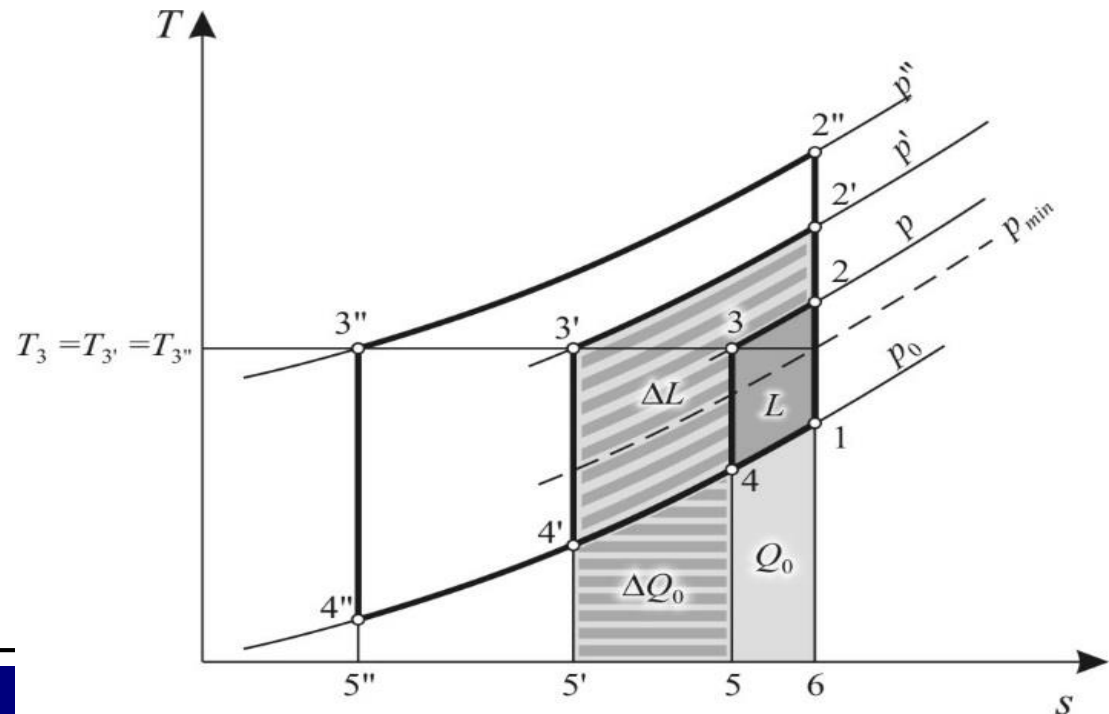
# Wpływ stopnia sprężania na efektywność obiegu Joule'a

■ Teoretyczny współczynnik efektywności ziębniczej (2.32) zależy od stopnia sprężania oraz od własności fizycznych czynnika określonych za pomocą wykładnika adiabaty. Rozpatrując wiele obiegów różniących się wprawdzie stopniem sprężania, lecz posiadających jednakowe ciśnienie  $p_0$  i równe temperatury  $T_1$  i  $T_3$  (rys. 2.4), można zauważyć, że zmiana ciśnienia z  $p$  na  $p'$  powoduje wzrost właściwej wydajności ziębienia  $q_0$  o  $\Delta q_0$  i jednocześnie wzrost właściwej pracy sprężania  $L$  o  $\Delta L$ . Przy czym

