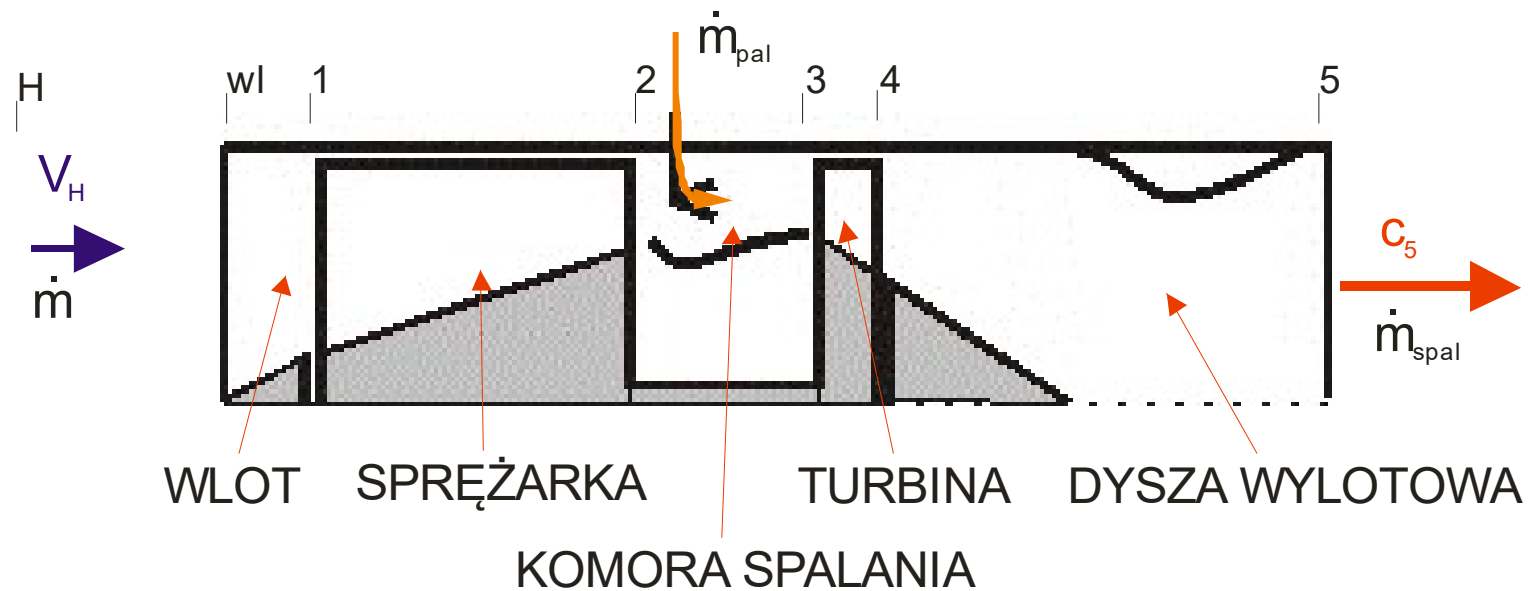
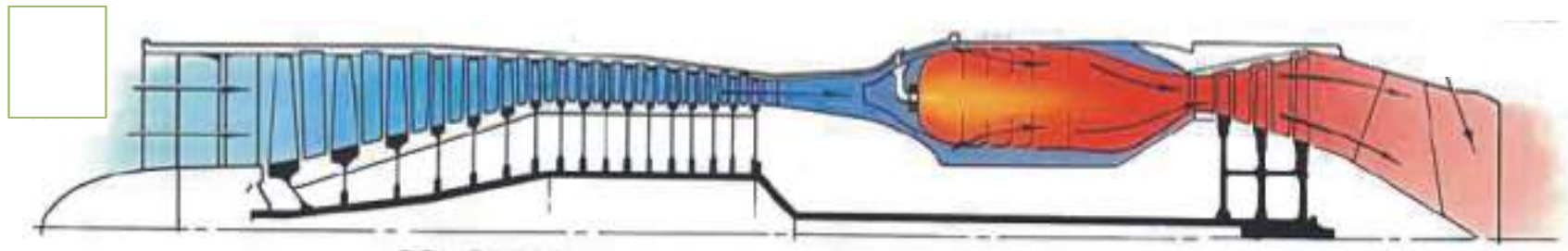


Turbinowy silnik odrzutowy – obieg rzeczywisty

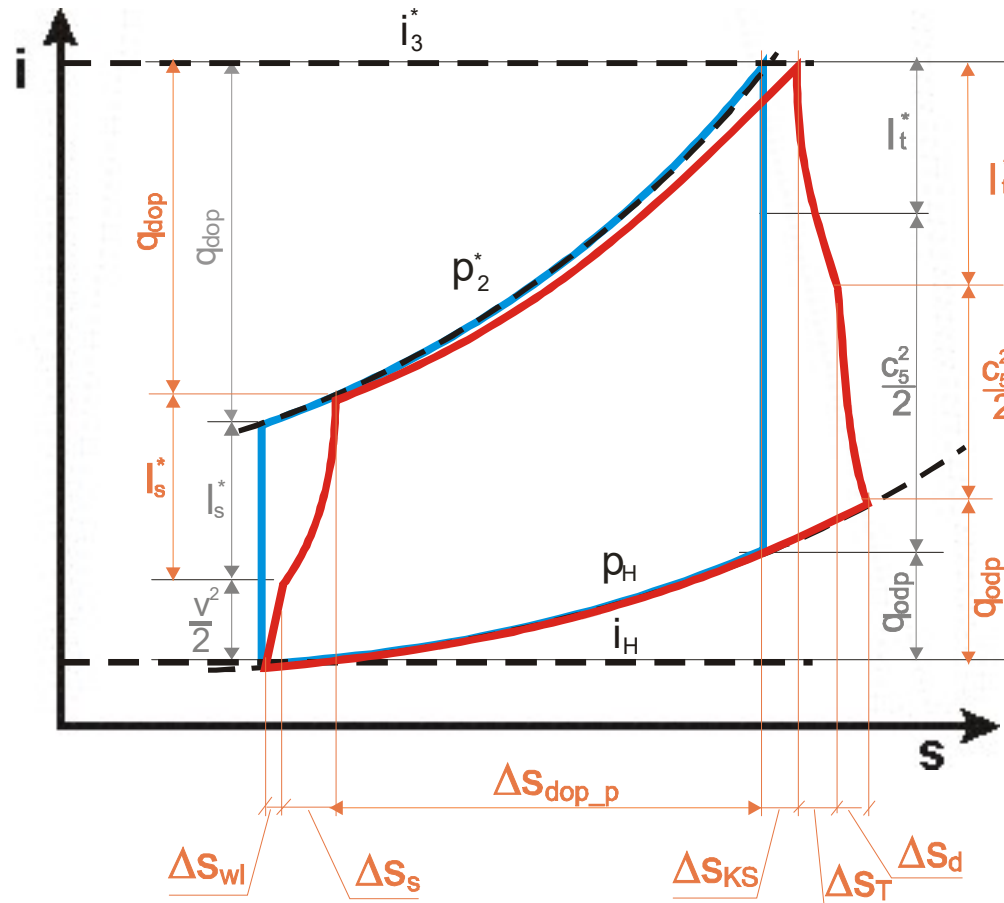
opracował

Dr inż. Robert Jakubowski

Schematyczne zobrazowanie silnika odrzutowego



Obieg silnika z uwzględnieniem strat



$$\pi_c = \frac{p_2^*}{p_H} = idem$$

$$\Delta = \frac{T_3^*}{T_H} \approx \frac{i_3^*}{i_H} = idem$$

$$\begin{aligned} (c_5) < (c_5)_{ideal} & \Rightarrow (l_{ob}) < (l_{ob})_{ideal} & \Rightarrow (k_j) < (k_j)_{ideal} \\ (q_{odp}) > (q_{odp})_{ideal} & \Rightarrow (\eta_{ob}) < (\eta_{ob})_{ideal} & \Rightarrow (c_j) > (c_j)_{ideal} \end{aligned}$$

