

Elektrárny A1M15ENY

přednáška č. 7

Jan Špetlík

spetlij@fel.cvut.cz - v předmětu emailu „ENY“

Katedra elektroenergetiky, Fakulta elektrotechniky ČVUT, Technická 2, 166 27 Praha 6

**STROJNÍ A TEPELNĚ TECHNICKÁ
ČÁST VÝROBY ELEKTRICKÉ
ENERGIE**

Základy teorie tepelné techniky

Vnitřní energie:

je součet celkové kinetické energie všech neuspořádaně se pohybujících částic tělesa a celkové potenciální energie vzájemné polohy těchto částic. Není do toho však zahrnuta kinetická a potenciální energie tělesa jako celku

Podle ekvipartičního teorému připadá na jednu molekulu ideálního plynu:

jednoatomovou:

$$u = \frac{3}{2}kT$$

dvouatomovou:

$$u = \frac{5}{2}kT$$

3 a víceatomovou:

$$u = 3kT$$

na kilogram plynu:

$$u = \frac{3}{2}rT$$

$$u = \frac{5}{2}rT$$

$$u = 3rT$$

k Boltzmannova konstanta, r měrná plynová konstanta $r = \frac{N_A \cdot k}{M}$

Změna vnitřní energie může probíhat pouze změnou práce nebo výměnou tepla:

$$du = \delta Q - \delta A$$

(1. věta termodynamiky)

Základy teorie tepelné techniky

Entropie:

je míra neuspořádanosti (poloh a rychlostí částic) systému, „míra pravděpodobnosti stavu“. Pro dokonale uspořádaný systém (=krystalická mříž při 0 K) je $s=0$. Se vzrůstajícím teplotou a klesajícím tlakem entropie klesá. V důsledku průběhu nevratných změn (např. tření, škrcení apod.) entropie vzrůstá.

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

Celková entropie izolované soustavy nemůže klesat
(2. věta termodynamiky)

Entalpie:

je „tepelný obsah“ = součet vnitřní (u) a mechanické ($p \cdot V$, kde p =tlak, V =objem soustavy) energie látky. Pro jednotkové množství látky platí:

$$di = du + d(p \cdot v) = du + p \cdot dv + v \cdot dp = dq + v \cdot dp$$

Práce:

$$da = p \cdot dv$$

Stavová rovnice plynů

Stavová rovnice ideálního plynu:

$$p \cdot v = r \cdot T$$

kde

Tlak plynu: p [Pa]

Termodynamická teplota: T [K]

Měrný objem: v [m³.kg⁻¹]

Měrná plynová konstanta: r [kJ.K⁻¹.kg⁻¹]

Mayerův vztah:

Vztah mezi tepelnými kapacitami při stálém objemu a tlaku

$$c_p = c_v + r$$

Stavové změny

V tepelných obězích dělíme změny stavů na tyto základní změny:

Změna izobarická:

Např. ohřev napájecí vody, přehřívání a přihřívání páry, platí:

$$dq|_{p=\text{konst}} = du + p.dv = i|_{p=\text{konst}} \Rightarrow q|_{p=\text{konst}} = i_2 - i_1$$

$$da|_{p=\text{konst}} = dq - du \Rightarrow a|_{p=\text{konst}} = i_2 - i_1 + u_1 - u_2$$

Ze stavové rovnice navíc:

$$dq|_{p=\text{konst}} = c_V dT + r.dT = c_P.dT \Rightarrow q|_{p=\text{konst}} = c_P.(T_2 - T_1)$$

$$da|_{p=\text{konst}} = p.dv = r.dT \Rightarrow a|_{p=\text{konst}} = p.(v_2 - v_1) = r.(T_2 - T_1)$$

Změna izochorická:

Např. najíždění při uzavřených ventilech, platí:

$$dq|_{v=\text{konst}} = du + p.dv = du \Rightarrow q|_{v=\text{konst}} = u_2 - u_1$$

$$da|_{v=\text{konst}} = dq - du = p.dv = 0$$

Ze stavové rovnice navíc:

$$dq|_{v=\text{konst}} = c_V dT \Rightarrow q|_{v=\text{konst}} = c_V.(T_2 - T_1)$$

Stavové změny

Změna izotermická:

Např. pomalá komprese/expanze, platí:

$$dq|_{T=\text{konst}} = Tds \Rightarrow q|_{T=\text{konst}} = T \cdot (s_2 - s_1)$$

$$da|_{T=\text{konst}} = dq - du \Rightarrow a|_{T=\text{konst}} = T \cdot (s_2 - s_1) + u_1 - u_2$$

Nemění-li se vnitřní struktura látky: $da|_{T=\text{konst}} = dq|_{T=\text{konst}} \Rightarrow a|_{T=\text{konst}} = T \cdot (s_2 - s_1)$

Ze stavové rovnice navíc:

$$dq|_{T=\text{konst}} = da|_{T=\text{konst}} = \frac{rT}{v} \cdot dv \Rightarrow q|_{T=\text{konst}} = a|_{T=\text{konst}} = rT \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} = rT \cdot \ln \frac{p_1}{p_2}$$

Změna adiabatická (izoentropická):

