



# Termodynamiczne podstawy inżynierii cieplnej

## Obiegi lewobieżne

---

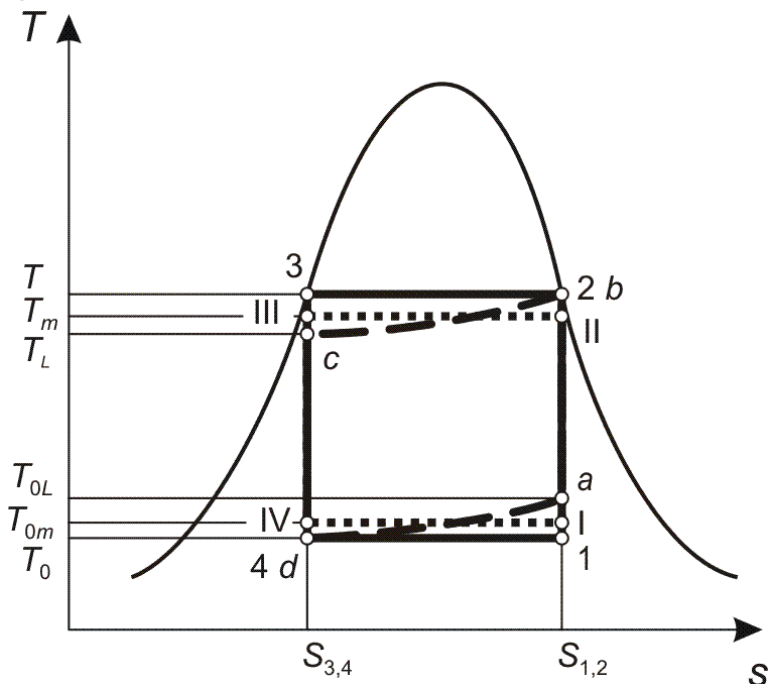
Zmienna temperatura źródeł.

# Odwracalny obieg ziębniczy realizowany przy zmiennej temperaturze źródeł ciepła

Zewnętrzne źródła ciepła:

- ograniczona pojemność cieplna
- ilość substancji źródeł: wody odprowadzającej ciepło w górnym źródle ciepła i ilość oziębianej solanki na poziomie źródła dolnego są ograniczone.
- w procesie wymiany ciepła pomiędzy czynnikiem obiegowym a zewnętrznymi źródłami ciepła zachodzi zmiana temperatury źródeł.
- spadki temperatury czynnika roboczego podczas przemian w wymiennikach, spowodowane spadkami ciśnienia.
- zastosowanie mieszanin zeotropowych dwóch lub więcej substancji, do realizacji parowych obiegów ziębniczych
- **Przyjęcie odwracalnego obiegu Carnota jako porównawczego jest nieuzasadnione ze względu na niespełnienie podstawowego założenia: niezmiennych temperatur źródeł ciepła.**

# Odwracalny obieg ziębniczy realizowany przy zmiennej temperaturze źródeł ciepła



Rys. Zestawienie obiegu Carnota (1-2-3-4) i obiegu Lorenza (a-b-c-d) oraz zastępczego obiegu Carnota opartego na uśrednionych temperaturach obiegu Lorenza (I-II-III-IV) na wykresie T-s

Założeniu zmienności temperatur źródeł dolnego i górnego może odpowiadać obieg Lorenza. Obieg ten składa się z dwóch izentrop i dwóch politrop.

Określenie współczynnika efektywności ziębniczej dla takiego obiegu oraz porównanie z obiegami Carnota można przeprowadzić następująco. Ilość ciepła, odbieraną przez ziębnik ze środowiska ziębionego, przy  $T_o$  zmieniającej się od  $T_{od}$  do  $T_{oa}$ , określa zależność:

$$Q_0 = \int_d^a T_{0i} dS$$

Analogicznie określa się ilość ciepła oddaną podczas przemiany b-c, dla  $T_k$  zmieniającej się od  $T_b$  do  $T_c$ :

$$Q = \int_b^c T_i dS$$

# Odwracalny obieg ziębniczy realizowany przy zmiennej temperaturze źródeł ciepła

Współczynnik efektywności ziębniczej na podstawie bilansu energetycznego przybiera postać:

$$\varepsilon_L = \frac{Q_0}{Q - Q_0} = \frac{\int_d^a T_{0i} dS}{\int_b^c T_i dS - \int_d^a T_{0i} dS}$$

Wyrażenia występujące w liczniku i mianowniku można wyznaczyć rozpatrując ilości ciepła pobrane przez źródła. Jeśli założymy, że źródło górne jest chłodzone wodą, ciepło do źródła dolnego dostarczane jest przez solankę, a ponadto strumień masy wody chłodzącej jest równy  $q_{ms}$ , zaś jej ciepło właściwe  $c_w$ , to ciepło odprowadzone od czynnika podczas elementarnej przemiany będzie równe:

$$dQ = -q_{mw} \cdot c_w \cdot dT_i$$

Ciepło pobrane podczas elementarnej przemiany ze źródła dolnego, przy strumieniu masy solanki  $q_{ms}$ , o cieple właściwym  $c_s$  wyniesie:

$$dQ_0 = q_{ms} \cdot c_s \cdot dT_{0i}$$

# Odwracalny obieg ziębniczy realizowany przy zmiennej temperaturze źródeł ciepła

Dla elementarnego obiegu odwracalnego otrzymuje się:

$$\frac{dQ}{T_i} = \frac{dQ_0}{T_{0i}}$$

lub:

$$-q_{mw} \frac{c_w dT_i}{T_i} = q_{ms} \frac{c_s dT_{0i}}{T_{0i}}$$

zaś dla rozpatrywanego obiegu odwracalnego

$$q_{mw} \int_{T_c}^{T_b} c_w \frac{dT_i}{T_i} = q_{ms} \int_{T_d}^{T_a} c_s \frac{dT_{0i}}{T_{0i}}$$

Zakładając niezmiennosc ciepła właściwego wody ( $c_w = const$ ) i solanki ( $c_s = const$ ) można napisać:

$$q_{mw} \cdot c_w \cdot \ln \frac{T_b}{T_c} = q_{ms} \cdot c_s \cdot \ln \frac{T_a}{T_d}$$

W ostatnich wyrażeniach oznaczono przez  $T_c$ ,  $T_b$  – temperaturę początkową końcową wody chłodzącej źródło górne, zaś przez  $T_a$ ,  $T_d$  – temperaturę początkową i końcową ziębionej w źródle dolnym solanki.

# Odwracalny obieg ziębniczy realizowany przy zmiennej temperaturze źródeł ciepła

Całkowita ilość ciepła pobrana przez wodę wynosi:

$$Q = q_{mw} \cdot c_w \cdot (T_b - T_c)$$

zaś odebrana od solanki:

$$Q_0 = q_{ms} \cdot c_s \cdot (T_a - T_d)$$

Zatem na podstawie powyższych równań można napisać:

$$\varepsilon_L = \frac{q_{ms} \cdot c_s \cdot (T_a - T_d)}{q_{mw} \cdot c_w \cdot (T_b - T_c) - q_{ms} \cdot c_s \cdot (T_a - T_d)} = \frac{(T_a - T_d)}{\frac{q_{mw} \cdot c_w}{q_{ms} \cdot c_s} (T_b - T_c) - (T_a - T_d)}$$

Uwzględniając, że:

$$\frac{q_{mw} \cdot c_w}{q_{ms} \cdot c_s} = \frac{\ln \frac{T_a}{T_d}}{\ln \frac{T_b}{T_c}}$$

otrzymuje się:

$$\varepsilon_L = \frac{T_a - T_d}{(T_b - T_c) \frac{\ln \frac{T_a}{T_d}}{\ln \frac{T_b}{T_c}} - (T_a - T_d)}$$

# Odwracalny obieg ziębniczy realizowany przy zmiennej temperaturze źródeł ciepła

Jeżeli różnice temperatur  $T_b - T_c$  i  $T_a - T_d$  są małe to:

i

$$\ln \frac{T_b}{T_c} = 2 \frac{T_b - T_c}{T_b + T_c}$$

$$\ln \frac{T_a}{T_d} = 2 \frac{T_a - T_d}{T_a + T_d}$$

ostatecznie otrzymuje się więc:

$$\varepsilon_L = \frac{T_a + T_d}{(T_b + T_c) - (T_a + T_d)}$$

Współczynnik efektywności ziębniczej  $\varepsilon_L$  można przedstawić w zależności od temperatur uśrednionych obu źródeł, dolnego:

$$T_{0m} = \frac{\int_d^a T_{0i} dS}{S_a - S_d} = \frac{T_a - T_d}{\ln \frac{T_a}{T_d}} \approx \frac{T_a + T_d}{2}$$

i górnego:

$$T_m = \frac{\int_b^c T_i dS}{S_b - S_c} = \frac{T_b - T_c}{\ln \frac{T_b}{T_c}} \approx \frac{T_b + T_c}{2}$$

# Odwracalny obieg ziębniczy realizowany przy zmiennej temperaturze źródeł ciepła

W zależności od temperatur średnich współczynnik efektywności ziębniczej obiegu Lorenza przybiera postać:

$$\varepsilon_L = \frac{T_{0m}}{T_m - T_{0m}}$$

Jest to efektywność równa efektywności obiegu Carnota, realizowanego przy średnich temperaturach źródeł obiegu Lorenza.

Z porównania wzorów na efektywność obiegów Lorenza i Carnota wynika, że im niższa jest średnia różnica temperatur  $T_m - T_{0m}$  w obiegu, tym obieg ten charakteryzuje się większą efektywnością. Małe różnice temperatur występują wszędzie tam, gdzie występuje nieizotermiczność przemiany fazowej (np. przy stosowaniu mieszanin zeotropowych).