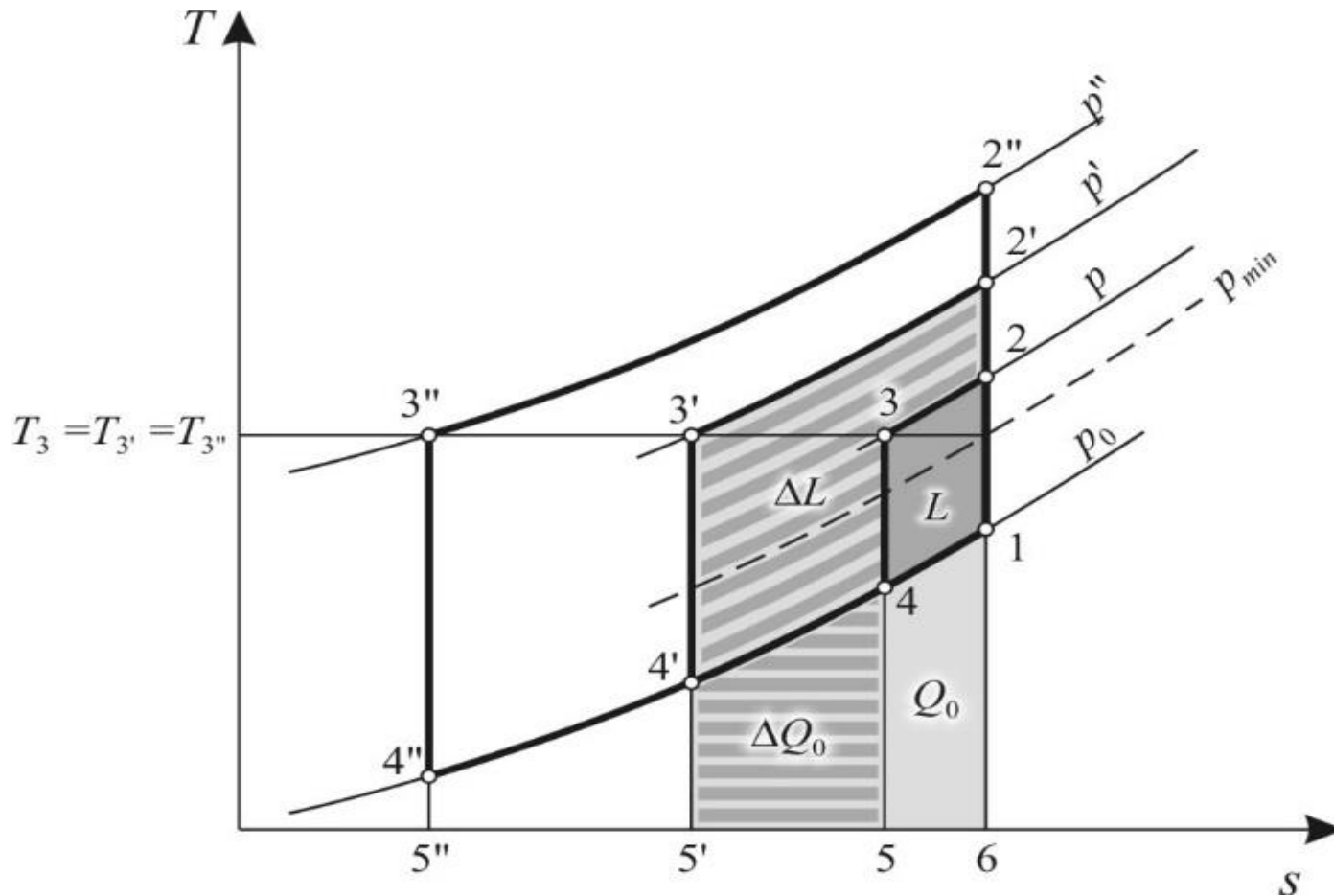
$$\frac{\Delta Q_0}{\Delta L} < \frac{Q_0}{L}$$

a zatem

$$\frac{Q_0 + \Delta Q_0}{L + \Delta L} < \frac{Q_0}{L}$$



# Obieg Joule'a przy różnych wartościach ciśnienia $p$ i wykładnika $\kappa$ . Wpływ stopnia sprężania.





- Zmniejszając ciśnienie  $p$  do  $p_{\min}$  otrzymuje się w granicznym przypadku wartość  $q_0 = 0$ , ale współczynnik wydajności osiąga wartość maksymalną  $e = e_{\max}$ , która jest równa współczynnikowi efektywności obiegu Carnota realizowanego przy tej samej różnicy temperatur. Przyjmując, że  $T_2 = T_3$  można minimalny stopień sprężania określić z zależności

- I odpowiednio 
$$\left( \frac{p_{\min}}{p_0} \right)^{\frac{\dot{u} - 1}{\dot{u}}} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_1}$$

$$\varepsilon_{\max} = \frac{1}{\left( \frac{p_{\min}}{p_0} \right)^{\frac{\dot{u} - 1}{\dot{u}}} - 1} = \frac{1}{\frac{T_3}{T_1} - 1} = \varepsilon_C$$

- W celach porównawczych można określić współczynnik efektywności ziębniczej równoważnego obiegu Carnota. Dla obiegu ziębiarki gazowej równoważnym obiegiem Carnota jest obieg 1–2c–3–4c (zob. zacięniowane pole, rys). Współczynnik efektywności ziębniczej tego obiegu

$$\varepsilon_C = \frac{T_0}{T - T_0} = \frac{T_1}{T_3 - T_1}$$

Ponieważ teoretyczny współczynnik efektywności ziębniczej obiegu ziębiarki gazowej