Nedochází k výměně tepla s okolím, např. idealizovaná adiabatická expanze v turbíně, platí:

$$dq|_{s=\text{konst}} = Tds = 0 \Rightarrow q|_{s=\text{konst}} = 0$$

$$da|_{s=\text{konst}} = dq - du = -du \Rightarrow a|_{s=\text{konst}} = u_1 - u_2$$

Ze stavové rovnice navíc:

$$c_p \cdot \frac{dv}{v} + c_v \cdot \frac{dp}{p} = \frac{dv}{v} + \kappa \cdot \frac{dp}{p} \Rightarrow p \cdot v^\kappa = \text{konst} \quad \text{a} \quad a|_{s=\text{konst}} = \frac{r}{\kappa - 1} (T_1 - T_2)$$

Stavové změny

Změna polytropická:

Teplo vyměňované s okolím je úměrné teplotní změně, např. reálná polytropická expanze v turbíně, „něco mezi“ změnou izotermickou a adiabatickou platí:

$$p \cdot v^n = konst$$

Výše uvedené vztahy, které se neodvozují od stavové rovnice plynů platí **OBEZNĚ**, tedy pro všechny látky včetně reálných i pro všechny jejich fáze

Vratný (reverzibilní děj):

původního stavu lze dosáhnout obrácením pořadí jednotlivých úkonů

Nevratný (ireverzibilní děj):

původního stavu nelze dosáhnout přesně stejným postupem v obráceném
Pořadí

Moliérov i-s diagram:

Stavové veličiny vody / mokré páry / přehřáté páry

Tepelné oběhy

Tepelný oběh je sled změn po kterém se soustava dostane do původního stavu

Jsou-li *změny vratné*, je také celý *oběh vratný* a v T-s diagramu je znázorněn uzavřenou křivkou

Ve skutečnosti jsou v reálném oběhu *nevratné děje* a to v důsledku:

- změny rychlosti proudění
- změny hmotnosti pracovního média
- nevratné změny skupenství

Skutečný oběh idealizujeme vratným dějem – tzv. porovnávacím oběhem

Porovnávací součinitel oběhu:

$$\nu = \frac{\eta_{t0}}{\eta_{tp}}$$

η_{t0} Účinnost skutečného oběhu

η_{tp} Účinnost porovnávacího idealizovaného oběhu

Carnotův oběh

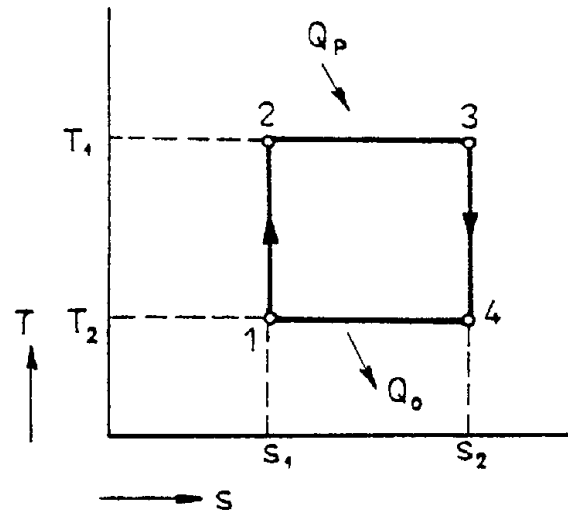
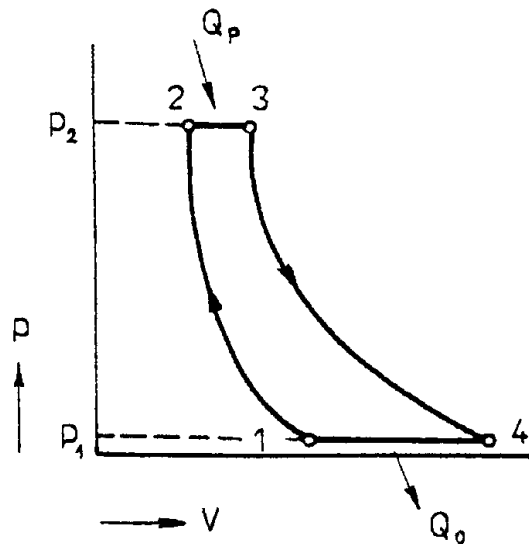
- největší účinnost
- jen pro ideální plyny (přibližně realizovatelný v oblasti mokré páry)
- 4 vratné změny pracovní látky:

izotermická expanze (při teplotě ohřívacího tělesa T_1) [2→3] {ohřev v kotli}. Do systému se přivádí teplo q_p .

adiabatická expanze (při poklesu teploty z T_1 na T_2) [3→4] {turbína}

izotermická komprese (při teplotě T_2 ochlazovacího tělesa) [4→1] {kondenzátor}. Odvod tepla q_o ze systému.

adiabatická komprese (mezi teplotami T_1 a T_2) [1→2] {stlačení v čerpadle (kompresoru)}



Účinnost:

$$\eta = \frac{q_p - q_o}{q_p} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

