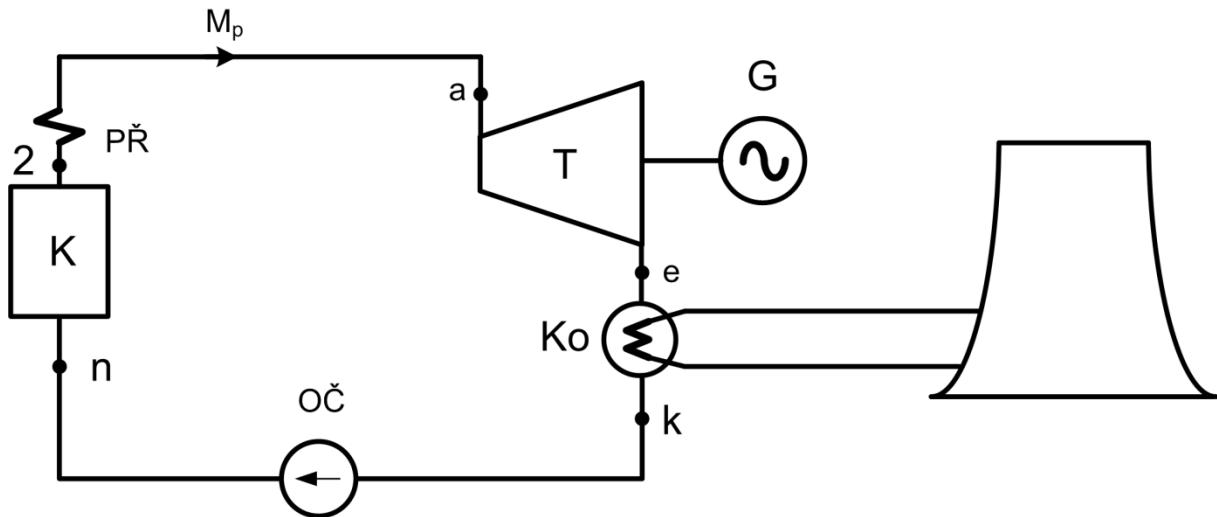


Příklad 1: Rankin-Clausiusův cyklus

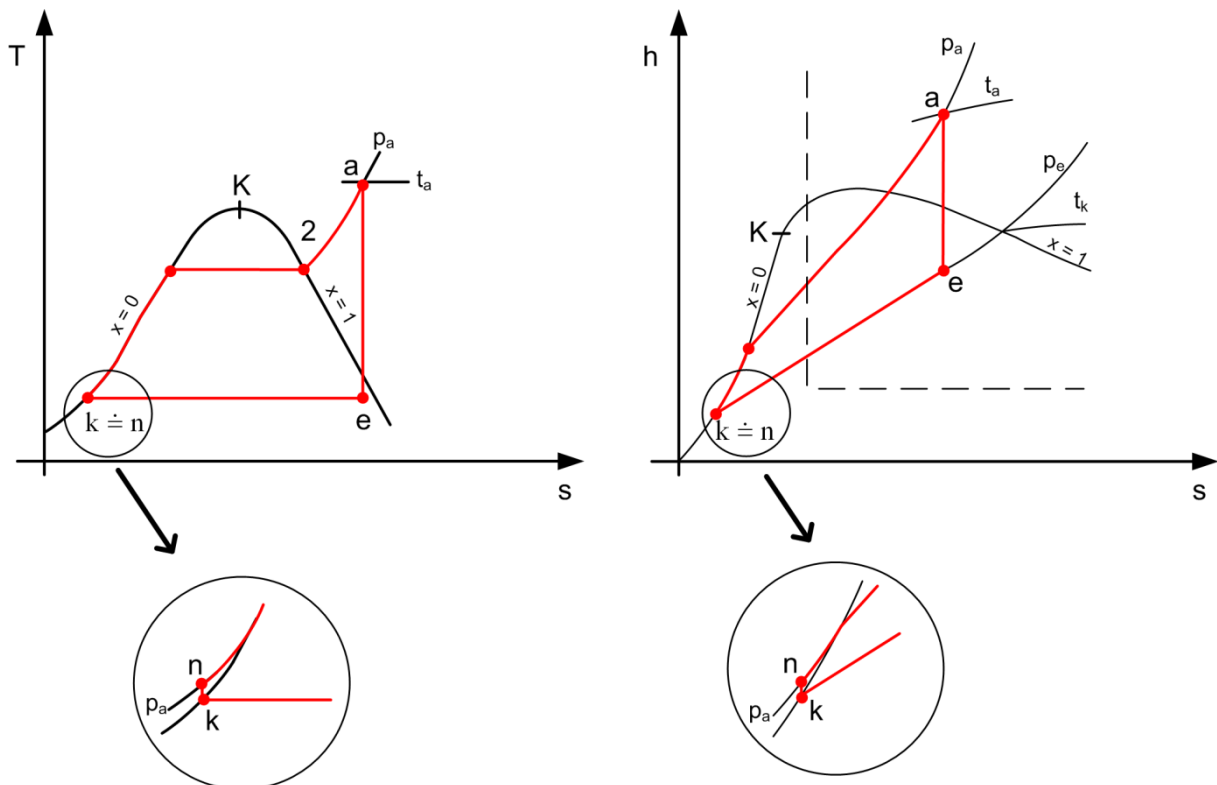
Vypočítejte tepelnou účinnost teoretického Clausius-Rankinova parního oběhu, jsou-li admisní parametry páry – tlak $p_a = 80 \cdot 10^5$ Pa a teplota $t_a = 450^\circ\text{C}$. Emisní (výstupní) tlak páry z turbíny je $p_e = 5$ kPa.

