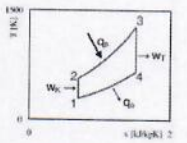
PLYNOVÝ OBĚH

OPAKOVÁNÍ = START

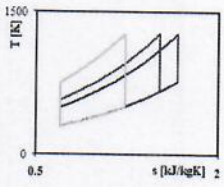
ZÁVISLOST TERMICKÉ ÚČINNOSTI η_t IDEÁLNÍHO EB NA TLAKOVÉM POMĚRU ε

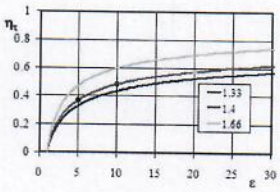


$$\eta_t = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

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

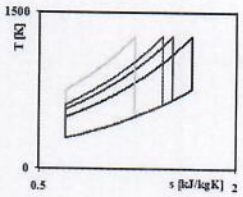
$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{1}{\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$$

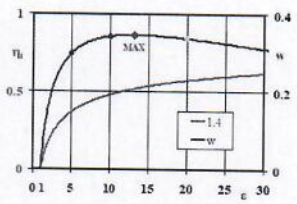




ZÁVISLOST MĚRNÉ PRÁCE w DEÁLNÍHO EB NA TLAKOVÉM POMĚRU ε

$$w = c_p[(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)]$$





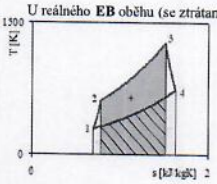
OPAKOVÁNÍ - STOP

ZPŮSOBY ZVYŠOVÁNÍ ÚČINNOSTI A TEPELNÝ VÝPOČET PLYNOVÉHO OBĚHU

Základní veličiny charakterizující oběh jsou **měrná užitečná práce** w_u a **účinnost** η

$$w_u = w_T - w_K \qquad \eta = \frac{w_u}{q_p}$$

U reálného **EB** oběhu (se ztrátami v turbině a v kompresoru) lze w_u znázornit v T-s



$$w_u = w_T - w_K = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)$$
$$= (h_3 - h_2) - (h_4 - h_1) = q_p - q_o$$

*Pozn.: Obdobně lze znázornit v T-s diagramu i w_u reálného parního **RC***

VLIV TLAKOVÉHO A TEPLOTNÍHO POMĚRU NA w_u a η

Měrná užitečná práce oběhu $w_u = w_T - w_K$

Pro práci **turbíny** platí za předpokladu adiabatické expanze

$w_T = h_3 - h_4$ pro **IP** $w_T = c_p(T_3 - T_4) = c_p T_3(1 - T_4/T_3)$

Pro daný tlakový poměr $\varepsilon = \frac{p_2}{p_1}$ lze vyjádřit poměr teplot $\frac{T_4}{T_3}$ jako funkci ε κ η_T

$$\frac{T_4}{T_3} = 1 - (1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}})\eta_T$$

$$w_T = c_p T_3(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}})\eta_T$$

Analogicky pro **kompresor** platí

$w_K = h_2 - h_1$ $\qquad w_K = c_p T_1(\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1)\frac{1}{\eta_K}$

$\rightarrow w_u = c_p T_1 f(\varepsilon, \tau, \kappa, \eta_T, \eta_K, \ldots) \rightarrow w_u = c_p T_1 f(\varepsilon, \tau, \ldots)$

VLIV TLAKOVÉHO A TEPLOTNÍHO POMĚRU NA w_u a η

$$q_p = h_3 - h_2$$

$$q_p = c_p(T_3 - T_2) = c_p T_1(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1}) = c_p T_1[\tau - (1 + \frac{\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_K})]$$

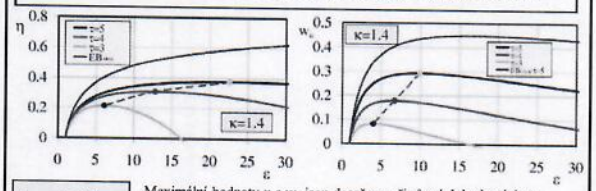
Účinnost $\rightarrow$ $\eta = \frac{w_u}{q_p} = f(\varepsilon, \tau, \kappa, \eta_T, \eta_K) \rightarrow \eta = \frac{w_u}{q_p} = f(\varepsilon, \tau, \ldots)$

Tlakový poměr ε a teplotní poměr τ jsou základní parametry určující/ovlivňující:

- **měrnou užitečnou práci w_u**
- **účinnost η**

EB oběhu → strojní realizace oběhu

PŘÍKLAD ZÁVISLOSTI η a w_u „reálného" EB na ε a na τ



$\varepsilon_{opt\,\eta} > \varepsilon_{opt\,w}$

Maximální hodnoty η a w_u jsou dosaženy při různých hodnotách ε_{opt}.
O tom, kterou hodnotu ε_{opt} při návrhu volíme, rozhoduje použití stroje.

Zjednodušená úvaha k aplikaci: V praxi však rozhoduje viceparametrická T-E optimalizace!

a) U **„špičkovacích" plynových turbin,** tj. strojů s malou dobou ročního využití τ_r, nebude „primárně" záležet na účinnosti, ale cílem bude jednoduché levné řešení.
V takových případech se při návrhu stroje přihlíží spíše k $\varepsilon_{opt\,w}$ (tj. maximální w_u)
=> při daném výkonu minimální průtok m, menší rozměry a hmotnost stroje ($P = mw_u$).

b) Naopak **při velkém ročním využití** τ_r se stroj obvykle navrhuje na dosažení maximální účinnosti, tj. $\varepsilon_{opt\,\eta}$ (větší počet stupňů, dražší)
=> Vyšší měrné investiční **N**. Ty však kompenzuje úspora paliva => snížení provozních **N**.

OPATŘENÍ PRO ZVYŠOVÁNÍ TERMICKÉ ÚČINNOSTI EB

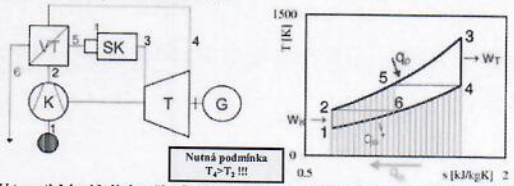
1. „INTENZIFIKACE PARAMETRŮ" - **OPTIMALIZACE PARAMETRŮ**
   TLAKOVÉHO POMĚRU ε
   TEPLOTNÍHO POMĚRU τ

2. REGENERAČNÍ OHŘEV RO **VNITŘNÍ VÝMĚNA TEPLA VVT**
   VYUŽITÍ TEPLA V PL ZA T PRO OHŘEV PL ZA K
   (potenciál **VVT** je obecně daný rozdílem teplot T_4-T_2).

3. MP - **VYUŽITÍ POTENCIÁLU**
   DĚLENÉ EXPANZE(S MEZIOHŘEVEM) DEMO,
   DĚLENÉ KOMPRESE (S MEZICHLAZENÍM) DKMCH,
   KOMBINACE DEMO a DKMCH

ZVYŠOVÁNÍ ÚČINNOSTI EB - VVT

VVT u ST znamená regenerační využití tepla emisních spalin pro ohřev vzduchu před spalovací komorou. **Zmenší se tak přívod tepla v palivu.**
Protože w_u se nemění (resp. mění pouze v důsledku zvýšení tlakových ztrát v regeneračním výměníku **VT**) dojde při použití **VVT** ke zvýšení účinnosti oběhu.



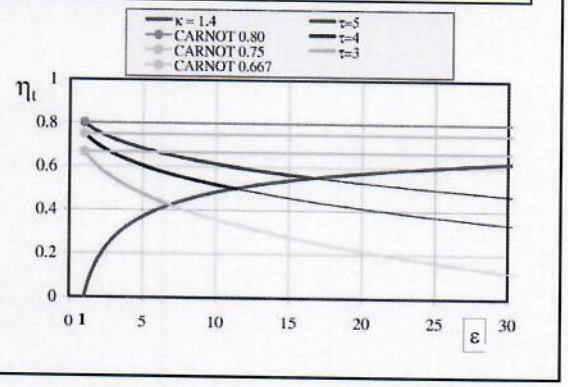
Nutná podmínka $T_4 > T_2$!!!

V **teoretickém ideálním** případě (tj. při nulovém koncovém teplotním spádu $\Delta T = 0$ ve **VT** a **IP**) se spaliny zchladí na teplotu $T_6 = T_2$. Vzduch za **K** se ohřeje z teploty T_2 na $T_5 = T_4$.

$$\eta_{tVVT} = 1 - \frac{c_p(T_6 - T_1)}{c_p(T_3 - T_5)} = 1 - \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_4)} = 1 - \frac{T_1}{T_4} = 1 - \frac{\varepsilon^{(\kappa-1)/\kappa}}{\tau}$$

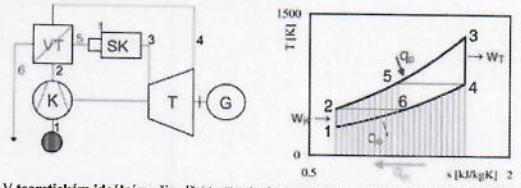
Pozn: Tento ***nereálný*** *případ by vyžadoval ∞ velkou teplosměnnou plochu ve* **VT**.

ZÁVISLOST TERMICKÉ ÚČINNOSTI IDEÁLNÍHO EB s VVT NA TLAKOVÉM POMĚRU ε



ZVYŠOVÁNÍ ÚČINNOSTI EB - VVT

VVT u ST znamená regenerační využití tepla emisních spalin pro ohřev vzduchu před spalovací komorou. **Zmenší se tak přívod tepla v palivu.**
Protože w_u se nemění (pouze v důsledku zvýšení tlakových ztrát v regeneračním výměníku **VT**) dojde v důsledku **VVT** ke zvýšení účinnosti oběhu.



V **teoretickém ideálním** případě (tj. při nulovém koncovém teplotním spádu $\Delta T=0$ ve **VT** a **IP**) se spaliny zchladí na teplotu $T_6 = T_2$. Vzduch za **K** se ohřeje z teploty T_2 na $T_5 = T_4$.
Pozn: Tento ***nereálný*** *případ by vyžadoval ∞ velkou teplosměnnou plochu ve* **VT**.
Při výpočtu **reálných zařízení** se proto zavádí tzv. účinnost Regeneračního **VT** η_R, která se rovná

$$\eta_R = \frac{\text{skutecne predane teplo}}{\text{max .mozne predane teplo}} = \frac{H_3 - H_2}{H_4 - H_2} \Rightarrow \text{pro IP} = \frac{c_p(T_5 - T_2)}{c_p(T_4 - T_2)} \approx 0.8 \div 0.9$$

ZVYŠOVÁNÍ ÚČINNOSTI EB - VVT

Pro zadanou η_R se určuje hodnota T_5. Teplota T_6 se určuje z tepelné bilance regeneračního **VT**, tj. v daném přiblížení (**IP** + stejný hmotnostní průtok v celém oběhu $m_{vz} = m_{sp}$)

$$m_{vz} c_{p\,vz}(T_5 - T_2) = m_{sp} c_{p\,sp}(T_4 - T_6) \quad \text{při } c_{p\,vz} = c_{p\,sp} \quad \boxed{T_5 - T_2 = T_4 - T_6 \Rightarrow T_6 = T_4 - T_5 + T_2}$$

O regenerační teplo q_R se zmenší teplo přivedené $q_p' = q_p - q_R$.
Užitečná práce se v daném případě změní málo – pouze v důsledku zvýšení tlakové ztráty ve **VT** (tj. snížení tlaku před turbinou): $w_u' \cong w_u$

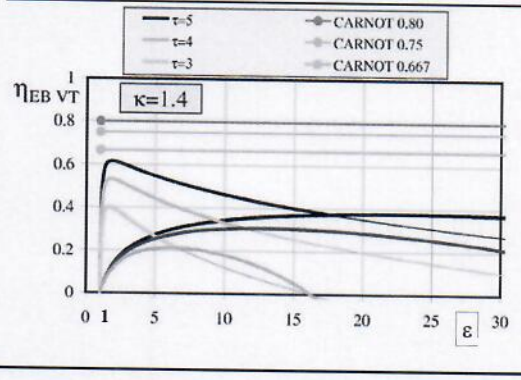
Účinnost oběhu s regenerací: $\eta' = \frac{w_u'}{q_p'} \cong \frac{w_u}{q_p - q_R} > \eta$

Omezení použití VVT je při dané teplotě T_3 vázáno s hodnotou tlakového poměru ε. Maximální „možný" ε odpovídá případu, kdy $T_4 = T_2$ (s rostoucí hodnotou ε T_4 klesá). Tato skutečnost se projeví i ve změně hodnoty ε_{opt} v porovnání s odpovídající hodnotou u jednoduchého EB bez VVT.

Cílem je vyšší teplota T_4 a tedy větší q_R. Vyšší hodnoty T_4 se dosáhne pro nižší hodnoty ε.
→ **Optimální hodnota ε_{opt} v případě VVT je tedy nižší, než ε_{opt} u EB oběhu bez VVT.**
Přes zřejmé termodynamické výhody VVT převládají v současné energetice realizace „jednoduchých" oběhů plynových turbín bez VVT.

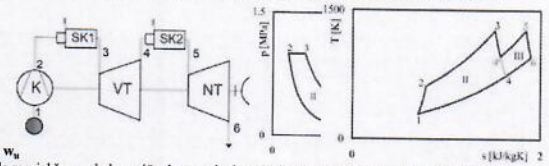
a) Pracuje-li ST samostatně, jedná se obvykle o špičkovací stroj → preferuje se levné a jednoduché řešení.
b) Také u kombinovaných zařízení (**PPZ**) se používá jednoduchý oběh ST bez VVT, neboť výstupní teplo ze ST se využívá v parní části **PPZ**.
c) **Prakticky se VVT využívá u mikroturbín.**
d) Dále lze očekávat užití VVT u připravovaných pokročilých energetických systémů. Především u uzavřených plynových oběhů.

ZÁVISLOST ÚČINNOSTI REÁLNÉHO EB s VVT NA TLAKOVÉM POMĚRU ε



POTENCIÁL Dělené Expanze s MeziOhřevem - DEMO

Mezi VT a NT dílem turbíny se zařazuje **další přívod tepla**. Výsledkem je zvýšení měrného výkonu turbíny. V uvedeném případě se **změní přivedené i odvedené teplo** a tedy i w_u.