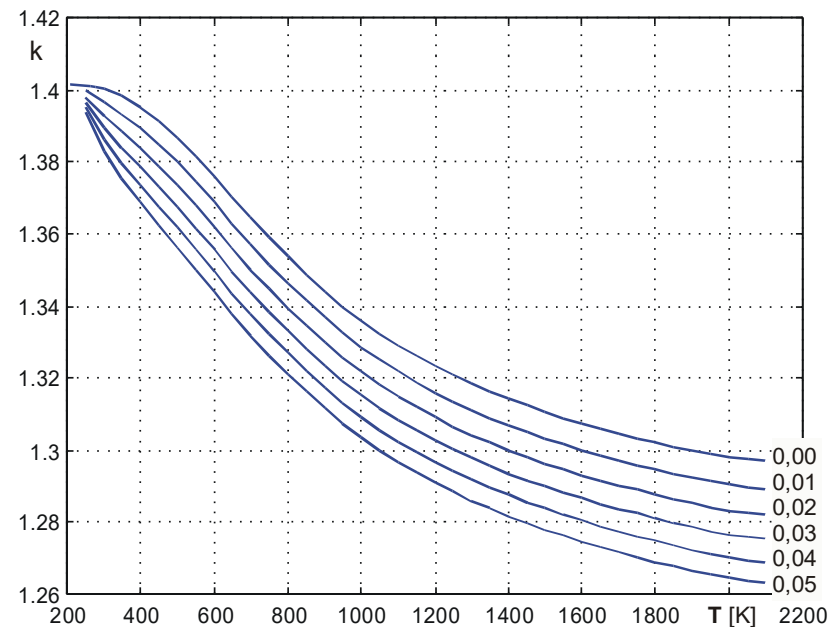
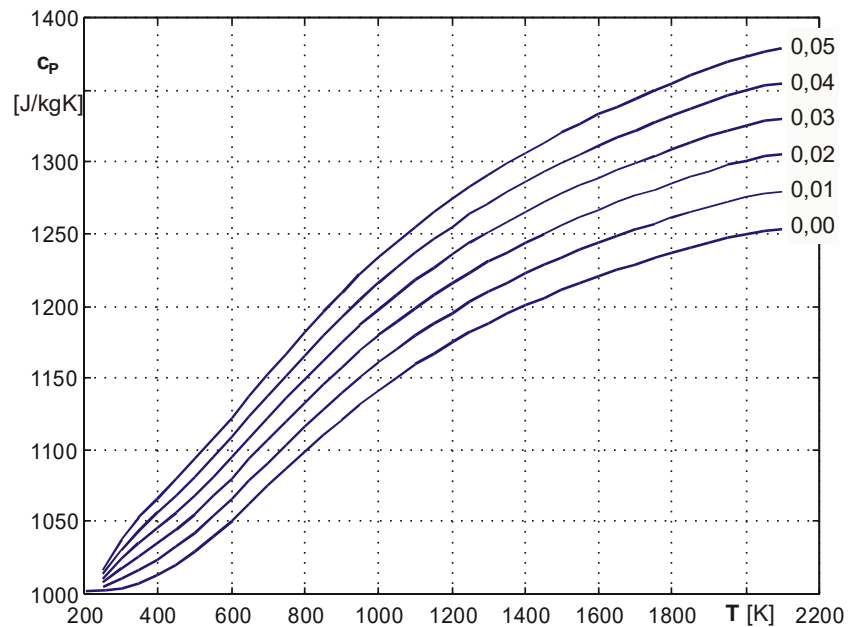
Analiza i modelowanie procesów w silniku rzeczywistym

- Analiza jest prowadzona w oparciu o obieg silnika idealnego z uwzględnieniem wskaźników określających odstępstwa parametrów obiegu rzeczywistego od procesów idealnych
- Model czynnika roboczego uwzględnia zmiany jego właściwości wzdłuż silnika poprzez zastosowanie modelu gazu półdoskonałego lub rzeczywistego

Gaz półdoskonały

Gaz w którym uwzględnia się drgania drobin. Wielkości opisujące właściwości gazu zależą od temperatury i składu

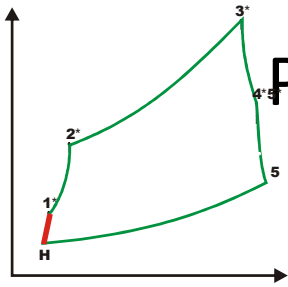
$$c_p, c_v, k, R = f(T, \text{skład})$$



Zależność pojemności cieplnej c_p oraz wykładnika izentropy k dla spalin powstałych ze spalania paliwa o uśrednionym składzie chemicznym $C_{12}H_{23,5}$ od temperatury dla różnych wartości względnego zużycia paliwa τ_{pal} (dla powietrza $\tau_{pal}=0$)

$$\bar{c}_p = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT / (T_2 - T_1)$$

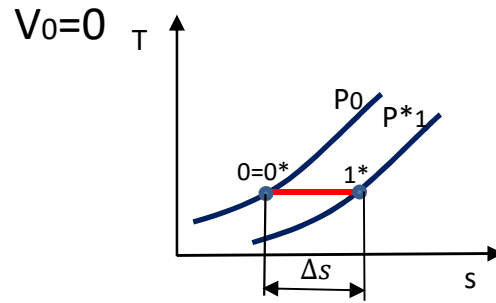
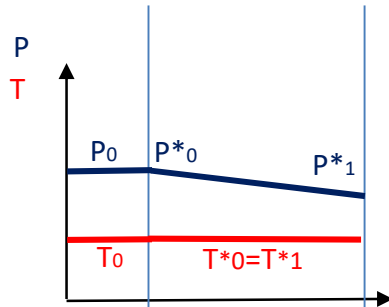
$$\bar{k} = \int_{T_1}^{T_2} k dT / (T_2 - T_1) = \frac{\bar{c}_p}{\bar{c}_p - R}$$



Procesy termodynamiczne w zespołach silnika **WLOT** (INLET, INTAKE)

DLA PRĘDKOŚCI LOTU 0

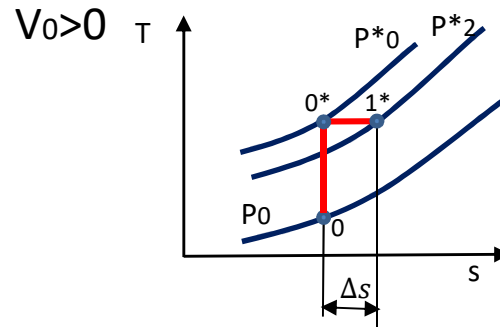
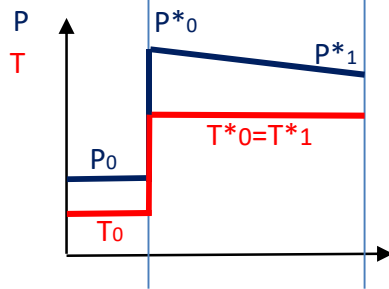
DLA WARUNKÓW PRZELOTOWYCH



Entalpia we wlocie

$$i_1^* = i_H^* = c_p \cdot T_H^*$$

$$T_1^* = T_H^*$$



Straty ciśnienia we wlocie

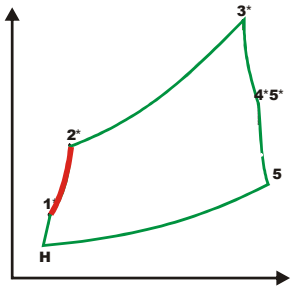
$$\sigma_{wl}^* = \frac{p_1^*}{p_H^*}$$

Spręż dynamiczny

$$\pi_{dyn} = \frac{p_H^*}{p_H} = \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma^2\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Przyrost entropii

$$\Delta s = s_1^* - s_H^* = c_p \ln \frac{T_1^*}{T_H^*} - R \ln \frac{p_1^*}{p_H^*} = -R \ln \sigma_{wl}^* = R \ln \frac{1}{\sigma_{wl}^*}$$



Procesy termodynamiczne w zespołach silnika

SPRĘŻARKA (COMPRESSOR)

Spręż sprężarki:

$$\pi_s^* = \frac{p_2^*}{p_1^*}$$

Przyrost entalpii w sprężarce:

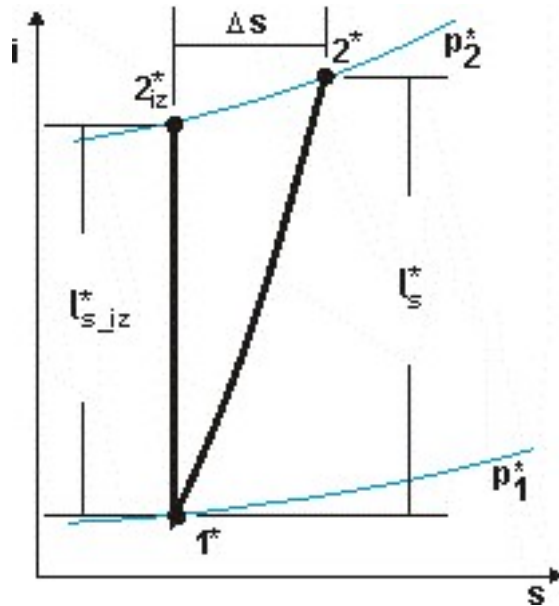
$$i_2^* = i_1^* + l_s^*$$

Praca sprężarki:

$$l_s^* = c_p (T_2^* - T_1^*)$$

Sprawność sprężarki:

izentropowa $\eta_s^* = \frac{l_{s_iz}^*}{l_s^*} = \frac{i_{2_iz}^* - i_1^*}{i_2^* - i_1^*}$



Zależność zmiany temperatury od sprężu sprężarki:

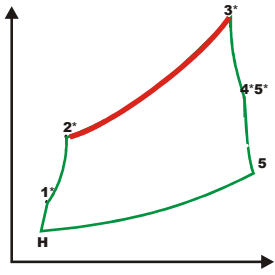
$$T_2^* = T_1^* \left(1 + \frac{\pi_s^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{s_iz}^*} \right)$$

Przyrost entropii

$$\Delta s = s_2^* - s_1^* = c_p \ln \frac{T_2^*}{T_1^*} - R \ln \frac{p_2^*}{p_1^*}$$