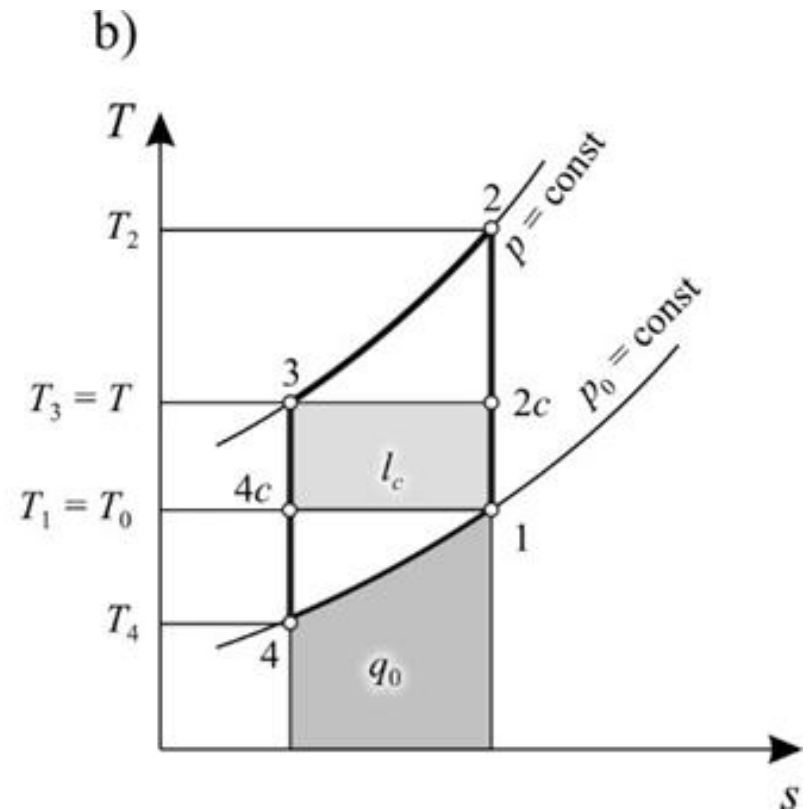
$$\varepsilon_t = \frac{1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

a

$$T_2 > T_3$$

to

$$\varepsilon_C > \varepsilon_t$$



## ■ Biorąc pod uwagę kryterium termodynamiczne można zauważyć, że:

- korzystniej jest stosować jak najmniejsze stopnie sprężania.
- zmniejszając wartość sprężu przy stałym ciśnieniu  $p_0$  zmniejsza się wydajność ziębienia odniesiona do jednego kilograma czynnika.
- Do uzyskania wymaganego  $Q_0$  konieczne jest przetłaczanie znacznie większych ilości czynnika – rośnie zatem objętość cylindrów sprężarki i rozprężarki.
- Zmniejszenie wymiarów cylindrów można osiągnąć przez zwiększenie ciśnienia wylotowego  $p$  przy zachowaniu małych wartości stopnia sprężania.
- Wysokie ciśnienia- układy zamknięte. Zwiększenie spadków temperatur w wymiennikach ciepła, zwiększanie różnic temperatur obiegu i spadek wartości  $\varepsilon$ .
- W układach otwartych powietrze z rozprężarki wpływa do pomieszczenia chłodzonego i z tego pomieszczenia jest przez sprężarkę zasysane. Wadą takich rozwiązań jest fakt, że zasysane powietrze jest mieszaniną gazów i pary wodnej i po rozprężaniu ma stosunkowo niską temperaturę. Powoduje to wykraplanie wilgoci a nawet pojawianie się szronu. Może to być przyczyną trudności ruchowych, które mogą nawet uniemożliwić prace urządzenia. Powyższe uwagi dotyczą sprężarek tłokowych. Wprowadzenie sprężarek przepływowych umożliwiających sprężanie dużych objętości powietrza eliminuje te niedogodności.

