prowadzący:

Dr inż. Karol Pietrak

pokój 205 ITC

kpietrak@itc.pw.edu.pl

Termodynamika

studia niestacjonarne

kurs magisterski 2018/2019

ITC

Program zajęć

1. Pojęcia podstawowe,
2. Zerowa, I i II zasada termodynamiki,
3. Ocena jakości transportu energii – praca maksymalna/minimalna, strata pracy, egzergia, sprawność egzergetyczna,
4. Przykłady procesów nieodwracalnych,
5. Obiegi termodynamiczne.

Warunki zaliczenia

1. Dwa kolokwia – 20 p (15 p zwalnia z pisania danego zadania na egzaminie), czas trwania 30 min.
2. Egzamin:

   część teoretyczna – 20 p (zalicza 10 p, 20 min),

   część zadaniowa – dwa zadania po 20 p (zalicza 10 p, 30 min), każde trzeba zaliczyć oddzielnie.

Max – 100 punktów (kolokwia + egzamin praktyczny + teoria min 10 p).

W przypadku zwolnienia punkty z kolokwium są mnożone $\times$ 2.

Literatura

1. **Termodynamika techniczna.**

   S. Wiśniewski, WNT.

2. **Termodynamika.**

   B. Staniszewski, PWN.

3. **Termodynamika. Przykłady i zadania.**

   J. Banaszek, J. Bzowski, R. Domański, J. Sado, OWPW.

4. **Wybrane zagadnienia termodynamiki.**
   J. Sado, OWPW.

ITC

Pojęcia podstawowe

ITC

Pojęcia podstawowe

- **System/układ termodynamiczny** – część przestrzeni materialnej, stanowiąca przedmiot rozważania, ograniczona powierzchnią materialną lub abstrakcyjną:
  - zamknięty (stała masa materii),
  - otwarty
    - przepływowy (stała objętość),
- **Ograniczenia układu** – ścianki ograniczające:
  - ścianka nieprzepuszczalna/półprzepuszczalna,
  - ścianka diatermiczna,
  - ścianka adiabatyczna,
- **Otoczenie** – pozostała część przestrzeni, poza układem, może wpływać na układ przez oddziaływania energetyczne.

ITC

Pojęcia podstawowe

- **Parametr termodynamiczny układu** – parametr fizyczny, którego zmiana jest istotna w danym zjawisku:
  - intensywne (*p*, *T*),
  - ekstensywne (*V*, *E*) – addytywne,
  - parametr ekstensywny/masa $\rightarrow$ parametr intensywny ($\upsilon = V/m$).

Parametry stanu są to parametry konieczne i wystarczające do określenia stanu układu. **Zmiana parametru stanu nie zależy od drogi przemiany. Parametry stanu są ze sobą związane równaniem stanu.**

Jeżeli *A* to parametr stanu lub funkcja parametrów stanu to jej bardzo mała zmiana jest **różniczką zupełną** d*A*:

$$A = f\left(x_1, x_2 \ldots x_n\right)$$

$$\mathrm{d}A = \frac{\partial A}{\partial x_1}\mathrm{d}x_1 + \frac{\partial A}{\partial x_2}\mathrm{d}x_2 + \ldots \frac{\partial A}{\partial x_n}\mathrm{d}x_n$$

$$\frac{\partial^2 A}{\partial x_i \partial x_j} = \frac{\partial^2 A}{\partial x_j \partial x_i}$$

Pojęcia podstawowe

Zmiany pomiędzy stanami odległymi:

$$\Delta A = \int_1^2 \mathrm{d}A = A_2 - A_1$$

ΔA – zależy tylko od stanu początkowego i końcowego, nie zależy od drogi przemiany.

Jeżeli dana zmienna nie jest parametrem stanu lub funkcją parametrów stanu (ciepło, praca) to mała jej zmiana nie jest różniczką zupełna:

$$\delta A = \frac{\partial A}{\partial x_1}\mathrm{d}x_1 + \frac{\partial A}{\partial x_2}\mathrm{d}x_2 + \ldots \frac{\partial A}{\partial x_n}\mathrm{d}x_n$$ – forma Pfaffa (wyrażenie Pfaffa)

$$\frac{\partial^2 A}{\partial x_i \partial x_j} \neq \frac{\partial^2 A}{\partial x_j \partial x_i}$$

Zmiany pomiędzy stanami odległymi zależą od drogi przemiany.

Pojęcia podstawowe

- **Stan układu** – wartość wszystkich parametrów termodynamicznych określających w sposób jednoznaczny układ. Ze zbioru wszystkich parametrów układu można wybrać kilka, które wystarczają jednoznacznie do opisu układu – **parametry niezależne**. Pozostałe to parametry **zależne**.
- **Przemiana termodynamiczna** – zjawisko ciągłej zmiany stanów układu między stanem początkowym a końcowym. Może być oddziaływanie z otoczeniem (praca, ciepło, przepływ masy). Interpretacja graficzna w układzie parametrów stanu: wykresy *p*-*V*, *T*-*s.*
- **Obieg (cykl) termodynamiczny** – cykl przemian, w których:

stan początkowy = stan końcowy.

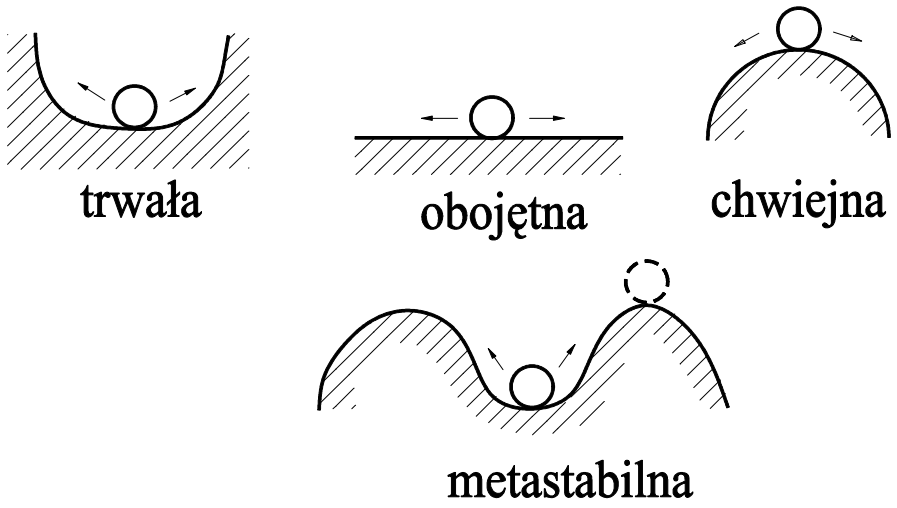
Pojęcia podstawowe

- **Przemiana odwracalna** – gdy zarówno otoczenie i układ wracają do stanu początkowego, przez te same stany pośrednie, ale w odwrotnym kierunku.

- **Nieodwracalna** – są zmiany w otoczeniu po powrocie do stanu układu przed przemianą (nie można wrócić do stanu początkowego bez wykonania pracy, procesy samorzutne są nieodwracalne).
- **Przemiana quasi-statyczna** – przemiana składająca się z następujących kolejno po sobie stanów równowagi.

Pojęcia podstawowe

- **Równowaga termodynamiczna** – jest to stan samorzutny, który ustala się w układzie odizolowanym od oddziaływań zewnętrznych. Typy równowagi:
  - trwała,
  - obojętna,
  - chwiejna,
  - metastabilna.



Pojęcia podstawowe

- **Energia** – zdolność układu do wykonywania pracy (ujęcie fizyczne). Podlega prawu zachowania.
- **Energia wewnętrzna *U*** – całkowita energia ciała odniesiona do jego środka masy. Suma energii: ruchu cząstek i atomów (ruch postępowy, obrotowy i drgający), wzajemnego oddziaływania cząstek i atomów, stanów elektronowych, jądrowej, chemicznej. Parametr stanu, ekstensywny.

  $u=U/m$ – **energia wewnętrzna właściwa**
- **Energia całkowita** – $E_c = U + E_k + E_p$ – energia wewnętrzna + energia zewnętrzna.

Energia całkowita układu i otoczenia nie ulega zmianie: $\Delta E_u + \Delta E_{ot} = 0$.

Oddziaływania energetyczne u i o

- **Praca** – forma przekazywania energii, wzajemne oddziaływanie układu i otoczenia lub dwóch układów. Oddziałanie związane z makroskopowymi przemieszczeniami. Nie jest parametrem stanu, zależy od drogi przemiany. Wielkość ekstensywna.

$$L = \int_1^2 \mathrm{F}\mathrm{d}s \qquad L = \int_1^2 p\mathrm{d}V$$

Gdy są opory wewnętrzne (tracie, rezystancja) oprócz **pracy zewnętrznej** (na pokonanie makroskopowych sił zewnętrznych) pojawia się **praca rozpraszana** (**praca dyssypacji**) – dodatnia dla przemian rzeczywistych, zerowa dla odwracalnych. **Praca całkowita**: $L_c=L_z+L_w$.

Praca użyteczna – część pracy zużywana jest na kompresje otoczenia:

$$L_u = L - p_{ot}\left(V_2 - V_1\right)$$

Praca techniczna – układy przepływowe:

$$\dot{L}_t = p_1\dot{V}_1 - p_2\dot{V}_2 + \int_1^2 p\mathrm{d}\dot{V} = -\int_1^2 \dot{V}\mathrm{d}p$$

Oddziaływania energetyczne u i o

- **Ciepło** – forma przekazywania energii inna niż praca (niezwiązana z ruchem makroskopowym). Nie jest parametrem stanu. Wymagana różnica temp. ΔT.
- Pojemność cieplna substancji

$$Q_C = mc$$

- gdzie *c* – ciepło właściwe
- Ilość ciepła:

$$Q_{1,2} = m \int_{T1}^{T2} c(T)dT = m\bar{c}(T_2 - T_1)\,.$$

- ciepła właściwe gazu doskonałego

$$c_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R \qquad c_p = c_v + R$$

$$c_v = \frac{R}{\kappa - 1} \qquad \kappa = \frac{c_p}{c_v}$$

zależy od budowy cząsteczkowej

Oddziaływania energetyczne u i o

- **Dyssypacja energii** – procesy, w których praca zamienia się na ciepło, **nigdy odwrotnie** (tarcie, ciepło Joule'a).

- **Wymiana masy**

Zasada zachowania masy:

$$\sum_{in} \frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t} - \sum_{out} \frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}M}{\mathrm{d}t}$$

Akumulacja masy w układzie

Stan ustalony

d*M*/d*t* = 0

Wydatek masowy:

$$\dot{m} = \frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t} = \rho A w$$

Wydatek objętościowy:

$$\dot{V} = \frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}t} = A w$$

Zerowa, I i II zasada termodynamiki

ITC

Zerowa zasada termodynamiki

Dwa ciała znajdujące się w równowadze termodynamicznej z trzecim ciałem są także w równowadze termodynamicznej między sobą:

$$T_I(p_I, V_I) = T_{II}(p_{II}, V_{II}) = T_{III}(p_{III}, V_{III})$$

Dla każdego **ciała prostego** (nieruchome, jednorodne, brak naprężeń, brak napięcia powierzchniowego, brak oddziaływania pól zewnętrznych, izotropowe, w równowadze termodynamicznej, o niezmiennym składzie chemicznym) istnieje funkcja *T* (temperatura) parametrów stanu *p* (ciśnienie) i *V* (objętość), która ma jednakową wartość dla wszystkich ciał znajdujących się w równowadze.

Jest podstawą pomiaru temperatury.

I zasada termodynamiki

Zasada zachowania energii całkowitej

Układ zamknięty

$$\Delta U + \Delta E_p + \Delta E_k = \int_1^2 \delta Q - \int_1^2 \delta L$$

→ Niemożliwe jest perpetuum mobile I rodzaju

praca nie może być wykonywana za darmo.

Obieg zamknięty

$$Q_{ob} = L_{ob}$$

Układ otwarty

$$\Delta U + \Delta E_p + \Delta E_k = Q - L + \sum I_{c,in} - \sum I_{c,out}$$

$I_c = I + E_k + E_p$ - entalpia całkowita , $I = mi$, $i = u + pv$ – entalpia właściwa

Entalpia jest parametrem stanu

Stan ustalony d*U*/d*t* = 0, układ ograniczony objętością kontrolną

$$\dot{I}_{c,2} - \dot{I}_{c,1} = \dot{Q} - \dot{L}_t$$

ITC

I zasada termodynamiki

Zmiana energii wewnętrznej

$$\Delta U = U_2 - U_1$$

$$U = mc_v T$$

$$c_v = \frac{\delta q_v}{\mathrm{d}T} = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v$$

Zmiana entalpii

$$\Delta I = I_2 - I_1$$

$$I = mc_p T$$

$$c_p = \frac{\delta q_p}{\mathrm{d}T} = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p$$

Wykładnik adiabaty

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{\overline{c}_p}{\overline{c}_v}$$

- gdzie: $\overline{c}_p$, $\overline{c}_v$ ciepła właściwe molowe

Dla gazu: **doskonałego:** c_p, c_v = const i $c_p - c_v = R$ lub $\overline{c}_p - \overline{c}_v = B$

pół doskonałego: c_p, c_v = f(T), **rzeczywistego:** c_p, c_v = f(T, p)

Ciecze nieściśliwe, ciała stałe: $c_p \cong c_v = c$

II zasada termodynamiki

Pewnik równowagi

W układzie istnieją zawsze tendencje do samorzutnego ustalania się stanu równowagi. Jeżeli na układ nałożone zostały pewne niezmienne w czasie ograniczenia a stan otoczenia jest stanem ustalonym to istnieje tylko jeden, zawsze ten sam stan równowagi trwałej układu np.: przepływ wody, przepływ składnika, przepływ ciepła.

Przemiana odwracalna i przemiana nieodwracalna

Odwracalna – wyidealizowany model przemiany, nie ma rozpraszania energii, możliwy jest powrót ze stanu końcowego do stanu początkowego, po tej samej drodze przemiany, a w otoczeniu nie zaszły żadne zmiany.

Nieodwracalna – rzeczywiste przemiany, powrót ze stanu końcowego do stanu początkowego jest możliwy ze skończonymi zmianami w stanie otoczenia np.: tarcie, dławienie. Dla przemian nieodwracalnych:

$$L_{1,2n} \leq \int_1^2 p\mathrm{d}V \qquad Q_{1,2n} \leq Q_{1,2}$$

II zasada termodynamiki

Potrzeba sformułowania nowej zasady

IZT – ograniczona tylko do związków ilościowych, brak informacji o kierunku przemian i jakości procesów energetycznych.

Entropia

Dążenie do osiągania stanu równowagi termodynamicznej związane jest z osiąganiem ekstremum przez pewną funkcje, parametr stanu – **ENTROPIĘ.**

$S=S(U,V,m_1,\ldots)$ – funkcja parametrów ekstensywnych.

Została wprowadzona w celu określenia **kierunku przemian termodynamicznych, wielkości rozpraszania energii i oceny jakości procesów energetycznych**. Entropia w układzie zamkniętym może być wyrażona zależnością (aksjomat 1):

$$\mathrm{d}S = \frac{\delta Q}{T}$$ - przemiany odwracalne

$$\mathrm{d}S > \frac{\delta Q}{T}$$ - przemiany nieodwracalne

II zasada termodynamiki

Entropia układu izolowanego nie może maleć (aksjomat 2)

$$\mathrm{d}S \geq 0$$

Entropia jest funkcją addytywną (aksjomat 3)

$$S = \sum S_i$$

Zasada wzrostu entropii

Entropia układu i otoczenia (układu izolowanego) rośnie w przemianach nieodwracalnych i nie zmienia się w przemianach odwracalnych:

$$\Delta S_n = \Delta S_u + \Delta S_{ot} \geq 0$$

II zasada termodynamiki

Bilans entropii w układach zamkniętych

$$\mathrm{d}S \geq \sum_i \frac{\delta Q_j}{T_j}$$

„Wielkość nierówności” wyróżnia różne możliwe drogi przejścia ze stanu 1 do stanu 2. Ilościowo określa ilość generowanej entropii:

$$\mathrm{d}S_{gen} = \mathrm{d}S - \sum_i \frac{\delta Q_j}{T_j}$$

W każdym rzeczywistym procesie jest generowana entropia. Gdy proces jest odwracalny entropia nie jest generowana $S_{gen} = 0$. Przemiany ze stanu 1 do stanu 2 dla których $S_{gen} > 0$ są nieodwracalne. W ten sposób możemy porównywać przemiany:

$$\left(S_{gen}\right)_A > \left(S_{gen}\right)_B$$

Przemiana A jest „bardziej nieodwracalna” niż B.

II zasada termodynamiki

Bilans entropii w układach otwartych

$$\mathrm{d}S \geq \sum_i s_i \mathrm{d}m_i + \sum_i \frac{\delta Q_j}{T_j}$$

lub z generacją entropii:

$$\mathrm{d}S_{gen} = \mathrm{d}S - \sum_i s_i \mathrm{d}m_i - \sum_i \frac{\delta Q_j}{T_j}$$

Układ przepływowy (stan ustalony dS/dt = 0)

$$\dot{S}_{gen} = -\sum_i s_i \dot{m}_i - \sum_i \frac{\dot{Q}_j}{T_j}$$

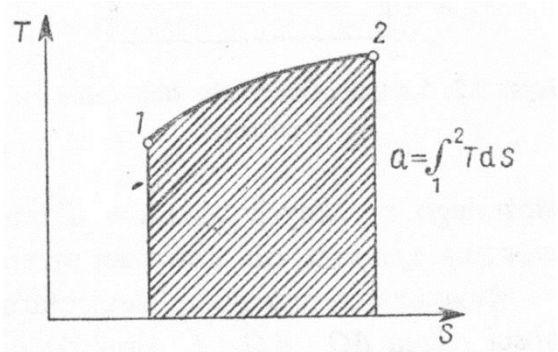
II zasada termodynamiki

Przemiana izentropowa

Jeżeli podczas realizacji przemiany entropia nie zmienia się dS=0, to przemiana nazywa się izentropową. Ciepło przemiany izentropowej jest równe **zero** (nie ma przepływu ciepła z otoczenia i nie ma generacji ciepła w wyniku dyssypacji energii). Przemiana adiabatyczna – brak wymiany ciepła z otoczeniem, w szczególnym przypadku może być izentropą.