A) w_u

Zde meziohřev vede ke zvýšení w_u, neboť v „důsledku rozbíhavosti izobar" bude součet entalpických spádů ve VT a NT dílu turbíny větší, než celkový spád turbíny jednoduchého EB, tj. $(h_3 - h_{4'}) + (h_5 - h_6) > (h_3 - h_4)$

Např.: pro ε =10 a τ = 4 je to zvýšení měrné práce w_u na úrovni až 30 %.

Výsledný zisk závisí na vhodné volbě dělicího tlaku p_m: $p_m = \sqrt{p_2 p_1}$

„Maximální" zisk na w_u je pro **stejné tlakové poměry** na **VT** a **NT** dílu turbíny, tj.:

$$\varepsilon_{VT} = \frac{p_2}{p_m} = \varepsilon_{NT} = \frac{p_m}{p_1}$$

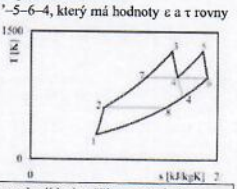
DEMO OVLIVNĚNÍ ÚČINNOSTI ???

B) η

Vliv **DEMO** na η, kvalitativně charakterizuje následující jednoduchá úvaha:

Meziohřev si lze představit jako přidaný **oběh III** 4–4 '–5–6–4, který má hodnoty ε a τ rovny

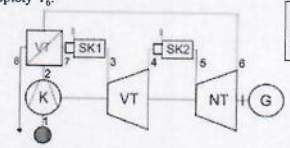
$$\varepsilon = \frac{p_m}{p_1} \qquad \tau = \frac{T_3}{T_4}$$



Fakt, že obě tyto hodnoty jsou nižší než u původního **oběhu II**, znamená, že se přidává oběh III s nižší účinnosti.

Výsledkem DEMO je snížení celkové účinnosti.

Fyzikálně tento závěr podporuje převažující vliv zvětšení odvedeného tepla v důsledku zvýšení teploty T_6.



Aby se dosáhlo i vyšší η, muselo by se zvětšené výstupní teplo z ST o teplotě T_6 v oběhu využít, což znamená použití **VVT**.

Takový **EB oběh s DEMO +VVT** bude mít větší w_u i η než původní **oběh II**. Bude však významně **složitější a dražší** a jeho realizace musí být odůvodněna technicko-ekonomickým výpočtem.

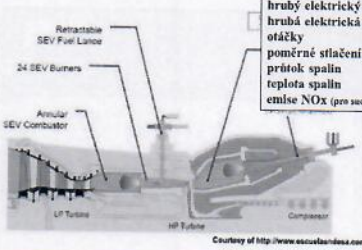
SEKVENČNÍ SPALOVÁNÍ **GT24 A GT26** (ABB → ALSTOM → GE)

Výhodou sekvenčního spalování u GT24 / GT26 (190/290 MW) při nasazení v PPZ je ve srovnání s GT s jednostupňovým spalováním dosažení:

- **nízkých emisí,**
- **velmi vysoké účinnosti – optimalizováno pro PPZ**
- **zvýšení výkonové pružnosti + výhod při částečném zatížení.**

Dosud realizováno cca 80 GT24/GT26

GT26 (50 Hz) :	
hrubý elektrický výkon	**288 MW**
hrubá elektrická účinnost	**38 %**
otáčky	**3000 1/min**
poměrné stlačení kompresoru	**34:1**
průtok spalin	**650 kg/s**
teplota spalin	**616 ° C**
emise NOx (pro suché spaliny s 15 % O2)	**< 25 vppm.**

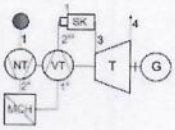


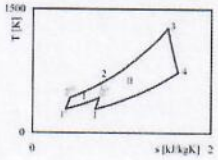
Courtesy of http://www.escuelaredesa.com/

Zdroj: https://www.power-technology.com/projects/alstomgrain/attachment/alstomgrain6/

POTENCIÁL **D**ělené **K**omprese s **M**eziCh**l**azením **DKMCh**

Výhoda DKMCh - toto opatření přináší zmenšení kompresní práce a tedy zvýšení w_u.
Nevýhoda - potřeba chlazení→ např. chladicí vody.
Z hlediska uspořádání to znamená změnu kompresorové části plynové turbíny, tj. mezi NT a VT kompresor je nutno umístit mezichladič.





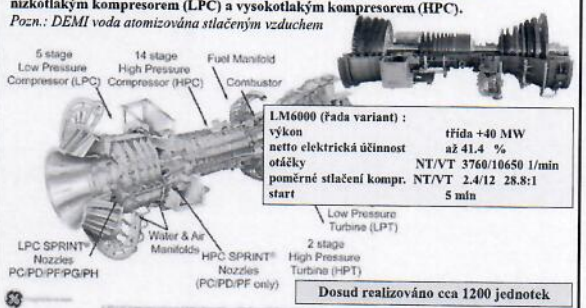
A) w_u
Mezichlazení u vícestupňové komprese vždy přináší úsporu kompresní práce.
V daném případě je tato skutečnost opět zřejmá z „rozbíhavosti izobar", tj.: kompresní práce, resp. entalpický spád u původního oběhu ($h_2 - h_1$), je větší než součet entalpických spádů NT a VT kompresoru.

Platí relace $(h_2 - h_1) > (h_{2x} - h_1) + (h_{2xx} - h_{1x})$

Zvětšení w_u může být hlavní motivací pro (zdůvodněné) zařazení **MCH** u **n°** kompresoru.

Příklad „**M**eziCh**l**azení" u LM6000 SPRINT +40 MW (AERODERIVAT GE)

SPRINT (SPray INTercooling) zvyšuje výkon plynové turbíny LM6000 (o 7-10 MW) chlazením spalovacího vzduchu, což má za následek vyšší hmotnostní průtok nízkotlakým kompresorem (LPC) a vysokotlakým kompresorem (HPC).
Pozn.: DEMI voda atomizována stlačeným vzduchem



LM6000 (řada variant) :	
výkon	**třída +40 MW**
netto elektrická účinnost	**až 41.4 %**
otáčky	**NT/VT 3760/10650 1/min**
poměrné stlačení kompr.	**NT/VT 2.4/12 28.8:1**
start	**5 min**

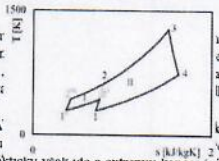
Dosud realizováno cca 1200 jednotek

Zdroj: https://www.geravova.com/gas-power/products/gas-turbines/lm6000

DKMCh OVLIVNĚNÍ ÚČINNOSTI ???

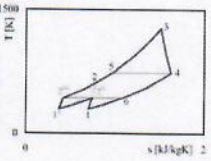
B) η Z hlediska účinnosti **DKMCh** znamená **zvětšení odváděného tepla**, a zároveň je spojena i se **zvětšením přiváděného tepla**, což se projeví (nepříznivě) na změně účinnosti. **DKMCh** lze posuzovat analogicky jako DEMO. K základnímu **oběhu II** se v tomto případě přidává **oběh I** 1^x–2^{xx}–2–2^x– 1^x . Ve shodě s důvody uvedenými u DEMO má i **oběh I** menší účinnost než oběh **II**. → **zmenšení celkové η**.

I v tomto případě je volba optimálního dělicího tlaku p_m založena na shodných poměrech tlaku na **NT** a **VT** kompresoru, takže tlak p_m se opět volí $\boxed{p_m = \sqrt{p_2 p_1}}$



Z u… …namená ↑w_u a ↓η. I v tomto případě bude **DKMCh** přír… …e současně použije **VVT**.
To … …a při aplikaci MCh
V t… …lku VVT) i ke ↑w_u

ZÁ… …ků je tedy zřejmé, …
sou… …ení, tj.: **VVT + DE**…
Prakticky však jde o extremní koncepční komplikaci **oběh** „jednoduchým" **oběhem II**, což nezbytně vyžaduje podrob…



LIMITA

Opatření DKMC+DEMO+VVT tedy mají Carnotizační účinek.

Při ∞ počtu DKsMCh+∞ počtu DEsMO by tato „limitní" varianta **EB** oběhu přešla na **Ackeret - Kellerův oběh , resp. na tzv. oběh Ericsson 2** s izotermickým přívodem a odvodem tepla

ERICSSON 1 – 1833 – adiabata, izobara, adiabata, izobara

Dnes se používá označení BRAYTON

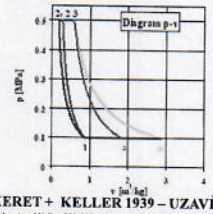
ERICSSON 2 – 1853 – izoterma, izobara, izoterma, izobara

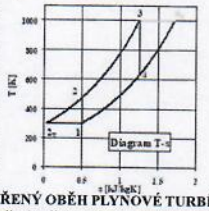
podobně jako **Stirlingův oběh s VVT**

Při ideální VVT s termickou účinností shodnou s Carnotovým oběhem.

Patří proto do skupiny tzv. zobecněných CARNOTových oběhů

„Přechod" od ERICSSON 1 k ERICSSON 2

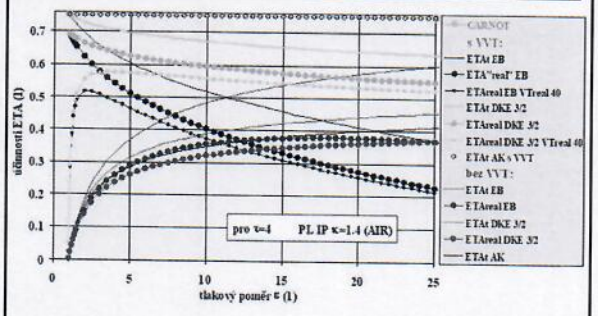




ACKERET + KELLER 1939 – UZAVŘENÝ OBĚH PLYNOVÉ TURBÍNY

(1939) Ackeret und Keller 229–230; *Aerodynamische Wärmekraftmaschine mit geschlossenem Kreislauf.* Z. VDI 85 (1941) 491–500
u. Escher-Wyss-Mitt. Bd. 15/16 (1942/43) 5-49

Porovnání závislostí účinnosti „EB" oběhů na ε a na τ



ZÁKLADNÍ VÝPOČET PRO NÁVRH PLYNOVÉ TURBÍNY A

Volba tepelného schématu oběhu plynové turbíny:

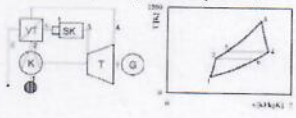
- buď TS určí zadavatel,
- nebo je voleno podle účelu použití turbíny.

Ve většině případů se dosud volí jednoduchý EB oběh, pouze ve zdůvodněných případech se volí oběhy složitější, tj. s VVT, DEMO a DKMCh nebo jednodušší kombinace - obvykle pouze VVT.

Pozn. 1. *Při následujícím* ***postupu*** *pro návrh otevřeného oběhu* ***ST*** *s VVT jsou použita tato zjednodušení:*

- *pracovní látka je nahrazena ideálním plynem (např: vzduch => IP s κ = 1.4; c_p = 1005 J/kgK),*
- *hmotnostní průtok pracovní látky všemi částmi ST je konstantní,*
- *neuvažují se tlakové ztráty Δp=0 ani vliv chlazení turbínových lopatek.*

S ohledem na tato zjednodušení se jedná pouze o ***1. přiblížení*** *k získání základní představy o parametrech a hmotnostním průtoku pracovní látky dané* ***ST****.*



1. Volba oběhu: zde zvolen otevřený s VVT
Pro zvolený případ jsou dány následující veličiny:
P_{sv}, p_1, T_1, ε_1, τ, η_K, η_T, η_m, η_g, η_R
Zadanými hodnotami jsou určeny **stavy 1 a 3** a
Výpočtem je třeba určit stavy **2, 4, 5, 6**.

2. Určení stavů
a) stavy **2, 4** - komprese s η_K => T_2
- expanze s η_T =>T_4

b) stavy **5, 6** – z tepelné bilance regeneračního ohříváku + η_R =>T_5, T_6

3. Určení práce kompresoru $w_K = \frac{c_p(T_2 - T_1)}{\eta_{mK}}$

4. Určení práce turbíny $w_T = c_p(T_3 - T_4)\eta_{mT}$

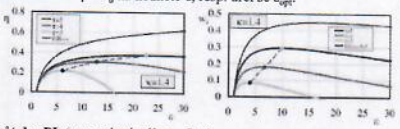
5. Přivedené teplo „v palivu" $q_p = c_p(T_3 - T_2)$

6. Užitečná práce $w_u = w_T - w_K$

7. Účinnost plynové turbíny $\eta = \frac{w_u}{q_p}$

ZÁKLADNÍ VÝPOČET PRO NÁVRH PLYNOVÉ TURBÍNY B

8. Celý postup (body 2.–7.) se provede pro různé hodnoty tlakového poměru ε (ε je variabilní).
z toho vyplynou potřebné závislosti η a w_u na hodnotě ε, resp. určí se ε_{opt}.



9. Určení hmotnostního průtoku PL (pro zadaný výkon - P_{SV})
určený m_{vz} se využije při dimenzování kompresoru, SK a turbíny. $P_{SV} = m_{vz} w_u \eta_m \eta_g \Rightarrow m_{vz}$

Pozn. 2. *V daném případě oběhu s VVT by se celý výpočet měl také řešit pro různé hodnoty* η_R.

$$\eta_R = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \approx 0.7 \div 0.85$$

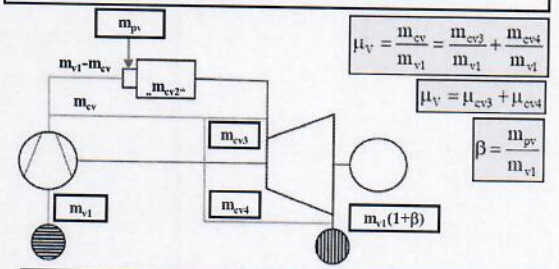
Alternativně je možné místo hodnoty η_R volit koncový teplotní rozdíl Δt. V tomto případě se pro řešení VVT užije: 1. energetická bilance výměníku
2. podmínka $T_5 = T_4 - \Delta T$

Dalším nezbytným krokem návrhu je zohlednění ekonomických vlivů, tj. provádí se technicko – ekonomická optimalizace parametrů:

=> ↑S =>↑ceny – investiční náklady
↑ η_R (↓ΔT)
=> ↑η =>↓q_p => ↓výrobní náklady

Co přijatá zjednodušení ???