# Termodynamiczne podstawy inżynierii cieplnej

## Obiegi lewobieżne

- . Nieodwracalność w obiegach  
ziębniczych

# Nieodwracalne obiegi ziębnicze

---

Konieczność występowanie sił napędowych procesów przekazywania różnych form energii w postaci ich skończonych różnic lub gradientów:

wymiany ciepła lub mieszania  $\Delta T$ ,

przepływu substancji  $\Delta P$ ,

wymiany masy  $\Delta m$ ,

przepływu prądu  $\Delta U$ )

jest powodem nieodwracalności tych procesów.

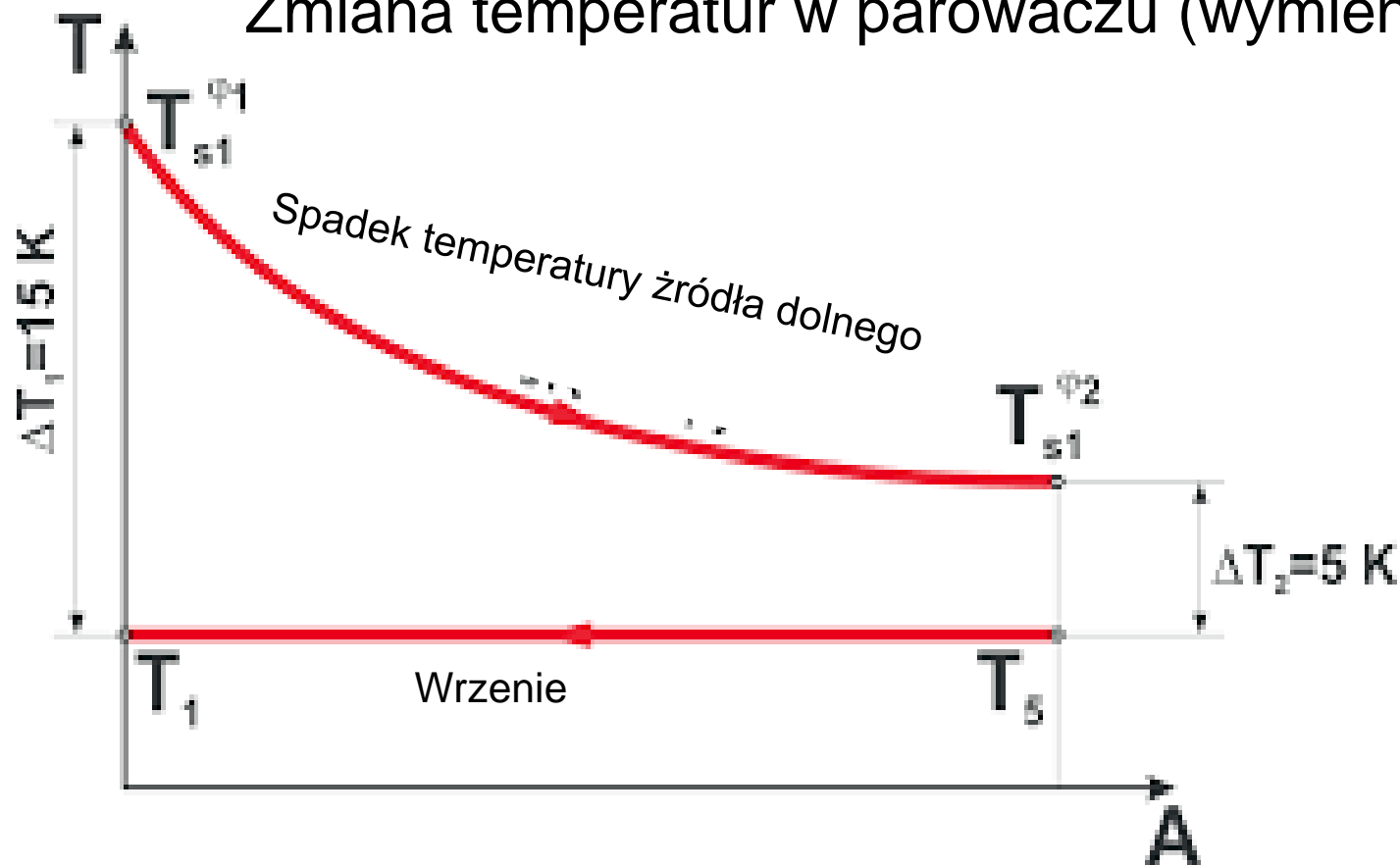
Z wyjątkiem energii cieplnej, wszystkie rodzaje energii (i praca) ulegają częściowo dysypacji i przechodzą w energię cieplną, powodując przyrost entropii.

# STRATY-nieodwracalność

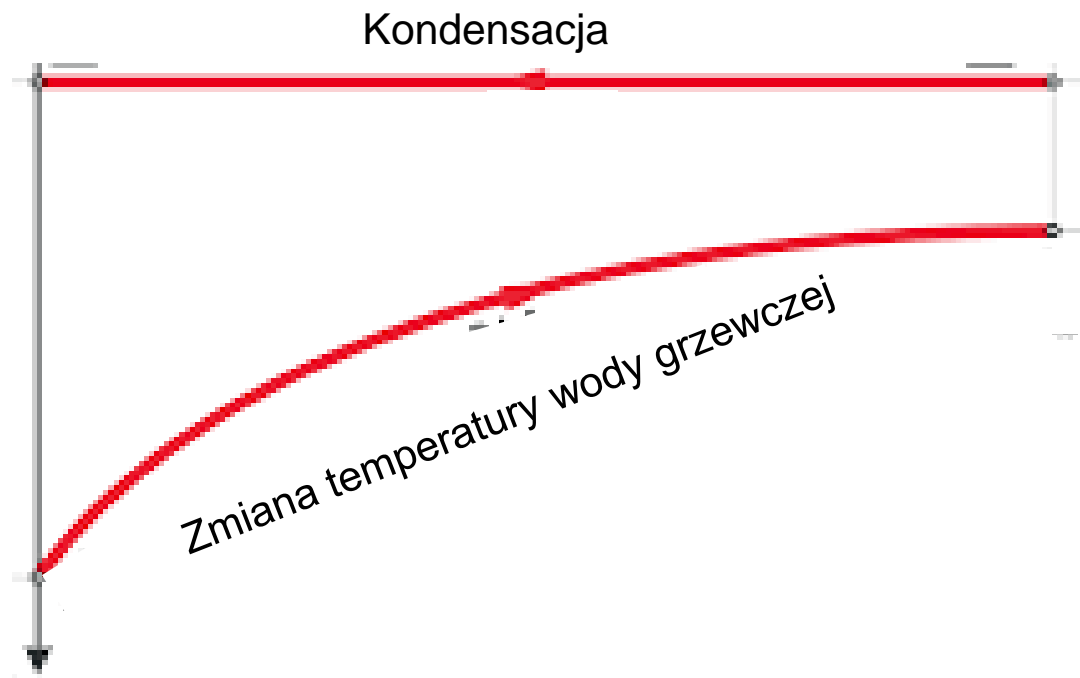
Dobranie wymienników ciepła

Ustalenie parametrów pracy wymienników ciepła

Zmiana temperatur w parowaczu (wymienniku dolnym)



# Zmiana temperatur w skraplaczu (wymienniku górnym)



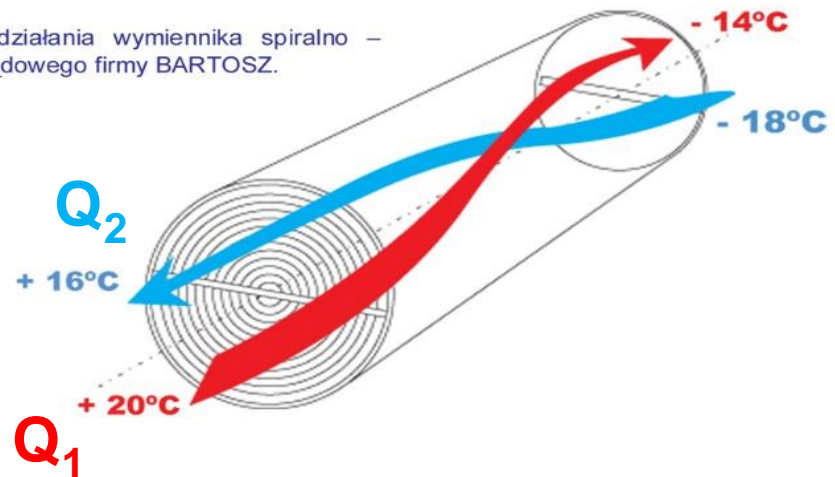
# Miarą nieodwracalności procesu może być przyrost entropii.

.Ponieważ omawiając obiegi odwracalne skoncentrowano się głównie na wymianie ciepłą pomiędzy źródłami a czynnikiem obiegowym omówimy to na przykładzie wymiennika ciepła.

Strumienie ciepła przekazywanego i odbieranego (zgodnie z umową przyjętą w termodynamice), określone są następująco:

$$-\dot{Q}_1 = \int_{\dot{s}_1}^{\dot{s}_0} T_1 d\dot{s}$$
$$\dot{Q}_2 = \int_{\dot{s}_0}^{\dot{s}_2} T_2 d\dot{s}$$

Schemat działania wymiennika spiralno – przeciwnadkowego firmy BARTOSZ.