Procesy termodynamiczne w zespołach silnika

KOMORA SPALANIA (COMBUSTOR, BURNER)

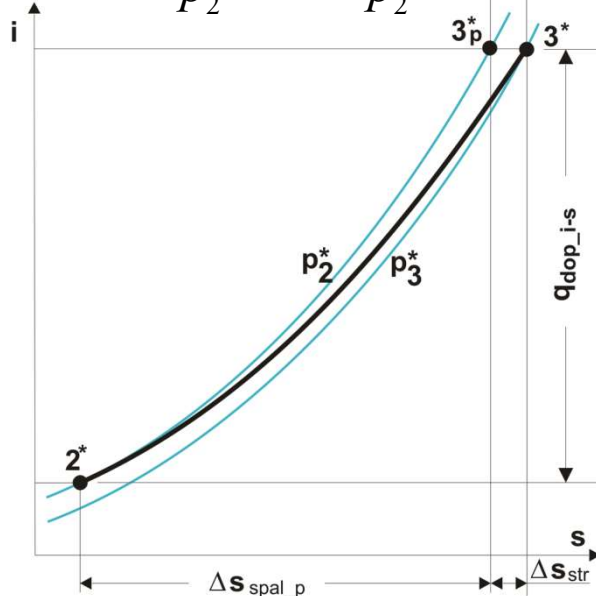


Bilans energii dla komory spalania

$$q_{dop} = \frac{\dot{Q}_{KS}}{\dot{m}} = \Delta i_{KS} = \left(c'_p (1 + \tau_{pal}) T_3^* - c_p T_2^* \right) \approx \bar{c}_p (T_3^* - T_2^*)$$

Współczynnik strat ciśnienia w KS:

$$\sigma_{KS}^* = \frac{p_3^*}{p_2^*} = 1 - \frac{\Delta p_{KS}^*}{p_2^*}$$



Przyrost entropii

$$\Delta S_{KS} = \Delta S_{spal_p} + \Delta S_{str} = c_p \ln \frac{T_3^*}{T_2^*} + R \ln \frac{1}{\sigma_{KS}^*}$$

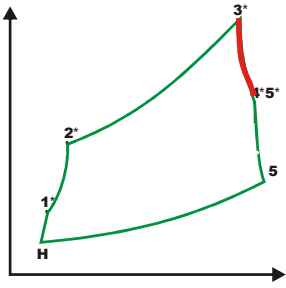
Współczynnik wydzielania ciepła w KS
(sprawność cieplna KS)

$$\eta_{KS} = \frac{q_{dop}}{q_{dop_t}} = \frac{c'_p (1 + \tau_{pal}) T_3^* - c_p T_2^*}{W_u \tau_{pal}}$$

- q_{dop_t} - Ciepło teoretycznie doprowadzone (proces idealny)
- q_{dop} - Ciepło rzeczywiście wydzielone w procesie spalania
- τ_{pal} - Względne zużycie paliwa
- c_p - Ciepło właściwe dla powietrza
- c'_p - Ciepło właściwe dla spalin
- \bar{c}_p - Średnie ciepło właściwe dla procesu spalania
- T_2^*, p_2^* - Temperatura i ciśnienia za sprężarką
- T_3^*, p_3^* - Temperatura i ciśnienie za komorą spalania

Procesy termodynamiczne w zespołach silnika

TURBINA (TURBINE)



BILANS MOCY TURBINA SPRĘŻARKA

$$(1 + \tau_{pal}) l_T^* \eta_m = l_S^* \rightarrow T_4^* = T_3^* - \frac{l_S^*}{\eta_m c'_p (1 + \tau_{pal})}$$

Praca turbiny

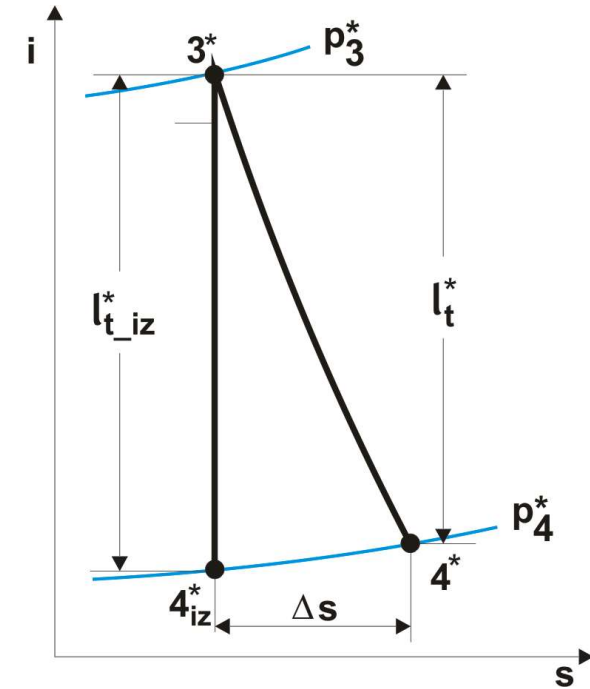
$$l_T^* = i_3^* - i_4^* = c'_p (T_3^* - T_4^*)$$

SPRAWNOŚĆ TURBINY IZENTROPOWA, ROZPRĘŻ NA TURBINIE

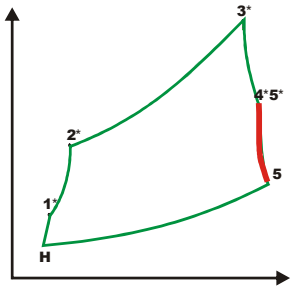
$$\eta_t^* = \frac{l_t^*}{l_{t_iz}^*} = \frac{1 - T_4^*/T_3^*}{1 - (p_4^*/p_3^*)^{\frac{k'-1}{k'}}} \rightarrow \frac{p_4^*}{p_3^*} = \frac{1}{\pi_t^*} = \left(\frac{\eta_t^* + \frac{T_4^*}{T_3^*} - 1}{\eta_t^*} \right)^{\frac{k'}{k'-1}}$$

Przyrost entropii w turbinie:

$$\Delta s = s_4^* - s_3^* = c_p \ln \frac{T_4^*}{T_3^*} - R \ln \frac{p_4^*}{p_3^*}$$



- l_T^* - Praca turbiny
- l_S^* - Praca sprężarki
- τ_{pal} -Względne zużycie paliwa
- η_m -Sprawność mechaniczna
- c'_p -Ciepło właściwe dla spalin
- k' - Wykładnik izentropii dla spalin
- T_3^*, p_3^* -Temperatura i ciśnienia przed turbiną
- T_4^*, p_4^* - Temperatura i ciśnienie za turbiną



Procesy termodynamiczne w zespołach silnika

DYSZA WYLOTOWA (NOZZLE)

Entalpia w dyszy wylotowej

$$i_5^* = i_4^* = c'_p \cdot T_4^*$$

$$T_5^* = T_4^*$$

Straty ciśnienia w dyszy

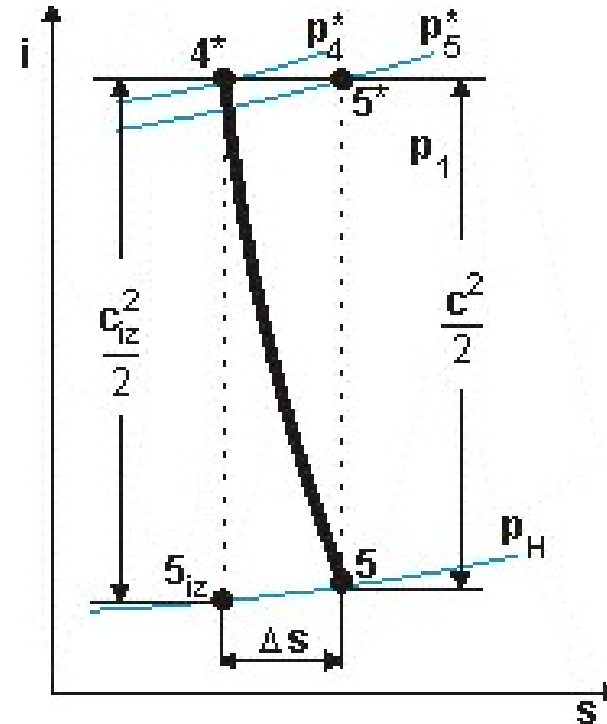
$$\sigma_{dysz}^* = \frac{p_5^*}{p_4^*}$$

Strata prędkości w dyszy

$$\varphi = \frac{c}{c_{iz}}$$

Przyrost entropii

$$\Delta s = s_5^* - s_4^* = -R \ln \frac{p_5^*}{p_4^*} = -R \ln \sigma_{dysz}^* = R \ln \frac{1}{\sigma_{dysz}^*}$$