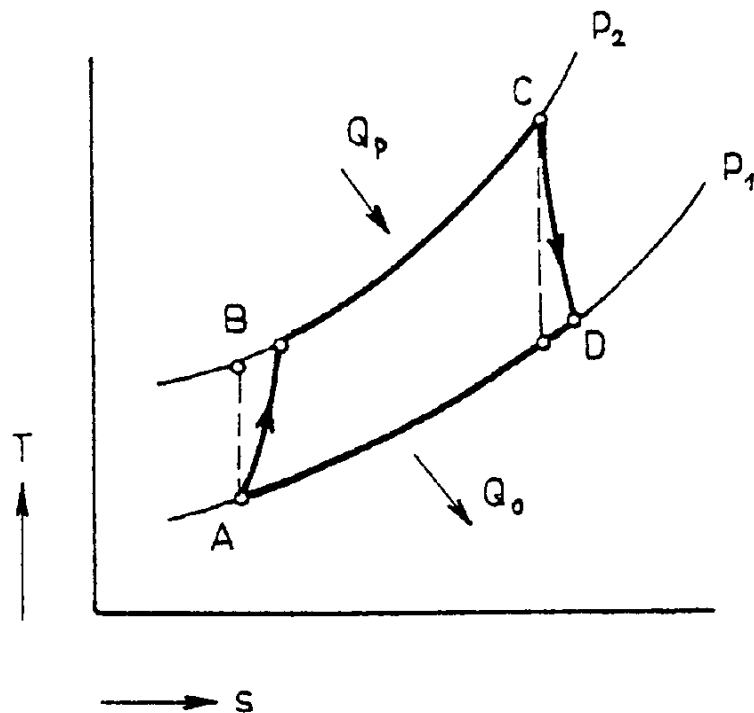
Jouleův (Braytonův) oběh

A→B ... adiabatická komprese plynu {kompresor}

B→C ... izobarický přívod tepla {spalovací komora}

C→D ... adiabatická expanze plynu {plynová turbína}

D→A ... izobarický odvod tepla {v uzavřených obězích v tepelném výměníku, v otevřených obězích přes atmosféru}



Přivedené teplo: $q_p = i_C - i_B$

Odvedené teplo: $q_o = i_D - i_A$

Práce: $a = (i_C - i_B) - (i_D - i_A)$

Kompresní poměr:

$$\varepsilon = \frac{v_A}{v_B}$$

Účinnost:

$$\eta = \frac{q_p - q_o}{q_p} = 1 - \frac{T_D}{T_C} =$$

$$= 1 - \left(\frac{p_{AD}}{p_{BC}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}$$

Clausius-Rankinův oběh

využívá skupenské změny mezi kapalinou a párou

⇒ úplná kondenzace páry na kapalinu

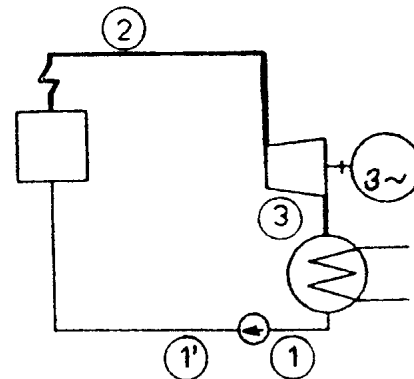
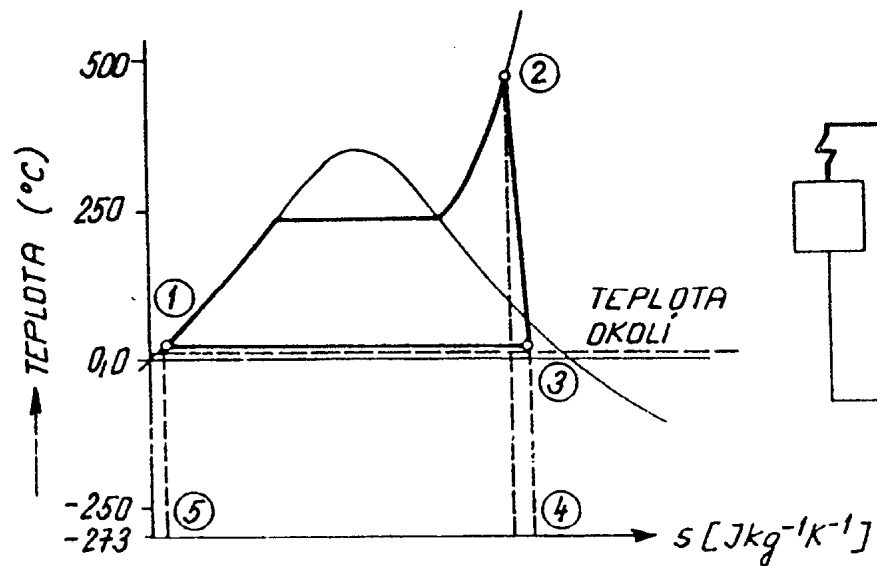
Příkon napájecího čerpadla je podstatně menší než příkon kompresoru !