Wykres *T-s*

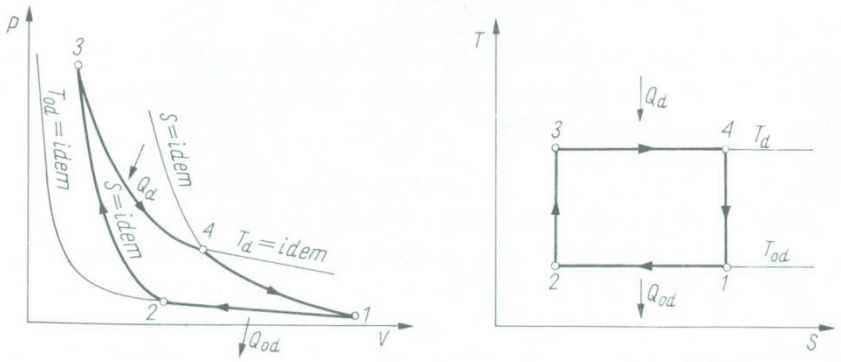
Pole pod krzywą na wykresie *T-s* jest równe ciepłu przemiany.



Przedstawienie ciepła w układzie *T-S*

II zasada termodynamiki

Obieg wzorcowy Carnot



Obieg silnikowy Carnota na wykresie o współrzędnych *p-V* dla gazów doskonałych, na wykresie o współrzędnych *T-S* dla substancji dowolnych

1-2 izotermiczne oddawanie ciepła T_C = const,

2-3 sprężanie bez wymiany ciepła - izentropowe S = const,

3-4 izotermiczne dostarczanie ciepła T_H = const,

4-1 rozprężanie bez wymiany ciepła - izentropowe S = const.

Odwracalny SC

$$\eta_{tC} = \frac{L}{Q_H} = 1 - \frac{T_C}{T_H}$$

Silnik **nieodwracalny $\Delta S_n > 0$**

$$\eta_t = \frac{L_n}{Q_H} = \left(1 - \frac{T_C}{T_H}\right) - \frac{1}{Q_H} T_C \Delta S_n < \left(1 - \frac{T_C}{T_H}\right) = \eta_{tC}$$

II zasada termodynamiki

Inne sformułowania drugiej zasady termodynamiki

Rudolfa Clausiusa: Ciepło nie może samorzutnie przejść od ciała o niższej temperaturze do ciała o wyższej temperaturze.

lub

Nie można zbudować urządzenia, które odbierałoby ciepło od ciała o temperaturze niższej i oddawało ciepło do ciała o temperaturze wyższej bez włożenia pracy z otoczenia.

Kelvin Planck: Nie można zbudować silnika, który pracując w obiegu zamieniałby całe dostarczone ciepło na pracę.

Wilhelm Ostwald: Perpetuum mobile drugiego rodzaju jest niemożliwe.

Egzergia i praca maksymalna/minimalna

ITC

Praca maksymalna/minimalna

Kombinacja **IZT** i **IIZT** dostarcza prostych narzędzi do oceny procesów energetycznych pod kątem energii traconej na skutek nieodwracalności przemian. Są to:

- **praca (moc) maksymalna lub minimalna** – praca (moc) uzyskana lub doprowadzona w przemianie(-ach) odwracalnej(-ych) przy przejściu układu od stanu początkowego do końcowego. Jest to parametr stanu.

$$E = U + E_k + E_p$$

Układ otwarty:

$$L_{\max/\min} = \left(E_1 - E_2\right) - T_0\left(S_1 - S_2\right) + \sum_{i=1}^{k} Q_i - T_0 \sum_{i=1}^{k} \int \frac{\delta Q_i}{T_i} + \sum_{j=1}^{n} \left(i_c - T_0 s\right)_j m_j$$

$$L_{u,\max/\min} = L_{\max/\min} + p_0\left(V_1 - V_2\right)$$

Układ przepływowy:

$$\dot{L}_{t,\max/s,\min} = \dot{m}\left[\left(i_1 - i_2\right) - T_0\left(s_1 - s_2\right) + \frac{1}{2}\left(w_1^2 - w_2^2\right) + g\left(z_1 - z_2\right)\right] + \sum_{i=1}^{k} \dot{Q}_i - T_0 \sum_{i=1}^{k} \int \frac{\delta \dot{Q}_i}{T_i}$$

ITC

Praca maksymalna/minimalna

Jeżeli źródła ciepła mają stałą temperaturę:

$$L_{\max/\min} = \left(E_1 - E_2\right) - T_0\left(S_1 - S_2\right) + \sum_{i=1}^{k} Q_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) + \sum_{j=1}^{n} \left(i_c - T_0 s\right)_j m_j$$

$$\dot{L}_{t,\max/s,\min} = \dot{m}\left[\left(i_1 - i_2\right) - T_0\left(s_1 - s_2\right) + \frac{1}{2}\left(w_1^2 - w_2^2\right) + g\left(z_1 - z_2\right)\right] + \sum_{i=1}^{k} \dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right)$$

Egzergia

Jeżeli stan końcowy jest równy stanowi otoczenia to praca maksymalna równa jest **egzergii**.

- **egzergia** – maksymalna zdolność do wykonywania pracy jaką otrzymuję się podczas przemiany odwracalnej od danego stanu początkowego do stanu równowagi z powszechnymi składnikami otoczenia, przy wykorzystaniu otoczenia jako źródła bezwartościowego ciepła i bezwartościowej substancji. Wszystkie substancje uczestniczące w przemianie osiągają stan równowagi z powszechnymi składnikami otoczenia. Nie jest parametrem stanu – gdy otocznie nie jest ściśle zdefiniowane. Jest parametrem stanu – gdy otocznie jest ściśle zdefiniowane.

Egzergia substancji:

$$B_c = E_k + E_p + B_t$$

gdzie **egzergia termiczna:**

$$B_t = B_f + B_{ch}$$

Formy przenoszenia egzergii

Formy przenoszenia egzergii:

- **praca**

$$B_l = \begin{cases} L \\ L_u \\ L_t \end{cases}$$

- **ciepło**

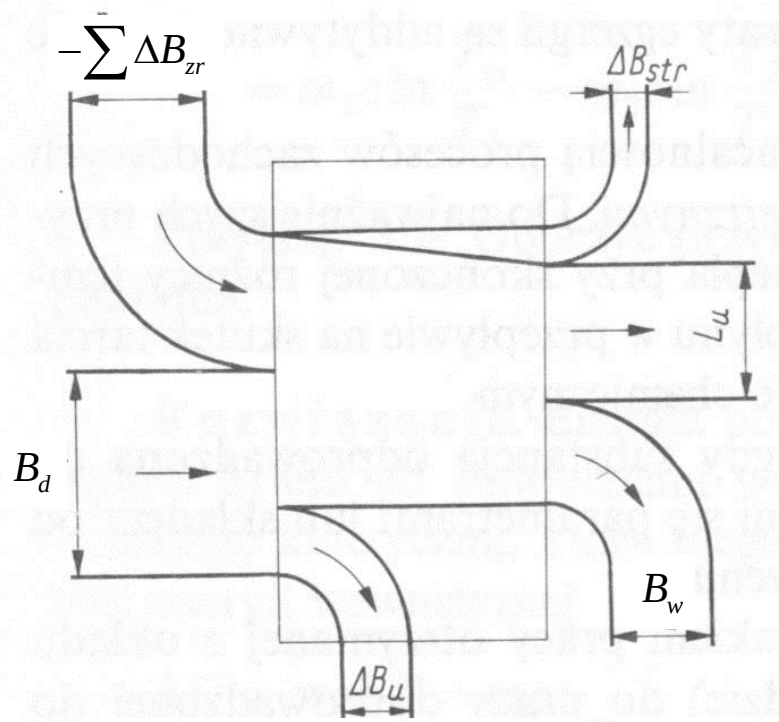
$$B_q = \begin{cases} \left(1 - \dfrac{T_0}{T}\right) Q \text{ dla } T = \text{const} \\ mc_p\left(T_p - T_k\right) - mT_0 \ln \dfrac{T_p}{T_k} \text{ dla } T \neq \text{const} \end{cases}$$

- **masa**

$$B_m = m\left[\left(i - i_0\right) - T_0\left(s - s_0\right) + \frac{w^2}{2} + gz\right]$$

Bilans egzergii

$$B_d = \Delta B_u + B_w + L_u + \sum \Delta B_{zr} + \Delta B_{str}$$



Wykres pasmowy bilansu egzergii dla układu przepływowego

B_d – egzergia substancji doprowadzonej

ΔB_u – przyrost egzergii układu
$\Delta B_u = B_{uk} - B_{up}$

B_w – egzergia substancji odprowadzonej

L_u – praca użyteczna wykonana przez układ

ΔB_{st} – strata egzergii na skutek występowania procesów nieodwracalnych (**wielkość sztucznie domykająca bilans**)

ΔB_{zr} – przyrost egzergii zewnętrznego źródła ciepła o temperaturze T_j dostarczające ciepło Q_j do układu

$$\Delta B_{zr} = -\int \left(1 - \frac{T_o}{T_j}\right) \delta Q_j$$

Egzergia całkowita

Egzergia całkowita substancji w układzie:

- **otwartym bez źródeł ciepła**

$$B_c = \left(E - E_0\right) - T_0\left(S - S_0\right) + \sum_{j=1}^{n}\left(i_c - T_0 s\right)_j m_j + p_0\left(V - V_0\right)$$

$$E = U + E_k + E_p$$

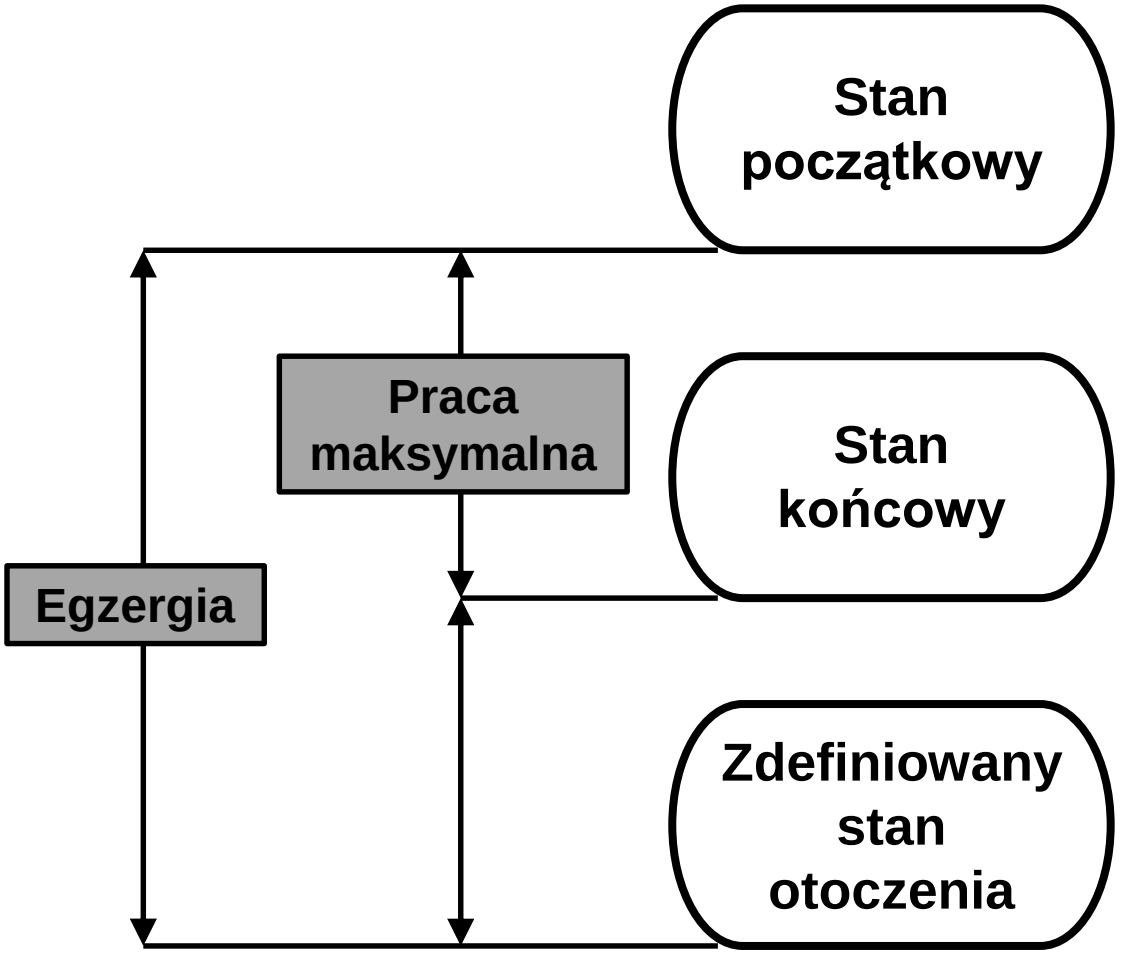
- **przepływowy**

$$\dot{B}_c = \dot{m}\left[\left(i - i_0\right) - T_0\left(s - s_0\right) + \frac{1}{2}w^2 + gz\right]$$

B_c jest zerowa gdy układ ma parametry otoczenia.

Praca maksymalna lub minimalna $L_{u,\max/\min} = B_{c2} - B_{c1}$

Praca max/min i egzergia



Egzergia a energia

Egzergia	Energia
• Nie podlega prawu zachowania,	• Podlega prawu zachowania,
• Stany odniesienia narzucone przez otaczającą przyrodę,	• Umowne stany odniesienia,
• Egzergia przy stałym ciśnieniu ma wartość minimalną w temperaturze otoczenia i zwiększa się w miarę izobarycznego obniżania lub zwiększania temperatury,	• Zwiększa się z temperaturą,
• Dla gazów doskonałych i pół doskonałych zależy od ciśnienia,	• Dla gazów doskonałych i pół doskonałych nie zależy od ciśnienia,
• Dla doskonałej próżni egzergia jest dodatnia.	• Dla doskonałej próżni energia jest zerowa.

Strata pracy/egzergii

Strata pracy (mocy) – różnica między pracą (mocą) maksymalną/minimalną i rzeczywistą pracą (mocą) w przemianie nieodwracalnej:

$$\Delta L_{u,str} = L_{u,\max} - L_u = L_{u,\min} - L_u$$

$$\Delta \dot{L}_{t/s,str} = \dot{L}_{t,\max} - \dot{L}_t = \dot{L}_{s,\min} - \dot{L}_s$$

Mówi o stratach związanych z nieodwracalnością procesów – jest miarą stopnia nieodwracalności procesów.

Zawsze:

$$\Delta L_{u,str} \geq 0$$

$$\Delta \dot{L}_{t/s,str} \geq 0$$

Jeżeli stanem końcowym jest stan otoczenia to strata pracy jest stratą egzergii:

$$\Delta B_{str} = \Delta L_{u,str,0}$$

ITC

Strata pracy/egzergii

Twierdzenie Gouya Stodoli – strata pracy/mocy (egzergii) jest równa iloczynowi temperatury otoczenia i zmian entropii wszystkich ciał biorących udział w zjawisku tzn. sumie zmian entropii układu i otoczenia.

$$\Delta L_{u,str} = T_0 \Delta S_n \qquad \Delta \dot{L}_{t/s,str} = T_0 \Delta \dot{S}_n$$

$$\Delta B_{str} = T_0 \Delta S_n$$

lub korzystając z pojęcia generacji entropii:

$$\Delta L_{u,str} = T_0 S_{gen} \qquad \Delta \dot{L}_{t/s,str} = T_0 \dot{S}_{gen}$$

$$\Delta B_{str} = T_0 S_{gen}$$

Przyczyny strat (wewnętrznych): wymiana ciepła przy skończonej różnicy temperatur, spadek ciśnienia płynu przy przepływie z tarciem, mieszanie, napełnianie i rozładowywanie, sprężanie i rozprężanie, spalanie.