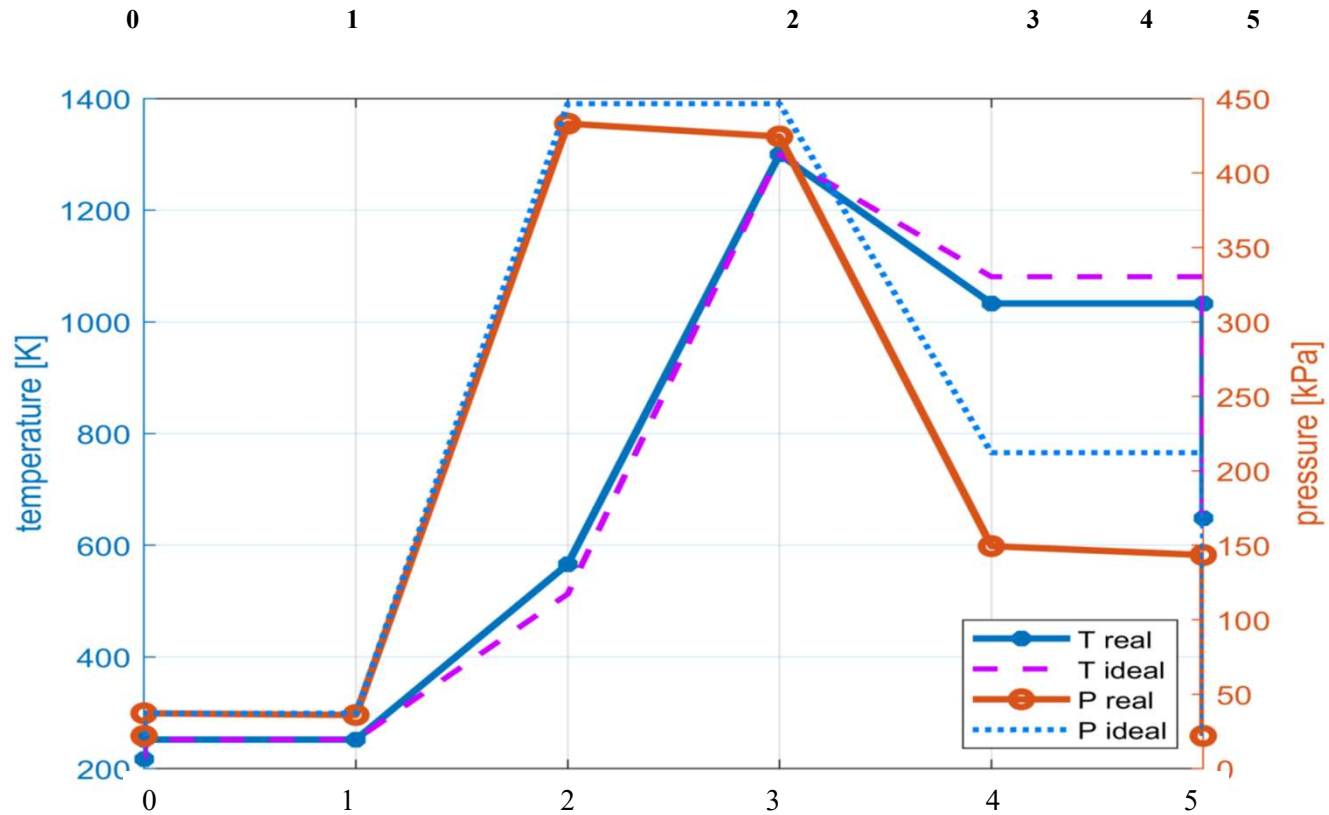
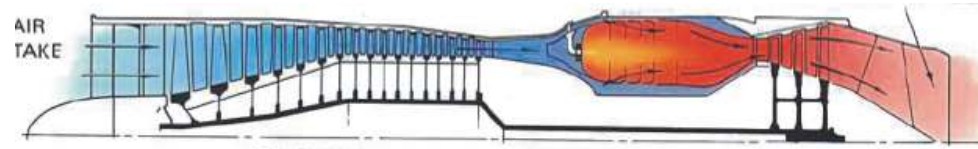


Prędkość spalin na wyjściu z dyszy wylotowej z równania Bernuliego:

$$c'_p \cdot T_5^* = c_p \cdot T_5 + \frac{c_5^2}{2}$$

$$c_5 = \sqrt{2c'_p \cdot (T_5^* - T_5)}$$

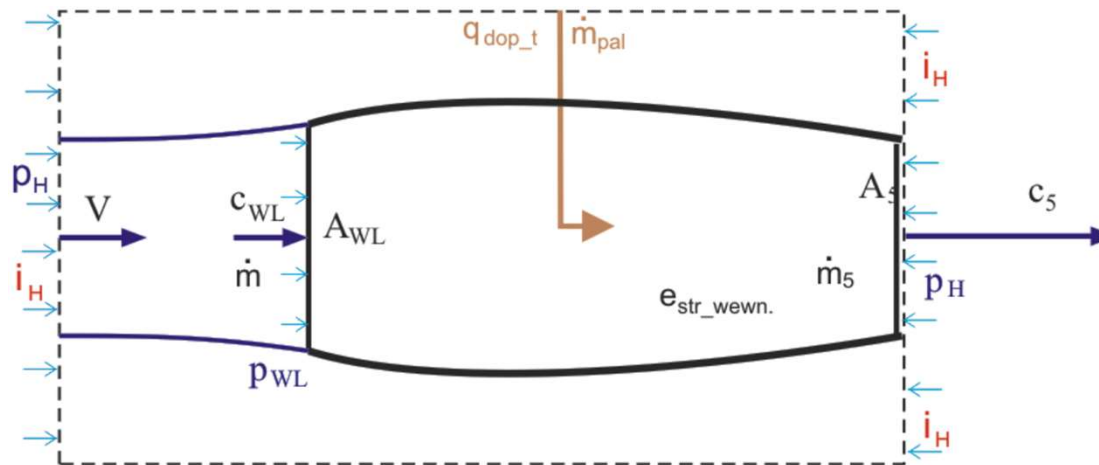
Wpływ strat na parametry pracy silnika



Bilans energii silnika

Równanie pędu – SIŁA CIĄGU

(dla zupełnego rozprężu spalin w dyszy wylotowej silnika)



Ciąg silnika:

$$K = \dot{m}_5 c_5 - \dot{m} V$$

Bilans energii silnika:

$$i_H + \frac{V^2}{2} + q_{dop_t} = e_{str_wewn.} + \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}} \left(\frac{c_5^2}{2} + i_5 \right)$$

$$q_{dop_t} = \frac{\dot{m}_{pal}}{\dot{m}} W_u = e_{str_wewn.} + \left(\frac{\dot{m}_5}{\dot{m}} \frac{c_5^2}{2} - \frac{V^2}{2} \right) + q_{odp}$$

Strata
energii w
silniku

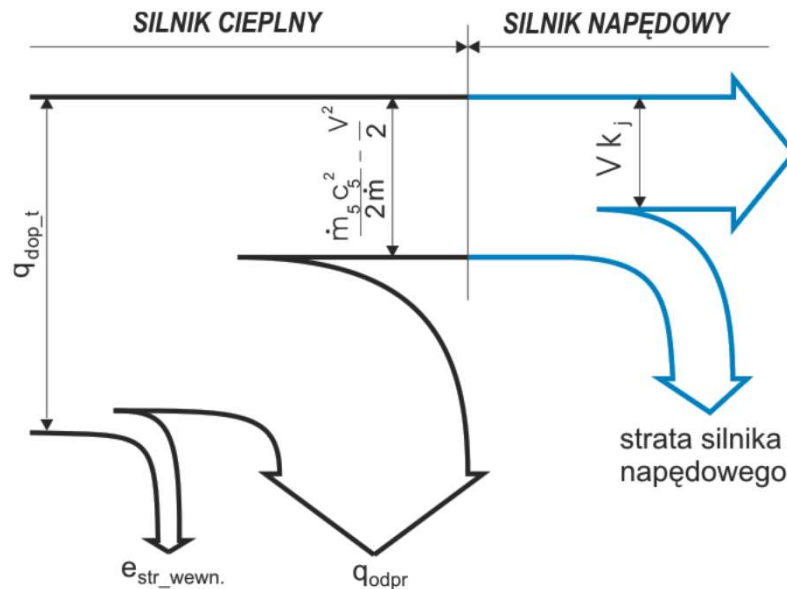
Zmiana energii
kinetycznej

Ciepło
odprowa
dzone

Parametry charakteryzujące pracę silnika

Energetyczne

- Sprawność cieplna: $\eta_c = \frac{l_{ob}}{q_{dop}} = \left(\frac{\dot{m}_5 c_5^2}{\dot{m} 2} - \frac{V^2}{2} \right) / \left(\frac{\dot{m}_{pal}}{\dot{m}} W_u \right)$
- Sprawność napędowa: $\eta_k = \frac{k_j V_H}{l_{ob}} = k_j V_H / \left(\frac{\dot{m}_5 c_5^2}{\dot{m} 2} - \frac{V^2}{2} \right)$
- Sprawność ogólna: $\eta_o = \frac{k_j V_H}{q_{dop}} = k_j V_H / \left(\frac{\dot{m}_{pal}}{\dot{m}} W_u \right)$