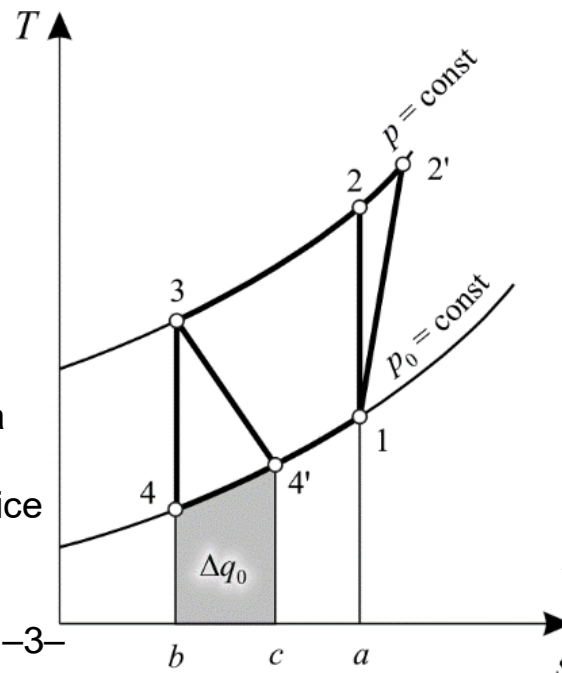
# Rzeczywisty obieg ziębiarki gazowej

Straty energii w procesie sprężania i rozprężania oraz opory przepływu czynnika roboczego powodują, że rzeczywisty obieg termodynamiczny ziębiarki gazowej znacznie różni się od obiegu teoretycznego. Straty są przyczyną nieodwracalności poszczególnych przemian składowych. W rezultacie rzeczywisty współczynnik efektywności ziębniczej ziębiarki gazowej jest mniejszy, niż to wynika ze wzoru

$$\varepsilon_t = \frac{1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} = \frac{1}{\alpha^{\frac{\dot{u}-1}{\dot{u}}} - 1}$$

$$\alpha = \frac{p}{p_0}$$

W obiegu pominięto spadki ciśnienia spowodowane oporami przepływu czynnika ziębniczego przez aparaty i rurociągi. Podstawowe różnice pomiędzy obiegiem teoretycznym 1-2-3-4 a obiegiem rzeczywistym 1-2'-3-4' są następujące:



- rzeczywista jednostkowa praca sprężania  $l_s$  jest większa od pracy teoretycznej niezbędnej do realizacji procesu  $l_s$  wskutek strat zachodzących w sprężarce;
- rzeczywista jednostkowa praca uzyskana w rozprężarce  $l_r$  jest mniejsza od jednostkowej pracy rozprężania adiabatycznego  $l_r$  wskutek strat energetycznych w rozprężarce;
- rzeczywista wydajność ziębnicza obiegu jest mniejsza od teoretycznej, czego bezpośrednią przyczyną są straty energii ponoszone w rozprężarce.

- W obiegu rzeczywistym straty ponoszone w sprężarce i w rozprężarce powodują zmniejszenie współczynnika efektywności ziębniczej.
- W ziębiarkach powietrznych stosuje się, jak już wspomniano, wyłącznie sprężarki i rozprężarki przepływowe z powodu dużych ilości przetłaczanego czynnika ziębniczego. Wskaźnikiem jakości energetycznej tych maszyn roboczych jest sprawność adiabatyczna. Zgodnie z oznaczeniami obiegu przedstawionego na rys. można określić sprawności adiabatyczne dla sprężarki  $\eta_s$  i dla rozprężarki  $\eta_r$ . Są one równe odpowiednio

$$\eta_s = \frac{l_s}{l'_s} = \frac{l_s}{l_s + \Delta l_s} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2'} - h_1}$$