Sprawność egzergetyczna

Sprawność wynikająca z IIZT (egzergetyczna) η_{II} – określa jaki procent maksymalnej sprawności odwracalnego cyklu przemian stanowi sprawność rzeczywistego cyklu nieodwracalnych przemian. Mówi o stopniu odwracalności procesu. Jeżeli nie ma strat egzergii to η_{II}=1.

$$\eta_{II} = \frac{\text{egzergia odprowadzona}}{\text{egzergia doprowadzona}} =$$

$$= \frac{\text{egzergia doprowadzona} - \text{strata egzergii}}{\text{egzergia doprowadzona}} =$$

$$= 1 - \frac{\text{strata egzergii}}{\text{egzergia doprowadzona}} =$$

$$= \frac{L}{L_{\max}} = 1 - \frac{\Delta L_{str}}{L_{\max}}$$

Sprawność egzergetyczna

Silnik cieplny

Ciepło Q_g jest pobierane ze źródła o temperaturze $T_g > T_d = T_{ot}$ i oddawane do otoczenia. Silnik wykonuje pracę L.

$$B_d = Q_g \frac{T_g - T_d}{T_g} = Q_g \eta_{tc} = L_{\max}$$

$$B_w = L$$

$$\eta_{II} = \frac{B_w}{B_d} = \frac{L}{Q_g \eta_{tc}} = \frac{\eta_t}{\eta_{tc}} = \frac{L}{L_{\max}}$$

Nie mylić η_{II} ze sprawnością wynikającą z I ZT η_t

Sprawność egzergetyczna

Pompa ciepła

Ciepło Q_g jest doprowadzane do źródła o temperaturze $T_g > T_d = T_{ot}$. Ciepło Q_d jest oddawane do otoczenia. Dostarczana jest praca L.

$$B_d = L$$

$$B_w = Q_g \frac{T_g - T_d}{T_g} = \frac{Q_g}{\varepsilon_{PCc}} = \left|L_{\min}\right|$$

$$\eta_{II} = \frac{B_w}{B_d} = \frac{Q_g}{\varepsilon_{PCc}\left|L\right|} = \frac{\varepsilon_{PC}}{\varepsilon_{PCc}} = \frac{\left|L_{\min}\right|}{\left|L\right|}$$

Sprawność egzergetyczna

Chłodziarka

Ciepło Q_d jest odbierane od źródła o temperaturze $T_d < T_g = T_{ot}$. Ciepło Q_g jest oddawane do otoczenia. Dostarczana jest praca L.

$$B_d = L$$

$$B_w = Q_d \frac{T_g - T_d}{T_d} = \frac{Q_d}{\varepsilon_{chc}} = \left|L_{\min}\right|$$

$$\eta_{II} = \frac{B_w}{B_d} = \frac{Q_d}{\varepsilon_{chc}\left|L\right|} = \frac{\varepsilon_{ch}}{\varepsilon_{chc}} = \frac{\left|L_{\min}\right|}{\left|L\right|}$$

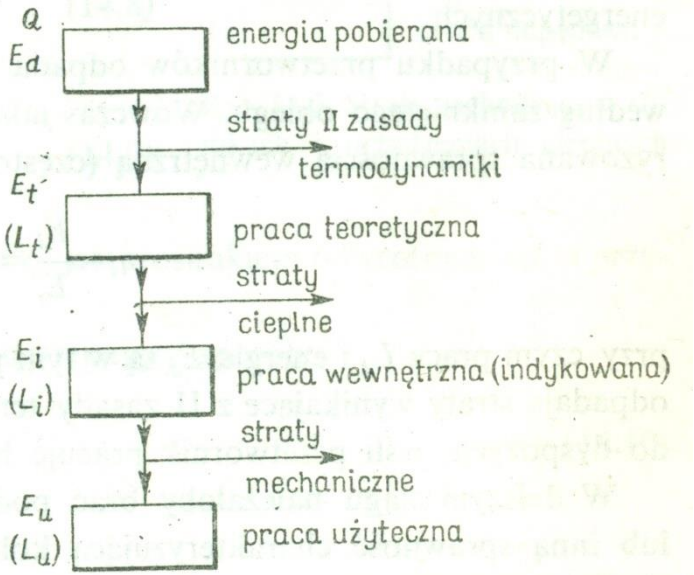
Silniki i urządzenia cieplne

ITC

Sprawności silników i urządzeń cieplnych

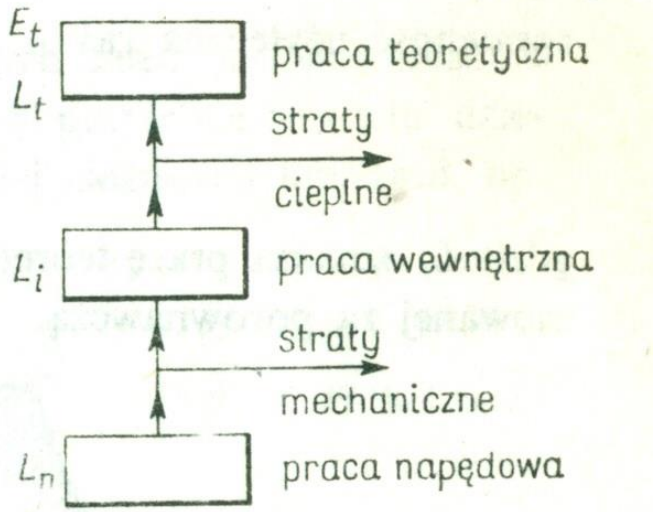
We wszystkich urządzeniach zachodzą straty mające różny charakter. W szczególności mogą być to:

- **straty cieplne**: nieodwracalności typu cieplnego, tarcie, wymiana ciepła,
- **straty mechaniczne**: napęd mechanizmów wspomagających, straty tarcia mechanicznego.



Przemiany energetyczne w silnikach i urządzeniach cieplnych

dla obiegu odwrotnego



Straty zachodzące w silnikach i urządzeniach cieplnych

Sprawności silników cieplnych

Wszystkie straty mogą być charakteryzowane **sprawnościami**. Dla silników pracujących według obiegów zamkniętych:

- **sprawność teoretyczna:**

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q}$$

Konieczność oddawania ciepłą do otoczenia w obiegu zamkniętym zgodnie z drugą zasadą termodynamiki. L_t jaką uzyskałby silnik pracując w obiegu teoretycznym.

- **sprawność wewnętrzna (indykowana):**

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_t}$$

Uwzględnia straty typu cieplnego. L_i to praca wykonywana przez silnik po uwzględnieniu strat cieplnych. **Nie zawsze da się określić jednoznacznie.**

Sprawności silników cieplnych

- **sprawność mechaniczna:**

$$\eta_m = \frac{L_u}{L_i}$$

Uwzględnia straty mechaniczne. L_u to praca użyteczna silnika.

Definiuję się też **sprawność użyteczną** (**ogólną, efektywną**):

$$\eta_u = \frac{L_u}{Q} = \eta_t \eta_i \eta_m$$

PC i chłodziarki

Dla pomp ciepłą i urządzeń chłodniczych:

- **współczynnik wydajności PC (chłodniczej):**

$$\varepsilon_t = \frac{|Q|}{|L_t|}$$

- **sprawność wewnętrzna:**

$$\eta_i = \frac{L_t}{L_i} = \frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_t}$$

- **sprawność mechaniczna:**

$$\eta_m = \frac{L_i}{L_n} = \frac{\varepsilon_u}{\varepsilon_i}$$

L_n – praca napędowa

- **sprawność użyteczna:**

$$\eta_u = \eta_m \eta_i$$

Silniki - podział

Ze względu na **fazę** czynnika roboczego:

- gazowe,
- parowe.

Ze względu na **cykl**:

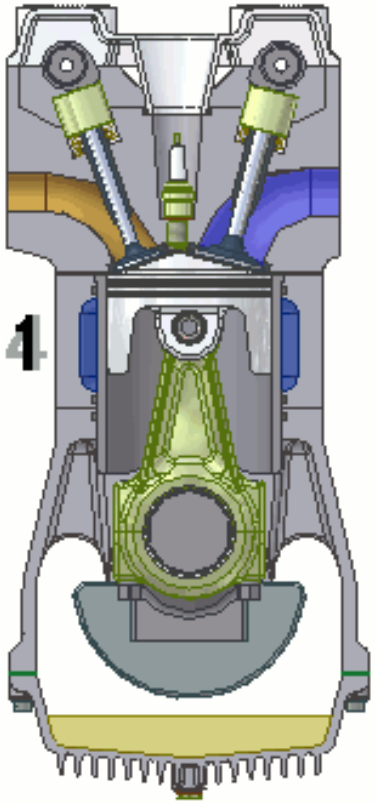
- otwarte (duże silniki),
- zamknięte.

Gazowe ze względu na sposób **dostarczenia ciepła**:

- spalania wewnętrznego (np.: tłokowe),
- spalania zewnętrznego (np. turbina).

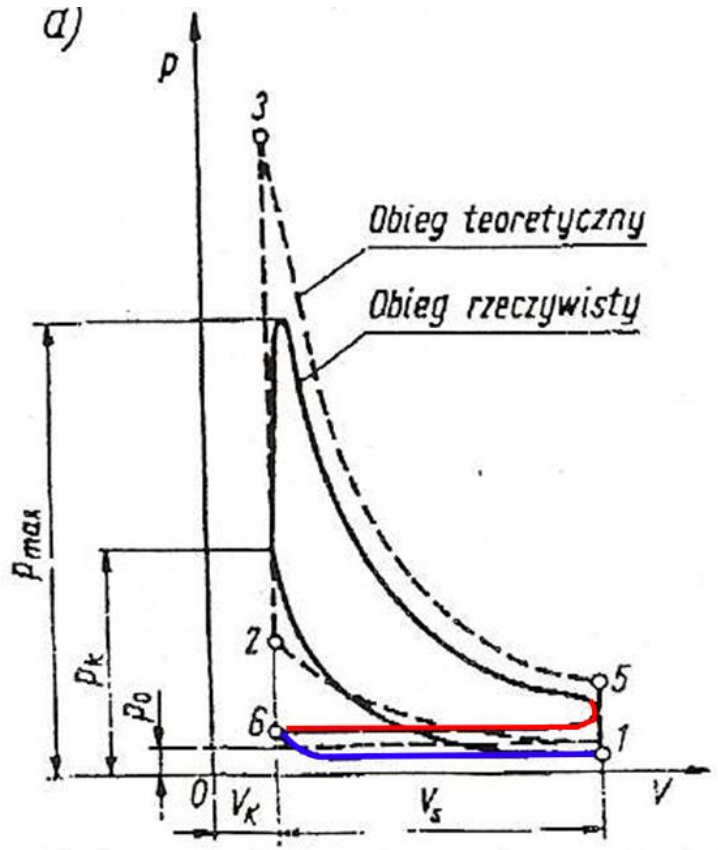
Analiza silników

Czterosuwowy silnik o zapłonie iskrowym

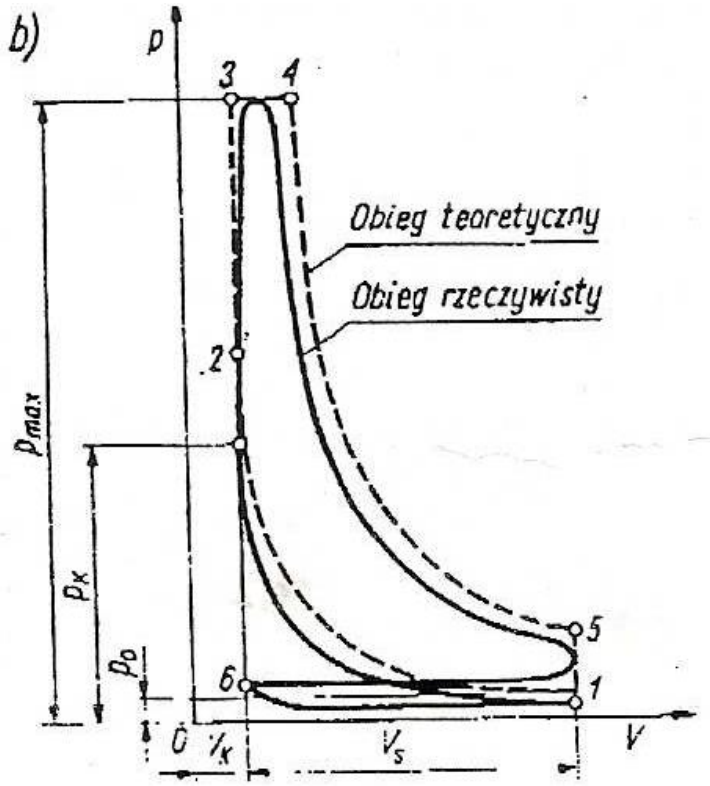


Analiza silników

A) Czterosuwowy silnik o zapłonie iskrowym (teoretyczny obieg Otto), B) Czterosuwowy silnik o zapłonie samoczynnym (teoretyczny obieg Sabathe).



zasysanie mieszanki, wydech



zasysa tylko powietrze

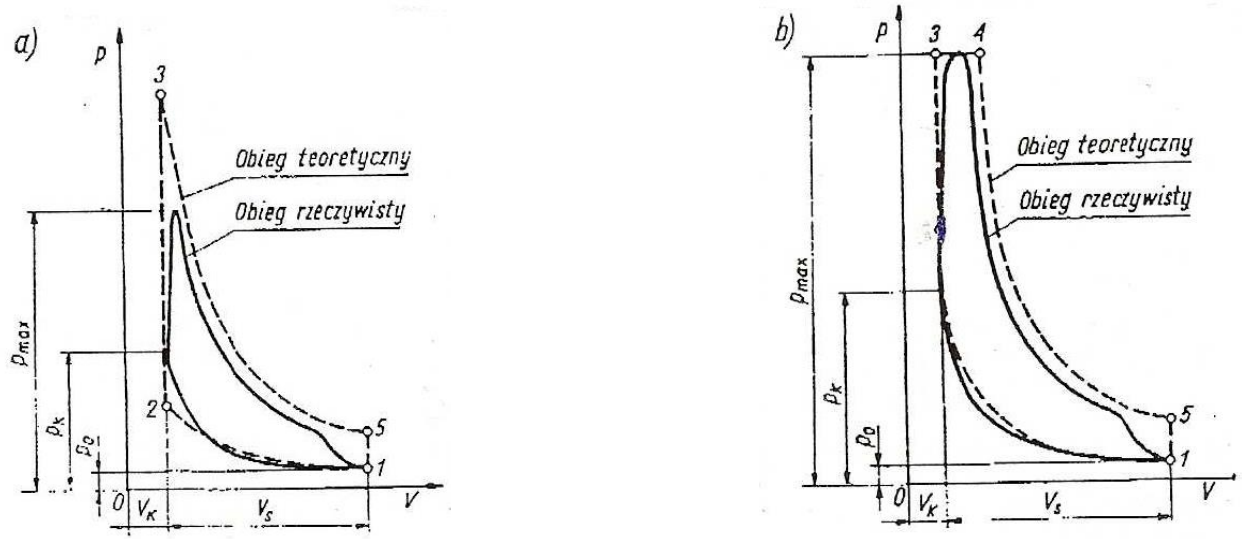
Analiza silników

Obieg rzeczywisty zastępujemy porównawczym obiegiem teoretycznym, który jest wewnętrznie odwracalny.

Wprowadza się sprawności.

Okazuję się, że czynniki które wpływają na obieg rzeczywisty wpływają na obieg teoretyczny.

A) Dwusuwowy silnik o zapłonie iskrowym (teoretyczny obieg Otto), B) Dwusuwowy silnik o zapłonie samoczynnym (teoretyczny obieg Diesla).



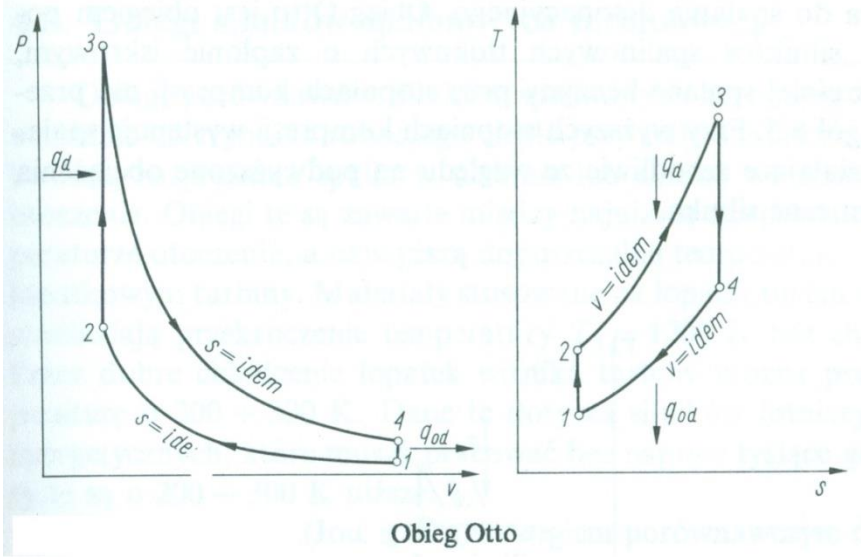
Analiza silników

Założenia:

- Zastąpienie obiegu otwartego obiegiem zamkniętym o stałej ilości czynnika i niezmiennym składzie chemicznym (obieg zamknięty jest równoważny termodynamicznie obiegowi otwartemu),
- Czynnik roboczy to powietrze – gaz doskonały o stałych parametrach (bo w spalinach dominuje N_2 a CO_2 jest kilka procent).
- Obieg jest wewnętrznie odwracalny – sprężanie i rozprężanie są odwracalne.
- Spalanie jest modelowane dostarczaniem ciepła, a wydech odebraniem ciepła od czynnika w procesach izobarycznych lub/i izochorycznych.
- Pomija się straty związane z napełnianiem, rozprężaniem, sprężaniem i opróżnianiem cylindra oraz przepływem czynnika.

Obieg silnika o zapłonie iskrowym

Teoretyczny obieg silnika o zapłonie iskrowym – obieg Otto



Obieg Otto

1-2 – sprężanie izentropowe

2-3 – izochoryczne doprowadzenie ciepła (modeluje spalanie wybuchowe)

3-4 – izentropowe rozprężanie

4-1 – izochoryczne oddawanie ciepła (modeluje wydech)

Obieg silnika o zapłonie iskrowym

Sprawność obiegu Otto

$$\eta_t = \frac{l_t}{q_d} = \frac{q_d - |q_{od}|}{q_d} = 1 - \frac{|q_{od}|}{q_d}$$

gdzie:

$$q_d = c_v\left(T_3 - T_2\right) \qquad |q_{od}| = c_v\left(T_4 - T_1\right)$$

Zatem:

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v\left(T_4 - T_1\right)}{c_v\left(T_3 - T_2\right)} = 1 - \frac{T_1\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}$$

Przekształcając dalej:

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\kappa - 1} \Rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

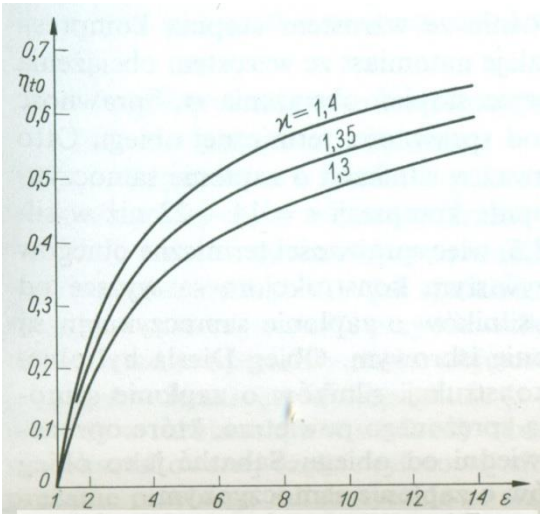
ITC

Obieg silnika o zapłonie iskrowym

Ostatecznie sprawność obiegu Otto jest równa:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{\kappa-1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}$$

gdzie to $\varepsilon = v_1/v_2$ to stopień sprężania/kompresji (stosunek całkowitej objętości cylindra w dolnym martwym położeniu tłoka do objętości komory sprężania):

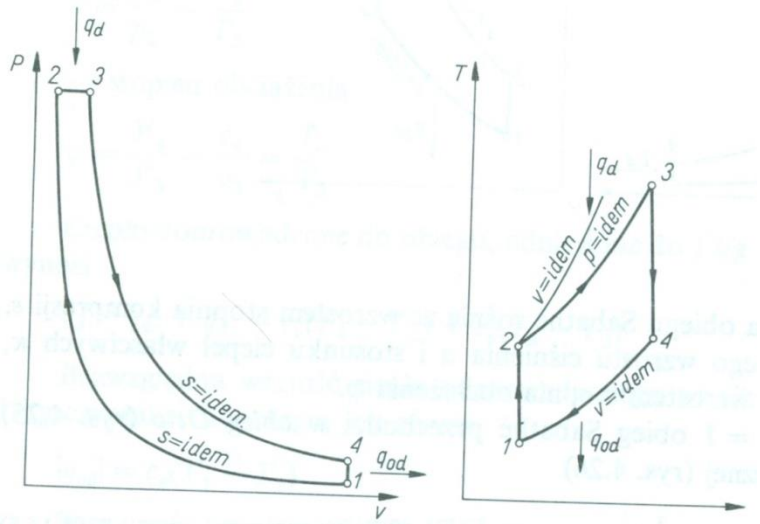


Sprawność termiczna obiegu Otto w zależności od ε dla różnych κ

ε – początkowo szybko rośnie, ale nie może być zwiększane nadmiernie bo pojawia się spalanie stukowe (detonacyjne, w wyniku samozapłonu), które obniża sprawność i wpływa niekorzystnie na pracę silnika.
Dla silników benzynowych: ε =7.5-13.