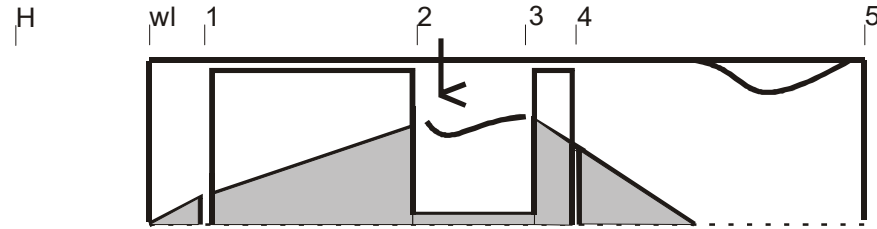
$$q_{dop_t} = \frac{\dot{m}_{pal}}{\dot{m}} W_u = e_{str_wewn.} + \left(\frac{\dot{m}_5 c_5^2}{\dot{m} 2} - \frac{V^2}{2} \right) + q_{odpr}$$

Analiza parametrów termodynamicznych obiegu silnika jednoprzepływowego

DANE

$$T_H, p_H, Ma_H, \pi_s^*, T_3^*, \dot{m}$$

Sprawności oraz straty przepływowe zespołów silnika
W analizie przyjęto model gazu doskonałego



WLOT:

$$T_1^* = T_H^* = T_H \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma_H^2 \right)$$

$$p_1^* = \sigma_{wl}^* \cdot p_H^* = \sigma_{wl}^* p_H \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma_H^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

SPRĘŻARKA

$$p_2^* = \pi_s^* \cdot p_1^*$$

$$T_2^* = T_1^* \left(1 + \frac{\pi_s^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_s^*} \right)$$

KOMORA SPALANIA

(na podstawie bilansu komory spalania) ub

$$\tau_{pal} = \frac{\dot{m}_{pal}}{\dot{m}} = \frac{c_p' T_3^* - c_p T_2^*}{\eta_{ks} W_u - c_p' T_3^*} \approx \frac{c_p' T_3^* - c_p T_2^*}{\xi_{ks} W_u}$$

$$p_3^* = \sigma_{KS}^* \cdot p_2^*$$

Analiza parametrów termodynamicznych obiegu silnika jednoprzepływowego c.d.

TURBINA

(na podstawie bilansu mocy turbina-sprężarka)

$$T_4^* = T_3^* - \frac{c_p (T_2^* - T_1^*)}{\eta_m c'_p (1 + \tau_{pal})}$$

$$p_4^* = p_3^* \left(\frac{\eta_T^* + \frac{T_4^*}{T_3^*} - 1}{\eta_T^*} \right)^{\frac{k'}{k'-1}} \text{ lub}$$

DYSZA WYLOTOWA

$$p_5 = p_H \quad T_5^* = T_4^*$$

$$c_5 = \sqrt{2c'_p \cdot T_4^* \left(1 - \frac{p_5}{\sigma_{dysz} p_4^*} \right)}$$

$$c_5 = \varphi_{dysz} \sqrt{2c'_p \cdot T_4^* \left(1 - \frac{p_5}{p_4^*} \right)}$$

Poprawić zależności

$$p_5^* = \sigma_{dysz} p_4^*$$

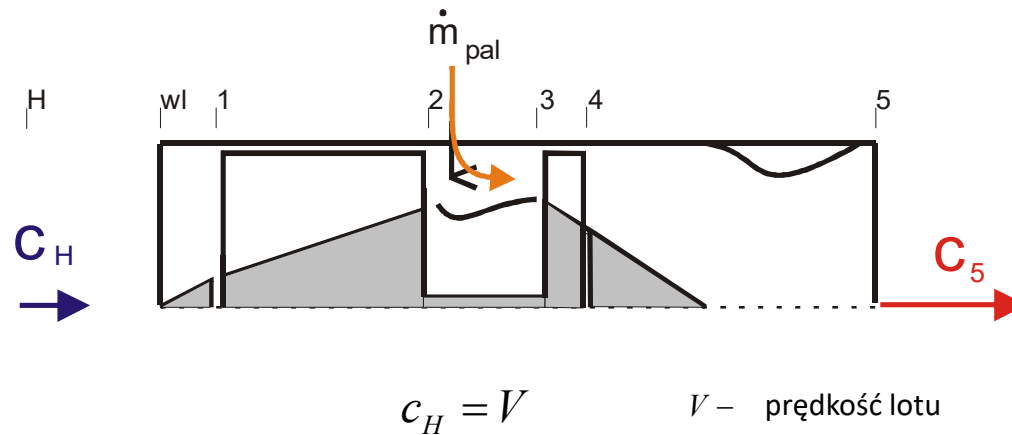
$$T_5 = T_5^* - \frac{c_5^2}{2c'_p}$$

$$T_5 = T_5^* \left(\frac{p_5}{p_5^*} \right)^{\frac{k'-1}{k'}}$$

$$p_5^* = p_5 \left(\frac{T_5^*}{T_5} \right)^{\frac{k'}{k'-1}}$$

Analiza parametrów termodynamicznych obiegu silnika jednoprzepływowego

PARAMETRY UżyTKOWE SILNIKA



CIAG SILNIKA

$$K = \dot{m}_5 c_5 - \dot{m} c_H = \dot{m} \left((1 + \tau_{pal}) c_5 - c_H \right)$$

gdzie: $c_H = Ma_H \sqrt{kRT_H}$

CIAG JEDNOSTKOWY

$$k_j = (1 + \tau_{pal}) c_5 - c_H$$

ZUŻYCIE PALIWA

$$\dot{m}_{pal} = \tau_{pal} \dot{m}$$

JEDNOSTKOWE ZUŻYCIE PALIWA

$$c_j = \frac{\dot{m}_{pal}}{K} = \frac{\tau_{pal}}{k_j}$$

Optymalizacja parametrów obiegu termodynamicznego silnika jednoprzepływowego

Polega ona na poszukiwaniu maksimum pracy obiegu (ciągu, ciągu jednostkowego) i minimum jednostkowego zużycia paliwa w zależności od parametrów termodynamicznych silnika.

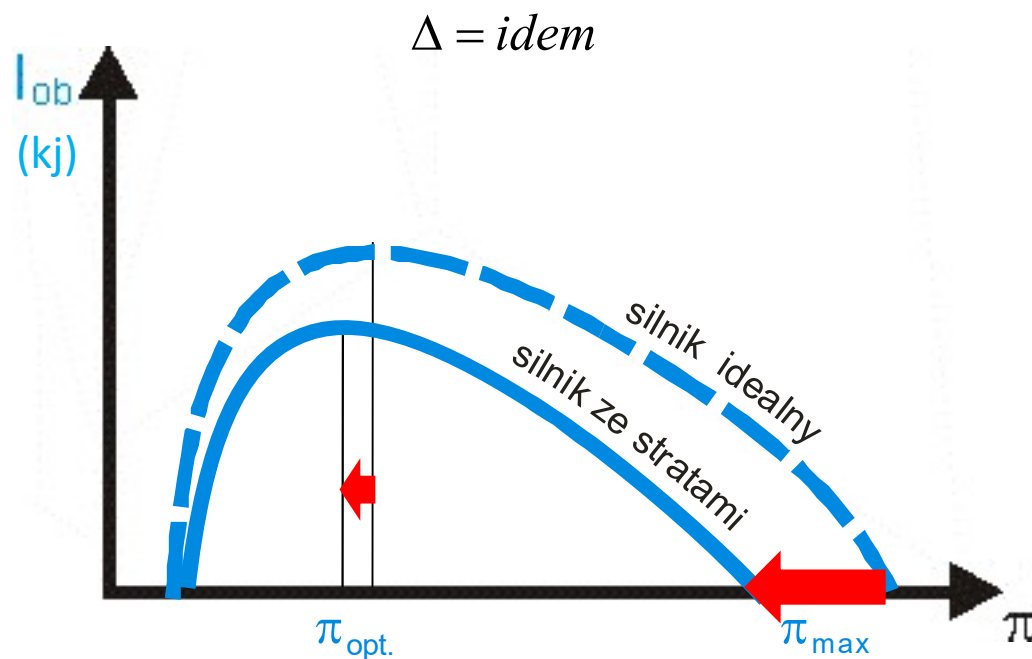
$$l_{OB_max}(\pi_c, T_3^*), K_{max}(\pi_c, T_3^*), k_{j_max}(\pi_c, T_3^*) \Leftrightarrow \begin{cases} \left. \frac{dk_j}{d\pi_c} \right|_{T_3^*=idem} = 0 \\ \text{lub} \\ \left. \frac{dk_j}{dT_3^*} \right|_{\pi_c=idem} = 0 \end{cases}$$

Wartość parametru, przy której ciąg (ciąg jednostkowy) osiąga maksymalną wartość określa się mianem optymalny np. spręż optymalny

$$c_{j_min}(\pi_c, T_3^*) \Leftrightarrow \begin{cases} \left. \frac{dc_j}{d\pi_c} \right|_{T_3^*=idem} = 0 \\ \text{lub} \\ \left. \frac{dc_j}{dT_3^*} \right|_{\pi_c=idem} = 0 \end{cases}$$

Wartość parametru, przy której jednostkowe zużycie paliwa osiąga wartość minimalną określa się mianem ekonomiczny np. spręż ekonomiczny