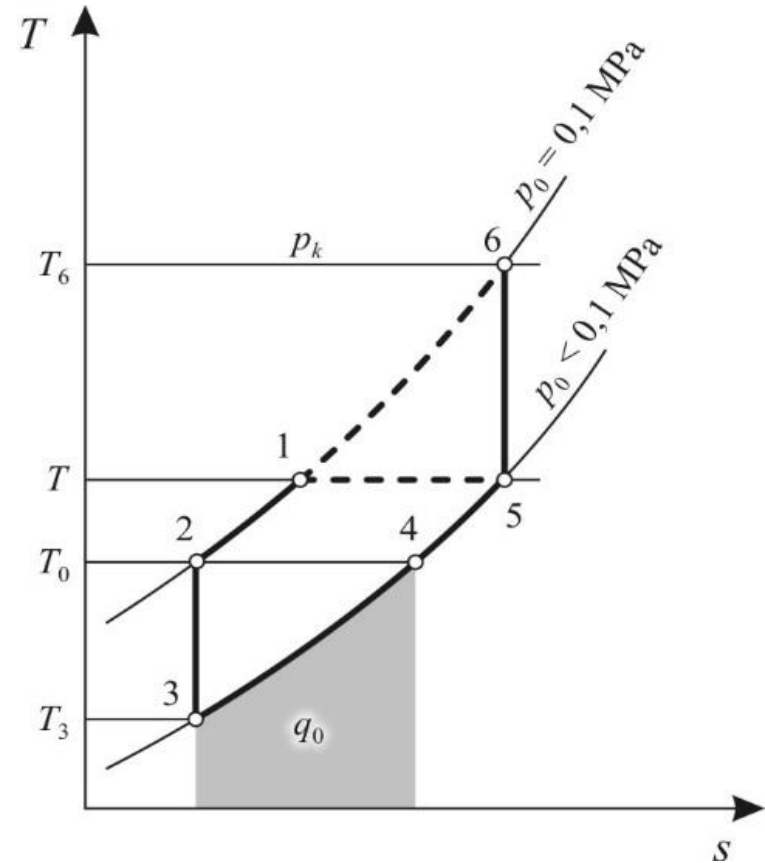
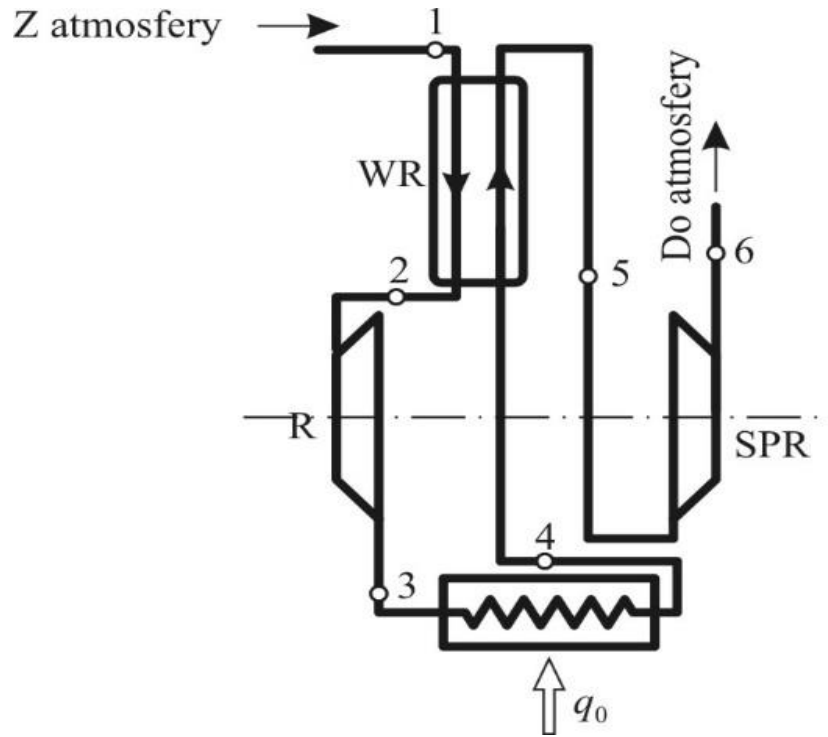
$$\eta_r = \frac{l'_r}{l_r} = \frac{l_r - \Delta l_r}{l_r} = \frac{h_3 - h_{4'}}{h_3 - h_4}$$

- Po przekształceniach:

$$\varepsilon' = \frac{\varepsilon_r - (1 - \eta_r) \cdot \beta}{\frac{1 + \beta}{\eta_s} - \eta_r \cdot \beta}$$

Gdzie  $\beta = \frac{l_r}{l_{ob}}$  !

# Obieg otwarty ziębiarki gazowej



# Pytania do wykładu 8.

---

- 1. jaki wskaźnik określa stopień wykorzystania cylindra sprężarki chłodziarki gazowej. ?
- 2. Od czego zależy ten wskaźnik ?
- 3. Czym różni się powietrzny obieg Joule'a od obiegu Carnota ?
- 4. Dlaczego w obiegach powietrznych stosuje się wymiennik rekuperacyjny. Jak to wpływa na efektywność obiegu ?
- 5. Jak wpływa wartość stopnia sprężania na efektywność obiegu ?