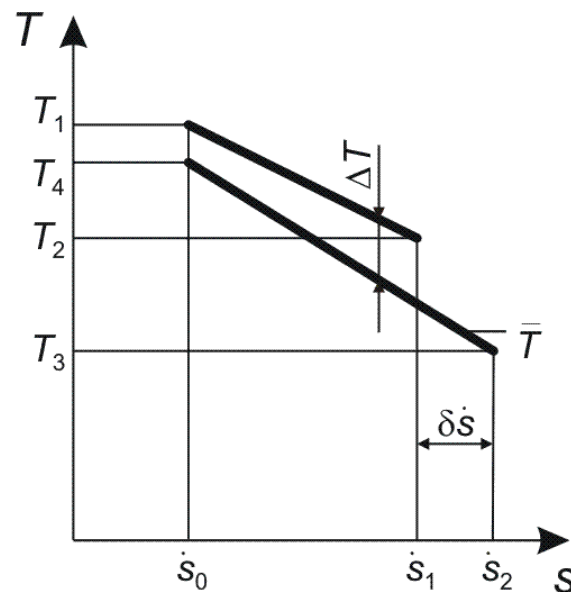
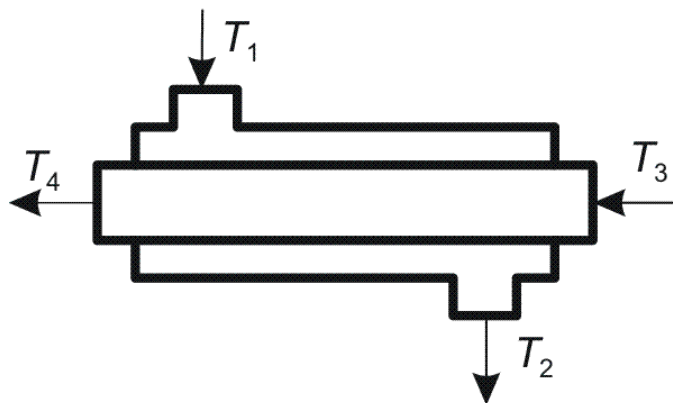


# Nieodwracalne obiegi ziębnicze

Entropia czynników przekazujących ciepło zmienia się odpowiednio

$$\dot{s}_o - \dot{s}_1 = -\Delta\dot{s}_1$$

$$\dot{s}_2 - \dot{s}_o = \Delta\dot{s}_2$$



Rys. Interpretacja przyrostu entropii w wyniku nieodwracalnego procesu wymiany ciepła

# Nieodwracalne obiegi ziębnicze

Rzeczywisty proces wymiany można realizować tylko w sposób nieodwracalny, tzn. przy skończonej różnicy temperatur  $T_1 - T_2 = \Delta T$ . Gdy  $\Delta T \rightarrow 0$ , wtedy  $\dot{s}_1 \rightarrow \dot{s}_2$  i wówczas

$$-\Delta\dot{s}_1 + \Delta\dot{s}_2 \rightarrow 0$$

czyli entropia nie ulega zmianie. Natomiast, gdy  $\Delta T \neq 0$ , wtedy

$$-\Delta\dot{s}_1 + \Delta\dot{s}_2 = \delta\dot{s} > 0$$

Tabela. Zestawienie różnych rodzajów energii oraz straty wynikające z ich przekazywania

Rodzaj energii	Ilość	Strata jako miara nieodwracalności procesu	Przyrost Entropii
Ciepłna	$\int_{\Delta s} T ds$	$\Delta I \Delta U = T_m \delta s_{\Delta U}$	$\delta s_{\Delta T}$
Odształcenia objętościowego (sprężysta)	$\int_{\Delta V} P dV$	$\Delta P \Delta V = T_m \delta s_{\Delta P}$	$\delta s_{\Delta P}$
Elektryczna	$\int_{\Delta U} I dU$	$\Delta T \Delta s = T_m \delta s_{\Delta T}$	$\delta s_{\Delta U}$

Nieodwracalność zewnętrzna.

Proces przekazywania ciepła w wymienniku

• ~~dolnym~~

**W procesie przekazywania ciepła siłą napędową jest różnica temperatur.** Jeżeli różnicę temperatur między źródłem dolnym a ziębnikiem, niezbędną do przepływu ciepła, oznaczyć przez  $\Delta T_o$ , to temperatura parowania ziębnika  $T'_o$  przyjmie wartość:

$$T'_o = T_o - \Delta T_o$$

Tę wartość należy przyjąć do projektowania i oceny obiegu rzeczywistego

\*



# Nieodwracalność w realizacji obiegu Carnota\*

---

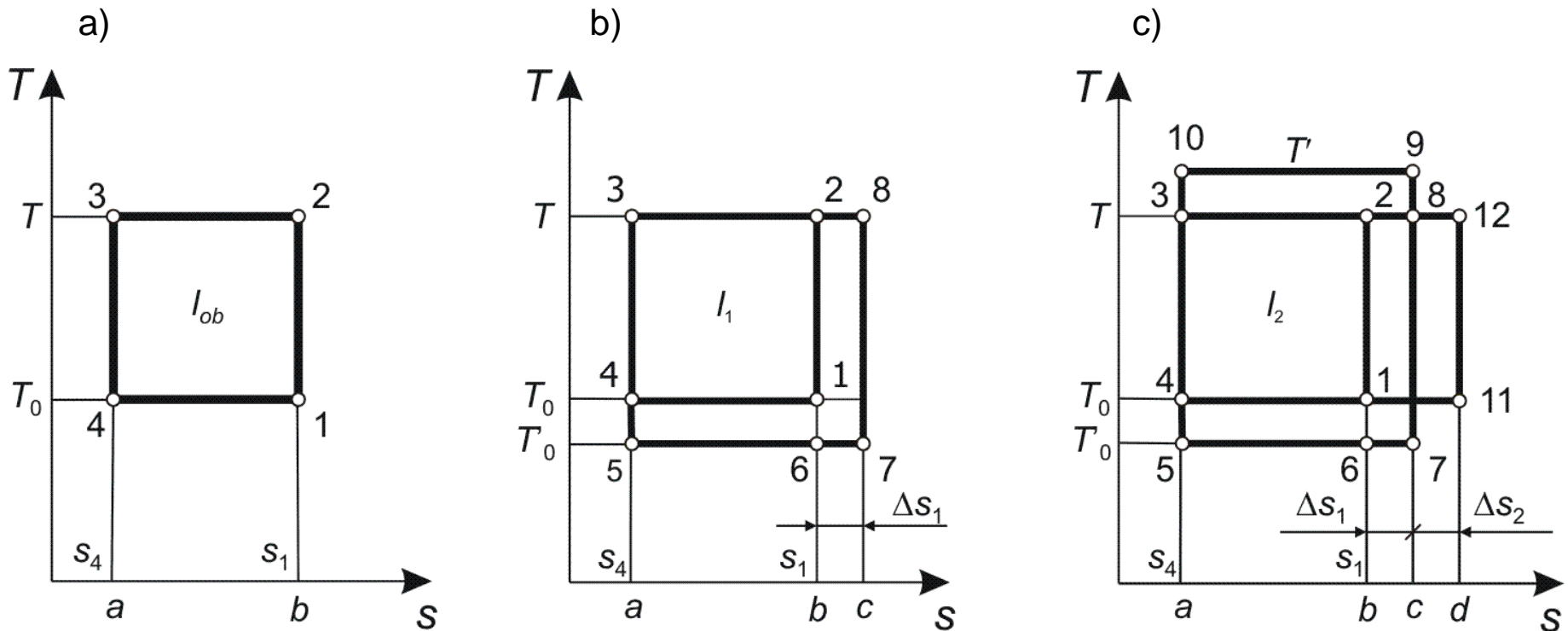
Nieodwracalności przemiany spowoduje wzrost entropii

$$\Delta S_1 = \frac{q_o}{T_o - \Delta T_o} - \frac{q_o}{T_o}$$

Porównanie obiegu odwracalnego i nieodwracalnego wymaga założenia niezmienności wybranych parametrów. Można założyć równość jednostkowych wydajności ziębienia obiegu odwracalnego i nieodwracalnego

\* Obieg Carnota uwzględniający przemiany nieodwracalne wymiany ciepła w wymiennikach ciepła

# Nieodwracalność w realizacji obiegu Carnota\*



Rys. Obiegi wstecz przy stałej temperaturze źródeł: a) obieg odwracalny, b) obieg nieodwracalny – nieodwracalny proces wymiany ciepła w wymienniku dolnym, c) obieg nieodwracalny – nieodwracalne procesy wymiany ciepła w wymienniku górnym i dolnym

# Nieodwracalność w realizacji obiegu Carnota\*

Zrealizowanie obiegu nieodwracalnego koniecznego do przekazania do otoczenia o temperaturze  $T$  wymaganej ilości ciepła  $q_o$  odbieranego na poziomie źródła dolnego  $T_o$ , wymaga doprowadzenia pracy  $l_1$ . Jednostkową pracę  $l_1$  obiegu nieodwracalnego, która jest proporcjonalna do pola prostokąta 7-8-3-5. określa równanie:

$$l_1 = [(s_1 + \Delta s_1) - s_4](T - T'_o)$$

Do zrealizowania obiegu odwracalnego równoważnego pod względem efektu ziębniczego, konieczna jest praca, w związku z tym przyrost pracy wynikający z nieodwracalności przemiany wynosi

$$\Delta l_1 = l_1 - l_{ob} = \Delta s_1(T - T'_o) + (s_1 - s_4)(T_o - T'_o)$$

Uwzględniając oznaczenia na rysunku można zauważyć, że  $\Delta s_1(T - T'_o)$  jest proporcjonalne do pola prostokąta 2-8-7-6, a  $(s_1 - s_4)(T_o - T'_o)$  do pola prostokąta 6-1-4-5. Pole prostokąta 6-1-4-5 jest równe polu prostokąta 6-7-b-c, gdyż pole prostokąta 1-4-a-b jest równe polu prostokąta 5-7-c-a, a prostokąt 5-6-b-a jest wspólny dla obu pól. Wobec tego, jeśli  $\Delta s_1 T$  równe jest polu prostokąta b-c-8-2, to

$$\Delta l_1 = \Delta s_1 T$$

# Nieodwracalność procesu wymiany ciepła w wymienniku górnym

Dla nieodwracalnego procesu wymiany ciepła pomiędzy czynnikiemziębniczym a źródłem górnym. Jeżeli różnicę temperatur między ziębnikiem a źródłem oznaczymy przez  $\Delta T$ , to temperatura czynnika ziębniczego (temperatura skraplania ) wyniesie

$$T' = T + \Delta T$$

gdzie

- $T'$  – temperatura ziębnika oddającego ciepło do źródła górnego.