Řešení:

Blokové schéma Clausius-Rankinova (C-R) cyklu:



Jednotlivým bodům (n,2,a,e,k) z blokového schématu odpovídají body na T-s a h-s diagramu:



Teplo je dodáváno mezi body $n \doteq k$ a a a odváděno mezi body e a n vždy při konstantním tlaku.

Jelikož v oběhu se teplo přivádí i odvádí izobaricky, lze vztah pro stanovení tepelné účinnosti obecného tepelného oběhu přepsat do tvaru (pro jednotkový průtok páry):

$$\eta = \frac{q_p - q_o}{q_p} = \frac{(h_a - h_k) - (h_e - h_k)}{h_a - h_k} = \frac{h_a - h_e}{h_a - h_k}$$

Potřebné entalpie se získají z h-s diagramu. Entalpie h_a se odečte na průsečíku izobary 8 MPa a izotermy 450°C. Kolmice spuštěná z tohoto bodu na izobaru 5 kPa určuje bod s entalpií h_e .

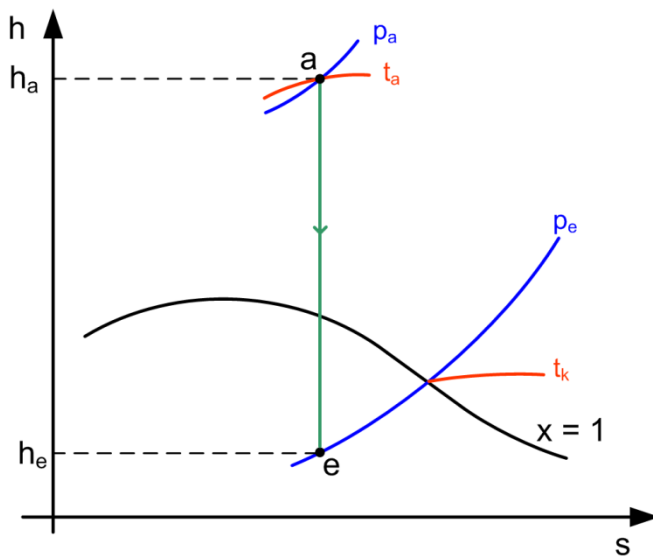
$$h_a = 3275 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}, h_e = 2000 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

Zbývající entalpie kondenzátu (vroucí kapaliny) o tlaku $p_e = 5 \text{ kPa}$ se buď odečte z parních tabulek vody, nebo se určí přibližným výpočtem z teploty tohoto kondenzátu, která odpovídající tlaku p_e (teplota odpovídající tlaku p_e je cca $t_k = 32,5^\circ\text{C}$).

$$h_k \doteq c_w \cdot t_k = 4,2 \cdot 32,5 = 136,5 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

Pozn.: Tento vzorec lze použít vzhledem k tomu, že v energetice platí dohoda o definici nulové hodnoty referenční entalpie vody při teplotě $t = 0^\circ\text{C}$. Entalpii vody tak lze stanovit s minimální chybou jako součin měrné tepelné kapacity vody $c_w \cong 4,2 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ a teploty t_w ($^\circ\text{C}$).