1... stlačení kapaliny na pracovní tlak {čerpadlo}

1→2 ... dodání tepla Q_p {kotel} = ohřev na bod varu + izotermické odpaření + přehřátí páry

2→3 ... adiabatická expanze {parní turbína}

3→4 ... izotermická kondenzace {kondenzátor} , odvod tepla Q_o



Přivedené teplo: $q_p = i_2 - i_1$

Odvedené teplo: $q_o = i_3 - i_1$

Práce čerpadla: $a = (p_2 - p_1) \cdot v$

Účinnost:

$$\eta = \frac{q_p - q_o}{q_p} =$$

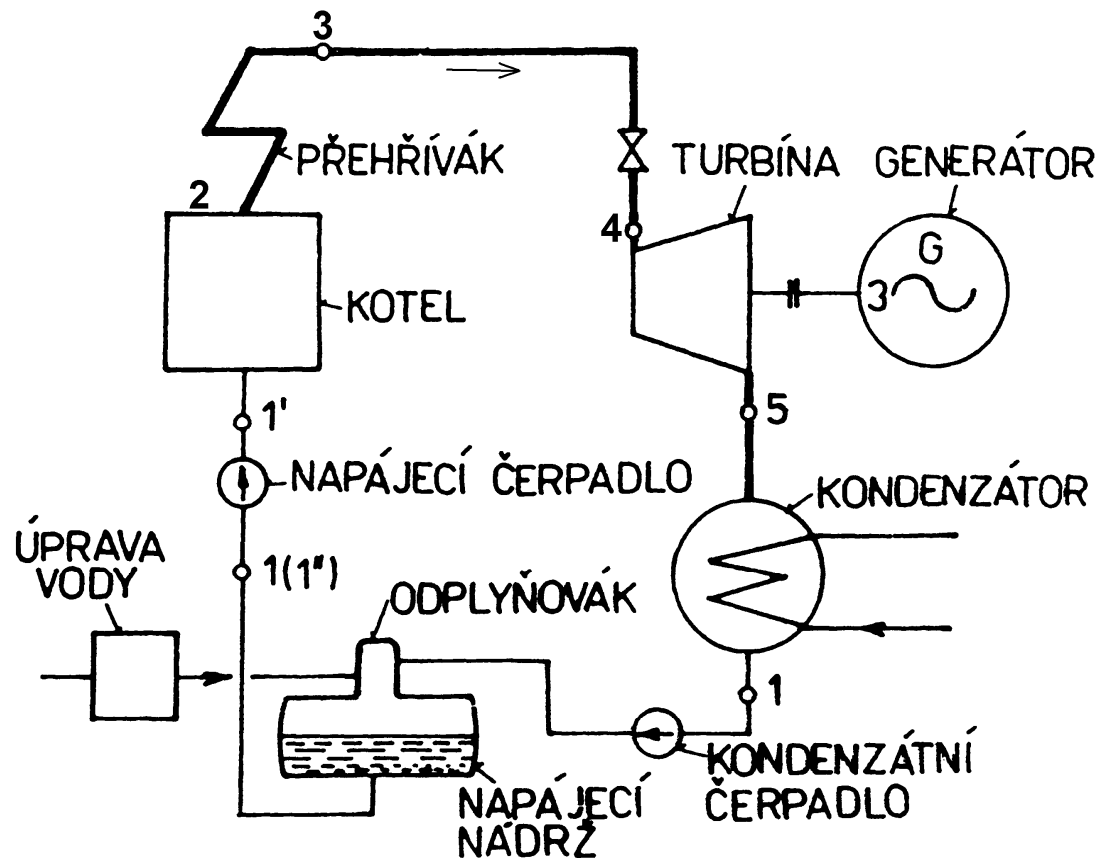
$$= \frac{i_2 - i_3 - (p_2 - p_1) \cdot v}{i_2 - i_1 - (p_2 - p_1) \cdot v}$$

Elektrárna s kondenzační turbínou

Typ turbíny: kondenzační - chlazení výstupní páry z turbíny v kondenzátoru

Kondenzát: 25 – 40 °C

Napájecí voda: > 104 °C [vypuzení plynů (vzduchu, kyslíku) → koroze !] ⇒
~ 200 °C = kondenzáty + přídavková voda na krytí ztrát ve výrobním okruhu páry a vody

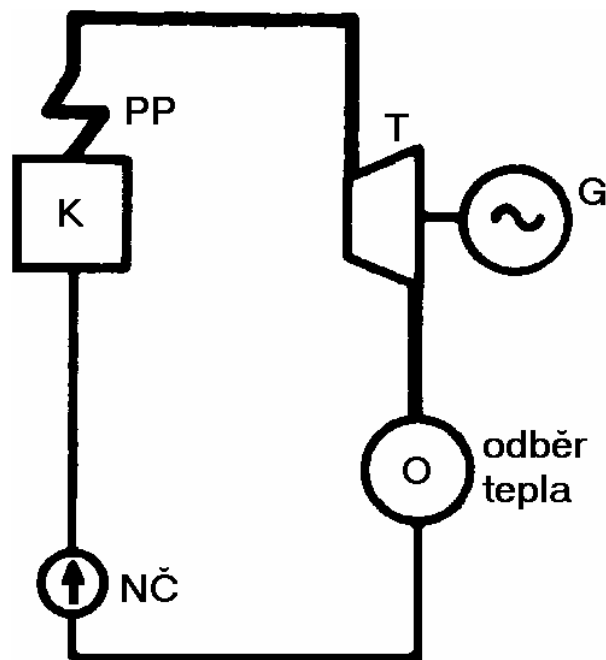


Elektrárna s protitlakou turbínou

Typ turbíny: protitlaká – pára z turbíny je využitelná pro teplárenský provoz

Nevýhoda: *Přímá závislost el. výkonu generátoru na tepelném zatížení spotřebiče v protitlaké síti turbíny*