# Nieodwracalność w realizacji obiegu Carnota\*

---

Nieodwracalność procesu wymiany ciepła w wymienniku górnym jest przyczyną zwiększenia właściwej pracy obiegu o wartość  $\Delta I_2$  (pole 3-8-9-10). Odpowiadający temu przyrost entropii właściwej wynosi wtedy

$$\Delta s_2 = \frac{\Delta I_2}{T}$$

gdyż

$$\Delta I_2 = \Delta s_2 T$$

gdzie

- $\Delta I_2$  – pole prostokąta c-d-12-8.

# Nieodwracalność w realizacji obiegu Carnota\*

Całkowita właściwa praca obiegu, w którym uwzględnia się nieodwracalność procesów wymiany ciepła w wymiennikach dolnym i górnym wyniesie:

$$l_2 = l_{ob} + \Delta l_1 + \Delta l_2 = l_{ob} + \Delta l$$

gdzie:

- $\Delta l$  – całkowity przyrost właściwej pracy obiegu nieodwracalnego.

Wykorzystując powyższe zależności można zapisać

$$\Delta l = (\Delta s_1 + \Delta s_2)T$$

przy czym iloczyn  $(\Delta s_1 + \Delta s_2)T$  jest równy polu prostokąta b-d-12-2.

Współczynnik efektywności ziębniczej obiegu nieodwracalnego  $\varepsilon$  jest równy

$$\varepsilon = \frac{q_o}{l_2} = \frac{q_o}{l_{ob} + \Delta l}$$

czyli

$$\varepsilon < \varepsilon_C = \frac{q_o}{l_{ob}}$$

# Nieodwracalność w realizacji obiegu Carnota\*

---

Występowanie oporów tarcia w poszczególnych elementach urządzenia ziębniczego (przepływ przez sprężarkę, rozprężarkę, zawór dławiący, przewody, dodatkowe wymienniki i elementy) powoduje wzrost pracy napędowej konieczny do ich pokonywania. Powstałe efekty cieplne powodują zwiększenie ciepła przekazywanego do otoczenia realizowanego obiegu. Powoduje to dalsze straty, które można podobnie określić jako kolejne przyrosty entropii otoczenia, zwiększające stopień nieodwracalności obiegu i zmniejszający współczynnik efektywności ziębniczej.

Przyczyną zmniejszania współczynnika efektywności ziębniczej są też straty występujące w procesie sprężania i rozprężania ziębnika. Rzeczywiste procesy sprężania i rozprężania ziębnika nie przebiegają izentropowo przy  $s = \text{idem}$ . Wymiana ciepła z otoczeniem oraz złożone procesy cieplne, jakie zachodzą wewnątrz sprężarek i rozprężarek podczas przemian czynnika ziębniczego przyczyniają się do wzrostu entropii czynnika.

Dla termodynamicznej oceny obiegu nieodwracalnego wprowadzono pojęcie stopnia doskonałości (odwracalności) obiegu, który określa wartość stosunku współczynnika efektywności obiegu nieodwracalnego (porównawczego, rzeczywistego) do współczynnika efektywności obiegu odwracalnego o tej samej wydajności ziębienia.

# Nieodwracalność w realizacji obiegu Carnota\*

$$\eta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_C}$$

gdzie:

- $\varepsilon$  – współczynnik efektywności ziębniczej obiegu nieodwracalnego np. przedstawionego,
- $\varepsilon_C$  – współczynnik efektywności ziębniczej obiegu odwracalnego Carnota.

W przypadku gdy realizowany jest obieg ziębniczy przy zmieniających się temperaturach, wówczas w porównawczym obiegu Carnota przyjmuje się:

- jako temperaturę źródła dolnego  $T_o$  najwyższą temperaturę, przy której doprowadzone jest ciepło,
- jako temperaturę źródła górnego  $T$  najniższą temperaturę, przy której odprowadzane jest ciepło.

Do oceny jakości termodynamicznej obiegów ziębniczych można użyć pojęcia ich sprawności egzergetycznej zdefiniowanej jako stosunek egzergii efektu ziębniczego (energii odprowadzonej z układu)  $\varepsilon_{qo}$  do egzergii energii doprowadzonej do układu  $\varepsilon_i$ .



# Nieodwracalność w realizacji obiegu Carnota\*

Jeżeli przyjmiemy, że

$$e_{q_0} = q_0 \frac{T - T_0}{T_0}$$
$$e_l = l$$

oraz

to

$$\eta_e = \frac{e_{q_0}}{e_l} = \frac{q_0}{l} \frac{T - T_0}{T_0}$$

czyli

$$\eta_e = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_C}$$

Z powyższej zależności wynika, że sprawność egzergetyczna obiegu równa jest stopniowi doskonałości tego obiegu, określanemu względem współczynnika efektywności obiegu odwracalnego Carnota

$$\eta_e = \eta$$

# Nieodwracalne obiegi ziębnicze

Rzeczywisty proces wymiany można realizować tylko w sposób nieodwracalny, tzn. przy skończonej różnicy temperatur  $T_1 - T_2 = \Delta T$ . Gdy  $\Delta T \rightarrow 0$ , wtedy  $\dot{s}_1 \rightarrow \dot{s}_2$  i wówczas

$$-\Delta\dot{s}_1 + \Delta\dot{s}_2 \rightarrow 0$$

czyli entropia nie ulega zmianie. Natomiast, gdy  $\Delta T \neq 0$ , wtedy

$$-\Delta\dot{s}_1 + \Delta\dot{s}_2 = \delta\dot{s} > 0$$

Tabela. Zestawienie różnych rodzajów energii oraz straty wynikające z ich przekazywania

Rodzaj energii	Ilość	Strata jako miara nieodwracalności procesu	Przyrost Entropii
Ciepłna	$\int_{\Delta s} T ds$	$\Delta I \Delta U = T_m \delta s_{\Delta U}$	$\delta s_{\Delta T}$
Odształcenia objętościowego (sprężysta)	$\int_{\Delta V} P dV$	$\Delta P \Delta V = T_m \delta s_{\Delta P}$	$\delta s_{\Delta P}$
Elektryczna	$\int_{\Delta U} I dU$	$\Delta T \Delta s = T_m \delta s_{\Delta T}$	$\delta s_{\Delta U}$

# Nieodwracalność w realizacji obiegu ziębiarki absorpcyjnej\*

Gdy energia napędowa niezbędna do realizacji obiegu ziębniczego doprowadzana jest w postaci energii cieplnej, a nie pracy mechanicznej, jak to ma miejsce w ziębiarkach absorpcyjnych, wówczas miarą efektywności energetycznej obiegu ziębniczego jest cieplny współczynnik efektywności ziębniczej zdefiniowany jako stosunek wydajności ziębienia do napędowego ciepła obiegu:

$$\varepsilon_q = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{Q}}$$

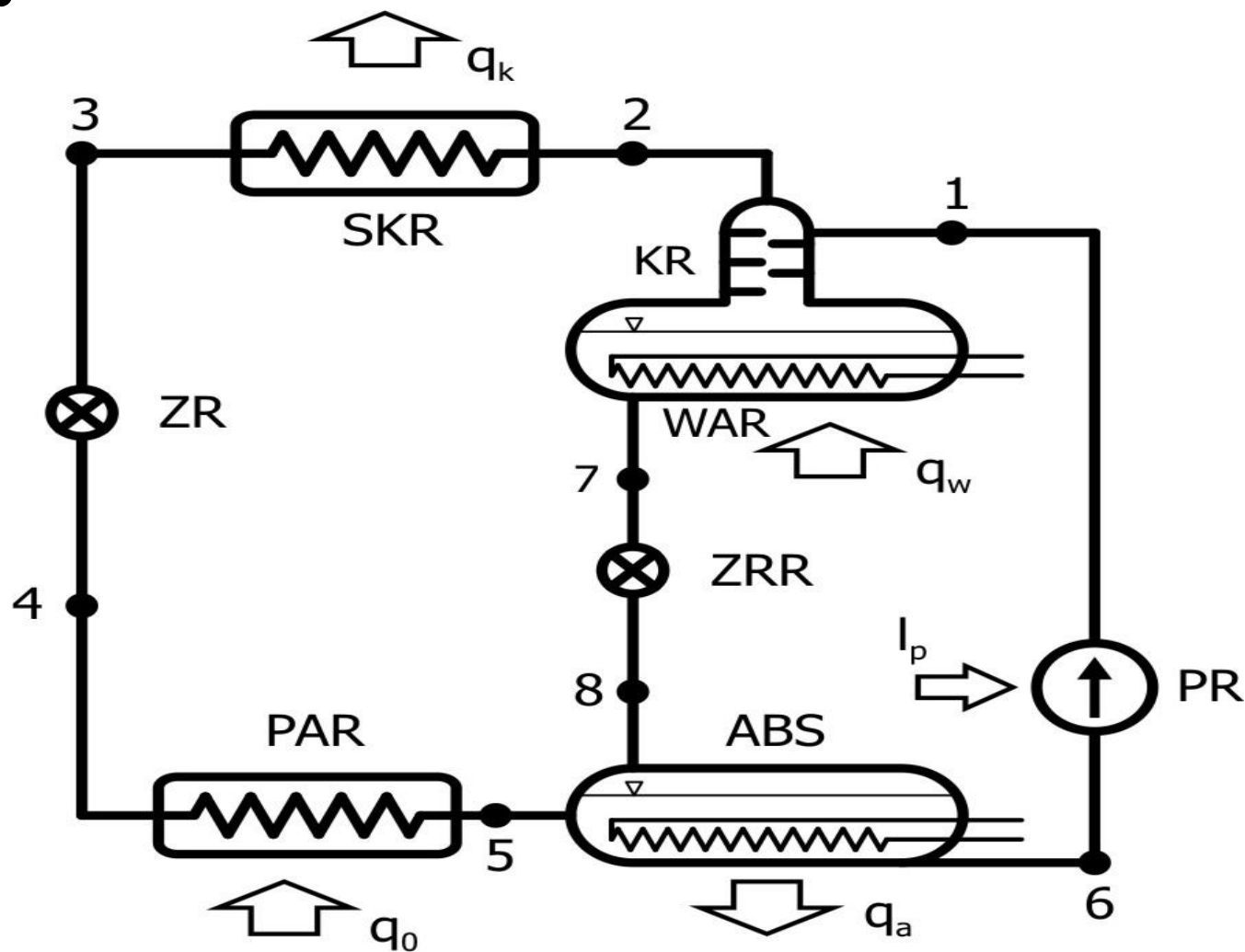
gdzie:

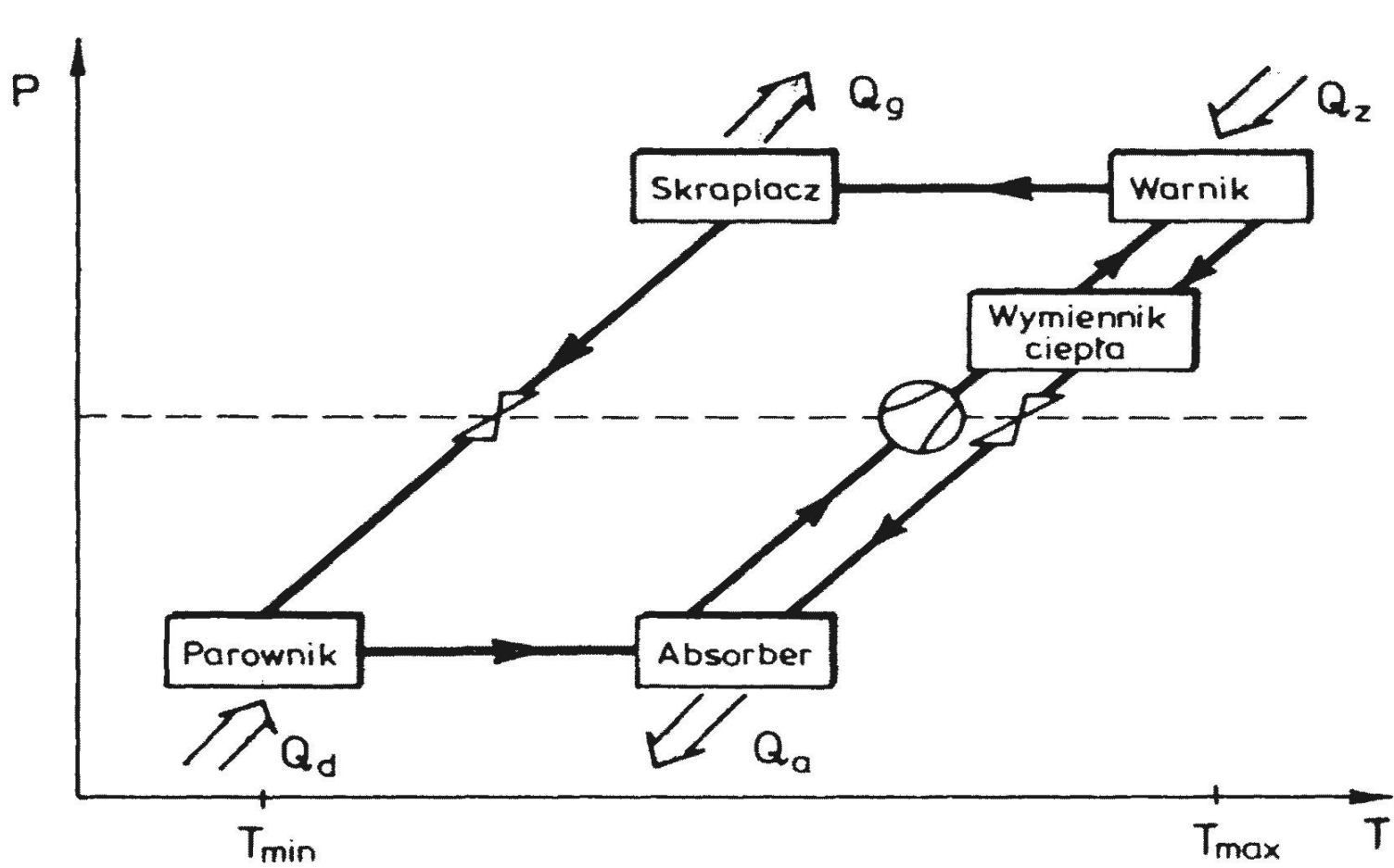
- $\dot{Q}_o$  – całkowita wydajność ziębienia obiegu, W,
- $\dot{Q}$  – doprowadzane ciepło napędowe, W.

W obiegu ziębnicznym, w którym energią napędową jest energia cieplna, realizowane są równocześnie dwa obiegi:

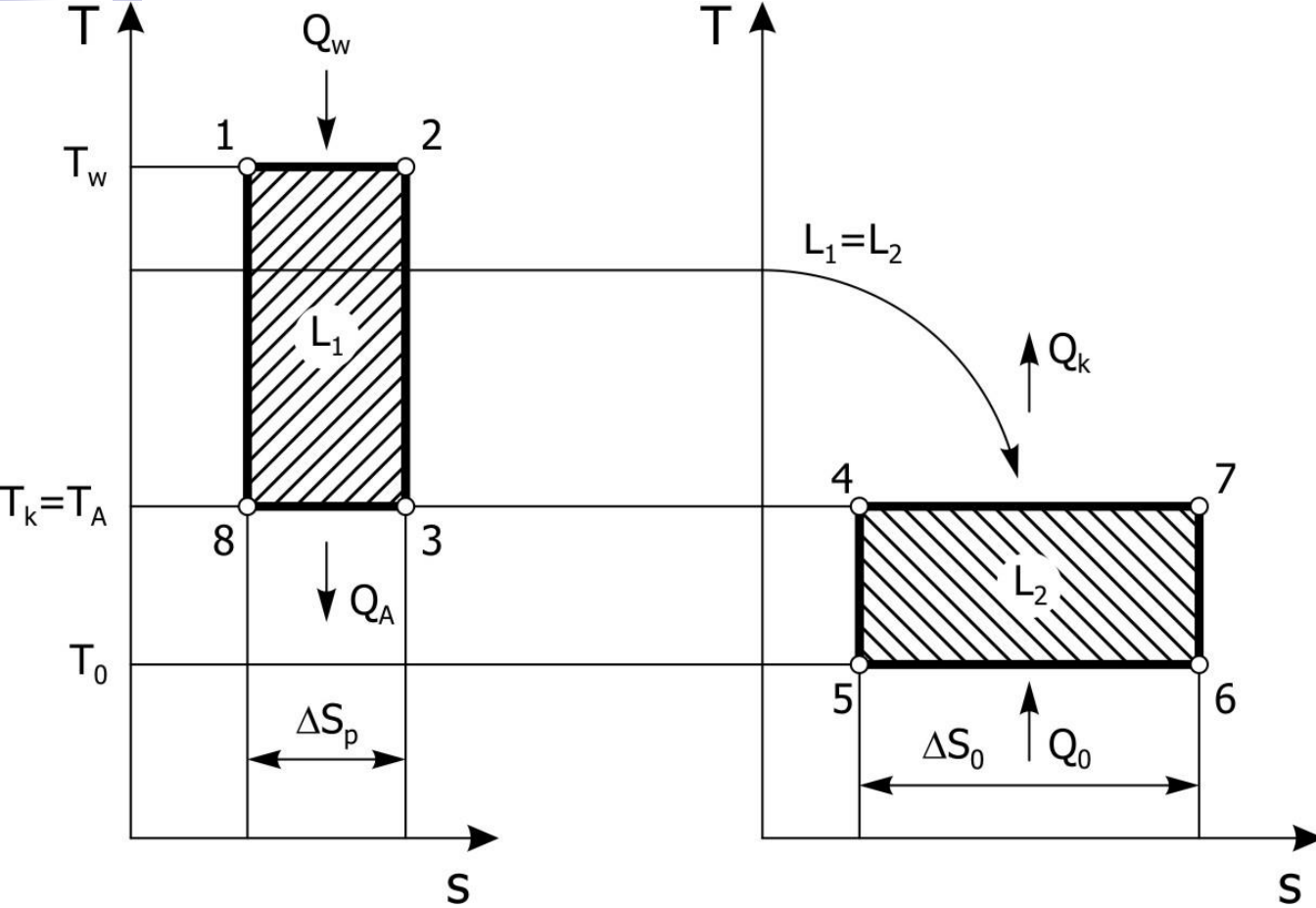
- obieg napędowy (prawobieżny), w którym kosztem energii cieplnej uzyskuje się energię mechaniczną,
- obieg ziębniczy (lewobieżny), w którym kosztem energii mechanicznej odbierane jest ciepło ze środowiska oziębianego i przekazywane do otoczenia.