TOKY HMOTY VE SPALOVACÍ TURBÍNĚ



$$\mu_V = \frac{m_{cv}}{m_{v1}} = \frac{m_{cv3}}{m_{v1}} + \frac{m_{cv4}}{m_{v1}}$$

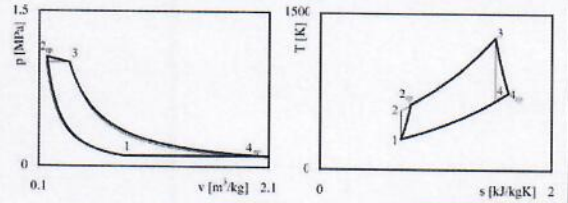
$$\mu_V = \mu_{cv3} + \mu_{cv4}$$

$$\beta = \frac{m_{pv}}{m_{v1}}$$

m_{cv3} **průtok chladicího vzduchu přimíchávaný do spalin ve „vstupní" sekci turbíny, např. pro chlazení lopatek. Podílí se na expanzi!**

m_{cv4} **průtok CV přimíchávaný na výstupu z T, např. chlazení rotoru, těsnící vzduch, vyrovnání axiálního tahu,.. Nepodílí se na expanzi!**

„REÁLNÝ" EB OBĚH V p-v a T-s DIAGRAMU
PŘÍKLAD RESPEKTOVÁNÍ Δp



p_1 0.1 MPa t_1 20 °C η_K 0.85
p_3 1 MPa t_3 1000 °C η_T 0.87

Δp 0.05

ε_K 10.5
ε_T 9.52

$$\eta_{rp} = 1 - \frac{H_{4rp} - H_1}{H_3 - H_{2rp}}$$

ε 10 τ 4.34

η_C 0.770 > η_t 0.482 > η_r 0.323 > η_{rp} 0.301

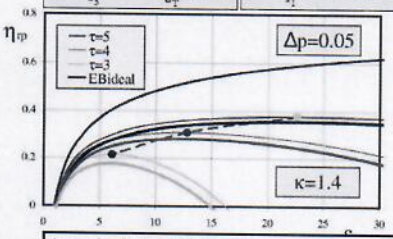
w_C 0.798 > w_c 0.342 > w_r 0.214 > w_{rp} 0.196

$$\eta_{rp} = 1 - \frac{c_p(T_{4rp} - T_1)}{c_p(T_3 - T_{2rp})}$$

VLIV TLAKOVÉHO POMĚRU ε_K NA η S RESPEKTOVÁNÍM Δp

$$\eta_{rp} = 1 - \frac{c_p(T_{4rp} - T_1)}{c_p(T_3 - T_{2rp})} = 1 - \frac{T_{4rp}/T_3 - T_1/T_3}{1 - T_{2rp}/T_3} = 1 + \frac{A_p\tau - 1}{B_p - \tau}$$

$$A_p = \frac{T_{4rp}}{T_3} = 1 - (1 - \frac{1}{\varepsilon_T^{(\kappa-1)/\kappa}})\eta_T \qquad B_p = \frac{T_{2rp}}{T_1} = 1 - (1 - \varepsilon_K^{(\kappa-1)/\kappa})\frac{1}{\eta_K}$$



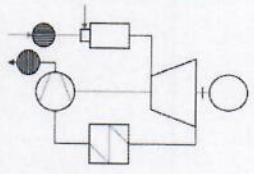
Δp je výsledkem návrhu VT,
v 1. přiblížení lze volit dle zkušenosti či doporučení.

Varianty EB oběhů

EB – pravotočivý

EB – levotočivý

EB – inverzní ???



JAKÉ NABÍZÍ VÝHODY ???

- zajímavý pro nízké výkony cca 1 kW
  větší měrné objemy PL v T a K
- atmosférické spalování → nízký tlak paliva = plynu
- bezpečnost pro použití v domácnostech
  spaliny v podtlaku

KOMBINOVANÉ OBĚHY KO

Netto účinnost přeměny primární energie na elektřinu v SINGL zařízeních na bázi RC, resp. na bázi otevřeného EB oběhu, je na úrovni 35-40 %. Špičkové systémy aktuálně dosahují ~ 50 %, resp. ~ 42 %.

Dosažení i překročení těchto hodnot je spojeno především s vývojem nových materiálů a s vysokými měrnými investičními náklady.

Dosažení η_{netto}>>50 % je V SOUČASNOSTI možné KOMBINOVÁNÍM OBĚHŮ případně použitím HYBRYDNÍCH SYSTÉMŮ.

Výsledná účinnost KO je závislá na způsobu spojení oběhů, které může být

- **sériové**
- **paralelní**
- **kombinované**

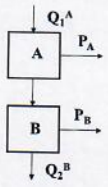
Při sériovém spojení 2 OBĚHŮ se obvykle používá značení

- **topping-cycle TC primárně jde o cestu PZE (SZE)→ cíl P /nutný „odvod" Q**
- **bottoming-cycle BC primárně jde o cestu WH → cíl P /nutný „odvod" Q**

Nejvyšší účinnost se při kombinaci 2 konkrétních oběhů dosáhne při jejich IDEÁLNÍM SÉRIOVÉM SPOJENÍ, tj. v případě, kdy se veškeré teplo odváděné z TC přivede do BC. ***Sériové je zde tedy řazení oběhu na straně toku tepla.***

MAXIMÁLNÍ ÚČINNOST KO V SÉRIOVÉM ZAPOJENÍ

IDEÁLNÍ SÉRIOVÝ OBĚH – KOMBINACE 2 OBĚHŮ **A** a **B**



PRO TENTO PŘÍPAD PLATÍ:

$$\eta_{AB} = \frac{P_A + P_B}{Q_1^A} = \frac{\eta_A \cdot Q_1^A + \eta_B \cdot (1-\eta_A) \cdot Q_1^A}{Q_1^A}$$

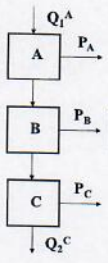
$$\eta_{AB} = \eta_A + \eta_B(1-\eta_A) = \eta_A + \eta_B - \eta_A \eta_B$$

VZTAH VYJADŘUJE MAXIMÁLNÍ TEORETICKY DOSAŽITELNOU ÚČINNOST SÉRIOVÉHO KO.

Např. pro $\eta_A = \eta_B = 0.5$ $\eta_{AB} = 0.75$

MAXIMÁLNÍ ÚČINNOST KO V SÉRIOVÉM ZAPOJENÍ

IDEÁLNÍ SÉRIOVÝ OBĚH – KOMBINACE 3 OBĚHŮ **A** a **B** a **C**



PRO TENTO PŘÍPAD PLATÍ:

$$\eta_{AB} = \frac{P_A + P_B + P_C}{Q_1^A}$$

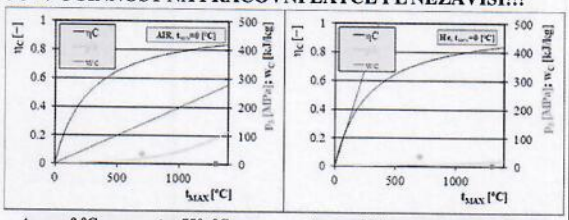
$$\eta_{ABC} = \eta_A + \eta_B + \eta_C - \eta_A \eta_B - \eta_B \eta_C - \eta_C \eta_A + \eta_A \eta_B \eta_C$$

VZTAH OPĚT VYJADŘUJE MAXIMÁLNÍ TEORETICKY DOSAŽITELNOU ÚČINNOST DANÉHO SÉRIOVÉHO KO.

Např. pro $\eta_A = \eta_B = \eta_C = 0.5$ $\eta_{ABC} = 0.875$

? PROČ KOMBINOVAT – A) CARNOTOVY OBĚHY 1

CO ⇒ ÚČINNOST NA PRACOVNÍ LÁTCE PL NEZÁVISÍ!!!



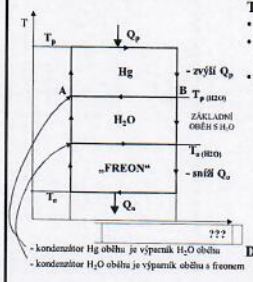
t_1 0 °C	t_3 750 °C	t_1 0 °C	t_3 750 °C
p_1 0.1 MPa	p_3 20 MPa	p_1 0.1 MPa	p_3 5.4 MPa
η_C 0.733	κ 1.4	η_C 0.733	κ 1.666
w_c 0.149 MJ/kg		w_c 1.039 MJ/kg	

⇒ VOLBOU PL lze však výrazně ovlivnit:

- **pracovní tlaky!!!**
- **měrnou práci oběhu!!!** ***Pozn.: možnosti „volby" PL jsou však limitovány!!!***
- **hmotnostní + objemové průtoky, ...**

VÍCELÁTKOVÉ KO příklad s využitím nCO (n=3)

Při využití principu náhradního CO lze v T-s znázornit např. 3 oběhy s různými **PL**



Toto znázornění vyžaduje splnění několika podmínek:

- osa teplot T je logicky shodná pro všechny 3 oběhy,
- **T-s** diagram je sestrojen pro 1 kg **PL**, např. v základním oběhu ZO,
- osa měrných entropií **s** pro další **PL** vyžaduje přepočet.

Zvolíme-li za ZO oběh H_2O pro $m_{H2O} = 1$ kg, pak musí být entropie PL ostatních oběhů přepočteny v poměrných množstvích $m_{PL\,i}$ / $m_{PL\,ZO}$ určených z rovnosti $Q_{p\,i+1} = |Q_{o\,i}| \Rightarrow m_{PL\,i+1}\Delta s_{p\,i+1} = m_{PL\,i}|\Delta s_{o\,i}|$

Např. pro převod tepla z Hg do H_2O:

$$(H_B - H_A)_{H_2O} = (H_B - H_A)_{Hg}$$

$$m_{H_2O}(h_B - h_A)_{H_2O} = m_{Hg}(h_B - h_A)_{Hg}$$

Druhou možností znázornění je použití T-S diagramu

Vícelátkové KO na bázi **uzavřených RC oběhů** nalézají aktuálně uplatnění u systémů relativně malých jednotkových výkonů, např.:

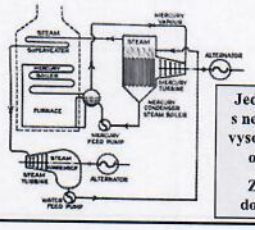
- v decentralizované výrobě elektřiny, tepla, chladu
- v ponorkách

BINÁRNÍ OBĚH – historická realita využívání Hg jako PL TO

Historie teoretických prací o binárních RC cyklech s tekutými kovy je delší než 100 let (1913).

„Rtuť má vyšší teplotu varu než voda" (např. při atmosférickém tlaku vře při teplotě 358 °C). To teoreticky dává tlakově příznivější možnost pro dosažení vyšší účinnosti.

V 1. polovině 20. století se uskutečnily pokusy a byly realizovány i provozovány systémy s tzv. binárními oběhy Hg – H_2O (GE).
Výstup z rtuťové turbíny byl využit pro generování páry pro turbínu parní.



První komerční jednotka s rtutí byla v roce 1928 v Hartford (South Meadows)

Tlak Hg 1.4 MPa
Teplota 538 °C

Jedovatost i omezená dostupnost Hg spolu s nebezpečím netěsnosti systému a koroze za vysokých teplot (nad 480 °C) zakončily snahy o aplikaci takových řešení v energetice.

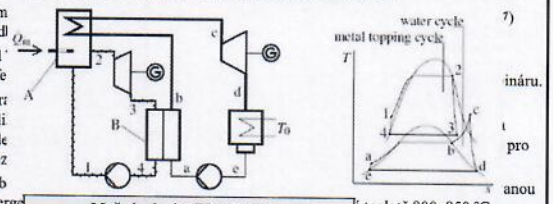
Zde vývoj singl parních oběhů umožnil dosažení „potřebných" vyšších účinností.

BINÁRNÍ OBĚH – teoretické aktivity K jako PL TO

Při vývoji sériového binárního RC cyklu pro JE s reaktorem s tekutými solemi (taveninou) byl jako vhodná **PL** z pohledu TD vlastností, dostupnosti i ceny vyhodnocen **DRASLÍK** (ORNL 1964) – očekávaná konverzní účinnost **0.54**.

Později (1974) byl vyvinut koncept sériově paralelního binárního RC cyklu (K/H_2O) pro JR chlazený He 1570 MW_t – výpočtová netto účinnost **0.51**.

Sim
vedl
Od
bife
Parn
apli
jade
mez
Pub
energe



Možné zdroje: FP, JP, CSP,..

Řada problému však není dořešena

Zdroj: Moran MJ., Shapiro HN.: (2006) Fundamentals of Engineering Thermodynamics. 5th ed. Chichester, West Sussex: Wiley

KOMBINOVANÉ OBĚHY - REÁLNÉ OBĚHY

a) historie KO - kombinace

STEJNÝCH OBĚHŮ (např. RC1, RC2,..)

S RŮZNÝMI PL → „VÍCELÁTKOVÉ" KO

V praxi se aktuálně využívá především kombinace:

RŮZNÝCH OBĚHŮ (např. EB+RC, O/D+RC,…)

S obecně RŮZNÝMI PL

b) především kombinace výhodných vlastností EB a RC oběhů, tj.:

- **vysoké teploty přívodu tepla do plynového EB oběhu,**
- **nízké (obvykle konstantní) teploty odvodu tepla u parního RC oběhu.**

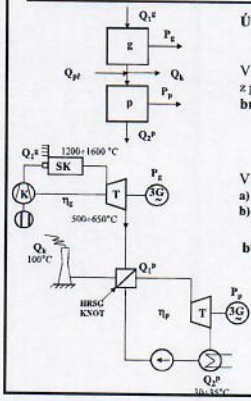
Spojením těchto 2 oběhů vzniká ParoPlynové Zařízení PPZ.

(CCPP, GuD -Kraftwerk)

Výsledná účinnost PPZ je rovněž závislá na způsobu spojení oběhů.

c) další možností je obecné WHR z topping oběhů s využitím vhodných bottoming oběhů. (Topping cycle je často realizován jako spalovací motor.)