Obieg silnika o zapłonie samoczynnym

Teoretyczny obieg silnika o zapłonie samoczynnym – obieg Diesla



Obieg Diesla

1-2 – sprężanie izentropowe

2-3 – izobaryczne doprowadzenie ciepła (spalanie nie jest wybuchowe)

3-4 – izentropowe rozprężanie

4-1 – izochoryczne oddawanie ciepła (modeluje wydech)

Obieg silnika o zapłonie samoczynnym

Sprawność obiegu Diesla

$$\eta_t = \frac{l_t}{q_d} = \frac{q_d - |q_{od}|}{q_d} = 1 - \frac{|q_{od}|}{q_d}$$

gdzie:

$$q_d = c_p\left(T_3 - T_2\right) \qquad |q_{od}| = c_v\left(T_4 - T_1\right)$$

Zatem:

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v\left(T_4 - T_1\right)}{c_p\left(T_3 - T_2\right)} = 1 - \frac{1}{\kappa}\frac{T_1\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}$$

Przekształcając dalej:

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\kappa-1} \quad \text{oraz} \quad \frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = \varphi \Rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_4}{T_3}\frac{T_3}{T_2}\frac{T_2}{T_1}$$

ITC

Obieg silnika o zapłonie samoczynnym

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{\kappa-1} = \left(\frac{v_3}{v_2}\frac{v_2}{v_4}\right)^{\kappa-1} = \left(\frac{\varphi}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1}$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \left(\frac{\varphi}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} \varphi\varepsilon^{\kappa-1} = \varphi^{\kappa}$$

Ostatecznie sprawność obiegu Diesla jest równa:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\kappa}\frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}\frac{\varphi^{\kappa}-1}{\varphi-1}$$

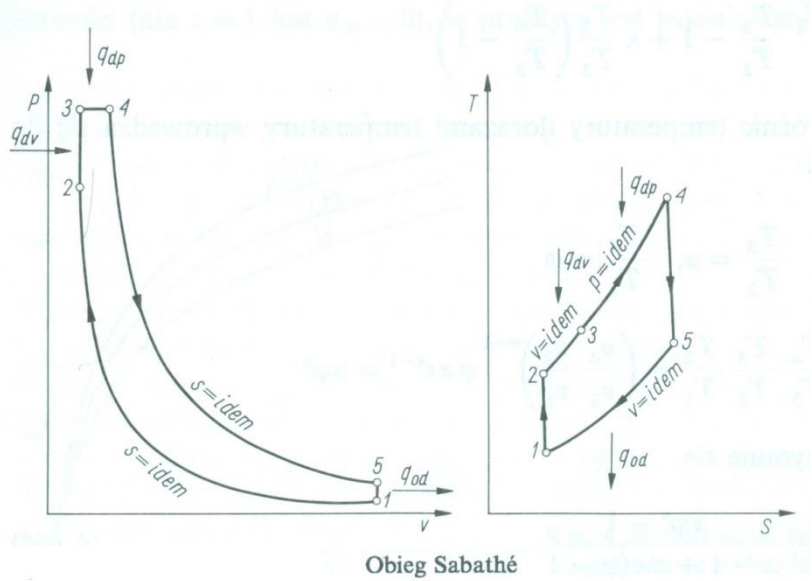
gdzie to $\varphi = T_3/T_2$ to stopień obciążenia.

Sprawność wzrasta ze wzrostem ε i κ, natomiast spada ze wzrostem φ.

ITC

Obieg silnika o zapłonie samoczynnym

Teoretyczny obieg silnika o zapłonie mieszanym – obieg Sabathe



Obieg Sabathé

1-2 – sprężanie izentropowe

2-3 – izochoryczne doprowadzenie ciepła

3-4 – izobaryczne doprowadzenie ciepła (spalanie przebiega szybciej)

4-5 – izentropowe rozprężanie

5-1 – izochoryczne oddawanie ciepła (modeluje wydech)

Obieg silnika o zapłonie samoczynnym

Sprawność obiegu Sabathe

$$\eta_t = \frac{l_t}{q_d} = 1 - \frac{|q_{od}|}{q_{dv} + q_{dp}}$$

gdzie:

$$q_{dv} = c_v\left(T_3 - T_2\right) \qquad q_{dp} = c_p\left(T_4 - T_3\right) \qquad |q_{od}| = c_v\left(T_5 - T_1\right)$$

Zatem:

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v\left(T_5 - T_1\right)}{c_p\left(T_4 - T_3\right) + c_v\left(T_3 - T_2\right)} = 1 - \frac{T_5 - T_1}{T_3 - T_2 + \kappa\left(T_4 - T_3\right)}$$

Wprowadzając:

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}\ , \quad \varphi = \frac{v_4}{v_5} \quad \text{oraz} \quad \alpha = \frac{p_3}{p_2}$$

Obieg silnika o zapłonie samoczynnym

Ostatecznie sprawność obiegu Sabathe jest równa:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \frac{\alpha\varphi^{\kappa} - 1}{\alpha - 1 + \kappa\alpha\left(\varphi - 1\right)}$$

gdzie: to $\alpha = p_3/p_2$ to stopień (izochorycznego) podniesienia ciśnienia.

Sprawność wzrasta ze wzrostem ε, α i κ, natomiast spada ze wzrostem φ.

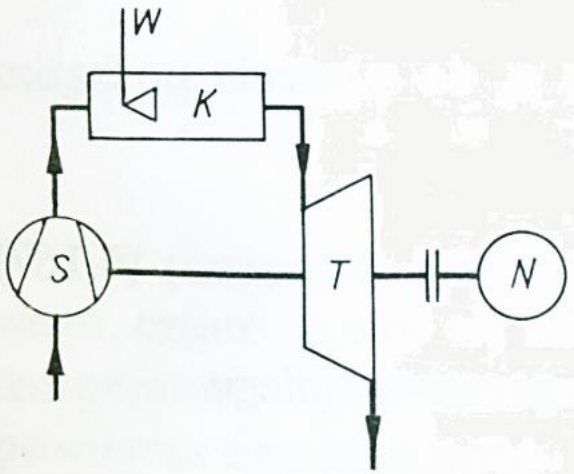
W silnikach z zapłonem samoczynnym ε = 14-24. Rzeczywiste silniki z zapłonem samoczynnym mają wyższą sprawność niż rzeczywiste silniki z zapłonem iskrowym bo mają wyższy stopień kompresji ε. Przy tej samej wartości ε:

$$\eta_{t,\text{Otto}} > \eta_{t,\text{Diesel}} > \eta_{t,\text{Sabathe}}$$ **teoretycznie!**

Turbiny gazowe

ITC

Budowa



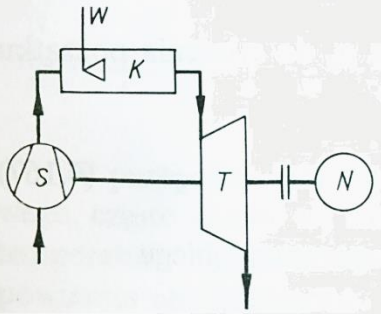
Schematy silników turbinowych z jednostopniowym sprężaniem i rozprężaniem adiabatycznym bez odzyskiwania ciepła T — turbina, W — wtryskiwacz N — odbiornik mocy, K — komora spalania, R — wymiennik ciepła, S — sprężarka,

Obieg porównawczy

Obieg porównawczy dla silników spalinowych turbinowych (również dla silników odrzutowych) o spalaniu ciągłym, sprężaniu i rozprężaniu adiabatycznym, bez odzyskiwania ciepła ze spalin jest **OBIEG BRAYTONA** (**JOULE'A**)

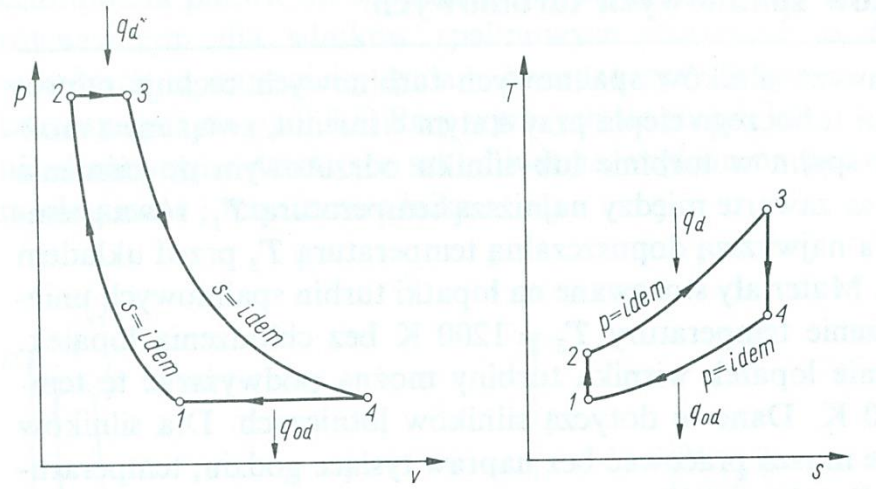
Cechy:

- Czynnik roboczy to powietrze bo wchodzące spaliny mają duży współczynnik nadmiaru powietrza (λ>50),
- Doprowadzanie ciepła przy stałym ciśnieniu (spalanie gazów, oleju gazowego, próby z pyłem węglowym)
- Rozprężanie spalin w turbinie (do ciśnienia otoczenia) – część pracy do napędu sprężarki,
- Obieg zawarty pomiędzy temperaturą otoczenia a najwyższą dopuszczalną temperaturą przez układem łopatkowym turbiny.



Schematy silników turbinowych z jednostopniowym sprężaniem i rozprężaniem adiabatycznym bez odzyskiwania ciepła T — turbina, W — wtryskiwacz N — odbiornik mocy, K — komora spalania, R — wymiennik ciepła, S — sprężarka,

Obieg Braytona



Obieg Braytona

1-2 – izentropowe sprężanie – sprężarka (w silnikach odrzutowych również poprzez specjalnie ukształtowanie wlotu) w rzeczywistości przebiega adiabatycznie przy wzroście entropii,

2-3 – izobaryczne doprowadzenie ciepła – wzrost temperatury i objętości właściwej czynnika roboczego, w rzeczywistości przy ciągłym spalaniu paliwa następuje 3-5% spadek ciśnienia,

3-4 – izentropowe rozprężanie – turbina (w silnikach odrzutowych również poprzez specjalnie ukształtowanie wylotu) w rzeczywistości przebiega adiabatycznie przy wzroście entropii,

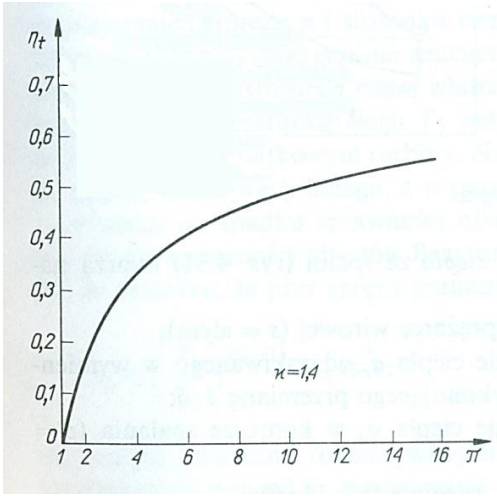
4-1 – izobaryczne odprowadzenie ciepłą – zastępuje usuwanie spalin (stosuje się też układy zamknięte).

Sprawność

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_{od}|}{q_d} = 1 - \frac{c_p\left(T_4 - T_1\right)}{c_p\left(T_3 - T_2\right)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$$

gdzie: $\pi = p_2/p_1$ – spręż.

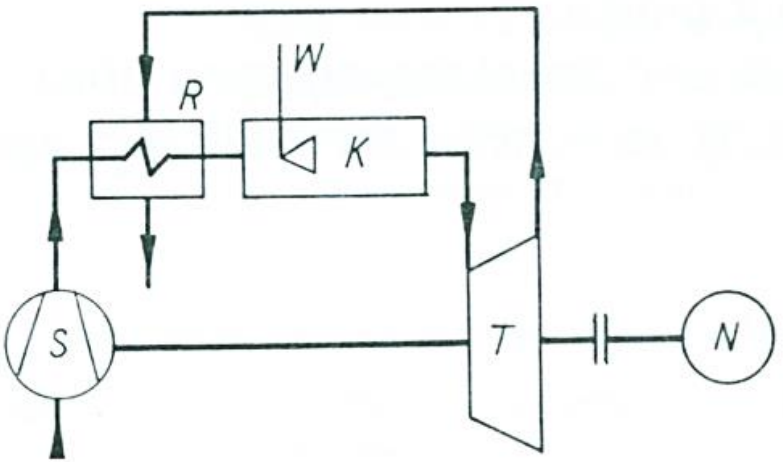
Sprawność rośnie ze wzrostem π oraz ze wzrostem κ. Stosuje się π=10-20. Powyżej nie opłaca się zwiększać π, bo sprawność wolno rośnie oraz wzrasta temperatura. Dla dużych π praca uzyskiwana w turbinie zaczyna spadać – można zatem znaleźć π, dla którego uzyskuje się pracę maksymalną. W układach zamkniętych stosuje się gazy szlachetne o κ=1.66 – większa sprawność.



Zależność sprawności termicznej obiegu Braytona od sprężu π przy $\kappa = 1{,}4$, bez odzyskiwania ciepła

Sprawność

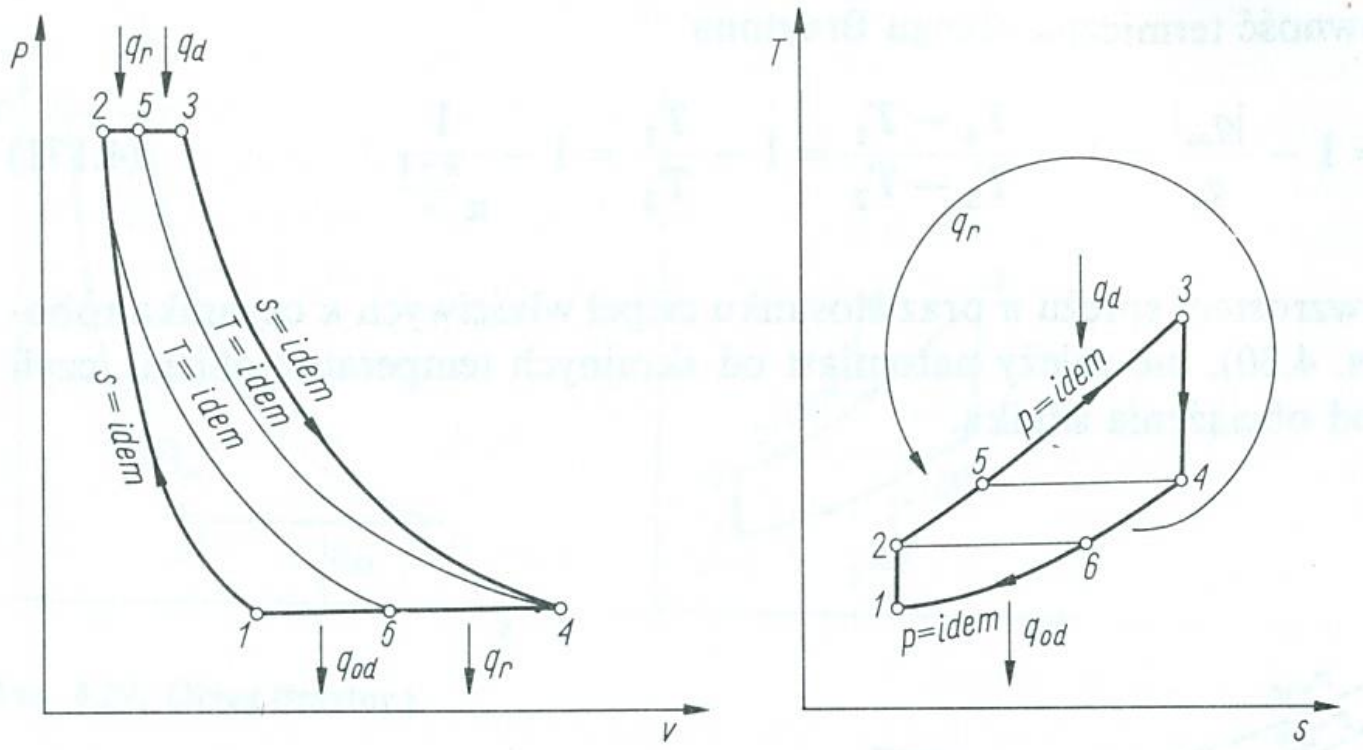
Aby zwiększyć sprawność często stosuje się odzysk ciepła ze spalin (regenerację), gdy temperatura T_4 jest większa niż T_2 – mniejsze zużycie paliwa, w praktyce odzyskuje się od 70% do 95% ciepła.