# Ziebiarka absorpcyjna



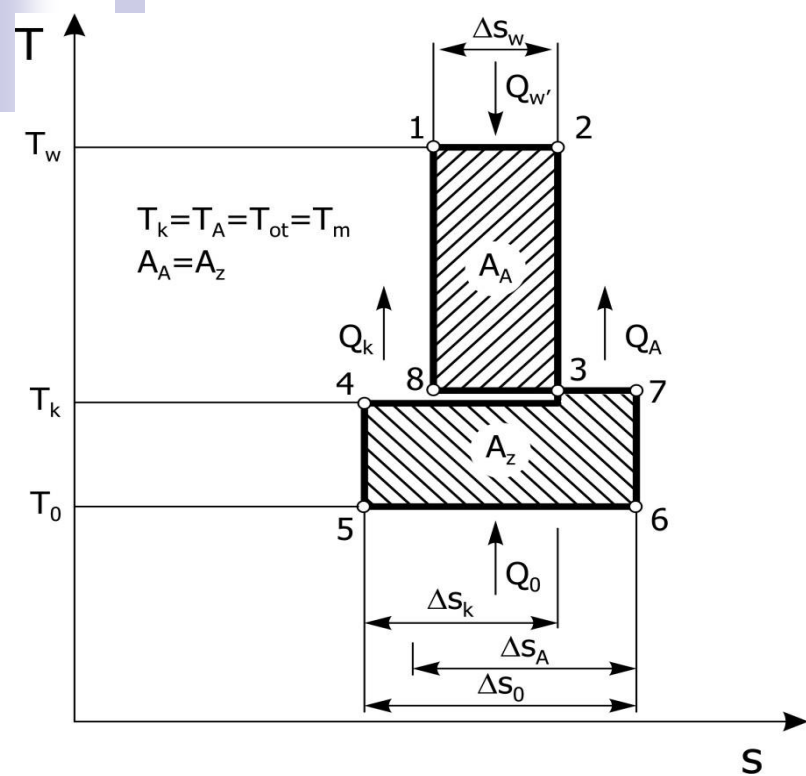


Schemat realizacji absorpcyjnej pompy ciepła w układzie P-T



Wanik zasilany jest roztworem sprężanym izentropowo od stanu 8 do 1. Strumień ciepła doprowadzonego do wanika  $\dot{Q}_w$  powoduje odparowanie ziębnika przy stałej temperaturze  $T_w$ . Stan ziębnika podczas procesu zmienia się od 1 do 2. Parowy ziębnik, wytworzony w waniku skrapla się w skraplaczu dzięki odprowadzeniu ciepła skraplania  $\dot{Q}_k$  przy stałej temperaturze  $T_k$ , przy czym zachodzi zmiana stanu od 3 do 4.

- 
- Skroplony związek po izentropowym zredukowaniu jego ciśnienia i równocześnie zmianie stanu od 4 do 5 wrze w parowaczu przy stałej temperaturze  $T_0$  kosztem ciepła pobieranego z oziębianego środowiska. Stan związku zmienia się podczas procesu wrzenia od 5 do 6. Para związku powstająca w parowaczu jest absorbowana przez roztwór ubogi z wężownika, rozprężony izentropowo w rozprężarce przy stałej temperaturze  $T_A = T_K$ . Ciepło procesu absorpcji zostaje odprowadzone do otoczenia. Para związku o stanie 6 poddana jest izentropowej przemianie do stanu 7, a następnie zmienia się w procesie absorpcji od stanu 7 do 8.



## Obieg Carnota ziębiarki absorpcyjnej

Założono przy tym dodatkowo dla uproszczenia, że energia napędu pompy roztworu i doprowadzone do wparownika ciepło są o tej samej temperaturze  $T_w$ . Na rysunku oznaczono:

$Q_0$  – ciepło przejęte w parowaczu,

$Q_k$  – ciepło oddane w skraplaczu,

$Q_A$  – ciepło oddane w absorberze,

$Q_w' = Q_w + L_p \approx Q_w$  – całkowita energia napędowa



Z bilansu cieplnego wynika:

$$Q_0 + Q_w - Q_k - Q_A = 0$$

$$Q_0 = T_0 (S_6 - S_5) = T_0 \Delta S_0$$

$$\Delta S_k + \Delta S_A = \Delta S_w + \Delta S_0$$

$$Q_A = T_m (S_7 - S_8) = T_m \Delta S_A$$

$$\Delta S_A = \Delta S_w + \Delta S_0 - \Delta S_k$$

$$Q_k = T_m (S_3 - S_4) = T_m \Delta S_k$$

$$Q_w = T_w (S_2 - S_1) = T_w \Delta S_w$$

$$\Delta S_w (T_w - T_m) = \Delta S_0 (T_m - T_0)$$

# COP:

---

$$\varepsilon_z = \frac{Q_0}{Q_w}$$

$$\varepsilon_{PC} = \frac{Q_A + Q_k}{Q_w}$$

# i odpowiednio dla porównawczego obiegu Carnota:

- – urządzenie ziębnicze:

$$\varepsilon_z = \frac{T_0 \Delta S_0}{T_w \Delta S_w} = \frac{T_0}{T_z} \frac{T_w - T_m}{T_m - T_0}$$

- – pompa ciepła:

$$\varepsilon_{PC} = \frac{T_m (\Delta S_z + \Delta S_0)}{T_w \Delta S_w} = \frac{T_m}{T_z} \frac{T_w - T_0}{T_m - T_0}$$

## Powyższe równania można zapisać inaczej:

$$\varepsilon_z = \frac{T_w - T_m}{T_w} \frac{T_0}{T_m - T_0} = \eta_z (\varepsilon_z)_s$$

$$\varepsilon_{PC} = \frac{T_w - T_0}{T_w} \frac{T_m}{T_m - T_0} = \eta_{PC} (\varepsilon_{PC})_s$$

- $\eta_{PC}$  – sprawność prawobieżnego obiegu Carnota w procesie pracy między temperaturami  $T_z$  i  $T_0$ ,
- $(\varepsilon_{PC})_s$  – współczynnik efektywności grzewczej obiegu Carnota między temperaturami  $T_m$  i  $T_0$  jak dla sprężarkowej pompy ciepła,
- $\eta_z$  – sprawność prawobieżnego obiegu Carnota w procesie pracy między temperaturami  $T_z$  i  $T_m$ ,
- $(\varepsilon_z)_s$  – współczynnik efektywności ziębniczej obiegu Carnota między temperaturami  $T_m$  i  $T_0$  jak dla sprężarkowego urządzenia ziębniczego.

# UWAGA:

---

- Współczynnik COP efektywności ziębniczej urządzenia sorpcyjnego w żadnym przypadku nie może być porównywany z współczynnikiem efektywności urządzenia sprężarkowego.
- Żeby porównać na przykład elektrycznie napędzaną sprężarkową pompę ciepła z sorpcyjną pompą ciepła, należy współczynnik efektywności urządzenia sprężarkowego pomnożyć przez sprawność elektrowni i dopiero wtedy porównywać ze współczynnikiem efektywności urządzenia sorpcyjnego. Tylko w przypadku, gdy oba urządzenia napędzane są tym samym rodzajem energii, możliwe jest ich bezpośrednie porównanie.

Dzieląc licznik i mianownik powyższego wyrażenia przez wielkość  $P$ , otrzymano

$$\varepsilon_q = \frac{\dot{Q}_o}{P} \frac{P}{\dot{Q}} = \varepsilon_t \eta_p$$

gdzie:

$P$  – moc uzyskiwana w obiegu napędowym, W,

$\varepsilon_t$  – teoretyczny współczynnik efektywności ziębniczej obiegu (lewobieźnego),

$\eta_p$  – cieplna sprawność obiegu napędowego.



# Termodynamiczne podstawy inżynierii cieplnej

Termodynamiczne aspekty doboru  
podstawowego obiegu porównawczego.  
Egzergia. Sprawność Egzergetyczna

# Termodynamiczne aspekty doboru podstawowego obiegu porównawczego.

- Proces projektowania ziębiarki, klimatyzatora czy pompy ciepła:
  - Zapotrzebowanie na ciepło, wydajność ziębienia, nośniki dodatkowe
  - założenia temperaturowe,
  - Wybór obiegu porównawczego-idealnego
  - wybór czynnika obiegowego,
  - Dobór obiegu teoretycznego- suchy, doziębienie, dochłodzenie, trans krytyczny, zmienne temperatury źródeł
  - projekt obiegu termodynamicznego –porównawczy, teoretyczny
  - określenie współczynnika efektywności COP.
- 
- Umożliwia to zaprojektowanie obiegu optymalnego pod względem energetycznym dla danych wymagań cieplnych obiektu i założonych zewnętrznych warunków termicznych



- 
- Podstawowym obiegiem porównawczym dla systemów lewo bieżnych jest idealny obieg Carnota.
  - Jest on definiowany za pomocą tylko dwóch parametrów intensywnych: temperatura źródła górnego  $T_g$  i temperatura źródła dolnego  $T_d$ .
  - Każdy projektant ma świadomość, że nie można zrealizować obiegu idealnego. Stąd przyjmowanie obiegów teoretycznych, porównawczych a integralną częścią opisu obiegów jest opis strat.
  - Do określenia współczynnika COP potrzebne są ustalenia temperatury: skraplania  $T_k$  (źródła górnego  $T_g$ ) i parowania  $T_0$  (źródła dolnego  $T_d$ ).
  - Analiza efektywności wymaga założenia koniecznych do wymiany ciepła różnic temperatur, oceny wartości współczynników opisujących przyczyny nieodwracalności wewnętrznej.

# Ograniczenia, założenia

---

- System cieplny :
  - musi współpracować z zewnętrznymi źródłami ciepła,
  - które mają ograniczoną pojemność cieplną.
  - ilość substancji źródeł: wody chłodzącej w górnym wymienniku ciepła czy ilość pobieranego ciepła od oziębianego środowiska na poziomie źródła dolnego, są ograniczone.
  - Tym samym, w procesie wymiany ciepła pomiędzy czynnikiem obiegowym a zewnętrznymi źródłami ciepła zachodzi zmiana temperatury źródeł.
  
- Niekiedy ta wartość spadku temperatury źródła jest zakładana w postaci ograniczenia projektowego np. dopuszczalny spadek temperatury nośnika ciepła[10],[17].

# Problem

---

- 2 obiegi pomp ciepła powietrze - woda, które mają zagwarantować temperaturę wody grzewczej  $T_{w2} = 40^{\circ}\text{C}$ .
- W jednym przypadku woda powrotna ma temperaturę w wymienniku  $T_{w1} = 35^{\circ}\text{C}$ , a w drugim  $T_{w1} = 25^{\circ}\text{C}$ .
- W obu przypadkach projektant założy temperaturę kondensacji  $T_k = 43-45^{\circ}\text{C}$ .
- W obu przypadkach obieg porównawczy Carnota będzie taki sam pomimo, że pompy ciepła będą tak naprawdę różne.
- Taką samą analizę można przeprowadzić w przypadku zmiany parametrów źródła dolnego.