KOMBINOVANÉ OBĚHY – PPZ – reálné sériové zapojení



Účinnost kombinovaného oběhu:

$$\eta_{pg} = \frac{P_g + P_p}{Q_1^g}$$

V **ideálním případě**, kdy $Q_k = 0$, tj. veškeré odvedené teplo z plynové části se převede do parní části,

bude η_{pg}

$$\eta_{pg} = \frac{P_g - P_p}{Q^g} = \frac{\eta_g Q^g - \eta_p (1-\eta_g) Q^g}{Q^g}$$

V **reálných případech**, kdy:

a) $Q_k \neq 0$

b) a navíc může být část tepla přivedena až za ST– přitápěním, tj. $Q_{př} > 0$,

bude $\eta_{pg\ REAL}$

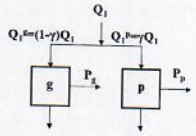
$$\eta_{pg\ REAL} = \frac{P_g - P_p}{Q^g - Q_{př}} = \frac{\eta_g Q^g - \eta_p Q^g}{Q^g - Q_{př}}$$

Narušení ideálního stavu, tj. konverze přivedeného tepla ve dvou sériových stupních, **respektováním Q_k a případně přitápěním $Q_{př}$ se označuje jako „narušení" paroplynovosti a vede ke „snížení" ideální účinnosti ⇒**

$$\eta_{pg\ REAL} < \eta_{pg}$$

KOMBINOVANÉ OBĚHY – PPZ – paralelní zapojení

Blokové schéma ukazuje, že celkové přivedené teplo Q_1 se rozdělí mezi parní a plynový oběh



$$\eta_{pz} = \frac{P_g + P_p}{Q_1}$$

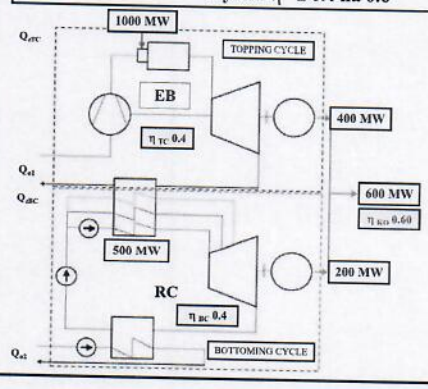
$$\eta_{pg} = \frac{\eta_g \cdot (1-\gamma) \cdot Q_1 + \eta_p \cdot \gamma \cdot Q_1}{Q_1}$$

$$\eta_{pg} = \eta_p \gamma + \eta_g (1-\gamma) = \eta_g - \gamma(\eta_g - \eta_p)$$

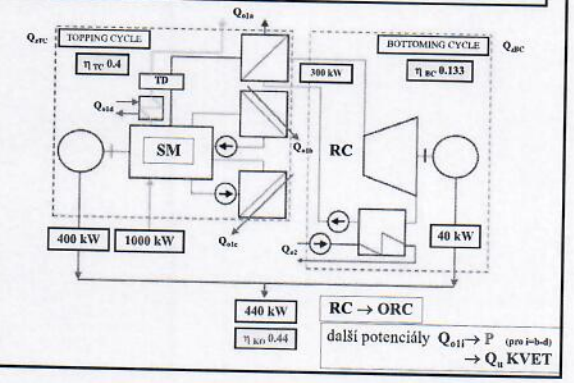
$$\eta_p < \eta_{pg} < \eta_g$$

Paralelní zapojení PPZ se uplatňuje např. při modernizaci stávajících parních elektráren, při které se k parní části technologie přidá plynová turbína.
Vlastní rekonstrukce se realizuje v krátké době při prakticky nepřetržitém provozu ELNY.
Výsledkem je navýšení výkonu stávající elektrárny
i celkového stupně využití paliva.

Příklad KO v centralizované energetice zvýšení η z 0.4 na 0.6



Příklad KO v decentralizované energetice zvýšení η z 0.4 na 0.44



KOMBINOVANÁ VÝROBA ELEKTŘINY A TEPLA KVET (CHP, KWK)

KVET resp. KOGENERACE, TEPLÁRENSTVÍ, SDRUŽENÁ VÝROBA

- představuje jedno z velmi významných opatření z hlediska úspor PZE,
- současně nabízí i příznivou ekologickou bilanci.

Realizace **KVET** je možná prakticky

- u všech systémů pro produkci elektřiny s „aplikovatelnou" provozní teplotou,
- tedy prakticky i u všech energetických systémů na bázi **TO**,
- obecně i u kombinací systémů bez a s **TO**.

Obvykle však (~ instalováno v **EU/ČR** (%)):

- v parních elektrárnách určených přímo pro **KVET** s použitím protitlakých a odběrových parních turbín (**17/23.7**),
- v kondenzačních elektrárnách – jejich úpravou na **KVET** provoz s využitím neregulovaných odběrů páry (odběry pro RONV) (**35/68.3**),
- dále u spalovacích (plynových) turbín (**10.3/0.7**), plynových motorů (**12.3/4.6**) a v paroplynových teplárnách (**24.8/2.6**)
- i v ostatních systémech (např. s palivovými články) (**0.5/0**).

Předpokladem pro realizaci **KVET** je **EXISTENCE POTŘEBY TEPLA**, kterou může být:

- vytápění,
- technologický proces v průmyslu,
- obojí (což je nejčastější případ).

TERMODYNAMICKÝ PRINCIP KVET

Je-li produktem pouze teplo $\mathbf{Q_d}$, pouze elektřina **E** nebo společně $\mathbf{Q_d}$ & **E** hovoříme o:

- **výtopnách - $\mathbf{Q_d}$**,
- **elektrárnách** (např. kondenzačních) - **E**,
- nebo **teplárnách $\mathbf{Q_d}$ & E**.

Dlouho byla zásadní otázkou KVET **účinnost přeměn PZE** (dosud obvykle paliv) na mechanickou práci W→ **E** a teplo Q → $\mathbf{Q_d}$.

Při MONOVÝROBĚ **E**, např. v kondenzačních elektrárnách, je účinnost výroby E na úrovni 35-40 % => větší část přivedeného tepla se odvádí „ztrácí" v kondenzátoru.

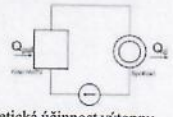
$\mathbf{Q_d}$, např. ve výtopnách na FP, je stupeň využití paliva velmi vysoký, hlavní jsou ztráty v kotli (kominová), účinnost přeměn je proto na úrovni 80-90 %, **nevyrábí se ale E.**

Při KVET, např. s protitlakou parní turbínou, se podíl odpadního tepla (v porovnání s kondenzační elektrárnou) výrazně zmenší. To znamená podstatné zvýšení stupně využití paliva na úroveň 80-90 %. Tedy na hodnotu prakticky srovnatelnou s případem samotné výtopny - je zde však zásadní rozdíl - **navíc se vyrábí E!!!**

Termodynamickou výhodnost KVET lze ukázat na zjednodušeném porovnání KVET v teplárně s oddělenou výrobou tepla ve výtopně a elektřiny v elektrárně. Cílem není porovnání účinnosti, ale **porovnání spotřeby paliva** pro zadané hodnoty tepelného a elektrického výkonu, resp. pro roční výroby tepla $\mathbf{Q_d}$ a elektřiny **E**.

PŘÍKLADY ODDĚLENÉ MONOVÝROBY Q_d, E

Výroba tepla **VÝTOPNA**



Energetická účinnost výtopny

$\boxed{\eta_{Vtopr} = \frac{Q_d}{Q_{pal}} = 1}$ za předpokladu, že $\boxed{Q_{pal} = Q_d}$

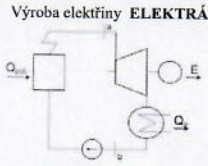
Pozn: Ale i při této η_{Vtopr}=1 dochází ke ztrátě !!!

$\boxed{E_{pal} = H}$ $\boxed{E_{Qd} = (1 - \frac{T_o}{T_S})Q_d}$

takže exergetická účinnost V

$\boxed{\eta_{Vex} = \frac{E_{Qd}}{H} \approx 1 - T_o / T_S}$

Výroba elektřiny **ELEKTRÁRNA**



Energetická účinnost elektrárny

$\boxed{\eta_E = \frac{E}{Q_{pal}} \rightarrow \eta_{Etopr} < 1}$

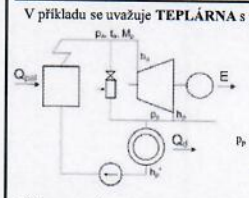
$\boxed{Q_{pal} = \frac{E}{\eta_E}}$

Celková spotřeba tepla v palivu při oddělené výrobě

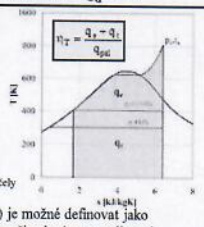
$\boxed{Q_{palOdd} = Q_{Odd} = Q_d + \frac{E}{\eta_E}}$

PŘÍKAD KOMBINOVANÉ VÝROBY $Q_d + E$

V příkladu se uvažuje **TEPLÁRNA** s protitlakovou PT



$p_p \sim (0.1 - 0.12)$ MPa pro vytápění
$\sim (1 - 3)$ MPa pro technologické účely



Účinnost teplárny (resp. stupeň využití paliva v teplárně) je možné definovat jako poměr získané elektřiny a účelově dodaného tepla k teplu přivedenému v palivu, tj.:

$$\eta_T = \frac{E + Q_d}{Q_{pal\,K}} = 1$$ tj. za předpokladu IDEÁLNÍHO případu bez ztrát $\Rightarrow$ $Q_{pal\,K} = Q_K = Q_d + E$

Pro úsporu tepla v palivu vlivem **KVET** z předchozího vyplývá:

$$\Delta Q_{pal} = Q_{pal\,OdE} - Q_{pal\,K} = Q_d + \frac{E}{\eta_E} - (Q_d + E) = E\left(\frac{1}{\eta_E} - 1\right) = E\frac{1}{\eta_E}(1 - \eta_E)$$

$$\frac{\Delta Q_{pal}}{Q_d} = \frac{E}{Q_d}\left(\frac{1}{\eta_E} - 1\right) = e\left(\frac{1}{\eta_E} - 1\right) > 0$$

a z toho dále plyne, že při **IDEÁLNÍ KVET** dochází vždy k úspoře paliva.
Velikost této úspory je značně ovlivněna tzv. **modulem teplárenské výroby elektřiny e** $e = \frac{E}{Q_d}$

OPATŘENÍ PRO ZVÝŠENÍ HODNOTY e

Zvyšování modulu **e** patří mezi základní opatření pro zvýšení využití PEZ při **KVET**

Pozn.: I zde však existují jisté limity!!!

1) PARNÍ OBĚHY - Vliv parametrů admisní a emisní páry

Pro případ teplárny s protitlakou parní turbinou bude:

$$e = \frac{E}{Q_d} = \frac{M_p(h_a - h_p)}{M_p(h_p - h_p')} = \frac{h_a - h_p}{h_p - h_p'}$$

$\Rightarrow$Pro ↑e je třeba v rámci možností
maximálně **zvýšit parametry admisní páry**, resp.
maximálně **snížit parametry protitlaké páry**, tj. protitlak p_p.

Obě tato opatření představují snahu o dosažení maximální výroby **E** při zadané výrobě Q_d.
To je v souladu **se klasickým teplárenským principem, který požaduje**

„VYROBIT CO NEJVÍCE ELEKTŘINY PRO ZADANOU DODÁVKU TEPLA".

Zjednodušeně platí:
Větší výroba **E** znamená větší zisk z „prodeje" **E**, což umožní pokrýt náklady na investice spojené s „teplárenskou částí technologie".

*Pozn.: Při projektech v oblasti energetiky je nutno vždy sledovat princip **3E**, který respektuje požadavky **E**konomické, **E**kologické, **E**nergetické (pořadí není důležité).*

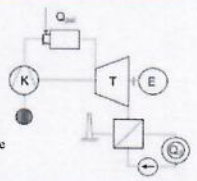
OPATŘENÍ PRO ZVÝŠENÍ HODNOTY e

2) Koncepční uspořádání – DALŠÍ OBĚHY +…

Další významné opatření pro zvýšení modulu **e** spočívá ve volbě jiných/vhodnějších koncepčních uspořádání:
Zejména jde o **použití plynových turbín** pro **KVET**:

a) V tomto případě je možné použít jednoduchý oběh spalovací turbíny, kdy výstup spalin je zaveden do „výměníku tepla/HRSG" , kde ohřívají topnou vodu,…

b) Termodynamicky ještě výhodnější řešení představuje **paroplynová teplárna**, kdy dodávku tepla zajišťuje obvykle parní část PPT, např. s protitlakou parní turbínou.



Vliv **koncepčního uspořádání** na hodnotu **e** ukazují obvyklé hodnoty: (pouze informativní!!!)

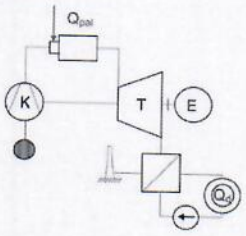
!při stejné dodávce tepla!	parní teplárna s protitlakou turbínou	„plynová" teplárna se spalovací turbínou	paroplynová teplárna
e (modul výroby elektřiny)	0.2 – 0.3	0.6 – 0.7	> 1

$\Rightarrow$ že teplárna se ST by vyrobila cca 2x více **E** než parní s protitlakou PT při stejné dodávce Q_d.
„Nejvyšší" produkci **E** u systémů na bázi TO nabízejí při stejné dodávce Q_d PPT.
Výhodnost ST pro KVET naráží na problém ↑ceny paliva – ST vyžaduje dražší palivo než PE <= ZP x uhlí
Určitou možnost je též využití energoplynu (CO + H_2) získaného ze zplyňování uhlí nebo BM.

Jednou z možných alternativ je proto použití ST, resp. μST, v oblasti **decentralizované KVET**, kde lze jako palivo využít právě plyn získaný ze zplyňování biomasy, případně BP.

Principielní tepelná schémata **TO** tepláren - **PLYNOVÉ TURBÍNY GT/ST**

S ohledem na potenciál výrazně vyšší hodnoty modulu **e** (= E/Q_d) se **GT** uplatňují i v **KVET** → v teplárnách se **ST**
a paroplynových teplárnách **PPT**.