Schematy silników turbinowych z jednostopniowym sprężaniem i rozprężaniem adiabatycznym: z odzyskiwaniem ciepła ze spalin; N — odbiornik mocy, W — wtryskiwacz K — komora spalania, R — wymiennik ciepła, S — sprężarka, T — turbina,

Sprawność

Aby zwiększyć sprawność często stosuje się odzysk ciepła ze spalin (regenerację), gdy temperatura T_4 jest większa niż T_2 – mniejsze zużycie paliwa, w praktyce odzyskuje się od 70% do 95% ciepła.



Obieg Braytona z odzyskiwaniem ciepła

Obieg rzeczywisty

Różnice pomiędzy obiegiem rzeczywistym i teoretycznym:

- ciepło właściwe w obiegu rzeczywistym nie jest stałe,

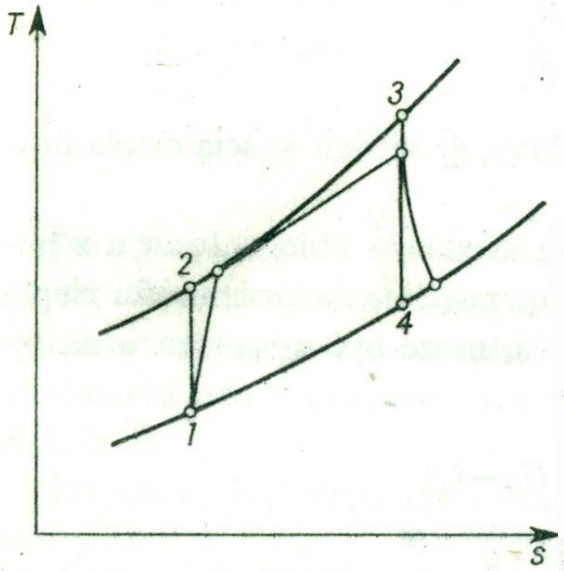
- w układach otwartych następuje przyrost masy czynnika,

- **straty w sprężarce**: w wyniku tarcia i wentylacji silników – miara strat to sprawność izentropowa sprężarki

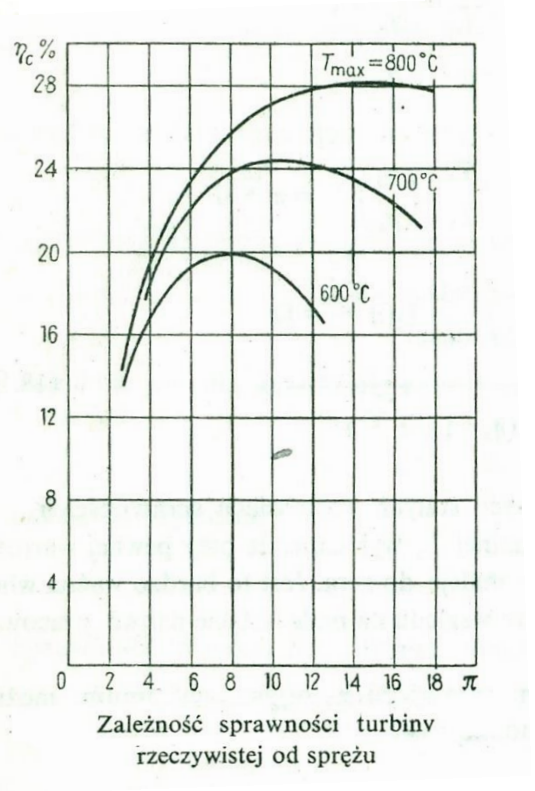
- **straty w turbinie**: w wyniku tarcia przepływającego czynnika – ich miarą jest sprawność izentropowa turbiny

- **straty w komorze spalania**: spadek ciśnienia, ponieważ są stosowane stabilizatory płomienia i jest mieszanie strug powietrza, zachodzi spalanie niecałkowite,

- **straty w wymienniku regeneracyjnym** – niemożliwa całkowita regeneracja ciepła, straty ciśnienia.



Obieg rzeczywistej turbiny gazowej



Zależność sprawności turbiny rzeczywistej od sprężu

Silniki odrzutowe

ITC

Klasyfikacja silników odrzutowych

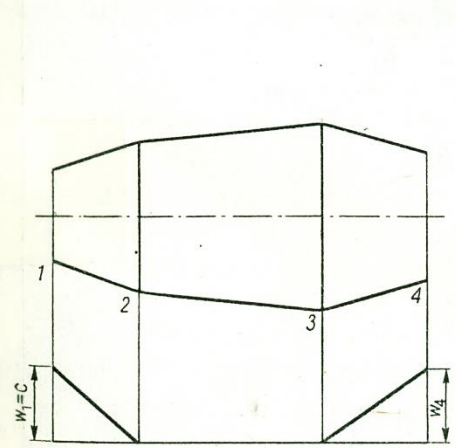
Zasada działania – wykorzystanie energii kinetycznej rozprężonej strugi do napędu, bez zamiany jej na pracę mechaniczną.

Klasyfikacja ze względu na sposób działania:

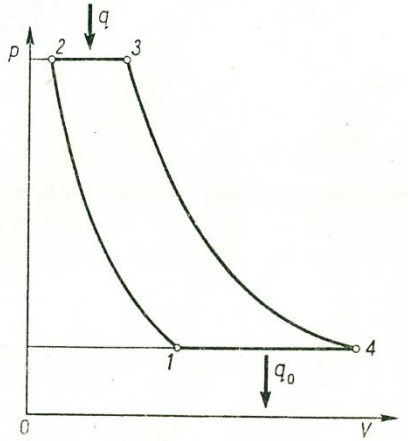
- **silniki rakietowe** (zawierają tlen) – **prochowe** (paliwo stałe),
  – **na paliwo ciekłe**,
- **silniki przelotowe** (czerpią tlen z otoczenia) – **strumieniowe** (sprężanie dynamiczne w dyfuzorze)
  – **turbinowe** (sprężanie dynamiczne + w sprężarce napędznej przez turbinę)
  – **pulsacyjne** (sprężanie dynamiczne, spalanie przy stałej objętości)
  – **turbośmigłowe** (ciąg częściowo wytwarzany przez śmigło oraz przez spaliny wylatujące z dyszy)

Silnik strumieniowy

Konstrukcyjnie najprostszy silnik odrzutowy.



Schemat silnika strumieniowego



Obieg teoretyczny silnika strumieniowego

W dyfuzorze następuje izentropowe sprężanie powietrza o prędkości wlotowej w_1, aż do prędkości równej 0, następnie w komorze spalania wzrasta temperatura, a w dyszy gaz rozpręża się izentropowo do ciśnienia otoczenia – prędkość gazów wylotowych wzrasta do w_4. Obieg porównawczy to obieg Braytona (ten sam co dla turbiny gazowej). Sprawność zależy od prędkości lotu: dla 600-800m/s η = 2-3%, szybko rośnie ze wzrostem prędkości.

Silnik strumieniowy - sprawność

Siła ciągu (różnica pędu): $F = (\dot{m}w)_4 - (\dot{m}w)_1$

Sprawność teoretyczna obiegu: $\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$

Sprawność wewnętrzna (cieplna): $\eta_c = \frac{\text{energia użyta do otrzymania ciągu}}{\text{energia wlożona}} = \frac{w_4^2 - w_1^2}{2q}$

Sprawność napędowa:

$$\eta_n = \frac{\text{praca użyteczna napędu}}{\text{energia użyta do otrzymania ciągu}} = \frac{\left[(\dot{m}w)_4 - (\dot{m}w)_1\right] w_{samolotu}}{\dot{m}\frac{w_4^2 - w_1^2}{2}} \cong \frac{2}{1 + \frac{w_4}{w_{samolotu}}}$$

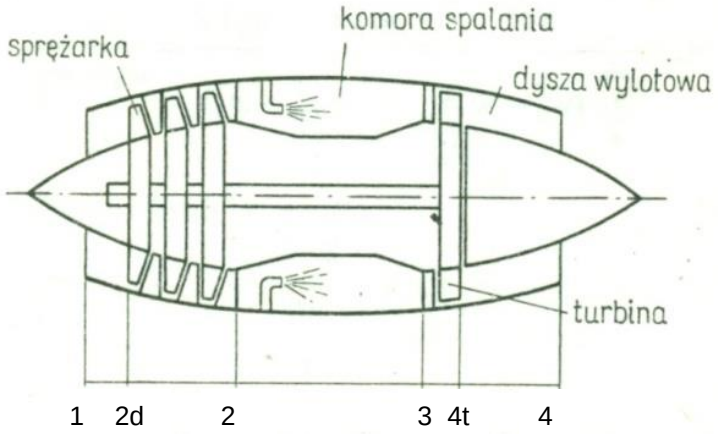
Sprawność użyteczna: $\eta_u = \eta_c \eta_n$

w_4 – prędkość względna strumienia spalin na wylocie z dyszy,

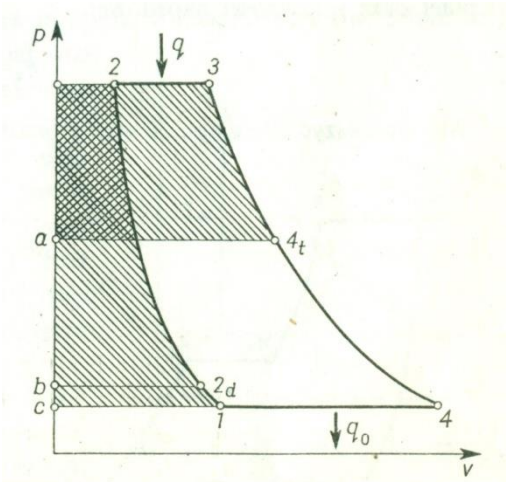
w_1 – prędkość wlotowa, jeżeli powietrze nieruchome $\boldsymbol{w_1 = w_{samolotu}}$.

ITC

Silnik turboodrzutowy



Schemat silnika turboodrzutowego



Obieg teoretyczny silnika turboodrzutowego

W tym silniku powietrze jest najpierw dynamicznie sprężane w dyfuzorze, a następnie w sprężarce wirnikowej. Kolejno trafia do komory spalania. Powstałe gazy spalinowe przepływają przez turbinę napędzającą sprężarkę, a następnie przez dyszę wylotową, w której rozprężają się osiągając duża prędkość wylotową. Obieg porównawczy dla tego silnika to obieg Braytona. Praca sprężania (rys. pole pod krzywą 2_d-2) jest równa pracy uzyskanej w turbinie (rys. pole pod krzywą 3-4_t). Praca obiegu równa jest przyrostowi energii kinetycznej strumienia gazu (rys. pole figury 4_t-4-c-a-4_t).

Silnik turboodrzutowy - sprawność

Siła ciągu (różnica pędu): $F = (\dot{m}w)_4 - (\dot{m}w)_1$

Sprawność teoretyczna obiegu: $\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$

Sprawność wewnętrzna (cieplna): $\eta_c = \frac{\text{energia użyta do otrzymania ciągu}}{\text{energia włożona}} = \frac{w_4^2 - w_1^2}{2q}$

Sprawność napędowa:

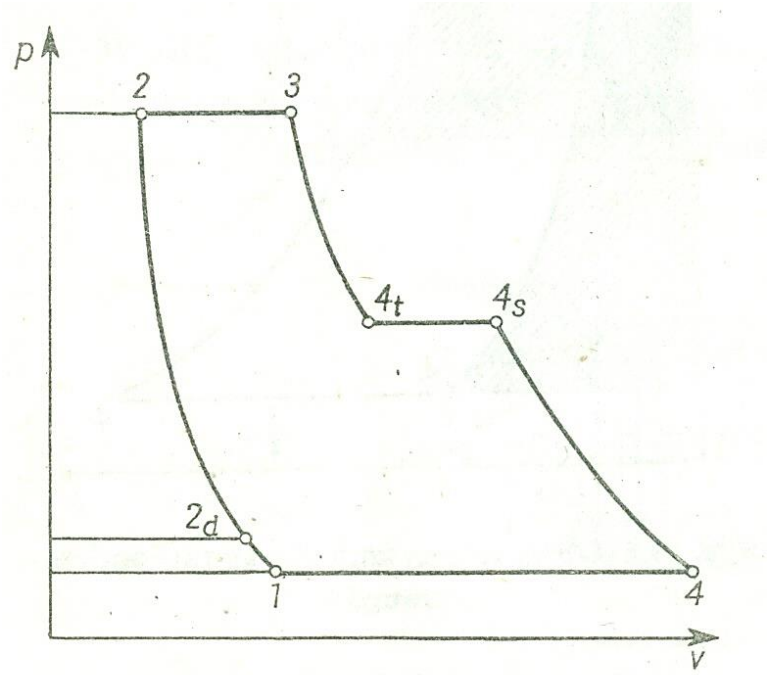
$$\eta_n = \frac{\text{praca użyteczna napędu}}{\text{energia użyta do otrzymania ciągu}} = \frac{\left[(\dot{m}w)_4 - (\dot{m}w)_1\right] w_{samolotu}}{\dot{m}\frac{w_4^2 - w_1^2}{2}} \cong \frac{1}{1 + \frac{w_4 - w_{samolotu}}{2w_{samolotu}}}$$

Sprawność użyteczna: $\eta_u = \eta_c \eta_n$

w_4 – prędkość względna strumienia spalin na wylocie z dyszy,

w_1 – prędkość wlotowa, jeżeli powietrze nieruchome $w_1 = w_{samolotu}$.

Silnik turboodrzutowy - dopalacz



Obieg teoretyczny silnika turboodrzutowego z dopalaniem

- dopalanie odbywa się za turbiną
- polega na wtryśnięciu paliwa do rozgrzanych spalin
- modeluje się jako izobaryczny wzrost temperatury (rozprężanie)
- uzyskujemy większą prędkość wylotową spalin, (a więc i ciąg) ale sprawność obiegu jest mniejsza niż obiegu bez dopalania (bardzo podwyższone zużycie paliwa)

Siłownia parowa

ITC

Obieg Rankine'a

Obieg parowy jest korzystny bo łatwiej zrealizować izotermy (4-1), (2-3) - jak obieg Carnota.

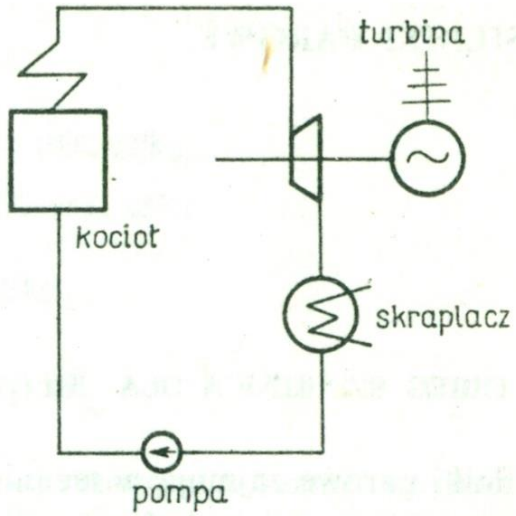
Obieg porównawczy teoretyczny dla siłowni parowej to obieg Rankine'a – obieg zamknięty, czynnik roboczy to para wodna.

1-2 – woda jest wtłaczana izentropowo za pomocą pompy do kotła,

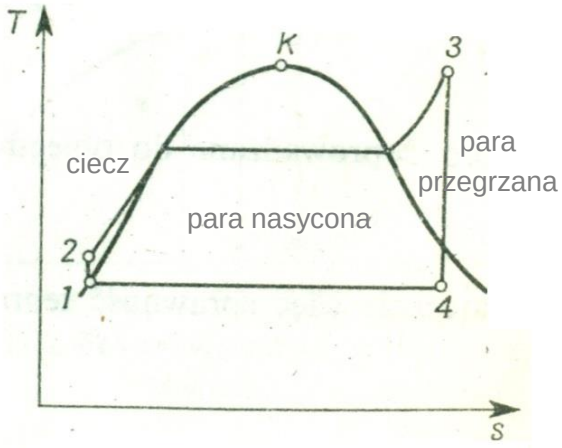
2-3 – w kotle powstaje para przegrzana w przemianie izobarycznej,

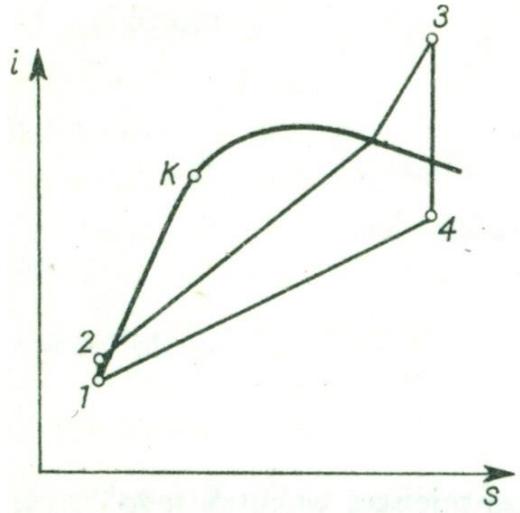
3-4 – para przegrzana rozpręża się izentropowo w turbinie,

4 -1 – para skrapla się izobaryczne w skraplaczu.