$$\frac{Q}{P_{el}} = konst$$



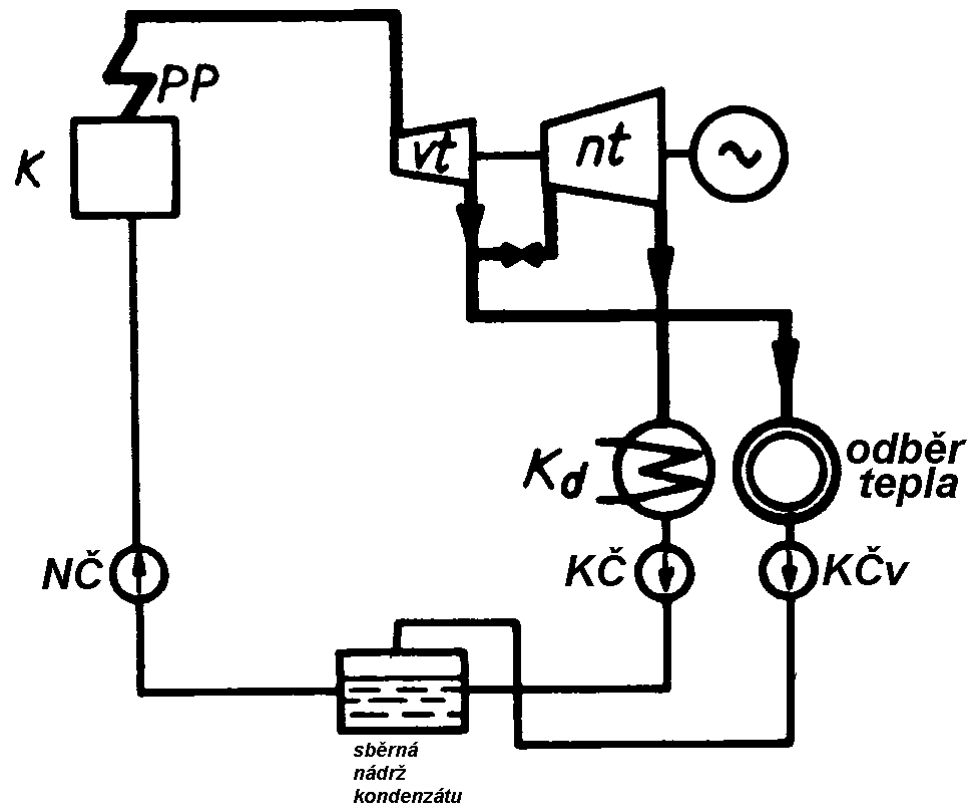
Pára z výstupu turbíny využítá v ohřívácích pro teplárenský provoz kondezuje za obdobných podmínek jako v kondenzátoru v ohříváku topné vody. Předává však teplo topné vodě a teplota kondenzátu je tedy vyšší – cca 100°C

Vzhledem k využitému předanému teplu skupenské změny pára-voda je protitlaká turbína při chodu na jmen. parametrech nejúčinnější

Elektrárna s odběrovou turbínou

kombinovaná výroba el. a tepel. energie (kondenzační elektrárna +
teplárna) ⇒ turbína s dvěma odběry
Elektrárna s teplotěnským provozem

Výhoda: El. výkon se může měnit v širokém rozsahu daném vt turbíny,
nezávisle na zatížení tepelného spotřebiče (odběru tepla)



Přihřívání páry

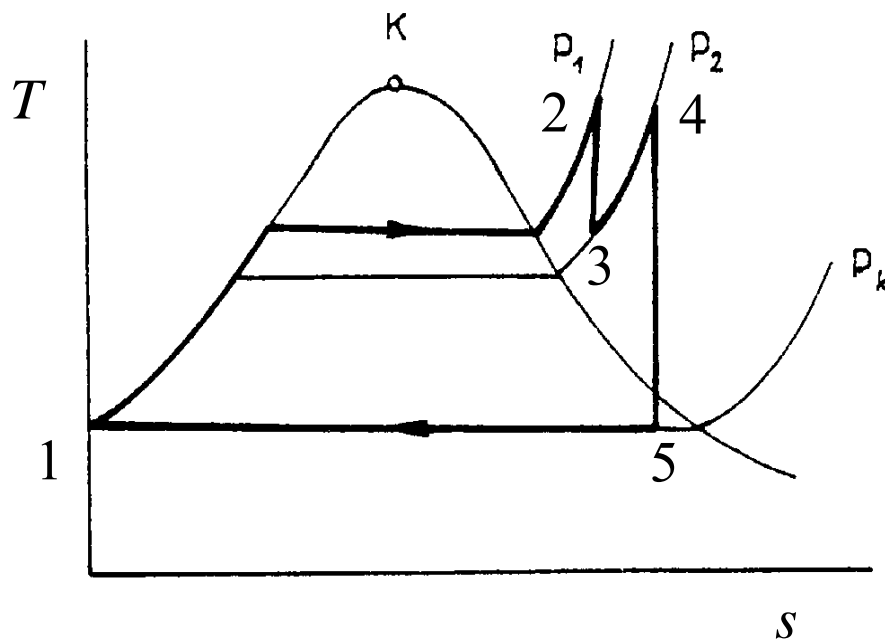
Částečná expanze páry ve vt (vysokotlaké) části turbíny - přehřátí páry v přihříváku - dokončení expanze v nt (nizkotlaké) části turbíny