Charakterystyka obiegu silnika ze stratami



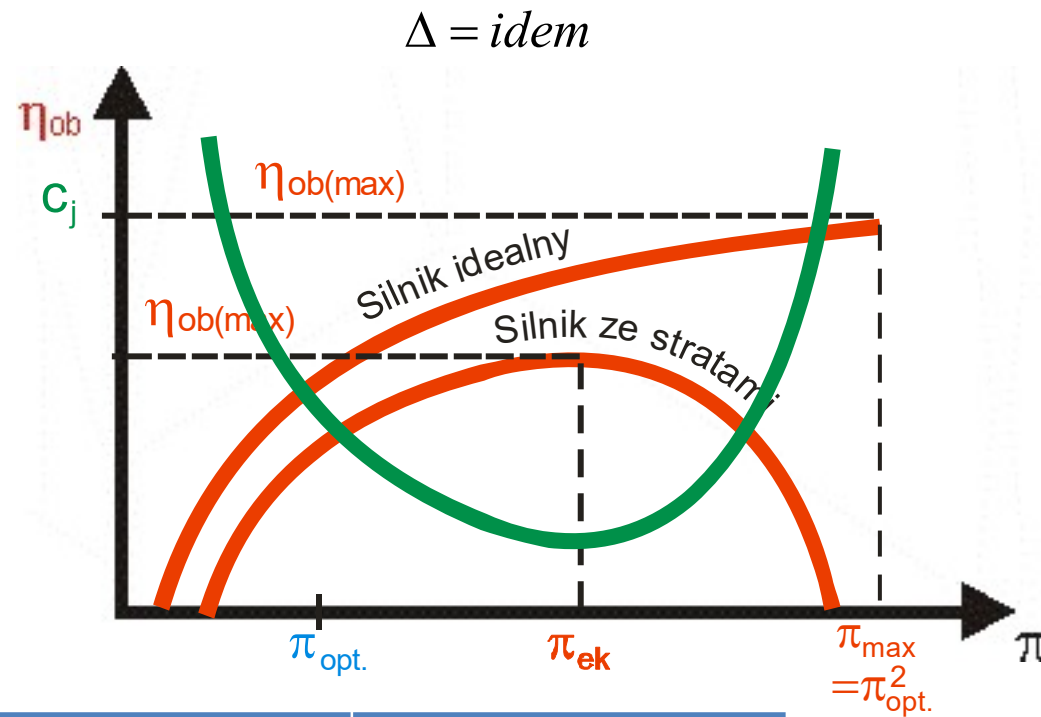
$$\eta_{S_pol} = 0,89$$

$$\eta_{R_pol} = 0,9$$

$$\pi_{opt}^* = \sqrt{\left(\eta_{S_pol} \eta_{R_pol} \Delta\right)^{\frac{k-1}{k}}}$$

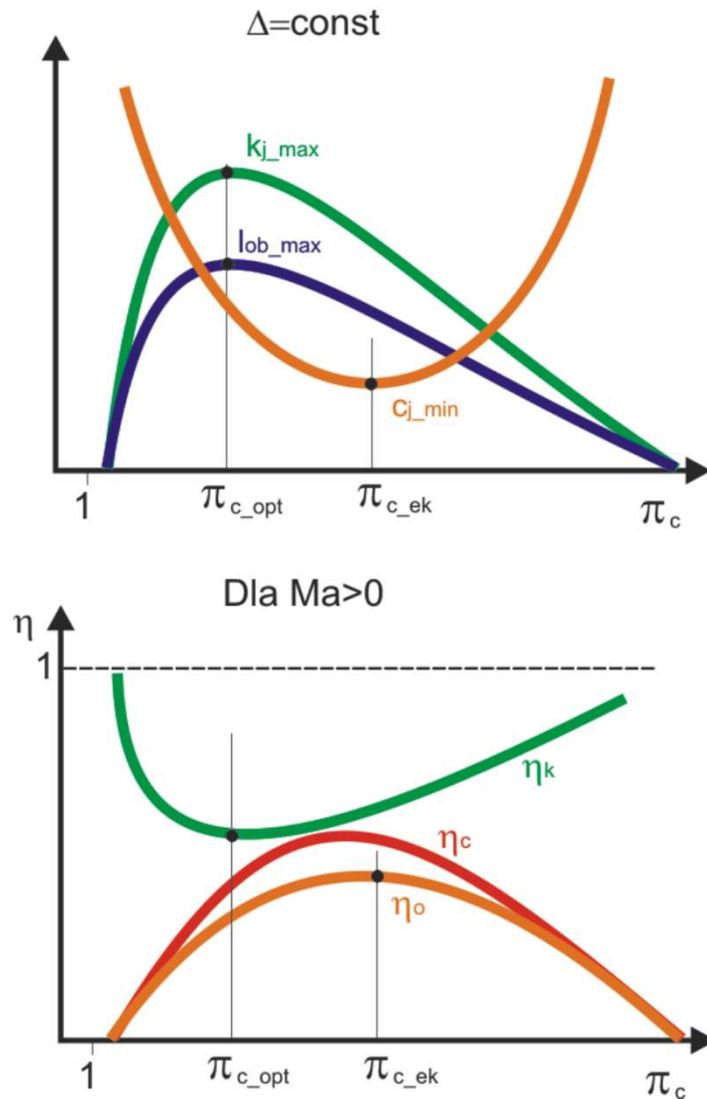
Stopień podgrzania	Spręż optymalny silnik idealny	Spręż optymalny silnik ze stratami
4	11,3	7,5
5	16,7	11,1
6	23	15,3

Sprawność i jednostkowe zużycie paliwa silnika ze stratami



Stopień podgrzania	Spręż ekonomiczny silnik ze stratami	Spręż optymalny silnik ze stratami
4	38	7,5
5	65	11,1
6	115	15,3

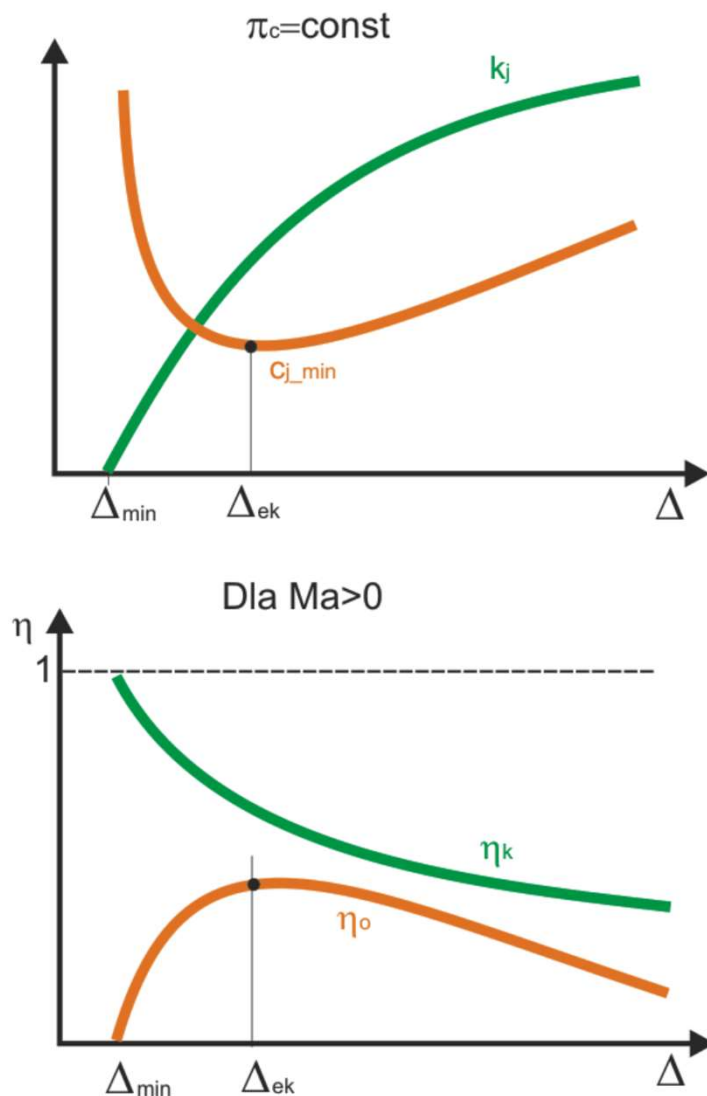
Charakterystyki wewnętrzne silnika jednoprzepływowego dla stałej wartości stopnia podgrzania w silniku



Ciąg jednostkowy i praca obiegu dla silnika o stałym stopniu podgrzania osiągają maksimum przy tej samej wartości sprężu całkowitego silnika. Natomiast gdy prędkość lotu jest większa od zera, to sprawność napędowa dla tej wartości sprężu jest najmniejsza. Spręż ten nazywa się sprężem optymalnym silnika.

Jednostkowe zużycie paliwa osiąga minimum przy sprężu większym od sprężu optymalnego. Gdy prędkość lotu jest większa od zera, to dla tej wartości sprężu sprawność ogólna osiąga wartości maksymalne. Spręż ten nazywa się sprężem ekonomicznym silnika.