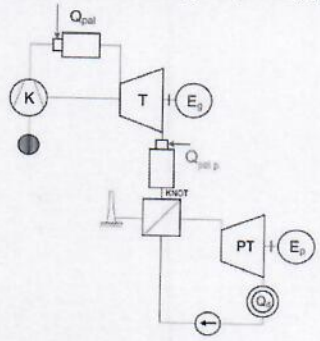


e ~ 0.6 – 0.7

*to znamená při daném Q_d přibližně 2-3x vyšší produkci **E** v porovnání s parní teplárnou zásadní otázkou je zde vysoká cena paliva.*

Principielní schémata **TO** tepláren – EB+RC–**PAROPLYNOVÁ TEPLÁRNA PPT**

V parní části **PPT** mohou být použity všechny typy teplárenských parních turbín.



e >1

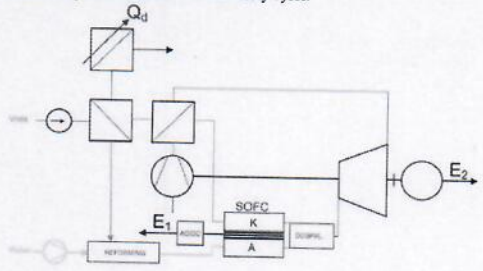
S ohledem na veliký přebytek vzduchu α = 2.5 – 3.5 ve výstupních spalinách plynové turbíny je zde možné použít tzv. přitápění $Q_{pal\ p}$

→ další „spalovací komora" za výstupem z plynové turbíny.

Přitápění – umožňuje zvýšit množství páry a účinnost v parní části PPT a tím i tepelný výkon Q_d

Principielní schémata **TO** tepláren – hybrid SOFC+EB – **TEPLÁRNA S FC**

Pro KVET mohou být použity různé typy **FC**.
U středněteplotních **PAFC** **e ~1**
Vysokoteplotní **SOFC** umožňují dosáhnout **e ~3**
samostatně a při kombinaci s **TO** i hodnoty vyšší.



POROVNÁNÍ PARAMETRŮ „OVET“ x KVET

$$\eta_i = \frac{E + Q_d}{m_{pv} Q_n} \qquad e = \frac{E}{Q_d}$$

	PZE	ZTRÁTY	Q_d	E	η_i	η_{ex}	e	e/(e+1)	β_p	β_p/η_E η_T/η_V
VÝTOPNA	100	10	90	0	0.9	**0.225**	0	0	0	
ELEKTRÁRNA	100	10 / 55	0	**35**	0.35	**0.35**	nek	1	0.35	1
TEPLÁRNA a)	100	10	72	**18**	0.9	**0.36**	0.25	0.2	0.18	0.514 1
TEPLÁRNA b)	100	15	39	**46**	0.85	**0.558**	1.18	0.54	0.46	1.314 0.94

TEPLÁRNA a) 80 + 51.4 = 131.4 PZE - 0.239

TEPLÁRNA b) 43.3 + 131 = 175 PZE - 0.429

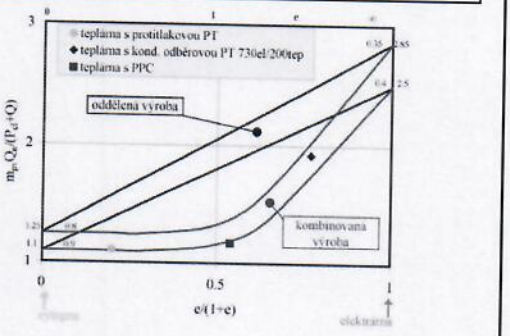
$$\eta_{ex} = \frac{E + E_{Qd}}{m_{pv} Q_n} \qquad \beta_p = \frac{E}{m_{pv} Q_n}$$

$$\frac{\Delta m_{pv} Q_n}{m_{pv} Q_n} = \frac{PZE_{KVET} - PZE_{OVET}}{PZE_{OVET}} \qquad \eta_{ex} = \eta - \frac{T_{ok}}{T} \frac{\beta}{e}$$

T_{ok} 300 K

T_{proc} 400 K

„VYUŽITÍ“ PALIVA PŘI KVET



POROVNÁNÍ PARAMETRŮ OVET x KVET

$$\eta_i = \frac{E + Q_d}{m_{pv} Q_n} \qquad e = \frac{E}{Q_d}$$

	PZE	ZTRÁTY	Q_d	E	η_i	η_{ex}	e	e/(e+1)	β_p	β_p/η_E η_T/η_V
VÝTOPNA	100	10	90	0	0.9	**0.225**	0	0	0	
ELEKTRÁRNA	100	15 / 25	0	**60**	0.60	**0.60**	nek	1	0.60	1
TEPLÁRNA a)	100	10	72	**18**	0.9	**0.36**	0.25	0.2	0.18	0.514 1
TEPLÁRNA b)	100	15	39	**46**	0.85	**0.558**	1.18	0.54	0.46	0.767 0.94

TEPLÁRNA a) 80 + 51.4 = 131.4 PZE - 0.239

TEPLÁRNA b) 43.3 + 131.4 = 174.7 PZE - 0.428

TEPLÁRNA b) - 0.167

$$\eta_{ex} = \frac{E + E_{Qd}}{m_{pv} Q_n} \qquad \beta_p = \frac{E}{m_{pv} Q_n}$$

$$\eta_{ex} = \eta - \frac{T_{ok}}{T} \frac{\beta}{e}$$

Vysoce účinná KVET VÚKVET – 2004

high-efficiency cogeneration
hocheffiziente KWK

„Označení VÚKVET zavedeno" Směrnicí evropského parlamentu a rady **2004/8/ES** ze dne 11. února 2004 **O podpoře KVET založené na poptávce po užitném teple na vnitřním trhu s energií**

Podpora **VÚKVET založené na poptávce po užitečném teple je** ve Společenství **prioritou** vzhledem k možným přínosům KVET, pokud jde o:

- úspory primární energie,
- vyloučení ztrát energie v rozvodné síti
- snížení emisí, zejména emisí skleníkových plynů.

Kromě toho může efektivní využívání energie KVET pozitivně přispět také k

- bezpečnosti zásobování elektřinou,
- posílení konkurenceschopnosti Evropské unie a jejích členských států.

Proto je nezbytné přijmout opatření k zajištění lepšího využívání tohoto potenciálu na vnitřním trhu s energií.

VÚKVET je v této směrnici definovaná úsporami energie dosaženými kombinovanou výrobou oproti oddělené výrobě tepla a elektřiny. „Vysoce účinnou KVET" se rozumějí **úspory energie vyšší než 10 %.**

Situace s VÚKVET v EU-28 k 2017

zdroje	uhlí a rašelina	ropné produkty	ZP	OZE	ostatní
(%)	16.5	5.1	42.7	27.9	7.7
372.1 Wh	88 %	11.3 %	2882 PJ	84 %	1350

*Pozn: Uvedená Směrnice evropského parlamentu a rady **2004/8/ES***
*byla zrušena Směrnicí **2012/27/EU** o energetické účinnosti ze dne 25. října 2012,*
*která byla následně změněna Směrnicí evropského parlamentu a rady (EU) **2018/2002** ze dne 11. prosince 2018.*

Budoucnost KVET s TO / s PALIVY v EU???

KVET využívající **PALIVA** bude mít v energetice důležitou roli ještě mnoho let, **pokud se modernizuje!!!** To platí jak pro KJ využívající FP (JP), tak pro KJ využívající obnovitelná paliva.

Kolem roku **2030 KVET** systémy do značné míry **nahradí monovýrobu** E a Q z FP, budou krýt velkou část zbytkové zátěže a přispívat tak ke snižování emisí. Význam „palivových" KVET systémů se však bude postupně snižovat.

Do roku **2050** nahradí OZE z velké části FP v sektorech produkce E i Q.
Pro **KVET** to znamená, že vzhledem k požadavku na řešení neutrální z hlediska produkce skleníkových plynů, bude budoucnost palivových KVET systémů podmíněna používáním **obnovitelných paliv OP.**
Ale i **OP** budou **v dlouhodobém výhledu** dostupná v omezené míře nebo budou drahá - to omezí oblast jejich použití.

Z dlouhodobého hlediska se proto **OP** použijí především tam, kde je obtížné je nahradit, např. v letecké a lodní dopravě. **KVET** proto bude o **OP** zřejmě soutěžit i s řadou „konkurenčních" odvětví spotřeby.

***Pozn:** Na **KJ** jsou z **průmyslu a z veřejné sféry často různé požadavky**:*
Dodávka tepla Q_d pro vytápění a přípravu horké vody do obytných budov je v mnoha případech realizovatelná s teplem na nižších teplotách než je dnes běžné.
Naopak mnoho technologických procesů vyžaduje a bude dále vyžadovat Q_d o velmi vysokých teplotách.
*Zdá se logické, že **v budoucnu v těchto oblastech převládnou „rozdílné" technologie KVET**:*

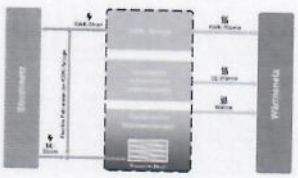
- *Ve střednědobém až dlouhodobém horizontu budou v **průmyslu vedle KVET** systémů hrát důležitou roli především **systémy PtoH**.*
- *V dodávkách tepla **pro budovy** však mohou hrát významnou roli **fototermální a geotermální systémy a odpadní teplo WH.***

inovativní KVET IKVET ~2018

Zásobování **E** bude v Německu z větší části spojeno s produkcí větrných a solárních elektráren. Vysoká časová volatilita těchto zdrojů vyžaduje zálohování zásobování **E** a **Q** pomocí jiných systémů.
Očekává se, že by přínosným řešením měly být **inovativní KVET systémy**.

Sestava **IKVET**:

- KJ (výkon 1 až 10 MW),
- inovativní obnovitelný zdroj tepla (v objemu odpovídajícím min. 30 % výroby tepla z KJ za 3000 hodin provozu) např. solární teplo, geoteplo,...,
- elektrokotel,
- společný systém měření a řízení.

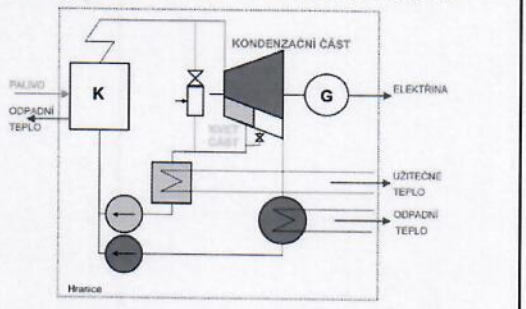


Záměnou/kombinací jednotlivých zdrojů tepla při dodávce do tepelné sítě, může IKVET pružně reagovat na situaci v elektro síti a zvyšovat její stabilitu.
Při přebytku E zapojení **P2H** umožní zabránit odstavování PV a VE.

Projekty IKVET systémů usilují v Německu o podporu formou soutěže.
Pozn.: Projekt IKVET nemusí být realizován v jedné lokalitě.

Příklad dělení na KVET a „NEKVET“

Technologie: KONDENZAČNÍ ODBĚROVÁ TURBÍNA



ZPŮSOBY ROZDĚLENÍ „SPOLEČNÝCH“ NÁKLADŮ KVET na E a Q_d

Při realizaci **KVET** jsou výslednými produkty elektřina **E** a teplo Q_d.
Pro určení jejich jednotkové ceny (Kč/kWh, Kč/GJ) je třeba řešit „problém **rozdělení**“

- **energie přivedené v palivu**
- i **ostatních společných nákladů**, např.: kotel, parní potrubí admisní páry, úprava uhlí,…atd;
- (samostatně pro elektřinu jen generátor, pro teplo jen výměníková stanice)

na produkci elektřiny a na produkci tepla.

Z řady existujících **metod dělení** je zde smysluplné uvést především tzv. **fyzikální metody**, mezi které patří:

- energetická metoda
- termodynamická metoda
- exergetická metoda

JAKÁ MÍRA UPLATNĚNÍ KVET V ENERGETICE JE OPTIMÁLNÍ ???

K uplatnění **KVET** v energetickém mixu státu lze primárně jednoduše konstatovat, že je vhodné

využít KVET v maximální možné míře,

neboť představuje významný potenciál pro:

- **úspory paliva - PZE**
  a tím často i
- **snížení škodlivých emisí/obecně snížení zatížení ŽP**.

To reflektuje i aktuální a očekávaný budoucí **postoj EU ke KVET**.

Omezujícím faktorem širšího uplatnění KVET je její ekonomická konkurenceschopnost v podmínkách energetického trhu, tj. v daných cenových relacích na trhu s palivy, s elektřinou a teplem, s emisemi a s tituly podpory/penalizace.

Podpora E z KVET v ČR formou ZB dle ERÚ $C_{zb} = E_{kvet} \cdot (ZB_{zaklsazba} + ZB_{dopl\_t})$

Využití primárního potenciálu KVET je **trvale limitováno** i požadavky/charakterem spotřeby, tj. KVET

- **je vázána** na potřebný tepelný výkon / nověji i na požadavky na regulaci/stabilitu sítě,
- **je omezena** nesoučasností změn (nárůstů a poklesů / špiček a propadů) elektrických a tepelných výkonů v čase, tj. během provozu.

Proto je zřejmé, že v žádném případě

energetiku státu nelze vybudovat pouze na technologiích KVET!!!!

Pozn.: Specifickou úlohu má KVET v decentralizované energetice.

DEFINICE EXERGIE HMOTOVÉHO TOKU ExHT

ExHT – je rovna maximální práci, kterou lze získat z daného stavu pracovní látky při jejím uvedení do rovnováhy (termomechanické) s okolím. Z této definice plyne matematická formulace, dle které je s použitím I. a II. ZTD ExHT rovna technické práci získané při vratné změně z daného stavu SYSTÉMU na stav OKOLÍ.