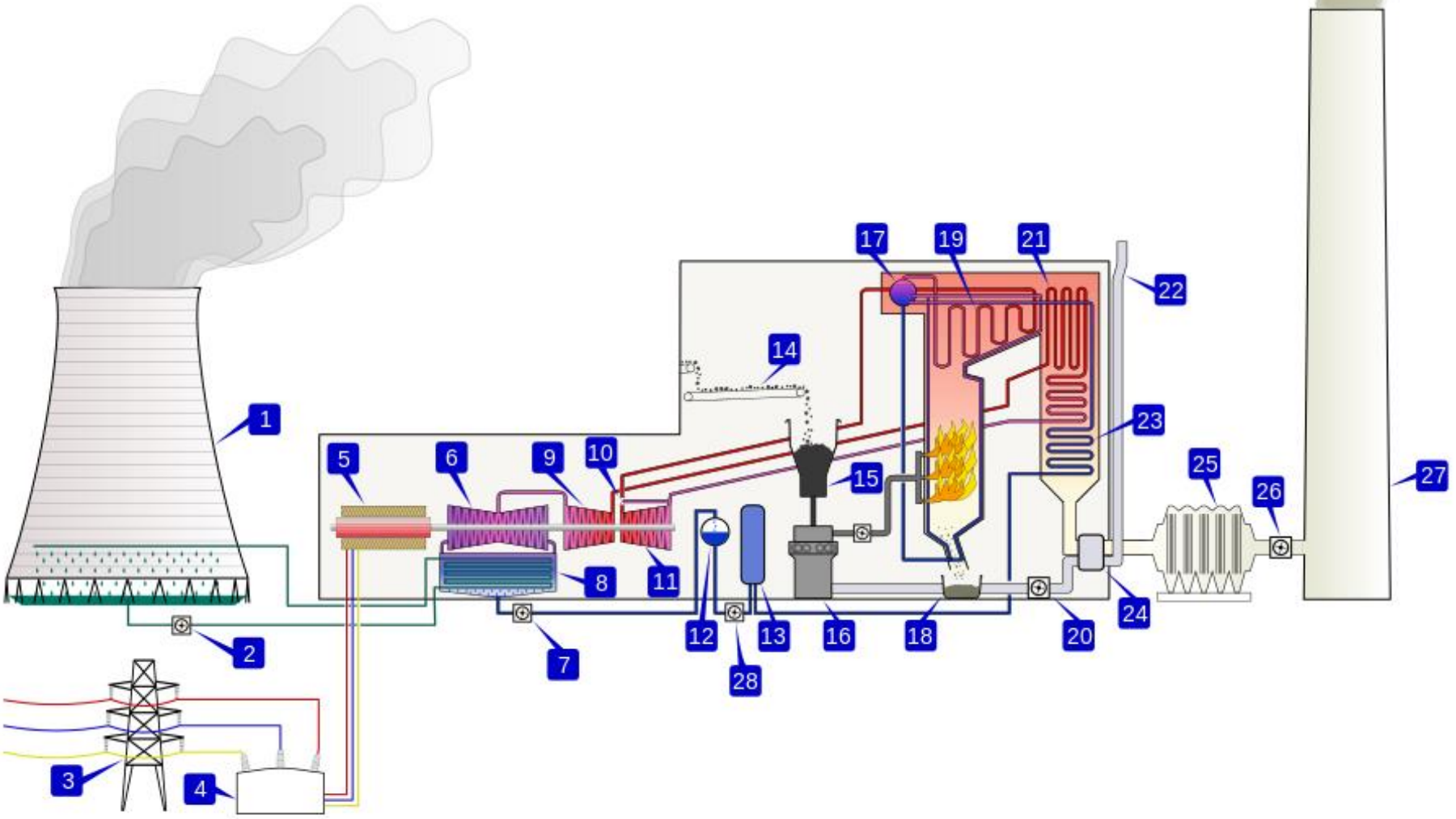
Schemat siłowni kondensacyjnej





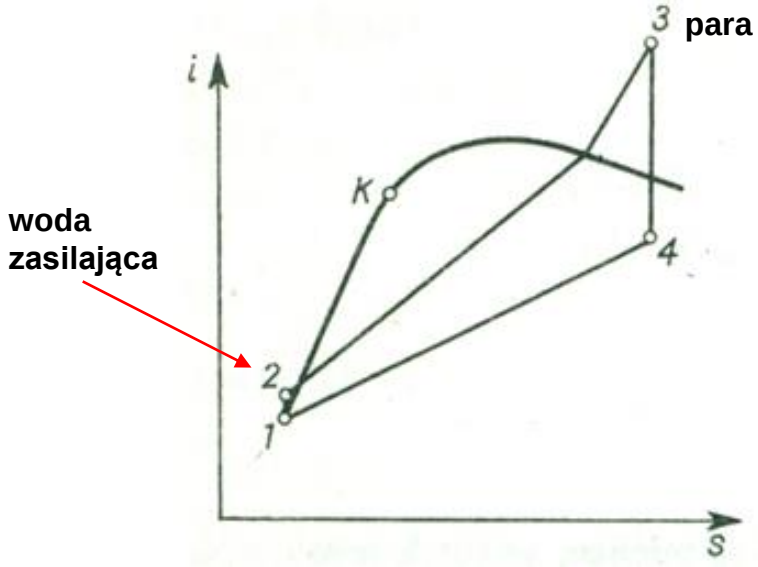
Obieg Rankine'a

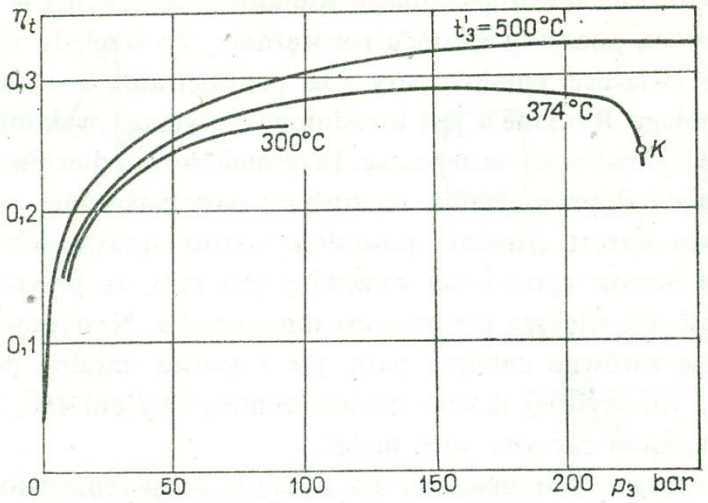
Siłownia parowa



Obieg Rankine'a - sprawność

$$\eta_t = \frac{l_t}{q} = \frac{l_T - l_p}{q} \cong \frac{l_T}{q} = \frac{i_3 - i_4}{q} = \frac{i_3 - i_4}{i_3 - i_2}$$

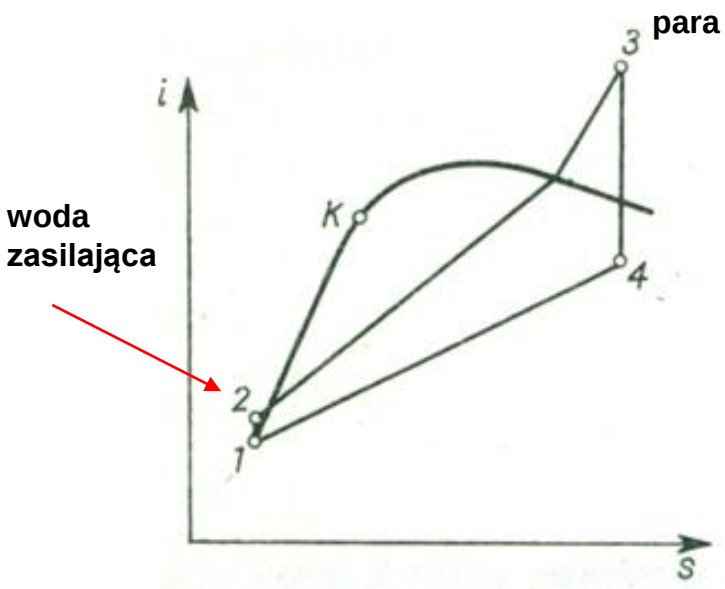


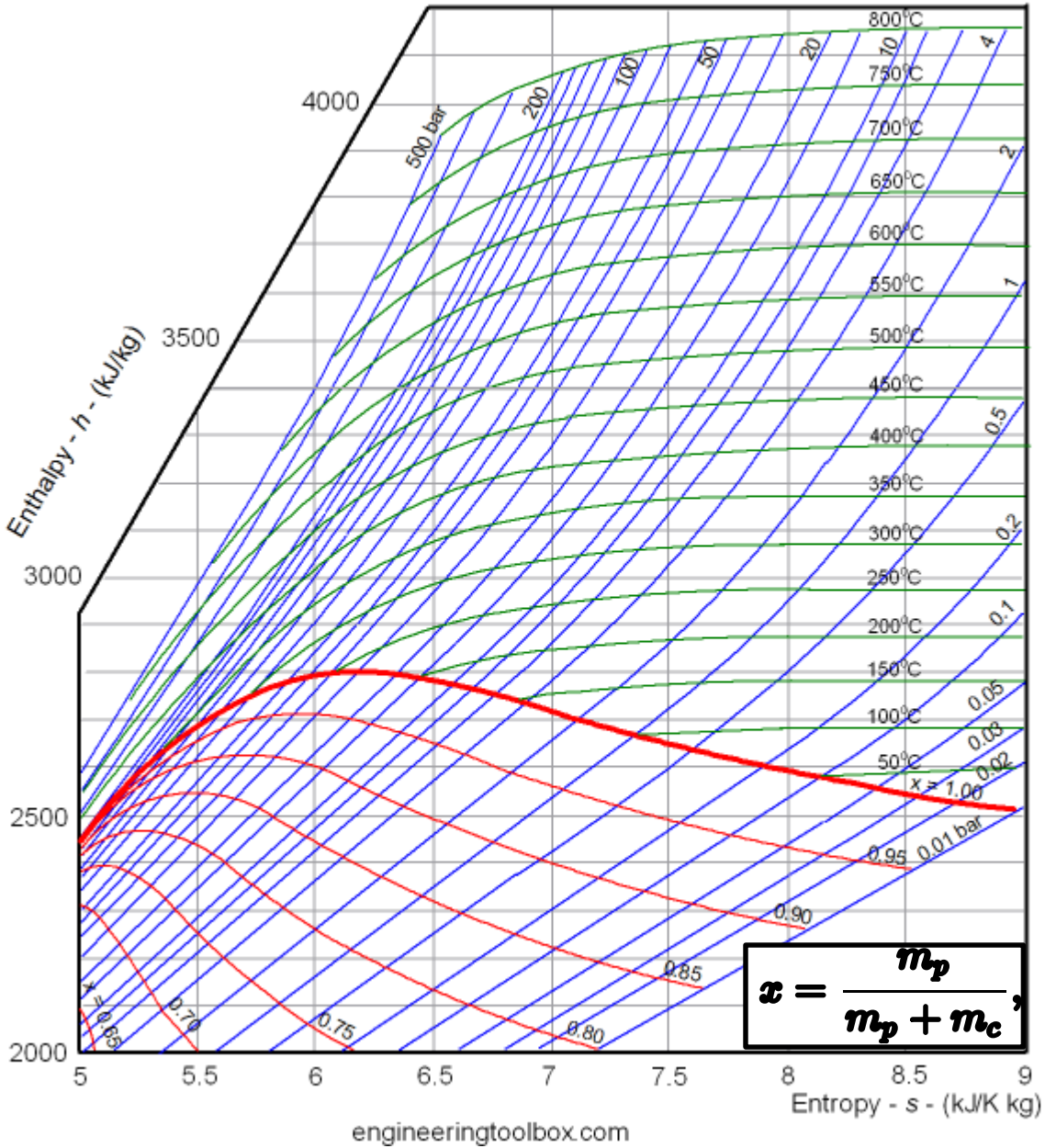


Zależność sprawności teoretycznej obiegu Rankine'a od parametrów początkowych pary

Obieg Rankine'a - sprawność

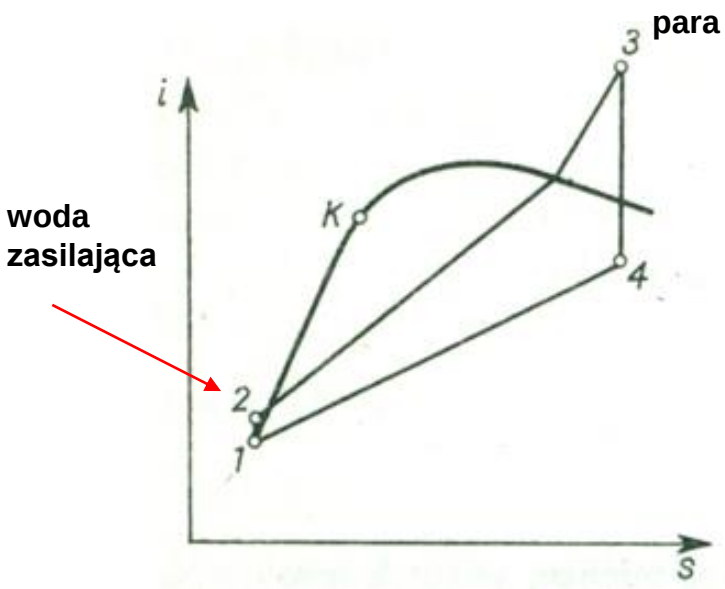
$$\eta_t = \frac{i_3 - i_4}{i_3 - i_2}$$





Tablice entalpii dla wody

$$\eta_t = \frac{i_3 - i_4}{i_3 - i_2}$$



a. Uszeregowane według ciśnienia

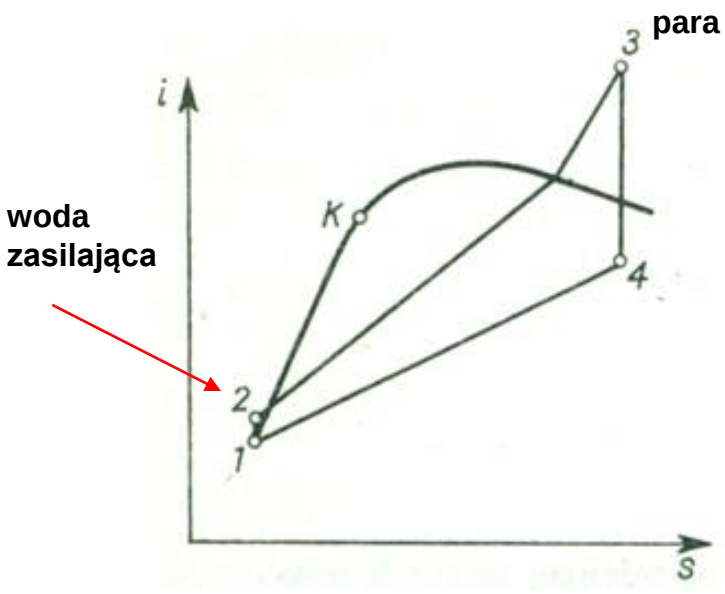
Ciśnienie	Temperatura	Objętość właściwa cieczy	Objętość właściwa pary	Entalpia właściwa cieczy	Entalpia właściwa pary	Entalpia parowania
p	t	v'	v''	i'	i''	r
MPa	°C	m³/kg		kJ/kg		
0,001	7	0,001000	129,3	29	2511	2482
0,002	17,5	0,001001	67,02	73	2533	2460
0,003	24,0	0,001003	45,67	101	2546	2445
0,004	28,9	0,001004	34,79	121	2556	2435
0,005	32,8	0,001005	28,18	137	2563	2426
0,006	36,1	0,001006	23,73	151	2569	2418
0,008	41,5	0,001008	18,09	174	2579	2405
0,010	45,8	0,001010	14,67	192	2587	2395
0,012	49,4	0,001012	12,35	207	2594	2387
0,015	54,0	0,001014	10,02	226	2602	2376
0,020	60,1	0,001017	7,645	251	2612	2361
0,025	65,0	0,001020	6,201	272	2620	2348
0,030	69,1	0,001022	5,226	289	2627	2338
0,040	75,9	0,001026	3,991	318	2638	2320
0,05	81,4	0,001030	3,239	341	2647	2306
0,06	86,0	0,001033	2,731	360	2654	2294
0,07	90,0	0,001036	2,364	377	2660	2283
0,08	93,6	0,001039	2,087	392	2666	2274
0,09	96,8	0,001041	1,869	406	2671	2265
0,10	99,7	0,001044	1,694	418	2675	2257
0,11	102,4	0,001046	1,549	429	2679	2250
0,12	104,9	0,001048	1,428	440	2683	2243
0,13	107,2	0,001050	1,325	450	2686	2236
0,14	109,4	0,001051	1,237	459	2689	2230
0,15	111,5	0,001053	1,159	468	2692	2224
0,16	113,4	0,001055	1,092	478	2695	2217
0,18	117,0	0,001059	0,9777	491	2700	2209
0,20	120,3	0,001061	0,8860	505	2705	2200
0,22	123,4	0,001064	0,8104	518	2709	2191
0,24	126,2	0,001066	0,7470	530	2713	2183
0,26	128,8	0,001069	0,6931	541	2717	2176
0,28	131,3	0,001071	0,6466	552	2720	2168
0,30	133,7	0,001074	0,6061	562	2723	2161
0,32	135,9	0,001076	0,5705	571	2726	2155
0,34	138,0	0,001079	0,5390	580	2729	2149
0,36	140,0	0,001080	0,5109	589	2731	2142
0,38	141,9	0,001082	0,4856	597	2734	2137
0,40	143,7	0,001084	0,4627	605	2736	2131
0,45	148,0	0,001089	0,4142	624	2741	2117
0,50	151,9	0,001093	0,3751	640	2746	2106
0,60	158,9	0,001101	0,3159	671	2754	2083
0,70	165,0	0,001108	0,2731	697	2761	2064
0,80	170,4	0,001115	0,2406	721	2767	2046
0,90	175,4	0,001121	0,2151	743	2772	2029
1,00	179,9	0,001127	0,1946	763	2776	2013
1,1	184,0	0,001133	0,1776	781	2780	1999
1,2	187,9	0,001139	0,1634	798	2784	1986
1,3	191,5	0,001144	0,1513	814	2787	1973
1,4	195,0	0,001149	0,1409	830	2789	1959
1,5	198,2	0,001154	0,1318	844	2792	1948
1,6	201,3	0,001159	0,1239	858	2794	1936
1,7	204,2	0,001163	0,1168	871	2796	1925
1,8	207,0	0,001168	0,1105	884	2797	1913
1,9	209,6	0,001172	0,1048	896	2799	1903
2,0	212,2	0,001176	0,099660	908	2800	1892
2,2	217,1	0,001185	0,09076	930	2802	1872