Výhody:

výrazné zvýšení účinnosti (jednostupňové přehřátí: o cca 5-7 %, druhé přehřátí: o cca 1-2 %)

zmenšení vlhkosti páry na konci expanze (tj. na posledních lopatkách turbíny)
⇒ zvýšení termodynamické účinnosti turbíny

snížení nebezpečí eroze lopatek turbíny (vodní kapky na posledních lopatkách nt části turbíny)



Přivedené teplo: $q_p = i_2 - i_1 + i_4 - i_3$

Odvedené teplo: $q_o = i_5 - i_1$

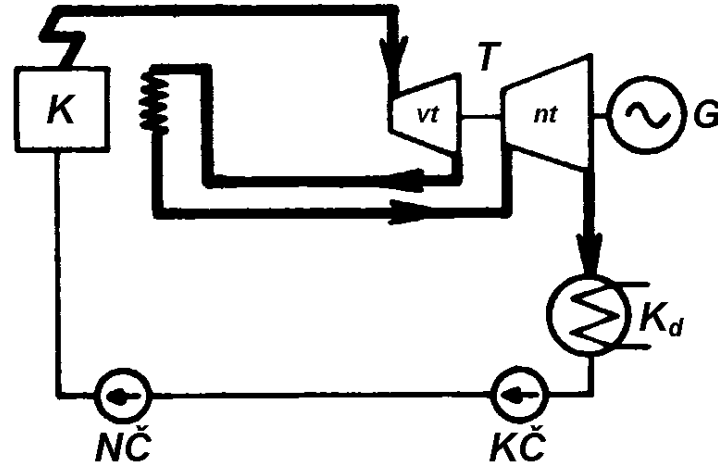
Práce čerpadla: $a = (p_2 - p_1) \cdot v$

Účinnost:

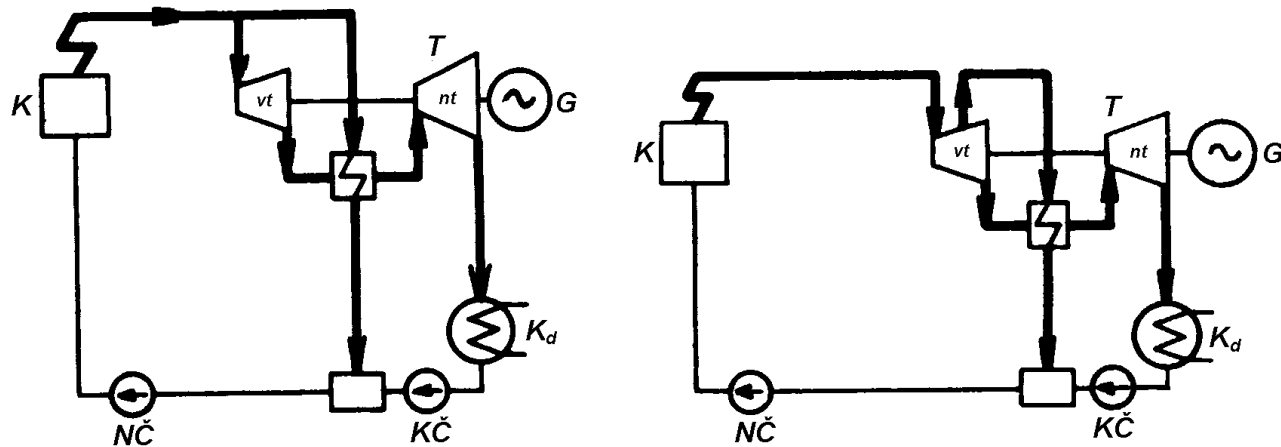
$$\eta = \frac{i_2 - i_5 + i_4 - i_3 - (p_2 - p_1) \cdot v}{i_2 - i_1 + i_4 - i_3 - (p_2 - p_1) \cdot v}$$