## Pytania projektowe:

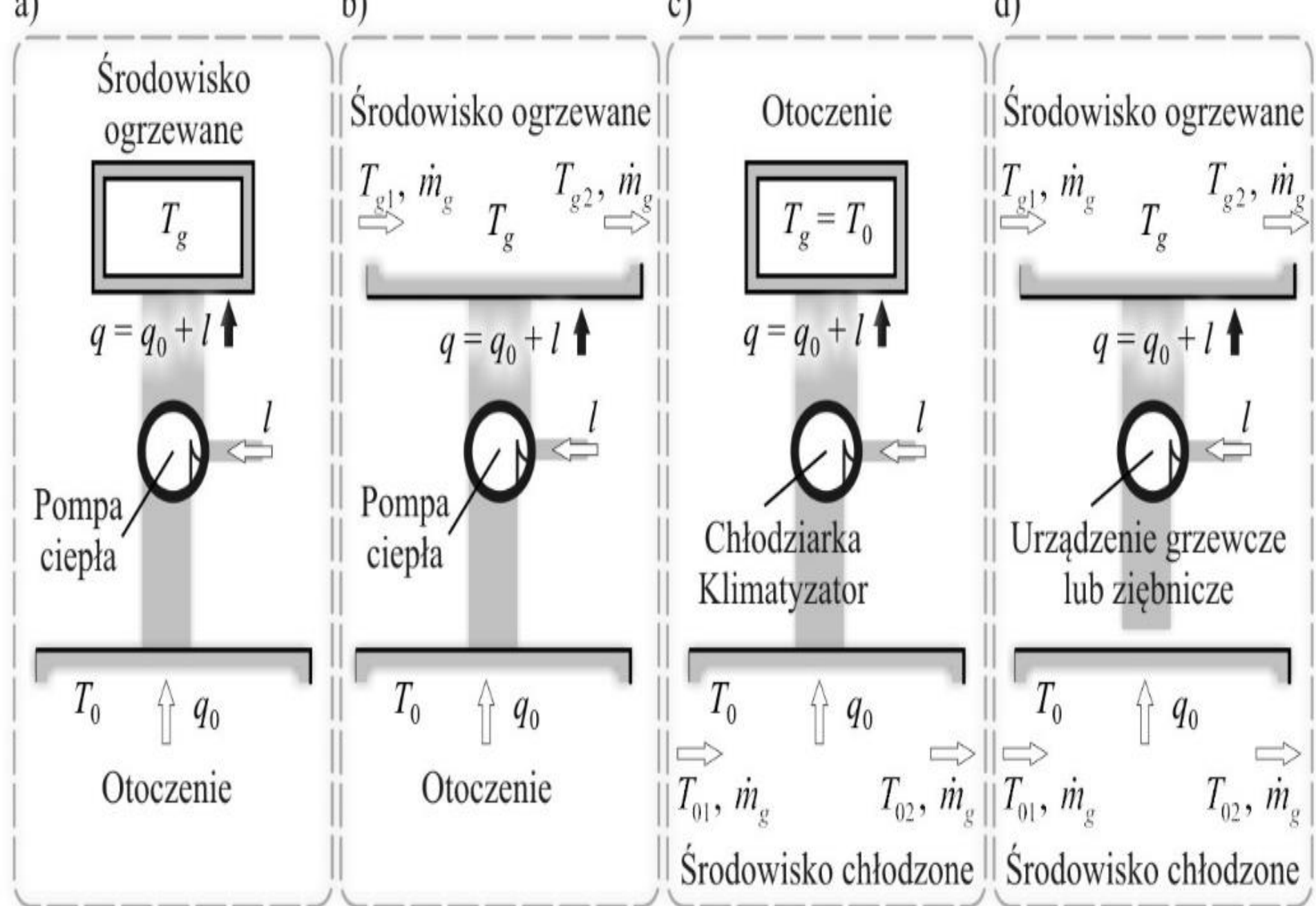
---

- Czy należy uwzględnić w projektowanym obiegu ziębienia zmiany temperatur źródeł dolnego i górnego?
- Czy kryterium wyboru obiegu wzorcowego nie powinna być tylko zmienność temperatury parowania i skraplania ale również zmienność lub stałość temperatury źródeł ciepła górnego i dolnego?
- Czy będzie to termodynamicznie uzasadnione?

# Warianty

---

- Warianty obiegów porównawczych:
- – gdy temperatury źródeł ciepła nie zmieniają się w procesie wymiany ciepła – wariant idealny,
- – gdy temperatura jednego ze źródeł ciepła nie zmienia się w procesie wymiany ciepła a drugiego ulega zmianie,
- – gdy temperatury źródeł zmieniają się w procesie wymiany ciepła- wariant rzeczywisty.



# Praca minimalna

---

- Minimalną pracę obiegu można określić z warunku, że entropia układu złożonego ze źródła dolnego i górnego oraz z czynnika roboczego nie może ulegać zmniejszeniu, a w przypadku obiegu odwracalnego równa jest zeru [9], [15], [16].

$$\Delta s = -\frac{q_0}{T_0} + \frac{q_0}{T} + \frac{l_{\min}}{T} \geq 0$$

$$l_{\min} = \frac{q_0 \cdot (T - T_0)}{T_0}$$

W odniesieniu do całkowitej ilości czynnika roboczego

---

$$\dot{V}_R = \dot{Q}_0 \cdot \left( \frac{T_E}{T_0} - 1 \right)$$



- W analogiczny sposób można wyprowadzić zależność na  $L_{\min}$  dla obiegu ze zmienną temperaturą źródła górnego czyli dla „optymalnej” pompy ciepła.
- Z I ZT wynika, że:

$$Q = Q_0 + T_{\min} PC$$

$$Q = \dot{m}_g \cdot (h_{g2} - h_{g1}) = T_g \cdot \Delta S$$

- $\dot{m}_g$  – strumień nośnika ciepła źródła górnego;
- $h_{g1}, h_{g2}$  – entalpia nośnika ciepła źródła górnego na wlocie i na wylocie;
-

Biorąc pod uwagę, że

$$\frac{Q}{T_g} - \frac{Q_0}{T_d} = 0$$

$$L_{\min PC} = \dot{m}_g \cdot (h_{g2} - h_{g1}) - T_d \cdot m_g \cdot (s_{g2} - s_{g1})$$

$$L_{\min PC} = \dot{m}_g \cdot (b_{g2} - b_{g1})$$

Gdzie  $b$  jest wartością **Egzergii** odpowiednio na wylocie i wlocie do wymiennika

$$b = (h - T_d \cdot s) - (h_0 - T_0 \cdot s_0)$$

$h, s$  – wartości entalpii i entropii w dowolnym ciśnieniu i temperaturze;

$h_0, s_0$  – wartości entalpii i entropii w temperaturze odniesienia.

# Egzergia

---

- **Egzergia** – maksymalna praca, jaką układ termodynamicznie otwarty może wykonać w danym otoczeniu przechodząc do stanu równowagi z otoczeniem. Otoczenie traktuje się jako zbiornik nieużytecznej energii i materii o stałej temperaturze. Maksymalną energię uzyskuje się w procesie odwracalnym.
- Termin wprowadzony w 1955 r. przez słoweńskiego fizyka Zorana Ranta; zdolność do wykonywania pracy - jest rodzajem energii, która może służyć jako zapas energii; cechuje ją ilość i jakość; ulega zniszczeniu, gdy jest wykorzystywana.

# Energia cieplna- pojęcie egzergii

---

$$Q = Ba + Ea$$

Energia cieplna = egzergia + anergia

Energię cieplną dzieli się (umownie) ze względu na użyteczność na egzergię i anergię. Egzergia jest to część energii cieplnej dająca się nieograniczenie zamienić na inny rodzaj energii.

Anergią nazywa się niezamienialną (nieużyteczną) część energii.

Z **pierwszej zasady termodynamiki** wynika, że w zamkniętym systemie suma egzergii i anergii pozostaje stała.

$$Ba + Ea = \text{const}$$

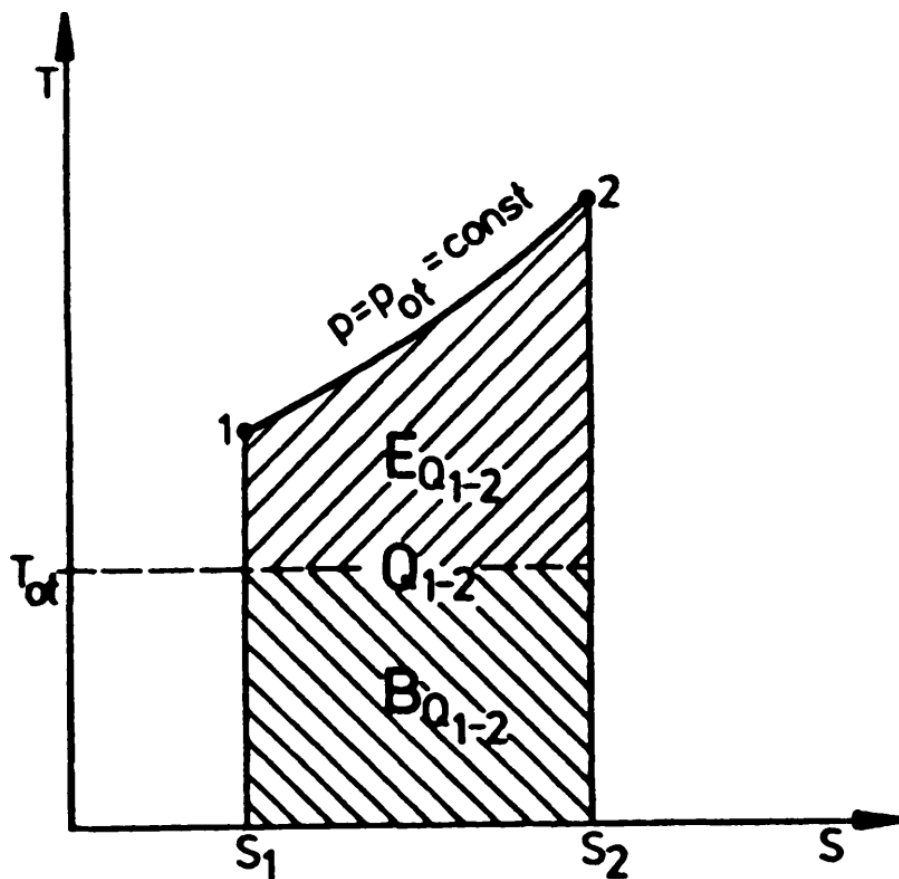
# Egzergia

---

Zgodnie z **drugą zasadą termodynamiki** w procesach nieodwracalnych systemu zamkniętego następuje zamiana egzergii na anergię. W procesach odwracalnych egzergia pozostaje stała. Anergia nie może zostać zamieniona na egzergię.