Charakterystyki wewnętrzne silnika jednoprzepływowego dla stałej wartości sprężu całkowitego

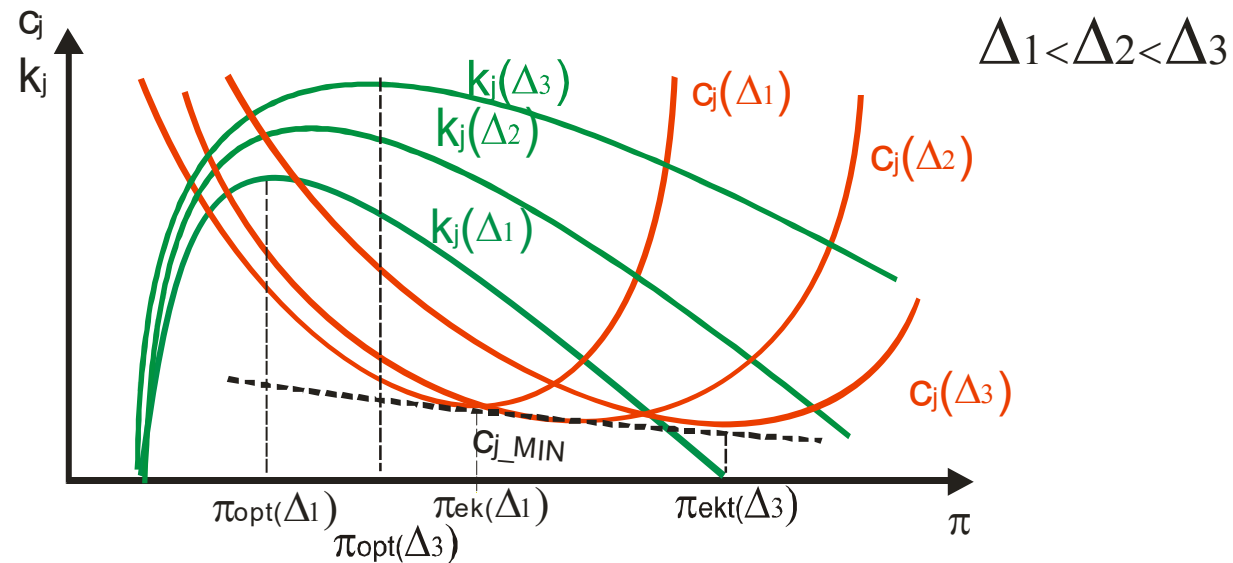


Ciąg jednostkowy dla silnika o stałym sprężu całkowitym rośnie ze wzrostem stopnia podgrzania. Tym samym gdy prędkość lotu jest większa od zera sprawność napędowa ze wzrostem stopnia podgrzania maleje.

Jednostkowe zużycie paliwa dla silnika o stałym sprężu ze wzrostem stopnia podgrzania szybko maleje osiągając wartość najmniejszą przy stopniu podgrzania nieznacznie większym od minimalnego (ekonomiczny stopień podgrzania, ekonomiczna temperatura przed turbiną), a następnie wzrasta. Sprawność ogólna zachowuje się podobnie, z tym że dla ekonomicznego stopnia podgrzania osiąga wartość największą

W praktyce analizy dla stałej wartości sprężu silnika się nie prowadzi. Natomiast poszukuje się sprężu dla określonej wartości stopnia podgrzania, bowiem maksymalna temperatura w silniku najczęściej jest limitowana ograniczeniami materiałowymi konstrukcji

Wpływ stopnia podgrzania na wartości sprężu optymalnego i ekonomicznego

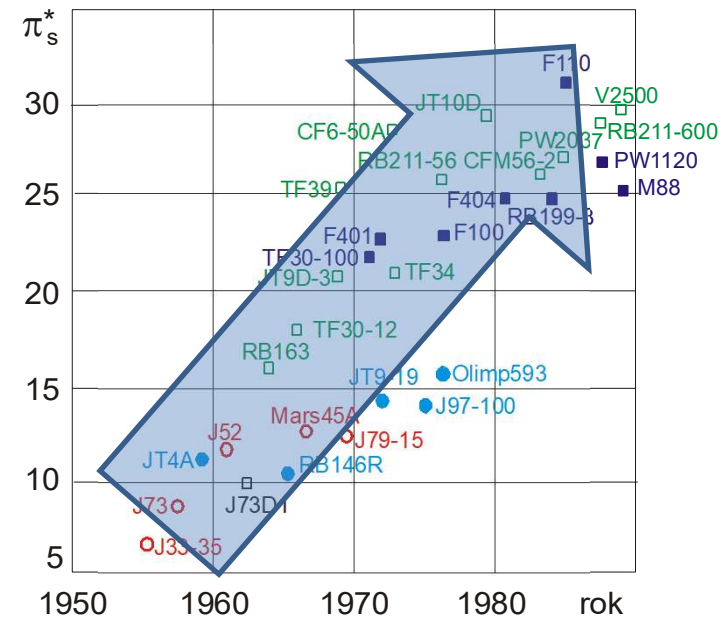
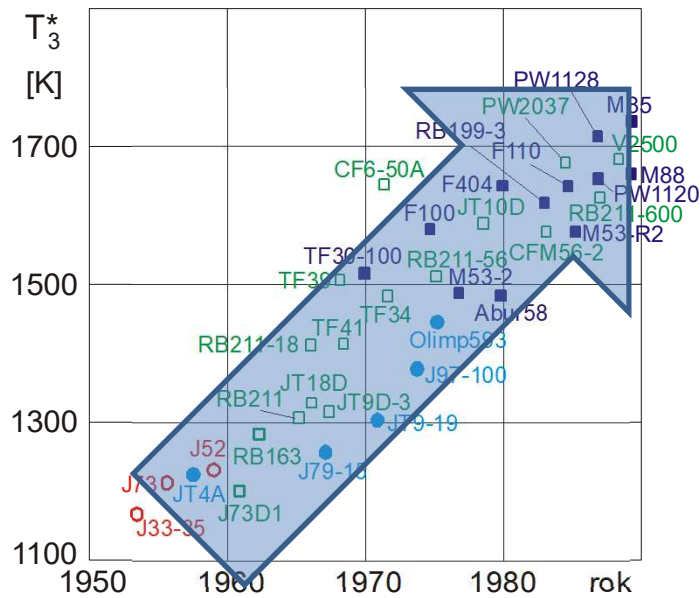


Ze wzrostem stopnia podgrzania silnika:

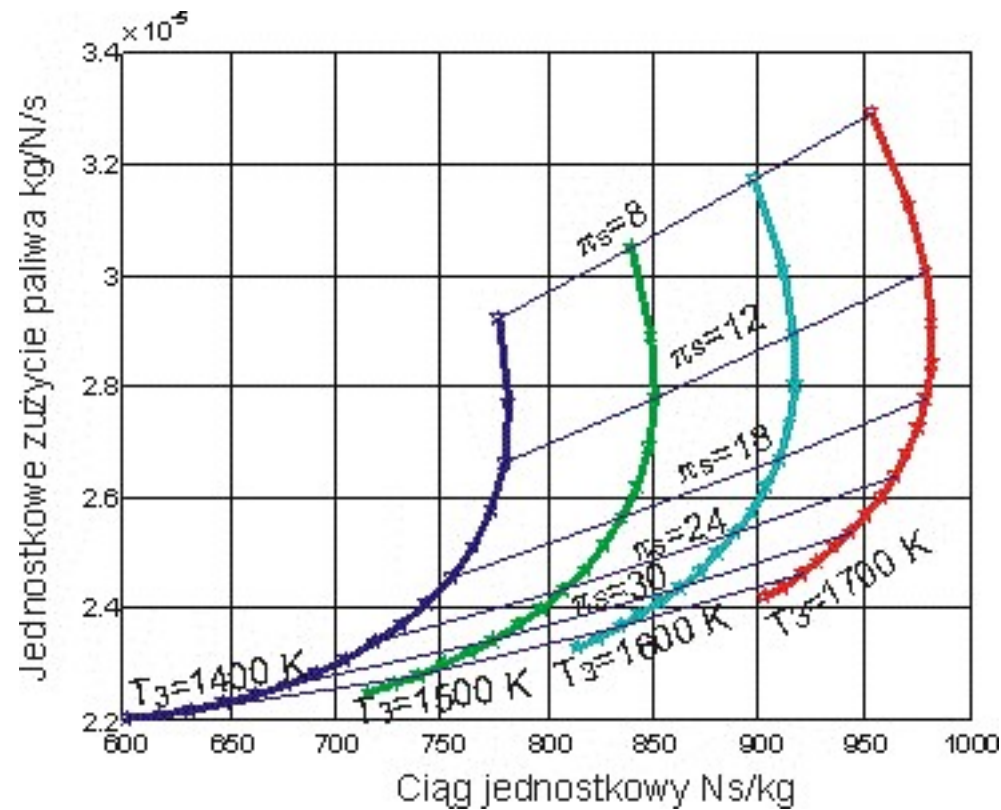
- wzrasta ciąg maksymalny silnika, który jest osiągnięty przy większych wartościach sprężu optymalnego
- obniża się wartość minimalnego jednostkowego zużycia paliwa, które jest osiągnięte przy większych wartościach sprężu ekonomicznego
- rozszerza się zakres sprężu, przy których praca obiegu jest dodatnia.
- zwiększa się rozbieżność pomiędzy wartościami sprężu optymalnego i ekonomicznego