Přihřívání páry

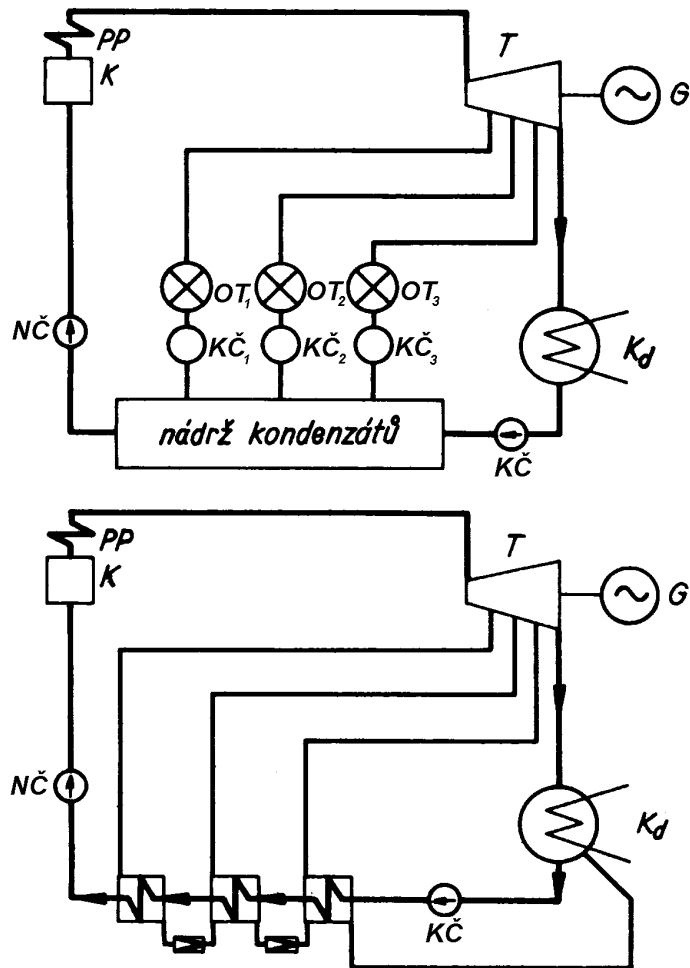
Přihřívání páry kouřovými plyny z kotle:



Přihřívání páry ostrou nebo odběrovou párou:



Rekuperační ohřev napájecí vody



Odebrání části páry (o vhodné teplotě) z turbíny („neregulovaný odběr“)

její kondenzační teplo je pak použito na ohřev kondenzátu a napájecí vody.

Max. počet ohřivačů: 8 až 10 (pak klesá účinnost).
zvýšení termodynamické účinnosti tepelného oběhu
postupné zmenšování množství páry v posledních
stupních turbíny (⇒ **menší rozměry posledního
stupně turbíny, větší průtok páry ⇒ zvýšení
výkonu turbíny !**)

Snížení tlaku v kondenzátoru

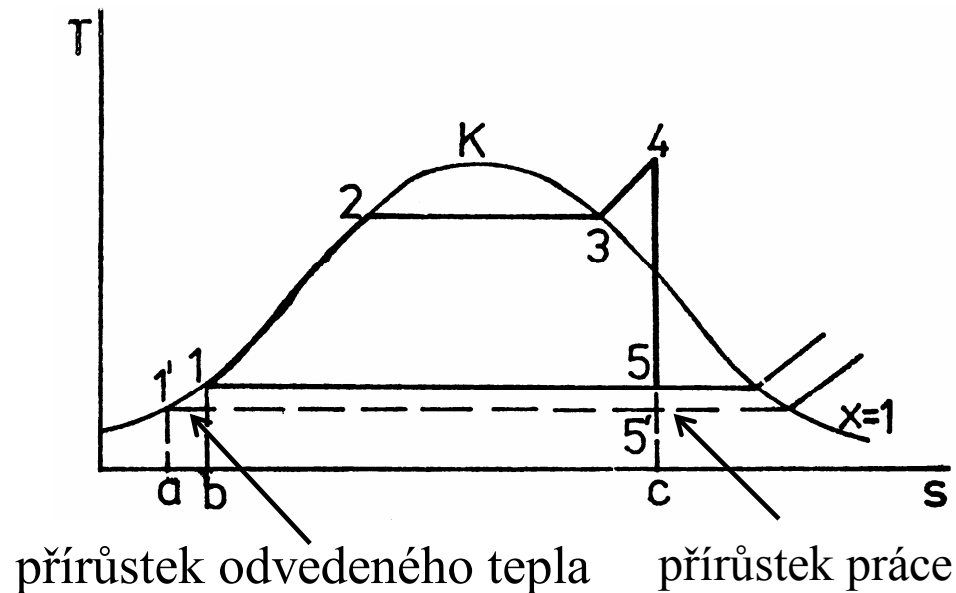
snížením tlaku a teploty v kondenzátoru dosáhnou větší q_o , ale i a – celkově se účinnost zvýší

Možnosti snížení tlaku v kondenzátoru:

snížení teploty chladící vody (**nejvýhodnější !**)

zvětšení průtoku chladící vody (**nevýh.: zvýš. výkonu čerpadel \Rightarrow zvýš. vlastní spotřeby**)

zvětšení teplovýměnné plochy v kondenzátoru (**nevýh.: zvýš. investič. nákladů**)



Přivedené teplo: $q_p = i_4 - i_1$

Odvedené teplo: $q_o = i_{5'} - i_1$

Účinnost:

$$\eta = \frac{q_p - q_o}{q_p} =$$

$$= \frac{i_4 - i_{5'} - (p_2 - p_1) \cdot v}{i_4 - i_1 - (p_2 - p_1) \cdot v}$$

Zvyšování parametrů vstupní páry

vhodnou kombinací zvýšení tlaku a teploty vstupní („ostré“) páry

Zvyšování TLAKU vstupní páry

Omezení:

Zvyšuje se vlhkost páry na konci expanze \Rightarrow snížení termodynamické účinnosti turbíny. Max. dovolená vlhkost páry na konci expanze: 12 až 14 %.