Tepelná účinnost teoretického (ideálního) C-R parního oběhu bude:

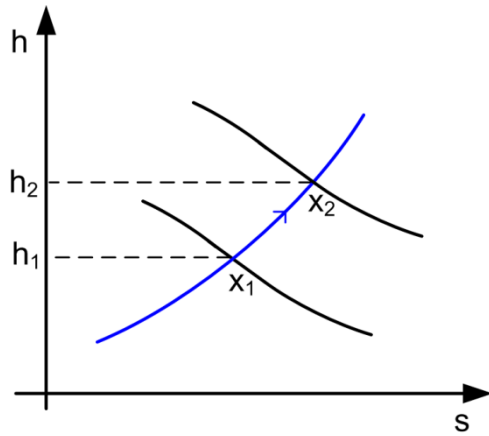


$$\eta = \frac{h_a - h_e}{h_a - h_k} = \frac{3275 - 2000}{3275 - 136,5} = 0,406$$

Příklad 2: Suchost páry

Jaké je přivedené teplo na 1 kg vodní páry při konstantním tlaku $p = 1,47$ MPa, zvýší-li se suchost z $x_1 = 0,8$ na $x_2 = 0,96$.

Řešení:



Suchost páry – poměr obsahu vody ve směsi páry a vody: $x = \frac{m_p}{m_p + m_v}$

Jde o izobarický děj: $\delta Q = \delta H$ (teplo dodané systému odpovídá změně entalpie)

$$q = h_2 - h_1 = 2710 - 2400 = 310 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$Q = q \cdot M_p = 310 \text{ kJ}$$

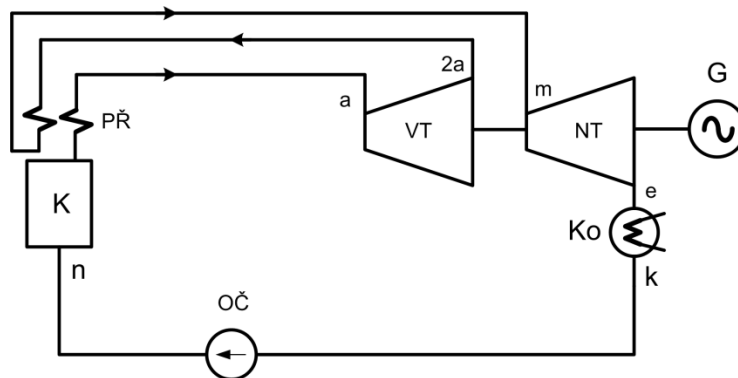
Příklad 3: Přihřívání páry

Teoretický parní oběh s přihříváním páry pracuje s následujícími parametry:

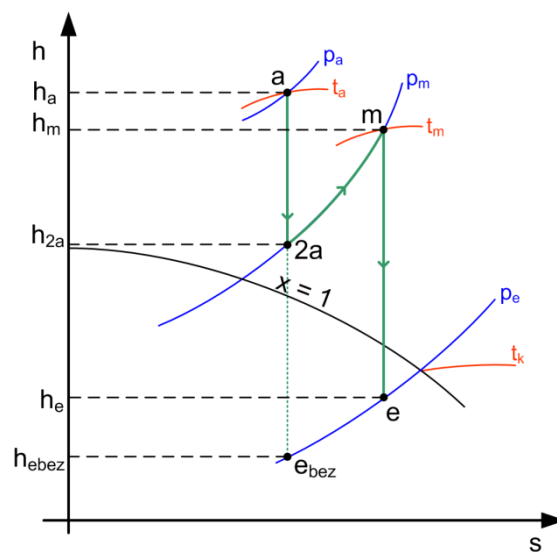
Admisní tlak páry $p_a = 10 \text{ MPa}$ a teplota $t_a = 530^\circ\text{C}$. Tlak páry po expanzi ve vysokotlaké části turbíny je $p_m = 1,5 \text{ MPa}$ a tato pára se izobaricky přihřívá na teplotu $t_m = 460^\circ\text{C}$ v přihříváku kotle. Emisní tlak na výstupu z turbíny je $p_e = 5 \text{ kPa}$. Porovnejte tepelnou účinnost obou oběhů - bez a s přihříváním páry.

Řešení:

Blokové schéma Clausius-Rankinova (C-R) cyklu s přihříváním páry je na obrázku.



Potřebné entalpie pro výpočet tepelné účinnosti oběhu se získají z h-s diagramu:



$$h_a = 3450 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}; h_{2a} = 2920 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}; h_m = 3370 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}; h_e = 2275 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}; h_{ebez} = 2050 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1};$$

Tlaku p_e přibližně odpovídá teplota $t_k = 32,9^\circ\text{C}$. Entalpie $h_k = c_w \cdot t_k = 4,2 \cdot 32,9 = 138,2 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$.