Charakterystyka ta tłumaczy dlaczego dąży się do podnoszenia maksymalnej temperatury obiegu silnika turbinowego oraz dlaczego musi towarzyszyć temu wzrost sprężu silnika

Zmiana parametrów roboczych silników lotniczych



Zależność pomiędzy ciągiem jednostkowym i jednostkowym zużyciem paliwa

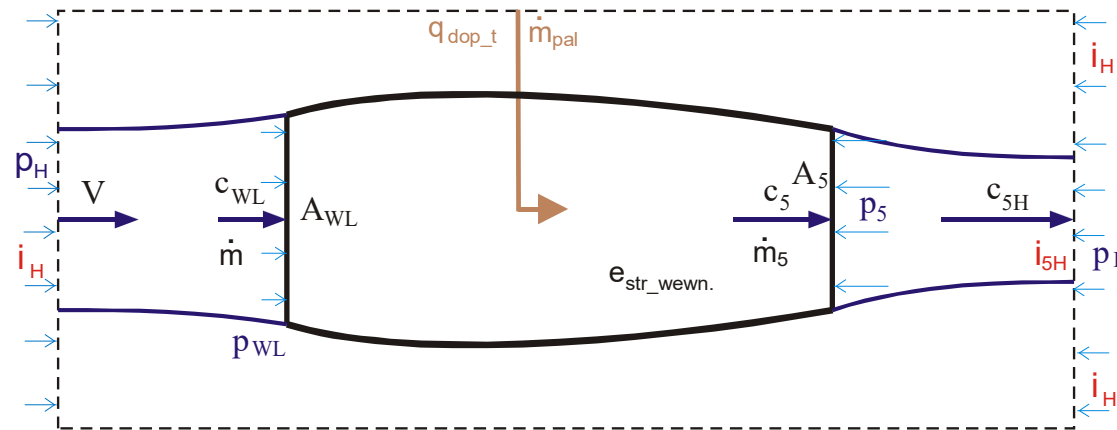


Temperaturę otoczenia przyjęto 288 K

Silnik odrzutowy – niezupełny rozpręż spalin w dyszy wylotowej

Zjawisko występuje w:

- Silnikach zakończonych dyszą zbieżną przy nadkrytycznym stosunku ciśnień pomiędzy całkowitym ciśnieniem spalin w przekroju wylotowym dyszy i ciśnieniem otoczenia
- Silnikach zakończonych nieregulowaną dyszą zbieżno-rozbieżną w pozaobliczeniowych stanach pracy



Bilans energii silnika:

$$i_H + \frac{V^2}{2} + q_{dop_t} = e_{str_wewn.} + \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}} \left(\frac{c_{5H}^2}{2} + i_{5H} \right) \quad \text{gdzie:} \quad c_{5H} = c_5 + \frac{A_5 (p_5 - p_H)}{\dot{m}_5}$$

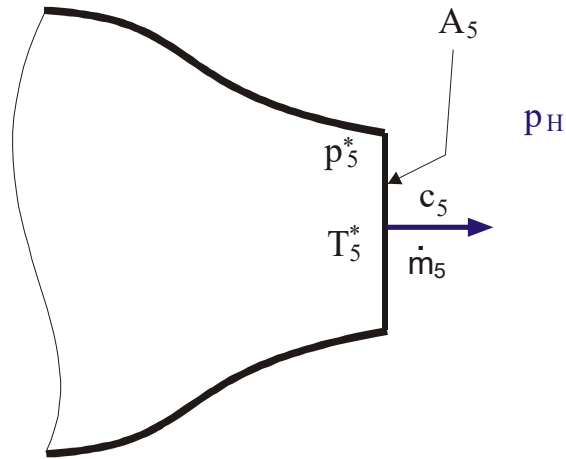
Ciąg silnika:

$$K = \dot{m}_5 c_{5H} - \dot{m} V = \dot{m}_5 c_5 - \dot{m} V + A_5 (p_5 - p_H)$$

Sprawności silnika:

$$\eta_c = \left(\frac{\dot{m}_5 c_{5H}^2}{\dot{m} 2} - \frac{V^2}{2} \right) / (\tau_{pal} W_u) \quad \eta_k = k_j V_H / \left(\frac{\dot{m}_5 c_{5H}^2}{\dot{m} 2} - \frac{V^2}{2} \right) \quad \eta_o = k_j V_H / (\tau_{pal} W_u)$$

Warunki pracy zbieżnej dyszy wylotowej silnika



Jeżeli: $\frac{p^*}{p_o} > \beta_{kr} \Rightarrow p_5 = p_{kr} > p_o$ (rozpręż krytyczny w dyszy)

$$p_5 = \frac{p_5^*}{\beta_{kr}}$$

$$T_5 = \frac{2T_5^*}{k+1}$$

$$c_5 = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} RT_5^*}$$

$$\dot{m}_5 = A_5 \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{2c_p} \frac{p_5^*}{\sqrt{T_5^*}}$$

$$\frac{p^*}{p_{kr}} = \beta_{kr} = \left(\frac{1+k}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Jeżeli: $\frac{p^*}{p_o} \leq \beta_{kr} \Rightarrow p_5 = p_o$ (rozpręż zupełny w dyszy)

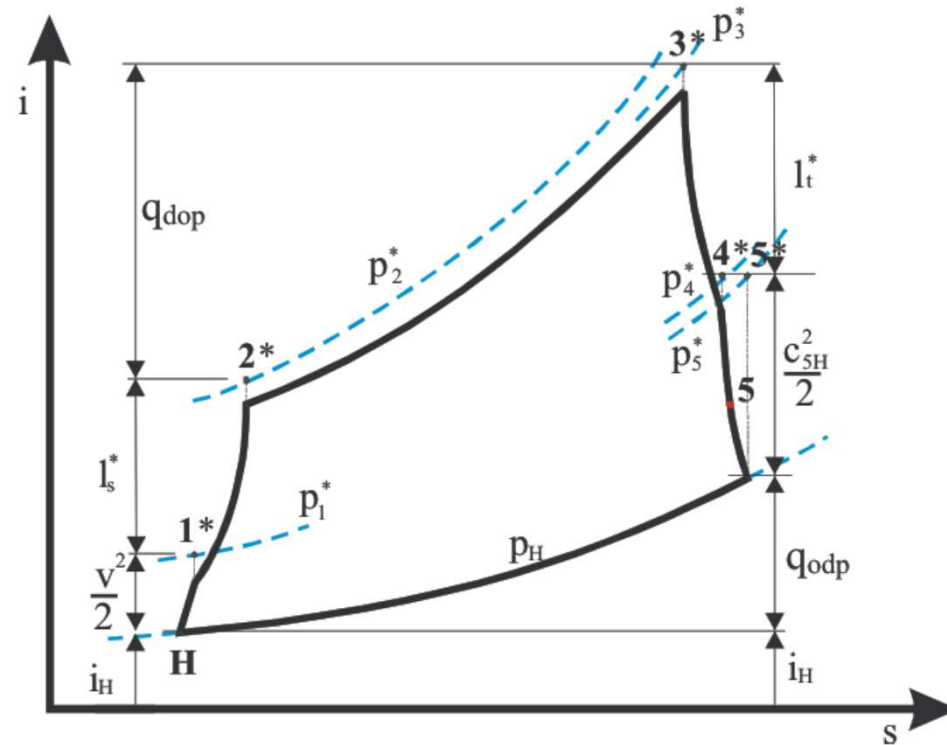
$$Ma_5 = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\left(\frac{p_5^*}{p_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}$$

$$T_5 = T_5^* / \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma_5^2 \right)$$

$$c_5 = Ma_5 \sqrt{kRT_5} = \sqrt{2c_p T_5^* \left(1 - \left(\frac{p_o}{p_5^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}$$

$$\dot{m} = A_5 c_5 \frac{p_o}{RT_5}$$

Wykres obiegu silnika o niepełnym rozprężu spalin w dyszy wylotowej



W silniku o niepełnym rozprężu spalin ciąg silnika jest mniejszy, niż w silniku, gdzie spaliny rozprężają się w dyszy wylotowej do ciśnienia otoczenia (przy tych samych parametrach pracy silnika). Wynika to stąd że, większy jest przyrost prędkości w wyniku rozprężania w dyszy niżeli gdy rozprężanie następuje poza dyszą silnika. Efektywność pracy silnika o rozprężu zupełnym w stosunku do silnika o rozprężu niepełnym jest tym większa im większa jest stosunek ciśnienia statycznego w przekroju wylotowym dyszy i ciśnienia otoczenia. Dlatego w silnikach o dużych sprężach stosuje się regulowane dysze zbieżno-rozbieżne, co ma zapobiegać stratom wynikającym z niepełnego rozprężania w dyszy silnika

Dziękuję za uwagę