b. Uszeregowane według temperatury

Temperatura	Ciśnienie	Objętość właściwa cieczy	Objętość właściwa pary	Entalpia właściwa cieczy	Entalpia właściwa pary	Entalpia parowania
t	p	v'	v''	i'	i''	r
°C	MPa	m³/kg		kJ/kg		
0	0,0006112	0,001000	206,2	0	2500	2500
2	0,000704	0,001000	180,4	9	2500	2491
5	0,000872	0,001000	147,3	21	2507	2486
10	0,001229	0,001000	106,3	42	2518	2476
15	0,001710	0,001001	77,76	63	2528	2465
20	0,002346	0,001002	57,62	84	2538	2454
25	0,003180	0,001003	43,21	105	2548	2443
30	0,004261	0,001004	32,78	126	2558	2432
35	0,005646	0,001006	25,13	147	2567	2420
40	0,007404	0,001008	19,46	167	2577	2410
45	0,009615	0,001010	15,22	198	2586	2388
50	0,01237	0,001012	12,01	209	2595	2386
55	0,01577	0,001015	9,554	230	2603	2373
60	0,01995	0,001017	7,664	251	2612	2361
65	0,02502	0,001020	6,195	272	2620	2348
70	0,03116	0,001023	5,044	293	2629	2336
75	0,03852	0,001026	4,135	314	2637	2323
80	0,04729	0,001029	3,412	335	2645	2310
85	0,05769	0,001033	2,833	356	2653	2297
90	0,06993	0,001036	2,366	377	2660	2283
95	0,08428	0,001040	1,988	398	2668	2270
100	0,1010	0,001044	1,678	419	2676	2257
105	0,1204	0,001048	1,424	440	2683	2243
110	0,1427	0,001052	1,214	461	2690	2229
115	0,1684	0,001056	1,040	482	2697	2215
120	0,1978	0,001061	0,8952	504	2704	2200
125	0,2313	0,001065	0,7734	525	2711	2186
130	0,2692	0,001070	0,6709	546	2718	2172
135	0,3120	0,001075	0,5842	568	2725	2157
140	0,3603	0,001080	0,5105	589	2731	2142
145	0,4144	0,001085	0,4476	611	2738	2127
150	0,4749	0,001091	0,3938	632	2744	2112
155	0,5423	0,001096	0,3475	654	2750	2096
160	0,6171	0,001102	0,3076	675	2756	2081
165	0,7000	0,001108	0,2730	697	2761	2064
170	0,7916	0,001114	0,2430	719	2767	2048
175	0,8924	0,001121	0,2169	741	2772	2031
180	1,003	0,001127	0,1940	763	2776	2013
185	1,124	0,001134	0,1740	785	2781	1996
190	1,257	0,001142	0,1563	808	2785	1977
195	1,401	0,001149	0,1408	830	2789	1959
200	1,558	0,001157	0,1271	852	2793	1941
205	1,729	0,001165	0,1149	875	2796	1921
210	1,914	0,001173	0,1049	898	2799	1901
215	2,113	0,001181	0,094420	921	2801	1880
220	2,329	0,001190	0,085820	944	2803	1859
225	2,560	0,001199	0,078120	967	2805	1838
230	2,809	0,001209	0,071220	990	2806	1816
235	3,076	0,001219	0,065020	1014	2806	1792
240	3,362	0,001229	0,594300	1038	2806	1768
245	3,668	0,001240	0,054390	1062	2805	1743
250	3,994	0,001251	0,049840	1086	2804	1718
255	4,341	0,001263	0,045710	1110	2802	1692
260	4,711	0,001275	0,041960	1135	2799	1664
265	5,104	0,001289	0,038560	1160	2796	1636
270	5,521	0,001302	0,035460	1185	2792	1607

Tablice entalpii

$$\eta_t = \frac{i_3 - i_4}{i_3 - i_2}$$



a. Uszeregowane według ciśnienia

Ciśnienie	Temperatura	Objętość właściwa cieczy	Objętość właściwa pary	Entalpia właściwa cieczy	Entalpia właściwa pary	Entalpia parowania
p	t	v'	v''	i'	i''	r
MPa	°C	m^3/kg		kJ / kg		
0,12	104,9	0,001048	1,428	440	2683	2243
0,13	107,2	0,001050	1,325	450	2686	2236
0,14	109,4	0,001051	1,237	459	2689	2230
0,15	111,5	0,001053	1,159	468	2692	2224
0,16	113,4	0,001055	1,092	478	2695	2217
0,18	117,0	0,001059	0,9777	491	2700	2209
0,20	120,3	0,001061	0,8860	505	2705	2200
0,22	123,4	0,001064	0,8104	518	2709	2191
0,24	126,2	0,001066	0,7470	530	2713	2183
0,26	128,8	0,001069	0,6931	541	2717	2176
0,28	131,3	0,001071	0,6466	552	2720	2168
0,30	133,7	0,001074	0,6061	562	2723	2161
0,32	135,9	0,001076	0,5705	571	2726	2155
0,34	138,0	0,001079	0,5390	580	2729	2149
0,36	140,0	0,001080	0,5109	589	2731	2142
0,38	141,9	0,001082	0,4856	597	2734	2137
0,40	143,7	0,001084	0,4627	605	2736	2131
0,45	148,0	0,001089	0,4142	624	2741	2117
0,50	151,9	0,001093	0,3751	640	2746	2106
0,60	158,9	0,001101	0,3159	671	2754	2083
0,70	165,0	0,001108	0,2731	697	2761	2064
0,80	170,4	0,001115	0,2406	721	2767	2046
0,90	175,4	0,001121	0,2151	743	2772	2029
1,00	179,9	0,001127	0,1946	763	2776	2013
1,1	184,0	0,001133	0,1776	781	2780	1999
1,2	187,9	0,001139	0,1634	798	2784	1986
1,3	191,5	0,001144	0,1513	814	2787	1973
1,4	195,0	0,001149	0,1409	830	2789	1959
1,5	198,2	0,001154	0,1318	844	2792	1948
1,6	201,3	0,001159	0,1239	858	2794	1936
1,7	204,2	0,001163	0,1168	871	2796	1925
1,8	207,0	0,001168	0,1105	884	2797	1913
1,9	209,6	0,001172	0,1048	896	2799	1903
2,0	212,2	0,001176	0,099660	908	2800	1892
2,2	217,1	0,001185	0,09076	930	2802	1872
2,4	221,6	0,001193	0,08329	951	2804	1853
2,6	225,8	0,001201	0,07693	971	2805	1834
2,8	229,8	0,001208	0,07145	989	2806	1817
3,0	233,6	0,001216	0,06668	1007	2806	1799
3,2	237,2	0,001223	0,06248	1024	2806	1782
3,4	240,6	0,001230	0,05876	1041	2806	1765
3,6	243,9	0,001237	0,05544	1056	2806	1750
3,8	247,1	0,001244	0,05245	1072	2805	1733
4,0	250,1	0,001251	0,04976	1086	2804	1718
4,2	253,0	0,001258	0,04731	1100	2803	1703
4,4	255,8	0,001265	0,04507	1114	2802	1688
4,6	258,5	0,001272	0,04303	1128	2800	1672
4,8	261,2	0,001278	0,04115	1141	2799	1658
5,0	263,7	0,001285	0,03941	1153	2797	1644
6,0	275,4	0,001318	0,03240	1213	2786	1573
7,0	285,8	0,001351	0,02733	1267	2773	1506
8,0	295,1	0,001385	0,02348	1318	2758	1440
9,0	303,6	0,001419	0,02045	1365	2741	1376
10,0	311,4	0,001455	0,01800	1411	2722	1311

b. Uszeregowane według temperatury

Temperatura	Ciśnienie	Objętość właściwa cieczy	Objętość właściwa pary	Entalpia właściwa cieczy	Entalpia właściwa pary	Entalpia parowania
t	p	v'	v''	i'	i''	r
°C	MPa	m^3/kg		kJ / kg		
100	0,1010	0,001044	1,678	419	2676	2257
105	0,1204	0,001048	1,424	440	2683	2243
110	0,1427	0,001052	1,214	461	2690	2229
115	0,1684	0,001056	1,040	482	2697	2215
120	0,1978	0,001061	0,8952	504	2704	2200
125	0,2313	0,001065	0,7734	525	2711	2186
130	0,2692	0,001070	0,6709	546	2718	2172
135	0,3120	0,001075	0,5842	568	2725	2157
140	0,3603	0,001080	0,5105	589	2731	2142
145	0,4144	0,001085	0,4476	611	2738	2127
150	0,4749	0,001091	0,3938	632	2744	2112
155	0,5423	0,001096	0,3475	654	2750	2096
160	0,6171	0,001102	0,3076	675	2756	2081
165	0,7000	0,001108	0,2730	697	2761	2064
170	0,7916	0,001114	0,2430	719	2767	2048
175	0,8924	0,001121	0,2169	741	2772	2031
180	1,003	0,001127	0,1940	763	2776	2013
185	1,124	0,001134	0,1740	785	2781	1996
190	1,257	0,001142	0,1563	808	2785	1977
195	1,401	0,001149	0,1408	830	2789	1959
200	1,558	0,001157	0,1271	852	2793	1941
205	1,729	0,001165	0,1149	875	2796	1921
210	1,914	0,001173	0,1049	898	2799	1901
215	2,113	0,001181	0,094420	921	2801	1880
220	2,329	0,001190	0,085820	944	2803	1859
225	2,560	0,001199	0,078120	967	2805	1838
230	2,809	0,001209	0,071220	990	2806	1816
235	3,076	0,001219	0,065020	1014	2806	1792
240	3,362	0,001229	0,594300	1038	2806	1768
245	3,668	0,001240	0,054390	1062	2805	1743
250	3,994	0,001251	0,049840	1086	2804	1718
255	4,341	0,001263	0,045710	1110	2802	1692
260	4,711	0,001275	0,041960	1135	2799	1664
265	5,104	0,001289	0,038560	1160	2796	1636
270	5,521	0,001302	0,035460	1185	2792	1607
275	5,962	0,001317	0,032630	1211	2787	1576
280	6,429	0,001332	0,030040	1237	2781	1544
285	6,923	0,001349	0,027670	1263	2774	1511
290	7,444	0,001366	0,025500	1290	2767	1477
295	7,993	0,001385	0,023510	1317	2758	1441
300	8,571	0,001404	0,021670	1345	2748	1403
305	9,179	0,001425	0,019980	1377	2738	1361
310	9,817	0,001448	0,019410	1402	2726	1324
315	10,490	0,001473	0,016970	1432	2713	1281
320	11,190	0,001499	0,015620	1463	2699	1236
325	11,920	0,001529	0,014380	1494	2683	1189
330	12,840	0,001561	0,013000	1526	2664	1138
335	13,690	0,001598	0,011890	1560	2645	1085
340	14,580	0,001639	0,010850	1596	2625	1029
345	15,520	0,001686	0,009872	1633	2603	970
350	16,510	0,001740	0,008950	1672	2579	907
355	17,560	0,001809	0,008081	1717	2553	836
360	18,650	0,001896	0,007260	1764	2526	762
365	19,810	0,002016	0,006483	1818	2497	679

Obieg Rankine'a - modyfikacje

Modyfikacje obiegu Rankine'a

- **regeneracja ciepła** (pobieranie pewnych ilości pary przegrzanej podczas rozprężania i używanie jej do podgrzania wody zasilającej kocioł)

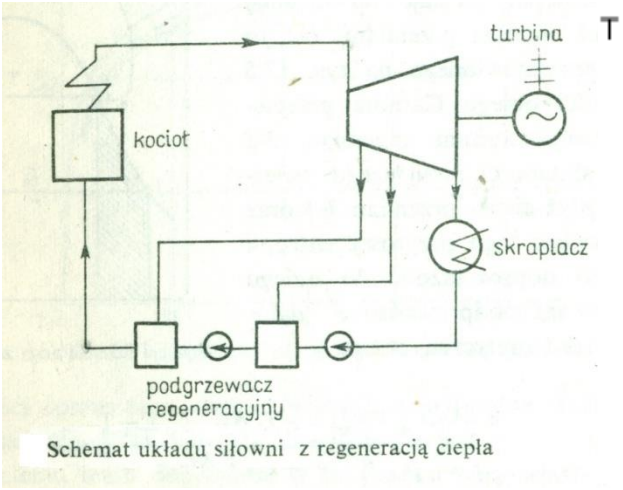
  -podwyższamy temperaturę pobierania ciepła górnego, czyli także sprawność obiegu (por. sprawność Carnot)

- **międzystopniowe przegrzewanie pary**

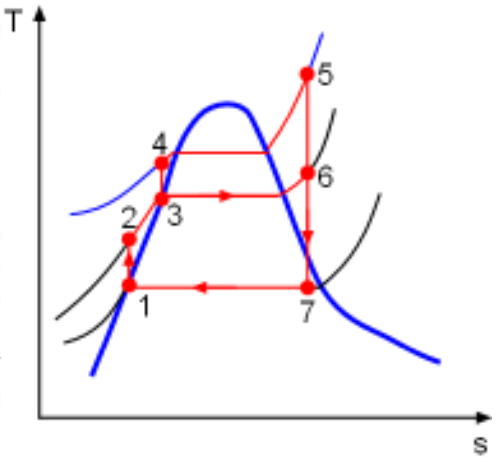
  poprawia sprawność o 4-5 %

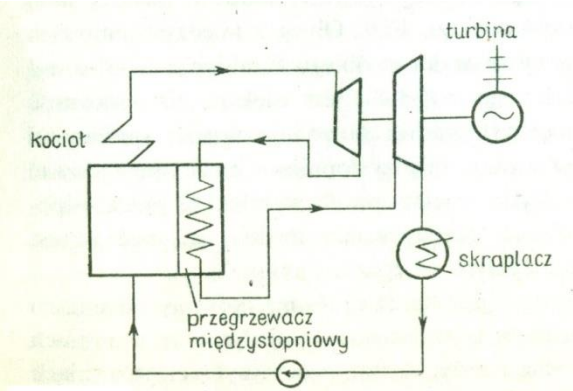
  podwyższa średnią temp. odbioru ciepła i stopień suchości pary (jeśli założymy, że T_3 = const); sucha para jest lepsza dla trwałości łopatek

- **obniżanie temperatury (ciśnienia) odbioru ciepła w skraplaczu**

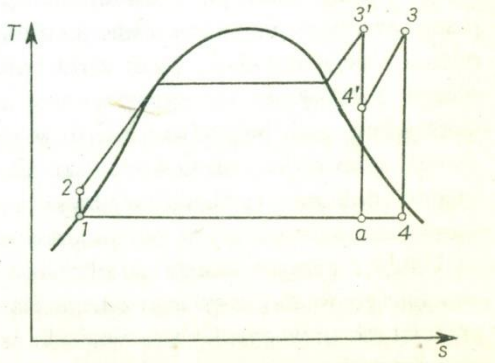


Schemat układu siłowni z regeneracją ciepła





Schemat układu siłowni z przegrzewaniem międzystopniowym



Obieg teoretyczny siłowni z przegrzewaniem międzystopniowym

Obiegi chłodnicze

ITC

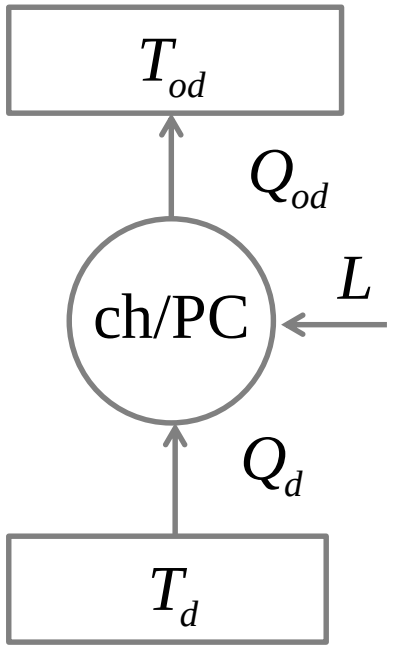
Chłodziarka (ch) a pompa ciepła (PC)

Zasada działania chłodziarki i pompy ciepła jest taka sama. Inne są cele realizowane przez te urządzenia.

Chłodziarka

$$\varepsilon_{ch} = \frac{Q_d}{L}$$

$$\varepsilon_{ch} \geq 0$$



PC

$$\varepsilon_{PC} = \frac{Q_{od}}{L}$$

$$\varepsilon_{PC} \geq 1$$

$$\varepsilon_{PC} - \varepsilon_{ch} = 1$$

Obiegi chłodnicze gazowe

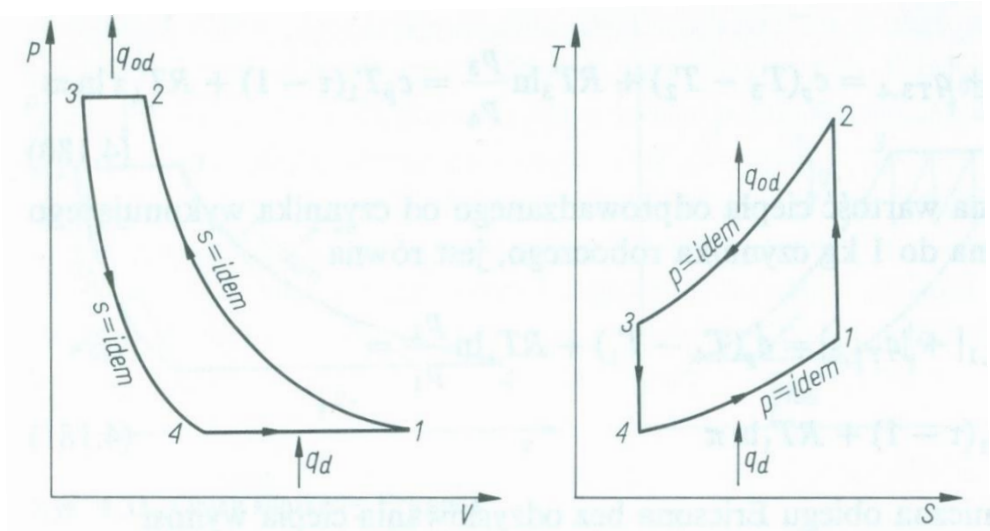
Obieg Joule'a – duże spadki temperatury, mała wydajność chłodnicza (przeciwny kierunek obiegu niż obieg Braytona).