Teplo přivedené do oběhu se zvětší o rozdíl entalpií, odpovídající přihřátí páry v přihříváku. Teplo z oběhu odvedené se změní se změnou emisní entalpie páry z turbíny.

Teplo přivedené: $q_p = h_a - h_k + h_m - h_{2a}$

Teplo odvedené: $q_o = h_e - h_k$

Termodynamická účinnost ideálního parního oběhu bez přehřívání páry:

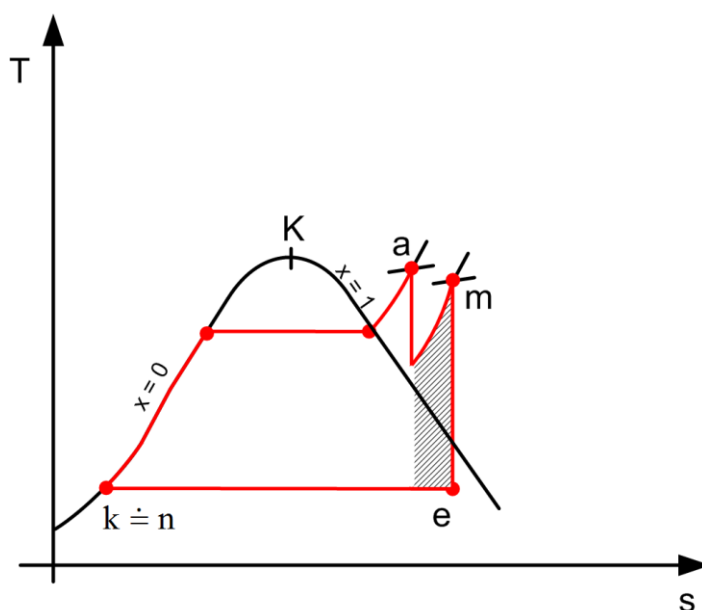
$$\eta = \frac{q_p - q_o}{q_p} = \frac{(h_a - h_k) - (h_{ebez} - h_k)}{h_a - h_k} = \frac{h_a - h_{ebez}}{h_a - h_k} = \frac{3450 - 2050}{3450 - 138,2} = 0,423$$

Termodynamická účinnost ideálního parního oběhu s přehříváním páry:

$$\eta_p = \frac{q_p - q_o}{q_p} = \frac{(h_a - h_k + h_m - h_{2a}) - (h_e - h_k)}{h_a - h_k + h_m - h_{2a}}$$

$$\eta_p = \frac{(3450 - 138,2 + 3370 - 2920) - (2275 - 138,2)}{3450 - 138,2 + 3370 - 2920} = 0,432$$

Vliv přehřívání páry na parní oběh a jeho tepelnou účinnost je zřejmý z následujícího obrázku, kde šrafovaná část oběhu odpovídá teplu dodanému páře přehříváním.



Příklad 4: Rankin – Clausiův oběh

Na turbíně je pára o $T_a = 535^\circ\text{C}$, tlaku $p_a = 16,2 \text{ MPa}$. Jaká je účinnost parního oběhu, je-li teplota zkondenzované vody $t_k = 25^\circ\text{C}$.

Řešení:

Z diagramu odečteme h_a a h_e . h_k dopočteme: $h_k \doteq c_p \cdot t_k = 4,2 \cdot 25 = 105 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Účinnost:
$$\eta = \frac{h_a - h_e}{h_a - h_k} = \frac{3405 - 1905}{3405 - 105} = 0,455$$

Příklad 5: Neideální expanze v turbíně

Jak se změní účinnost předchozího oběhu ($T_a = 535^\circ\text{C}$, $p_a = 16,2 \text{ MPa}$, $t_k = 25^\circ\text{C}$, $\eta = 0,455$) nebude-li expanze v turbíně ideální (budeme uvažovat ztráty)? Termodynamická účinnost turbíny tedy nebude 1, ale $\eta_{td} = 0,8$.

Řešení:

$$\eta_{td} = \frac{h_a - h_{e'}}{h_a - h_e} \rightarrow h_{e'} = h_a - \eta_{td} \cdot (h_a - h_e)$$

$$h_{e'} = 3405 - 0,8 \cdot (3405 - 1905) = 2205 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\eta' = \frac{h_a - h_{e'}}{h_a - h_k} = \frac{3405 - 2205}{3405 - 4,2 \cdot 25} = 0,364$$

$$\Delta\eta = \eta - \eta' = 0,455 - 0,364 = 0,091$$