**Poziom temperatury, przy którym przebiega proces ma wyraźny wpływ na udział egzergii i anergii. Czym bliższa jest ta temperatura temperaturze otoczenia, tym mniejszy jest udział egzergii i tym większy udział anergii.**

# Energia cieplna



Interpretację graficzną pojęcia egzergii i anergii przedstawiono na rysunku na przykładzie przemiany izobarycznej przebiegającej przy ciśnieniu otoczenia  $p_{ot}$

Rys. Egzergia i anergia na wykresie T-S

# Energia cieplna

---

$$Q_{1-2} = \int_1^2 T dS ,$$

$$Q_{1-2} = B_{Q_{1-2}} + E_{Q_{1-2}} ,$$

$$B_{Q_{1-2}} = T_{\alpha} \int_1^2 dS ,$$

$$E_{Q_{1-2}} = \int_1^2 (T - T_{\alpha}) dS = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_{\alpha}}{T}\right) dQ ,$$

a więc

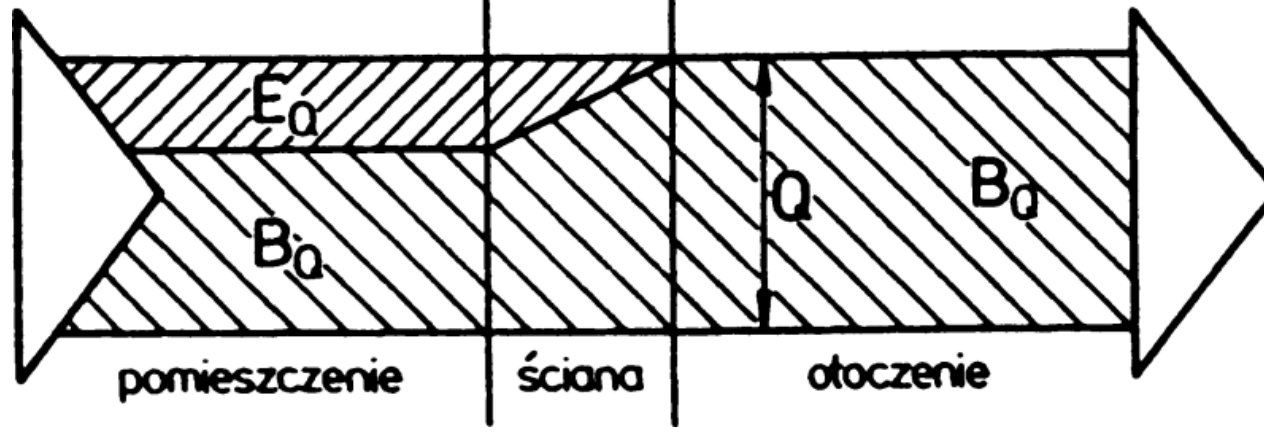
$$E_{Q_{1-2}} = Q_{1-2} - T_{\alpha} \int_1^2 \frac{dQ}{T} .$$

We wzorach powyższych oznaczają:

- $T_{ot}$  - temperatura otoczenia,
- $Q$  - całkowita energia cieplna,
- $B_Q$  - anergia,
- $E_Q$  - egzergia.

# Energia cieplna

Na rysunku pokazano pasmowy wykres energii przepływającej przez ściany ogrzewanego pomieszczenia. Ponieważ temperatura pomieszczenia leży powyżej temperatury otoczenia, to z pomieszczenia do otoczenia przepływa pewien strumień ciepła, który zależy od izolacyjności ścian i różnicy temperatur pomiędzy pomieszczeniem i otoczeniem. Na poziomie temperatury otoczenia całe ciepło przepływające przez ściany jest czystą energią. W pomieszczeniu musi składać się ono w części z egzergii, bo temperatura pomieszczenia leży powyżej temperatury otoczenia. Przy przejściu przez ściany ilość egzergii spada, bo spada również temperatura.





# Ocena różnych systemów ogrzewania

Ocenę różnych systemów ogrzewania można przeprowadzić za pomocą **sprawności egzergetycznej  $\phi$  zdefiniowanej jako stosunek egzergii odzyskanej do egzergii doprowadzonej do systemu.**

W tabeli przedstawiono sprawności egzergetyczne różnych systemów ogrzewania powietrza w odniesieniu do doprowadzanej egzergii pierwotnej.

Rodzaj ogrzewania	Sprawność egzergetyczna $\phi$ [%]
Ogrzewanie piecowe	3,8
Bezpośrednie ogrzewanie energią elektryczną z:	
- elektrociepłowni	2,4
- elektrowni wodnej	5,3
Ogrzewanie parą z elektrociepłowni	7,7
Ogrzewanie pompą ciepła napędzaną energią elektryczną z:	
- elektrociepłowni	7,1
- elektrowni wodnej	15,6

Biorąc pod uwagę, że

$$\frac{Q}{T_g} - \frac{Q_0}{T_d} = 0$$

$$L_{\min PC} = \dot{m}_g \cdot (h_{g2} - h_{g1}) - T_d \cdot m_g \cdot (s_{g2} - s_{g1})$$

$$L_{\min PC} = \dot{m}_g \cdot (b_{g2} - b_{g1})$$

Gdzie  $b$  jest wartością **Egzergii** odpowiednio na wylocie i wlocie do wymiennika

$$b = (h - T_d \cdot s) - (h_0 - T_0 \cdot s_0)$$

$h, s$  – wartości entalpii i entropii w dowolnym ciśnieniu i temperaturze;  
 $h_0, s_0$  – wartości entalpii i entropii w temperaturze odniesienia.

---

$$COP = \frac{q_g}{l_{obg}} \quad COP = \frac{T_g}{T_g - T}$$

- Dla optymalnej pompy ciepła

$$COP_{PC} = \frac{Q}{L_{\min}} = \frac{\dot{m}_g \cdot (h_{g2} - h_{g1})}{\dot{m}_g \cdot (b_{g2} - b_{g1})}$$

- można to równanie uprościć, uwzględniając zależność na b:

$$\text{COP}_{PC} = \frac{T_{PC}}{T_{PC} - T_d}$$

- Gdzie

$$T_{PC} = \frac{h_{g2} - h_{g1}}{s_{g2} - s_{g1}}$$

Jeżeli założyć, że nośnik ciepła źródła górnego zmienia swoje parametry w ograniczonym przedziale zmienności lub można go rozpatrywać, jako nośnik idealny i założyć niezmiennosc  $c_p$  od ciśnienia i temperatury to równanie można przekształcić do postaci:

$$T_{PC} = \frac{T_{g2} - T_{g1}}{\ln \left( \frac{T_{g2}}{T_{g1}} \right)}$$

# Ziębiarka , klimatyzator

---

- Analogiczną analizę można przeprowadzić dla klimatyzatorów czy oziębiaczy powietrza, których zadaniem jest dostarczenie powietrza wylotowego o tej samej temperaturze ale otrzymujących powietrze wlotowe o innych temperaturach.
- Jeżeli medium odprowadzające ciepło odpadowe na poziomie kondensatora będzie miało te same parametry, to w obu przypadkach zostanie zaprojektowany ten sam obieg porównawczy o tej samej wartości COP. Pomimo tego że rzeczywiste parametry pracy obu obiegów będą tak naprawdę różne

- Jeżeli temperatura powietrza oziębianego również ulega zmianie na wlocie i wylocie z wymiennika ( źródło dolne ), to dokonując podobnych przekształceń można otrzymać wartość temperatury źródła dolnego  $T_{dPC}$ :

$$T_{d,PC} = \frac{h_{d1} - h_{d2}}{s_{d1} - s_{d2}}$$

$$T_{dPC} = \frac{T_{d1} - T_{d2}}{\ln\left(\frac{T_{d1}}{T_{d2}}\right)}$$

---

- **Przykład**

- Zaprojektować obieg pompy ciepła dla parametrów:

- $T_d = 0^\circ\text{C}$ .

- Podgrzewanie wody c. o.:  $T_{w1} = 25^\circ\text{C}$ ,  $T_{w2} = 40^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T = 5\text{ K}$ ,  $T_{gPC} = 34,89^\circ\text{C}$ ,  **$\text{COP}_{PC} = 8,829$**

- Przy projektowaniu tradycyjnym założono:  $T_g = 45^\circ\text{C}$ ,  $T_d = 0^\circ\text{C}$ ,  
 **$\text{COP} = 7,066$ ,**

- oszczędności mogłyby sięgnąć 25%.



# Optymalny obieg porównawczy:

---

- Przyjęcie odwracalnego obiegu Carnota jako porównawczego jest, w wielu przypadkach, teoretycznie nieuzasadnione ze względu na niespełnienie podstawowego założenia: niezmiennych temperatur źródeł ciepła [3], [11], [15].
- Różnice najlepiej widać w odwzorowaniu graficznym (rysunek 7.6). Można zauważyć wyraźne zmniejszenie pracy obiegu.

# Pytania do wykładu 7.

---

- 1. Omów Obieg Lorenza. COP ?
- 2. Kiedy stosujemy obieg Lorenza jako idealny porównawczy
- 3. Co to jest nieodwracalność zewnętrzna?
- 4. Jak uwzględnia się nieodwracalność zewnętrzną w obiegu Carnota
- 5. Kiedy można porównać COP ziębiarki sprężarkowej z COP ziębiarki absorpcyjnej.
- 6. Pojęcie egzergii . Sprawność egzergy.