$W_{tvr} = W_{tmax}$

1) I. ZTD $dh = dq - dw_t$ $\quad dw_{tvr} = -dh + dq_{vr}$

SYSTÉM T, p, h, s — q_{vr} odtoky tepla se realizuje při teplotě okolí T_o

OKOLÍ T_o, p_o, h_o, s_o

$W_{tvr} = -\int_h^{h_o} dh + q_{vr} = (h - h_o) + q_{vr}$ $\quad W_{tvr} = (h - h_o) - T_o(s - s_o) = e$ EXERGIE

MATEMATICKÁ FORMULACE POJMU EXERGIE

Stavové veličiny h a h_o odpovídají výchozímu a koncovému stavu PL. Neznámá hodnota q_{vr} se určí z II.ZT

2) II. ZTD

SYSTÉM: $\Delta s_1 = \int_s^{s_o} ds = (s_o - s)$ $\quad$ OKOLÍ: $\Delta s_2 = -\frac{q_{vr}}{T_o}$ $\quad q_{vr} = -T_o(s - s_o)$

celková bilance změny entropie systém + okolí $\Delta s = \Delta s_1 + \Delta s_2 = (s_o - s) - \frac{q_{vr}}{T_o} = 0$ ⇑

V uvedeném vztahu se respektuje pouze stav **PL**. Obecně by v této relaci měly vystupovat také: kinetická energie, potenciální energie a případně exergie chemických reakcí, tj.

$e = (h - h_o) - T_o(s - s_o) + 0.5c^2 + gh + e_{ch}$ například při řešení problémů s chemickými reakcemi - se spalováním,...

Pozn.: Při základních analýzách tepelných oběhů se však obvykle používá pouze 1. část této rovnice.

EXERGIE a ANERGIE $E + B$ $(e + b)$

Z hlediska energetických přeměn představuje **EXERGIE** maximální technickou práci a je tedy **Neomezeně transformovatelnou** částí energie.

Netransformovatelná část se označuje písmenem $B = T_o(S - S_o)$ a nazývá se **ANERGIE**.

Celková energie = exergie + anergie

Energie = E + B

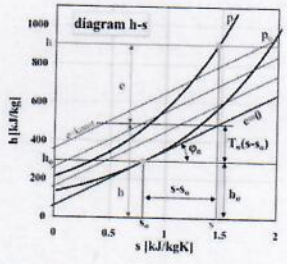
měrná energie = e + b

Pro lepší uchopení pojmů **energie** a **exergie** je účelné následující porovnání:

ENERGIE	EXERGIE
I. ZTD **zákon zachování energie**	**e + b = konst.**
II.ZTD **Δs >0** **entropie izolované soustavy může pouze narůstat**	**při nevratných dějích dochází ke změně transformovatelné na netransformovatelnou část energie** **e → b, tj. e↓ a b↑**
nelze sestrojit perpetum mobile II. druhu	**nemožnost přeměny b → e bez vnější kompenzace**

ZNÁZORNĚNÍ EXERGIE V h-s DIAGRAMU

Vzájemný vztah mezi stavovými veličinami h, s, e, vyplývá ze znázornění exergie v h-s diagramu



$e = (h - h_o) - T_o(s - s_o)$

Interpretace T_o

$Tds = dh - vdp$

Pro izobarický děj p=konst

$T = \left(\frac{dh}{ds}\right)_p = tg(\varphi)$

$T_o = \left(\frac{dh}{ds}\right)_o = tg(\varphi_o)$

$h = e + b$

$h_o = e_o + b_o = 0 + b_o = b_o$

Tečna k izobaře ve stavu okolí je **čára okolí**, přičemž hodnota exergie je zde rovna 0 (**e=0**).

Čáry **konstantní exergie** jsou rovnoběžné s **čárou okolí**.

EXERGIE TEPLA

Vedle **exergie hmotového toku ExHT** je pro hodnocení tepelných oběhů třeba definovat také **exergii tepla ExQ**.

Obdobně jako u **ExHT** se i u **ExQ** vychází z „principu" w_{max}.
Mechanická práce se obvykle získává přeměnou části přivedeného tepla v kruhovém cyklu. Aby tato práce byla maximální musí se jednat o **Carnotův cyklus** (nebo zobecněný **Cc**), tj. exergie tepla $\mathbf{E_q}$ se rovná součinu přivedeného tepla $\mathbf{Q_p}$ a příslušné účinnosti **Cc**.

$$E_Q = \eta_{tC} Q_p = (1 - \frac{T_o}{T})Q$$

Předmětný **Cc** pracuje s „maximálním" ΔT_{max}, tj. zde mezi danou teplotou T a teplotou okolí T_o. Současně však s ohledem na to, že veškeré teplo $\mathbf{Q_p}$ není možné na práci přeměnit (T_o>0 K), musí platit $\mathbf{Q_p = E_q + B_q}$, kde anergie tepla $\mathbf{B_q}$ je po dosazení vyjádřena vztahem

$$B_Q = (1 - \eta_{tC})Q_p = (\frac{T_o}{T})Q$$

Anergie $\mathbf{B_q}$ představuje část tepla netransformovatelnou na mechanickou práci.
V případě, že v průběhu děje dochází ke změnám teploty je třeba použít diferenciální vztahy, tj.

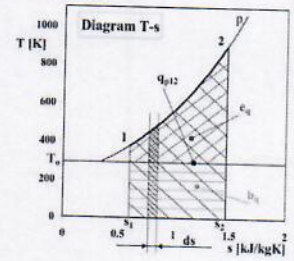
$$dE_Q = (1 - \frac{T_o}{T})dQ = (T - T_o)dS \qquad dB_Q = \frac{T_o}{T}dQ = T_o dS$$

Tyto relace zároveň umožňují měrnou exergii a měrnou anergii přivedeného tepla znázornit v **T-s** diagramu ⇒

EXERGIE TEPLA v T-s diagramu

Přívod tepla při teplotě $T>T_o$ je vždy spojen nejen s přívodem **exergie**, ale i **anergie** tepla.

Tato anergie pak „proudí" celým systémem jako **„balast"**, tj. bez možnosti jejího využití pro konání užitečné práce.



$$q_{p1,2} = \int_1^2 dq = \int_1^2 Tds$$

$$de_q = (1 - \frac{T_o}{T})dq = (T - T_o)ds$$

$$db_q = \frac{T_o}{T}dq = T_o ds$$

Pozn.:
U přenosů tepla, činnosti TO i provozu AS (CB) pod T_o je vhodné pracovat s **EXERGIÍ CHLADU**

EXERGETICKÉ HODNOCENÍ TEPELNÝCH OBĚHŮ + komponent TO

Reálné děje probíhající při transformacích energie v často složitých energetických systémech jsou **děje nevratné ⇒ dochází při nich k růstu entropie systému.**

K posouzení těchto přeměn již nestačí použití samotného I. ZTD (tj. energetické bilance), ale je nutno použít i II. ZTD. Takový přístup umožňuje i extenzivní veličina **EXERGIE.**

Exergetická metoda hodnocení (EXMH)
je založena na pojmu **„pracovní schopnost"**, který je často inženýrské praxi bližší než pojem **entropie** a zahrnuje **I.** i **II. ZTD.**

EXMH (v porovnání s entropickou metodou – řešící bilance entropie v izolovaném systému) je praktická metoda použití **II. ZTD.**

EXMH
- umožňuje určit **„stupeň dokonalosti" využití energetických zdrojů,**
- ukazuje, kde v systému, proč a jaké množství využitelné **pracovní schopnosti** je **ztraceno.**

S použitím tzv. **bilance exergie** každého elementu (zde při neuvažování akumulace,...):

Σ exergie vstupů = Σ exergie výstupů + ztráta exergie
se určí tzv. **exergetická ztráta.**

To umožňuje i u složitých systémů (např. u realizaci **TO** v elektrárnách, teplárnách,...) **určit „nejslabší" elementy a ty následně analyzovat s cílem zlepšit stav.**

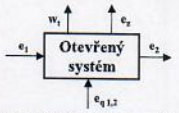
ZÁKLADNÍ ROVNICE EXERGETICKÉ BILANCE

Bilance exergií (vstup-výstup) zvoleného prvku tepelného oběhu slouží k určení vlastní **exergetické ztráty e_z**.

Uvažuje se **otevřený systém**, tj. systém umožňující výměnu hmoty, tepla a práce s okolními prvky:

$$e_{q1,2} = \int_1^2 de_q = \int_1^2 (1 - \frac{T_o}{T})dq = q_{1,2} - T_o \int_1^2 (\frac{1}{T})dq = q_{1,2} - b_{q1,2}$$

$$q = e_q + b_q$$



vstup = výstup

$$e_1 + e_{q1,2} = e_2 + W_t + e_z$$

Pozn.: Mechanická práce w_t je rovna exergii, neboť je neomezeně transformovatelná.

Tato **bilanční rovnice** za předpokladu známých vstupních a výstupních stavů umožňuje přímo určit příslušnou hodnotu **exergetické ztráty e_z**, která je měřítkem ztráty pracovní schopnosti pracovní látky v daném prvku.

Tato ztráta **vzniká v důsledku probíhajících nevratných dějů** (tření, sdílení tepla, škrcení, mísení, atd.).

Obecně jsou tyto ztráty charakterizovány odpovídajícím přírůstkem entropie Δs_z.

Musí tedy existovat vzájemná vazba mezi hodnotou e_z a odpovídající hodnotou Δs_z.

Jaká je tato vazba mezi e_z a Δs_z????

VAZBA MEZI e_z A Δs_z

Tuto VAZBU (relaci) lze získat ze základní bilanční rovnice následujícími úpravami:

1. ZTD: $dq = dh + dw_t$ $\quad w_{t1,2} = q_{1,2} - (h_2 - h_1)$

2. ZTD: $s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{dq}{T} + \Delta s_z$

skutečný přírůstek entropie je roven součtu přírůstku entropie od vratného sdílení tepla a přírůstku Δs_z v důsledku nevratných dějů.

Dosazením uvedených relací pro w_t, $s_2 - s_1$ do bilanční rovnice exergie se obdrží:

$$e_z = (e_1 - e_2) + e_{q1,2} - w_{t1,2} = (e_1 - e_2) + q_{1,2} - T_o \int_1^2 \frac{dq}{T} - w_{t1,2} = e = (h - h_o) - T_o(s - s_o)$$

$$= ((h_1 - h_2) - T_o(s_1 - s_2)) + q_{1,2} - T_o \int_1^2 \frac{dq}{T} - q_{1,2} + (h_2 - h_1) = T_o[\int_1^2 \frac{dq}{T} + \Delta s_z] - T_o \int_1^2 \frac{dq}{T} = T_o \Delta s_z$$

Gouy-Stodolova věta – V procesu ztracená práce nebo „zničená" exergie je přímo úměrná množství entropie v procesu generované. $e_z = T_o \Delta s_z$

GSV Vyjadřuje neodvratitelnou a nevratnou ztrátu exergie

Je velmi důležitá při analýze a návrhu procesu z hlediska termodynamiky.

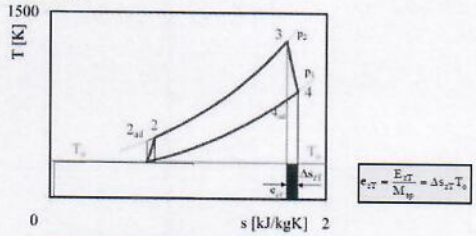
Poskytuje prostředky pro zlepšování účinnosti procesu: kvantifikací a následnou minimalizací nevratnosti v procesu.

V některých případech se používá k rychlému určení příslušné exergetické ztráty.

To lze ilustrovat na následujících příkladech ⇒

EXERGETICKÁ ZTRÁTA V REÁLNÉ TURBÍNĚ – V EXPANDÉRU

TURBÍNA



$$e_{zT} = \frac{E_{zT}}{M_{sp}} = \Delta s_{zT} T_o$$

$$M_{sp}e_3 = M_{sp}e_4 - P_T - E_{zT} \qquad P_T = M_{sp}(h_3 - h_4)$$

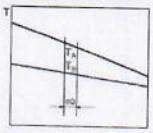
$$E_{zT} = M_{sp}(e_3 - e_4) - P_T = M_{sp}(e_3 - e_4) - M_{sp}(h_3 - h_4)$$

$$E_{zT} = M_{sp}[(h_3 - h_4) - (s_3 - s_4)T_o] - M_{sp}(h_3 - h_4)$$

$$E_{zT} = M_{sp}(s_4 - s_3)T_o = M_{sp}\Delta s_{zT} T_o$$

EXERGETICKÁ ZTRÁTA při SDÍLENÍ TEPLA / ve VÝMĚNÍKU TEPLA

VT



Látka A exergii ztrácí $dE_A = (1-\frac{T_o}{T_A})dQ_A < 0$

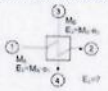
Látka B exergii získává $dE_B = (1-\frac{T_o}{T_B})dQ_B > 0$

$dQ_B = -dQ_A > 0$

Pro ztrátu exergie dE_z platí: $dE_A + dE_B + dE_z = 0$

$dE_z = -(dE_A + dE_B) = T_o\frac{T_A - T_B}{T_A T_B}dQ_B = T_o dS_z$

Výše uvedená **obecná bilanční rovnice pro exergii** se používá pro libovolný prvek tepelného oběhu (výměníky tepla, turbínu, kompresor, čerpadlo, spalovací komoru,...).
V případě **VT** lze celkovou ztrátu exergie určit ze „vstupů a výstupů" následovně:



Z exergetické bilance plyne

$E_1 + E_3 = E_2 + E_4 + E_z$

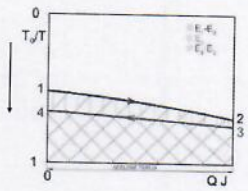
$E_Z = (E_1 - E_2) - (E_4 - E_3)$

M_A ...OHŘÍVAJÍCÍ LÁTKA
M_B ...OHŘÍVANÁ LÁTKA

Znalost hodnoty E_z pak umožňuje určit **exergetickou účinnost** výměníku tepla

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta E \text{ ohřívané látky}}{\Delta E \text{ ohřívající látky}} = \frac{E_4 - E_3}{E_1 - E_2} = 1 - \frac{E_z}{E_1 - E_2}$$

GRAFICKÉ ZNÁZORNĚNÍ EXERGETICKÉ ZTRÁTY VE VT



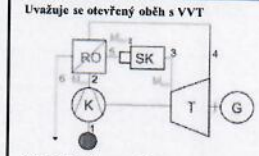
$\Delta E_{qA} = \int_1^2 (1-\frac{T_o}{T})dQ$

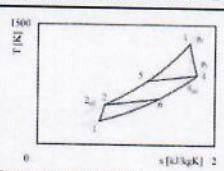
ΔE_z

$\Delta E_{qB} = \int_3^4 (1-\frac{T_o}{T})dQ$

PŘÍKLAD EXERGETICKÉ BILANCE OBĚHU PLYNOVÉ TURBÍNY - 1

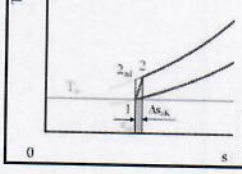
Uvažuje se otevřený oběh s VVT





ÚKOL: Určit exergetickou ztrátu jednotlivých komponent daného oběhu.
Současně je možné určit i odpovídající přírůstek entropie v důsledku nevratnosti.