1-2 – sprężanie izentropowe (sprężarka wirnikowa, w rzeczywistości sprężanie adiabatyczne),

2-3 – izobaryczne odprowadzanie ciepła od czynnika chłodniczego,

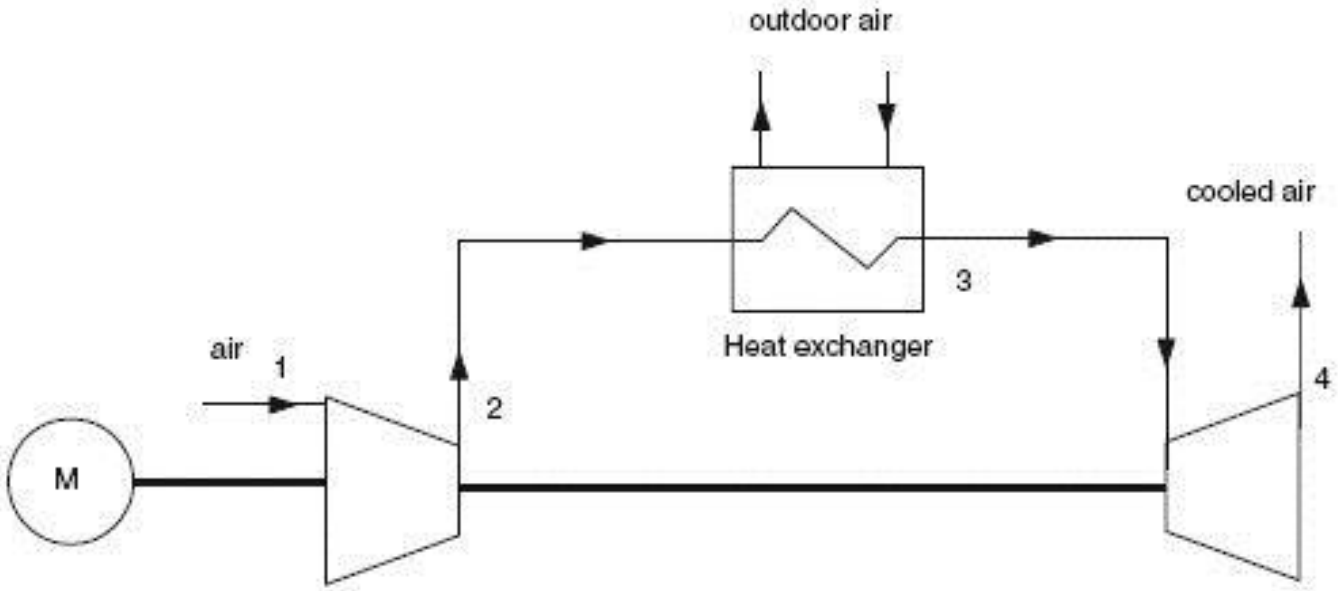
3-4 – izentropowe rozprężanie (w rzeczywistości adiabatyczne),

4-1 – izobaryczne doprowadzanie ciepła do czynnika chłodniczego.



Obieg chłodniczy Joule'a

Obiegi chłodnicze gazowe



układy mało wydajne, ale lekkie – nadają się do układów chłodzenia w samolotach

Obiegi chłodnicze gazowe

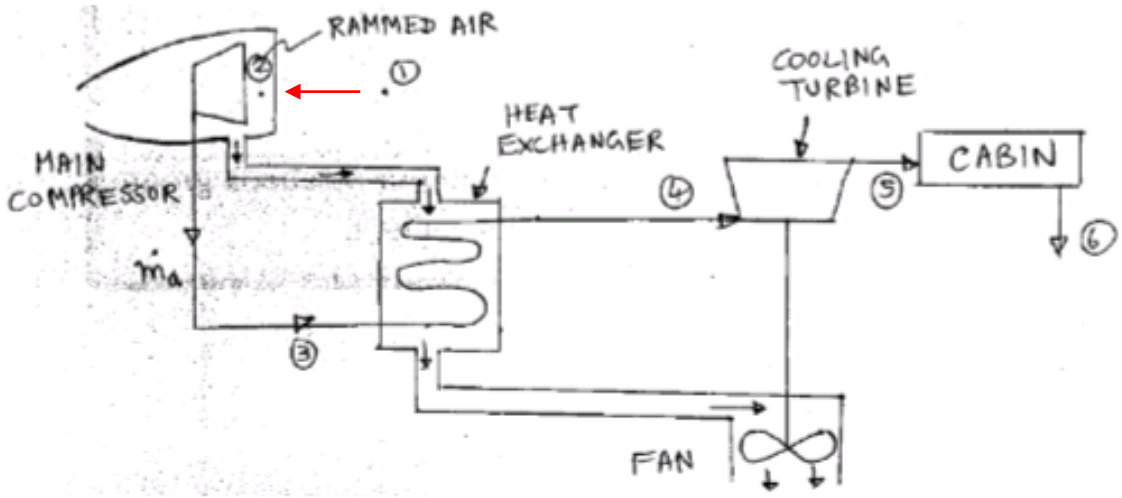
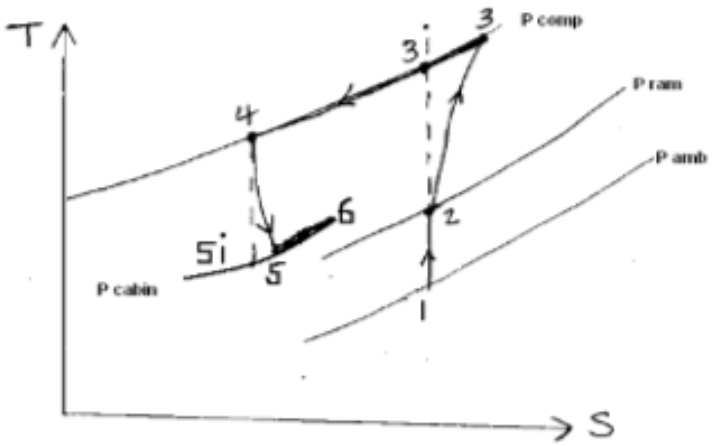


Fig. Simple Air Cooling System



Obiegi chłodnicze gazowe

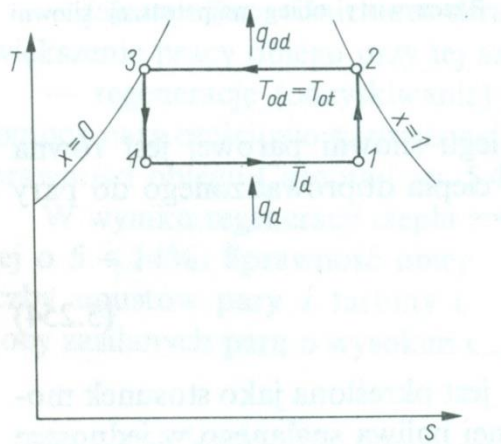
Wydajność chłodnicza chłodniczego obiegu gazowego

$$\varepsilon_{ch,J} = \frac{q_d}{|l_{ob}|} = \frac{c_p\left(T_1 - T_4\right)}{c_p\left(T_2 - T_3\right) - c_p\left(T_1 - T_4\right)} = \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}$$

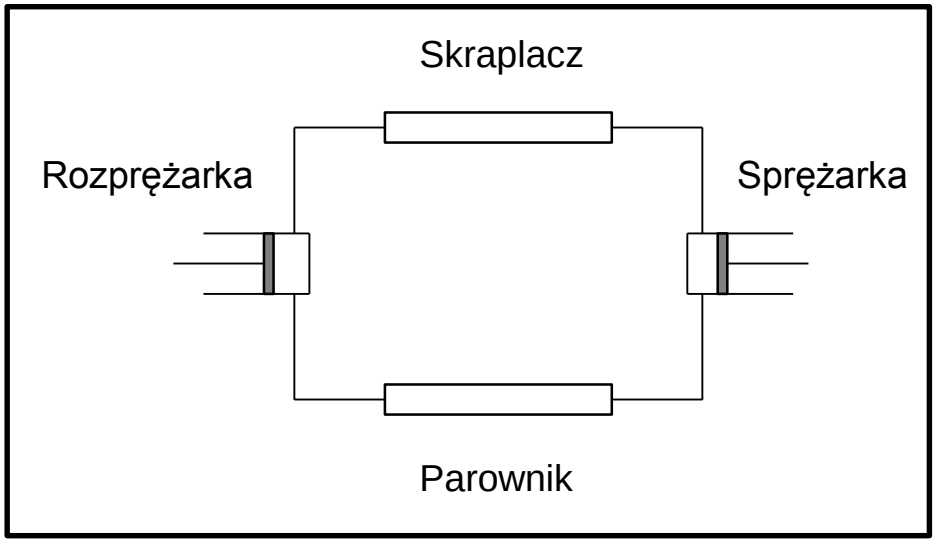
Wielkości charakterystyczne: sprężanie $\pi = p_2/p_1$.

Obiegi chłodnicze parowe

Lewobieżny obieg Carnota (mokry obieg Lindego) – obieg chłodniczy o największej sprawności. **Obiegi chłodnicze parowe** mają możliwość realizacji obiegu zbliżonego do obiegu Carnota w obszarze pary wilgotnej, gdzie izoterma pokrywa się z izobarą.



Chłodniczy obieg Carnota w obszarze pary wilgotnej

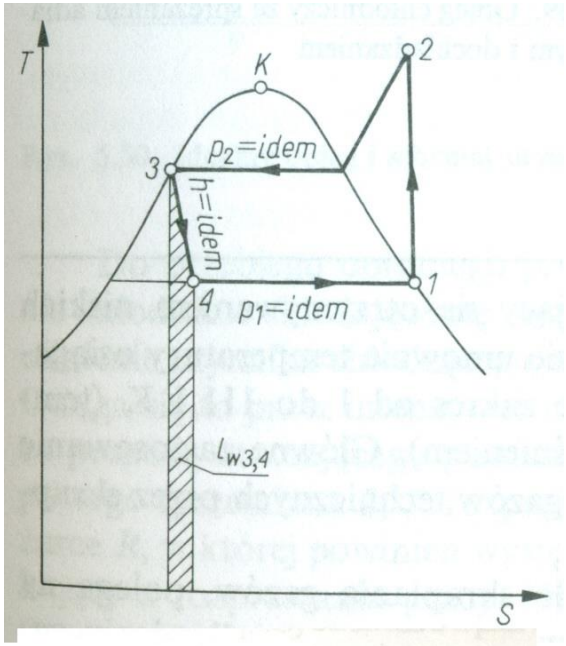


Wydajność chłodnicza lewobieżnego obiegu Carnota

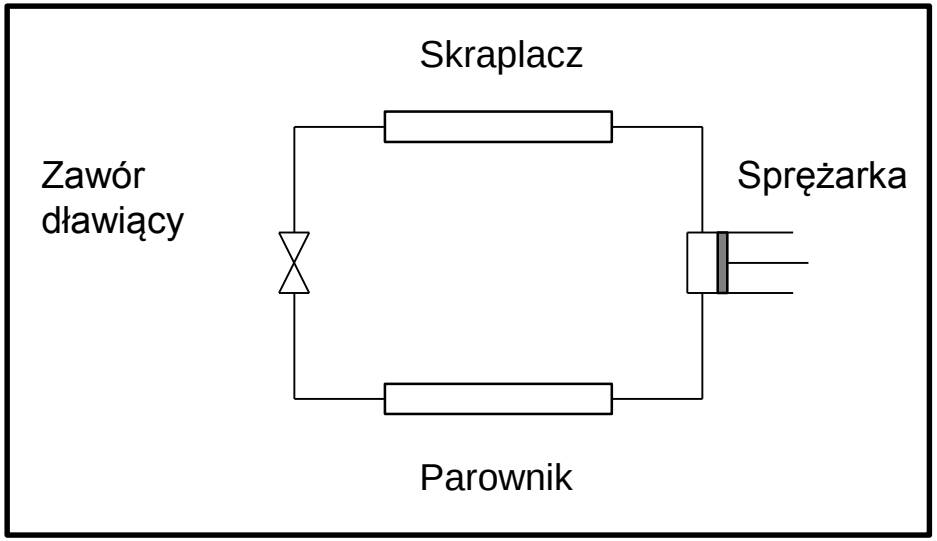
$$\varepsilon_{ch} = \frac{q_d}{|l_{ob}|} = \frac{1}{\frac{T_{od}}{T_d} - 1}$$

Obiegi chłodnicze parowe

Suchy obieg Lindego – praktyczna realizacja przemian izentropowych w obszarze pary wilgotnej jest trudna. Z technicznego punktu para wpływająca do sprężarki powinna być w stanie pary nasyconej suchej. Rozprężanie izentropowe cieczy wrzącej jest trudne do przeprowadzenia, a uzyskana praca byłaby znacznie mniejsza niż praca niezbędna do napędu sprężarki. Z tych powodów dla sprężarkowych chłodziarek (pomp ciepła) wprowadzono **suchy obieg Lindego**.



Parowy obieg chłodniczy Lindego



Obiegi chłodnicze parowe

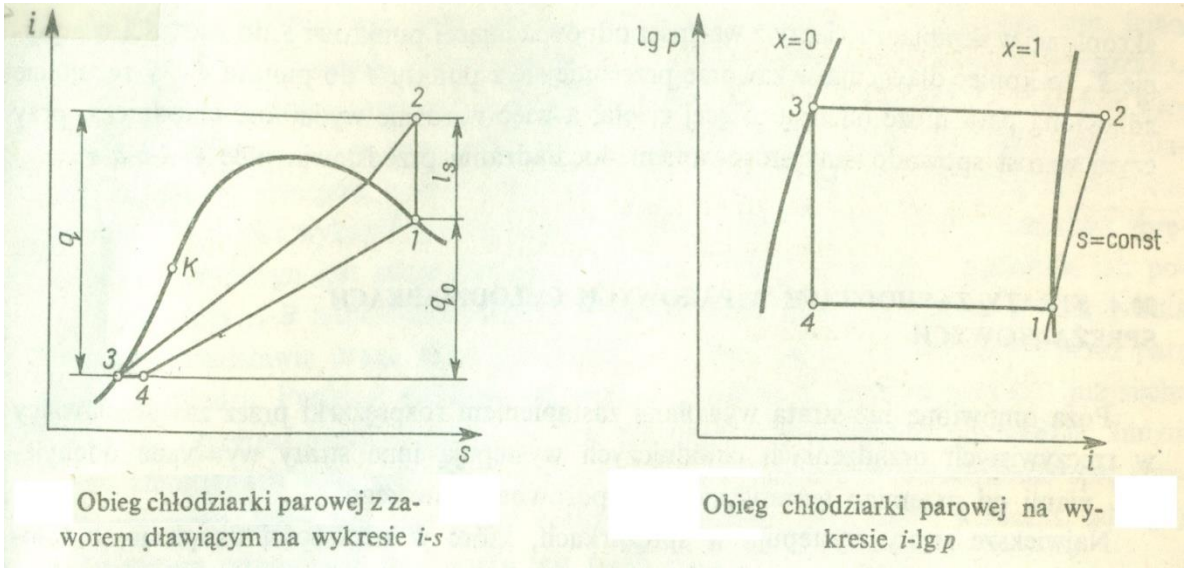
Suchy obieg Lindego

1-2 – izentropowe sprężanie w sprężarce od stanu pary nasyconej,

2-3 – izobaryczne odprowadzenie ciepła w skraplaczu,

3-4 – rozprężanie adiabatyczne (nieodwracalne, bez wykonywania pracy, w zaworze dławiącym, przy stałej entalpii) – efekt to brak odbierania pracy oraz zmniejszenie wydajności chłodniczej,

4-1 – izobaryczno-izotermiczne dostarczenie ciepła w parowniku.



Obieg chłodziarki parowej z zaworem dławiącym na wykresie *i-s*

Obieg chłodziarki parowej na wykresie *i*-lg *p*

Wydajność chłodnicza suchego obiegu Lindego

$$\varepsilon_{chL} = \frac{q_d}{|l_{ob}|} = \frac{i_1 - i_3}{i_2 - i_1}$$

Obiegi chłodnicze parowe

Rzeczywisty obieg chłodniczy parowy

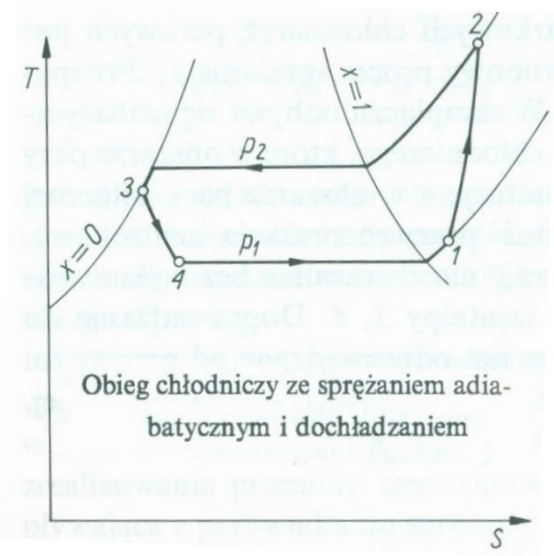
- nieodwracalne sprężanie z doprowadzeniem ciepła z otoczenia,

- temperatura w skraplaczu i parowniku wyższa od temperatury otoczenia (opory cieplne, skończona powierzchnia wymiany ciepła),

- dochładzanie skroplonego czynnika (zwiększenie ilości ciepła pobieranego w parowniku, zmniejsza niekorzystny wpływ dławienia w zaworze rozprężnym),

- przegrzewanie czynnika doprowadzonego do sprężarki,

- spadki ciśnienia w skraplaczu i parowniku.



Obieg chłodniczy ze sprężaniem adiabatycznym i dochładzaniem