1) KOMPRESOR



$M_{vz}e_1 - P_K = M_{vz}e_2 - E_{zK}$ $\quad P_K = M_{vz}(h_2 - h_1)$

$E_{zK} = M_{vz}(e_1 - e_2) - P_K = M_{vz}(e_1 - e_2) - M_{vz}(h_2 - h_1)$

$E_{zK} = M_{vz}[(h_1 - h_2) - (s_1 - s_2)T_o] - M_{vz}(h_2 - h_1)$

$E_{zK} = M_{vz}(s_2 - s_1)T_o = M_{vz}\Delta s_{zK}T_o$

$e_{zK} = \frac{E_{zK}}{M_{vz}} = \Delta s_{zK}T_o$

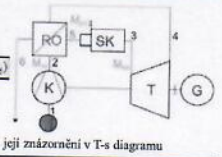
PŘÍKLAD EXERGETICKÉ BILANCE OBĚHU PLYNOVÉ TURBÍNY - 2

2) REGENERAČNÍ OHŘÍVÁK

$$M_{vz} e_2 + M_{sp} e_4 = M_{vz} e_5 + M_{sp} e_6 + E_{zRO}$$

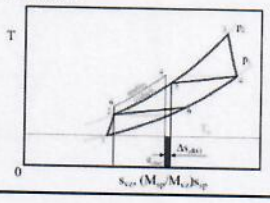
z energetické bilance RO platí: $M_{vz}(h_5 - h_2) = M_{sp}(h_4 - h_6)$

$$E_{zRO} = M_{vz}(e_2 - e_5) + M_{sp}(e_4 - e_6)$$



Uvedené rovnice nyní umožňují určit vazbu mezi e_z a Δs_z a její znázornění v T-s diagramu

T-s diagram



$$e_2 - e_5 = -T_o(s_2 - s_5) + (h_2 - h_5)$$

$$e_4 - e_6 = -T_o(s_4 - s_6) + (h_4 - h_6)$$

$$E_{zRO} = M_{vz} T_o (s_5 - s_2) + M_{sp} T_o (s_6 - s_4)$$

$$e_{zRO} = \frac{E_{zRO}}{M_{vz}} = T_o(s_5 - s_2) + \frac{M_{sp}}{M_{vz}} T_o (s_6 - s_4)$$

PŘÍKLAD EXERGETICKÉ BILANCE OBĚHU PLYNOVÉ TURBÍNY - 3

3) SPALOVACÍ KOMORA

exergetická bilance: $M_{vz} e_2 + M_{pv} Q_n = M_{sp} e_3 + E_{zSK}$

hmotnostní bilance: $M_{vz} + M_{pv} = M_{sp}$

energetická bilance: $M_{vz} h_5 + M_{pv}(h_{pv} + Q_n) = M_{sp} h_3$

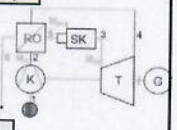
$$\Rightarrow \quad E_{zSK}$$

4) TURBÍNA

exergetická bilance: $M_{sp} e_3 = M_{sp} e_4 + P_T + E_{zT}$

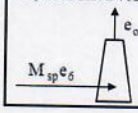
energetická bilance: $P_T = M_{sp}(h_3 + h_4)$

$$\Rightarrow \quad E_{zT} = T_o(s_3 - s_4) M_{sp}$$



5) KOMÍNOVÁ ZTRÁTA

$M_{sp} e_6 = M_{sp} e_o + E_{zKOM}$ $\qquad$ $E_{zKOM} = M_{sp} e_6$



Exergetická ztráta komínová se tedy rovná přímo exergii spalin o stavu 6.

PŘÍKLAD EXERGETICKÉ BILANCE OBĚHU PLYNOVÉ TURBÍNY - 4

Tím jsou určeny **exergetické ztráty jednotlivých komponent** realizace TO.
Následuje analýza, tj. jejich porovnání a návrh **opatření pro jejich „optimalizaci"**.
Součástí postupu by byla **i analýza vlivu** jednotlivých **parametrů** TO na velikost těchto ztrát.
Při zahrnutí cenových relací by následovala **technicko-ekonomická optimalizace** TO.

V souvislosti s používáním **exergie** jako veličiny vhodné pro analýzu termodynamické dokonalosti prvků TO je vhodné provést i **exergetickou bilanci** elektrárny se ST jako **celku**:

$$M_{vz} e_1 + M_{pv} Q_n = P_{ut} + M_{sp} e_o + \sum_{i=1}^{n} E_{zi}$$

$$0 + E_{pv} = P_{ut} + 0 + \sum_{i=1}^{n} E_{zi}$$

Pro exergetickou účinnost pak bude platit:

$$\eta_{ex} = \frac{E_{pv} - \sum_{i=1}^{n} E_{zi}}{E_{pv}} = \frac{P_{ut}}{E_{pv}} = \frac{P_{ut}}{M_{pv} Q_n} = \eta_{celk}$$

V daném případě ELEKTRÁRNY jsou si tedy účinnost exergetická η_{ex} a celková (energetická) η_{celk} rovny!!!

ZÁVĚRY DANÉHO PŘÍKLADU

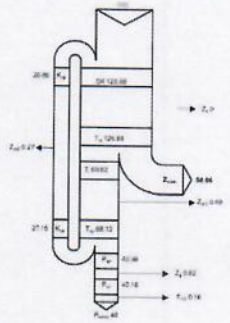
Z výsledků je zřejmé, že **V TOMTO PŘÍPADĚ**
použití exergie pro výpočet účinnosti TO nepřineslo zisk (žádná nová informace)
v porovnání s tepelnou účinností, která je založena na energetické bilanci.

Samotná energetická bilance však nepřináší prakticky žádnou **informaci o ztrátách nevratností** v jednotlivých elementech TO.
Tuto informaci získáme právě z jejich exergetických bilancí.

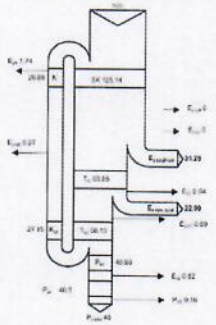
To je i vlastní a **hlavní účel použití exergie**
při hodnocení termodynamické dokonalosti **TO**.

TOKY ENERGIE A EXERGIE VE SPALOVACÍ TURBÍNĚ
EB OBĚH BEZ REGENERACE

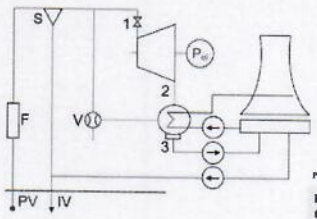
BILANCE ENERGETICKÁ

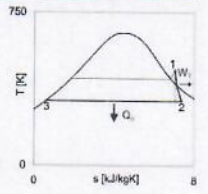


BILANCE EXERGETICKÁ



GTE a) DRY STEAM PŘÍMÉ VYUŽITÍ PÁRY z HGTS - η_{EX}





Zdroj přehřáté tlakové páry
(180 - 350 °C)
„optimální" / limitován počtem lokalit

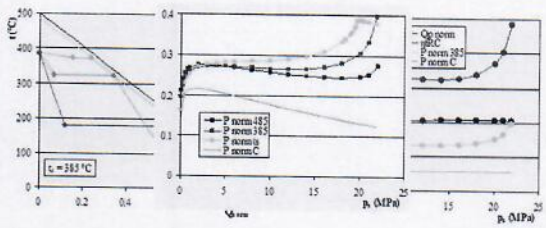
PŘÍKLAD

p_A = 2 MPa
t_A = 270 °C
p_2 = 0.004 MPa
η_T = 0.85
$\eta_{t\,inf}$ = 0.336 > $\eta_{rood\,inf}$ = 0.286
P_{el} = 810 kW/kg atm
η_{EX} = 0.596

TOE = RC+EB … je to vše??? … ještě něco navíc

přívod tepla	změna fáze	tepelné oběhy
vnější	ano	parní: **Rankine RC** + jeho organické varianty **ORC** · Carnot 2fázový pravotočivé absorpční oběhy: Kalina **KC** · **APC** regenerační oběhy: Stirling 2fázový
vnější	ne	**APC** · **Kalinův** oběh je „modifikací" **Rankine**ova oběhu, PL je směs nejméně 2složková, např. u **KC** obvykle vody s amoniakem. Stoddard (*1919 spsp vsnl*)
vnitřní	ne	Atkinson (*1882 svpsvp*)· **Brayton**/Joule · Diesel · Humphrey · Lenoir (*1860*)· Miller · Otto (*1861→1876*)/Beau de Rochas – pat. 4takt (*1861*) · Scuderi · se stacionárním spalováním · HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition)
smíšené o.	kombinované · hybridní · smíšené/dualní (Sabath/Seileger)	
levotočivé o.	Hampson–Linde · Kleemenko · „pulsní trubka" (na bázi LStirlingu) · regenerční chladicí o. · transkritický (často s CO_2) · parní absorpční · parní kompresní (Bell Coleman (LRC)) · Siemens · Vuilleumier	
ostatní o.	Claude · Claude 2tlaký · Fickett-Jacobs · Gifford-McMahon · Hirn · Hampson–Linde · Linde 2tlaký · Heylandt · Barton	

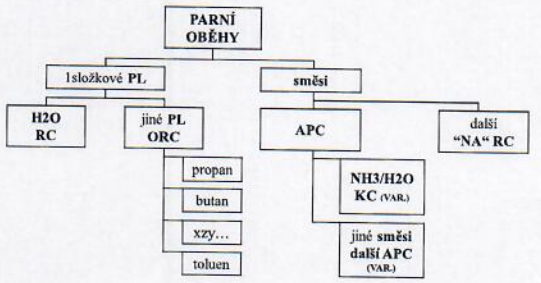
Je Carnot nejlepší ??? Z pohledu využití reálného zdroje tepla

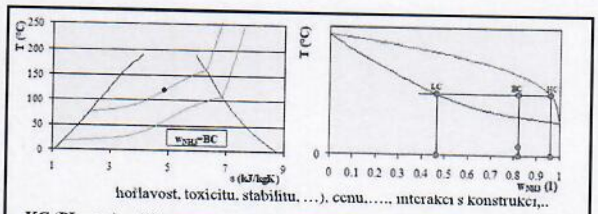


Je Carnot nejlepší ??? Z pohledu využití reálného odvodu tepla

Který oběh je tedy „nejlepší" ???????????

„VARIANTY" PARNÍCH OBĚHŮ



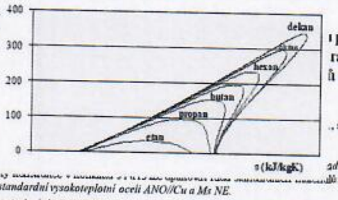


hořlavost, toxicitu, stabilitu, …), cenu….., interakci s konstrukcí,..

KC (PL - smě

- ZF -
  „vel
- ZK -
  opti

ı provázeny
rakteru zdroje Q
ň tepla ⇒ lze



Pozn: amc
je s
relat
Nev
S m

.., snadno dostupný a

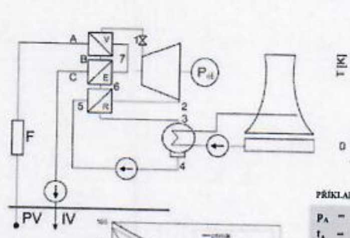
adicí techniky).

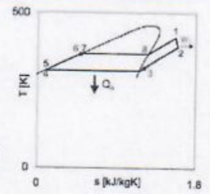
Pro … : konkrétně uhlíkové oceli a standardní vysokoteplotní oceli ANO//Cu a Ms NE.

GWP potenciál globálního oteplování (Global Warming Potencial) ukazuje jak může daná látka zvýšit teplotu klimatu v poměru k potenciálu CO2.

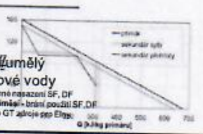
ODP potenciál poškozování ozónové vrstvy (Ozone Depletion Potential)

GTE b) BINARY NEPŘÍMÉ VYUŽITÍ HV – např. ORC





Přírodní/umělý
zdroj tlakové vody



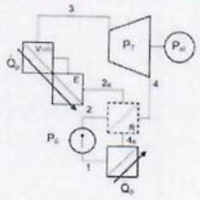
nízká teplota – nestačí pro účinné nasazení SF, DF
vysoký obsah chemických příměsí – brání použití SF, DF
Nejperspektivnější typ GT zdroje pro Elgu:

PŘÍKLAD

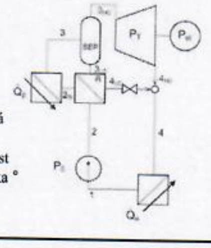
p_A =	1 MPa	p_1	=	0.66 MPa
t_A =	160 °C	p_2	=	0.15 MPa
m_{p1} =	57 %			
PL	izopentan	η_T	=	0.85
η_t =	0.154 >	$\eta_{t,real}$	=	0.133
		P_{el}	=	41.4 kW/kg

η_{EX} = 0.177 (0.385)

„POROVNÁNÍ“ ORC/KALINA KCS11



jednosložková organická PL//směs NH_3 - H_2O
sériově řazený oběh//sério-paralelní oběh:
SEP oddělení páry a kapaliny
MIX opětné sloučení.
weak/strong solution (lean/ritch mixture)



přehřátí PL je možné, ale obvykle se nepoužívá
rekuperace možná
často se nepoužívá//rekuperovat lze značnou část energie PL, často v několika °

…

VARIANTY KALINOVA OBĚHU KCS

KC vyvinul Alexander Kalina v 70. MS primárně pro využití NT zdrojů s vyšší účinností než RC. Následně postupně vznikla řada variant zapojení, některé cílené i do oblasti vyšších teplot zdroje. Obecně je tedy KC určen pro WHR, GT a solární zdroje i jako BC pro kombisystémy.

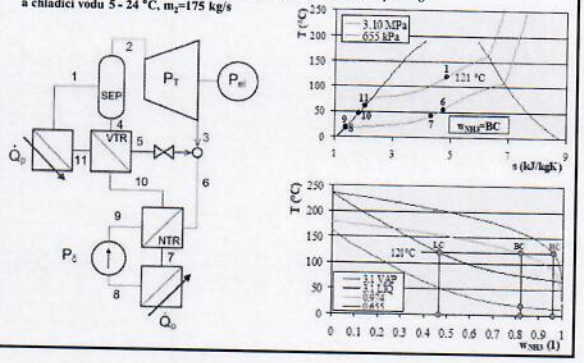
V literatuře jsou uváděny různé Kalina Cycle Systems KCS, např.:

- **KCS 1 jako varianta vhodnější pro kombi jednotky menších výkonů** *(celkový výkon pod 20 MW, BC cca do 8 MW).*
- **KCS 5 použitelný především pro energ. systémy využívající Q uvolněné při spalování paliv.**
- **KCS 6 (vyvinutý s potenciálem 10 % zvýšení účinnosti proti KCS 1). Je vhodnější pro jednotky většího výkonu** *(celkový výkon nad 20 MW)*, **navržený jako BC pro kombicykly se ST, zde nabízí nejvyšší účinnost z KC.**
- **KCS 11 je nejvhodnější pro geotermální zdroje s teplotou cca 120 - 200 °C.**
- **KCS 12, ...**
- **KCS 34 a KCS 34g jsou vhodné pro teploty pod 120 °C. KCS 34 je nejvhodnější pro kombinovanou výrobu E a Q pro dálkové vytápění. Varianta KCS 34g je vhodná pro zařízení menších výkonů.**
- ADT.....

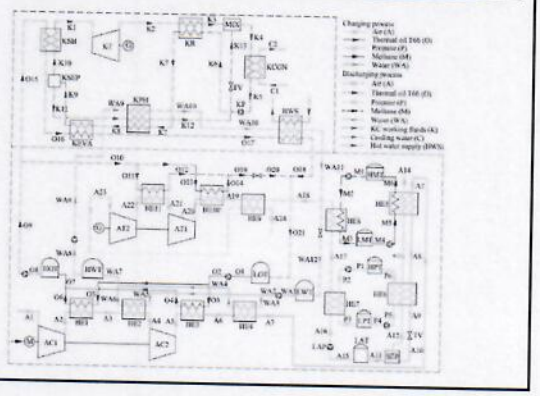
Pozn.: Jednotlivé varianty KCS mívají navíc i více dílčích modifikací.

GTE Húsavík – příklad realizace KCS 34

Islandská GTE Húsavík s výkonem 2 MW byla uvedena do provozu 2000. (1. KCGTE + 1. KC v E)
Využívá GT tekutinu v teplotním rozsahu (in-out) 124 - 80 °C, m_1=95 kg/s a chladicí vodu 5 - 24 °C, m_2=175 kg/s



Hybrid Power System Combining Kalina Cycle with Liquid Air Energy Storage



JAK JE TO S VARIANTAMI PLYNOVÝCH OBĚHŮ???

Superkritický CO2 oběh … více než 50 let naděje

Subkritický CO2 levotočivý oběh - dobře známý v aplikacích

Superkritický CO2 pravotočivý oběh

- patent na oběh s částečnou kondenzací Sulzer (1948) – bez realizace
- excelentní rozbor Gianfranco Angelino (1968→)
- získal opět velkou pozornost v 90. MS v souvislosti s vývojem JR4G – SFR

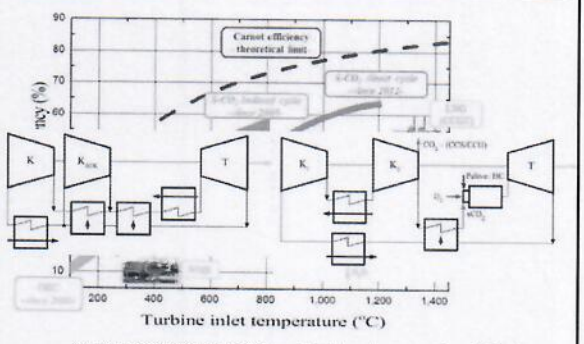
- kritický stav CO2: 30.98 °C a 7.38 MPa
- v principu jde o EB oběh:
  - blízkost K => proměnné c_p!!! => nelze pracovat s IP!!!
  - p_{min} ~8 MPa => malé ε => p_{max} ~24 MPa => (nehrozí průnik AIR do CO_2)
  - t_c vysoká => smysluplné jen s regenerací => var. c_p => specif. řešení

Superkritický CO2 oběh výhody:

- zajímavá účinnost v oblasti „středních" teplot (uvádí se o 5 % > než RC CHA CHA)
- malý tlakový poměr
- výhodný poměr W_E/W_K
- jednoduchý layout
  - vysoká hustota / malé tlakové poměry → kompaktní lopatkové stroje (*celková velikost systému ~4x menší než RC*)
  - kompaktní výměníky tepla
  - => *často se uvádí jako alternativa k parním oběhům velkých výkonů*
  - překvapivě je však spojován i s nízkými výkony (*WHR – Echogen*)

- **potenciálně široká oblast aplikací = různé** zdroje tepla:
  - fosilní,
  - jaderné,
  - WHR,
  - CSP, GTE,..
  - kombinované cykly,…bottoming k EB, topping k RC
  - hybridy s FC
  - akumulační systémy CB

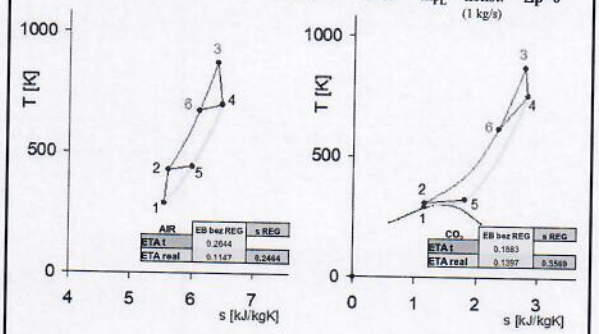
Superkritický CO2 oběh srovnání s „konkurenty"



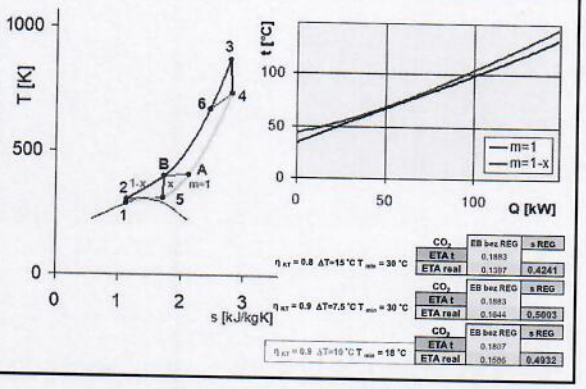
Zdroj: Ahn Y. et al: Review of supercritical CO_2 power cycle technology and current status of research and development

Superkritický CO2 oběh EB 8/24 MPa + 30/600 °C $\eta_{KT} = 0.8$ $\Delta T = 10$ °C

$\varepsilon = 3$ + $\tau = 2.88$ $\dot{m}_{PL}$ = konst. (1 kg/s) $\Delta p = 0$

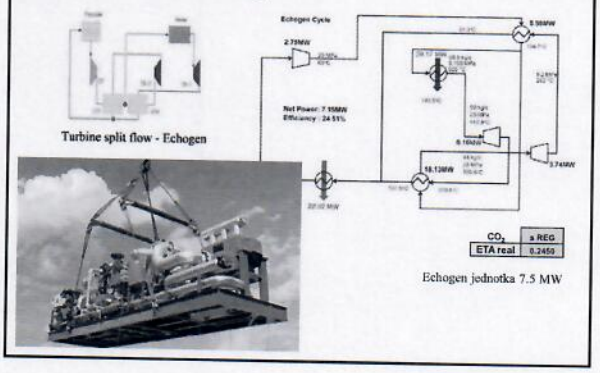


Superkritický CO2 oběh s paralelní kompresí – „recompressing/on cycle"



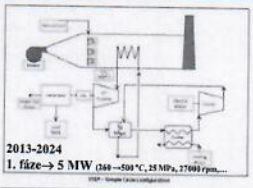
Superkritický CO2 oběh další PS Turbine split flow - Echogen

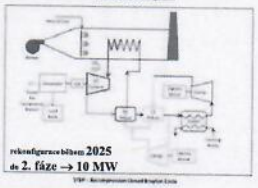
Modifikace b) paralelně sériová zapojení III



Echogen jednotka 7.5 MW

STEP DEMO PILOT PLANT sCO2 10 MW/170m$ San Antonio TX





Pokročilé materiály: Inconel 725 – potrubí, Haynes 282 - RZV T, Inconel 740H – VT Q_p, ...

Zero-Emissions Power Plants – ZE Power Cycles budoucnost fosilní energetiky ?!?!?

Oxy-Fuel tepelné oběhy:

•Water cycle	- RC
•MATIANT cycle	- kombinovaný EB s RC
•GRAZ cycle	- smíšený EB s RC
•AZEP	- EB s integrovanou membránovou ASU
•...	
•...	

Pozn: MATIANT = Philippe J. MATHieu + E. IANTovski (Evgeny Yantovsky) University of Liège

Pozn: AZEP = Advanced zero emission power plant - FP5-EESD - Programme for research, technological development and demonstration on "Energy, environment and sustainable development, 1998-2002"

TO s vnitřním přívodem tepla pro BEZEMISNÍ TECHNOLOGIE Graz cycle GC

GC vyvíjí v řadě modifikací na TU Graz od 80. let m.s. prof. Jericha a kol.

Primární cíl: TO s velmi **vysokou účinností** pro fosilní energetiku s nulovými emisemi.

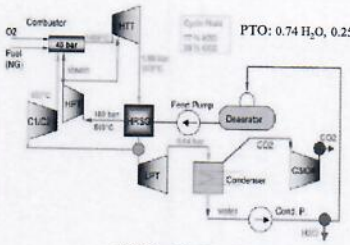
Základní charakteristika: tlakové Oxyfuel spalování - spaliny s vysokou teplotou jsou Pracovní Tekutinou Oběhu **PTO**. Část toku PTO oběhem cirkuluje, část odpovídající externím vstupům je z oběhu odváděna. mezní parametry + moderní materiály + pokročilý design = vysoká η

Výběr z postupně vyvinutých konceptů elektráren s GC – hlavní modifikace:

- Studie elektrárny s **GC** (typu S-Graz Cycle s vysokým obsahem páry v PTO) na syngas s η_{cyklu}~0.7 (po zahrnutí spotřeby na dodávku O2 a na zkapalnění zachyceného CO2) η_{netto}~0.577; včetně studie proveditelnosti **SP** všech komponent prototypové elny 100 MW a včetně ekonomické analýzy.
- Komplexní SP elektrárny **GC** 400 MW na zemní plyn s η_{netto}~0.526
- Studie elektrárny **GC** 400 MW na zemní plyn s modifikací zvýšením kondenzačního tlaku na 0.1 MPa a separací vysokoteplotního topping a parního bottoming oběhu; admisní parametry: 4 MPa, 1400 °C a očekávaná η_{netto}~0.53
- Studie elny **GC** 600 MW s modif. admisních parametrů na 5 MPa, 1500 °C a η_{netto}~0.55
- Studie DEMO jednotky elny s **GC** založené (pro usnadnění realizace) na komerčně dostupných lopatkových strojích a zjednodušeném zapojení s očekávanou η_{netto}~0.23
- Studie využití **GC** v akumulačním systému pro výrazně OZE energetiku. Palivo H_2 => PTO = téměř čistá H_2O -> koncepční změny v uspořádání cyklu => očekávaná η_{netto}~0.685 (zdrojem O_2 je zde elektrolýza při produkci H_2)

Zdroj: http://www.graz-cycle.tugraz.at/

Schéma elektrárny s GC typu S-GC
s kondenzačním tlakem cca 0.004 MPa

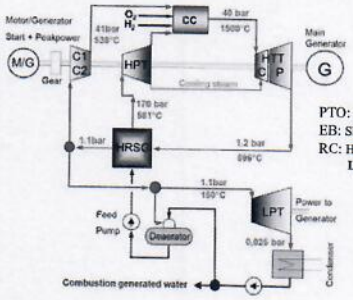


PTO: 0.74 H_2O, 0.253 CO_2, 0.005 O_2, 0.002 N_2 mass frac.

HT EB: „SK"-**HTT**-HRSG-C1aC2 (DKMC)
LT RC: HRSG-**HPT**-SK+HTT(zde pro chlazení) - **LPT**-KON-KČ-NNsDAE-NČ

Zdroj: http://www.graz-cycle.tugraz.at/

Tepelné schéma systému s GC pro spalování H2 (4MPa, 1500 °C, η_{netto} 0.685)



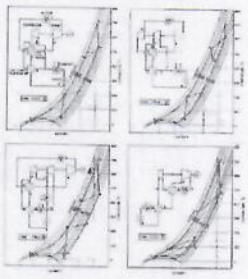
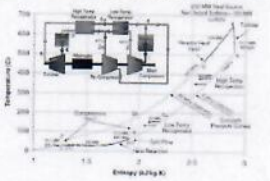
PTO: H_2O
EB: SK-**HTT**-HRSG-C1aC2 (DKMC)
RC: HRSG-**HPT**-SK+HTT(zde pro chlazení)-
LPT-KON-KČ-NNsDAE-NČ

Zdroj: Sanz W. et al: Adapting the zero-emission Graz Cycle for hydrogen combustion and investigation of its part load behavior 2018

JAK DALEKO JE OD PLYNOVÝCH OBĚHŮ K PARNÍM?

Superkritický CO2 oběh „PARNÍ"/kondenzační

4 modifikace kondenzačních SC CO2 oběhů – Angelino 1968



Supercritical CO_2 Brayton Cycle