Omezení cirkulace v kotli. Kotle s přirozenou cirkulací: max. tlak páry 17 kPa; kotle průtlačné až 24 MPa !

Zvyšování TEPLOTY vstupní páry

zvýšení termické účinnosti oběhu

zvýšení termodynamické účinnosti turbíny (zmenší se vlhkost páry na konci expanze!)

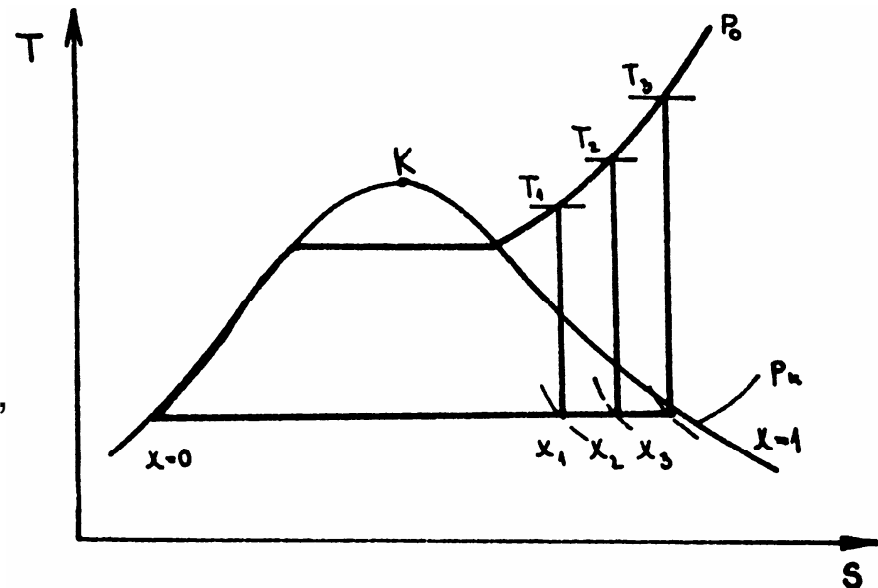
Omezení:

pouze materiálovými možnostmi \Rightarrow

Konstrukce z feriticko-perlitické oceli: max. teplota páry 535 °C. Pro vyšší teploty: vysokolegovaná austinitická ocel.

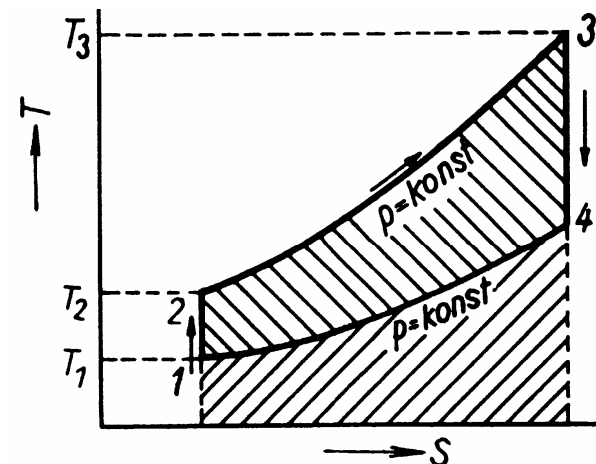
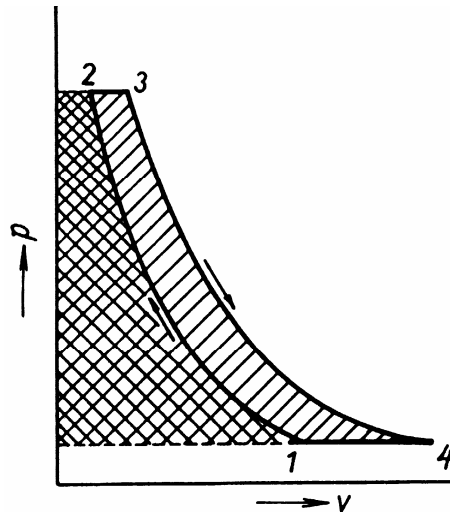
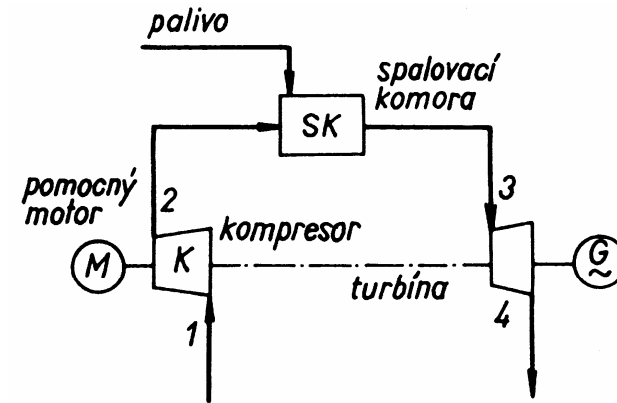
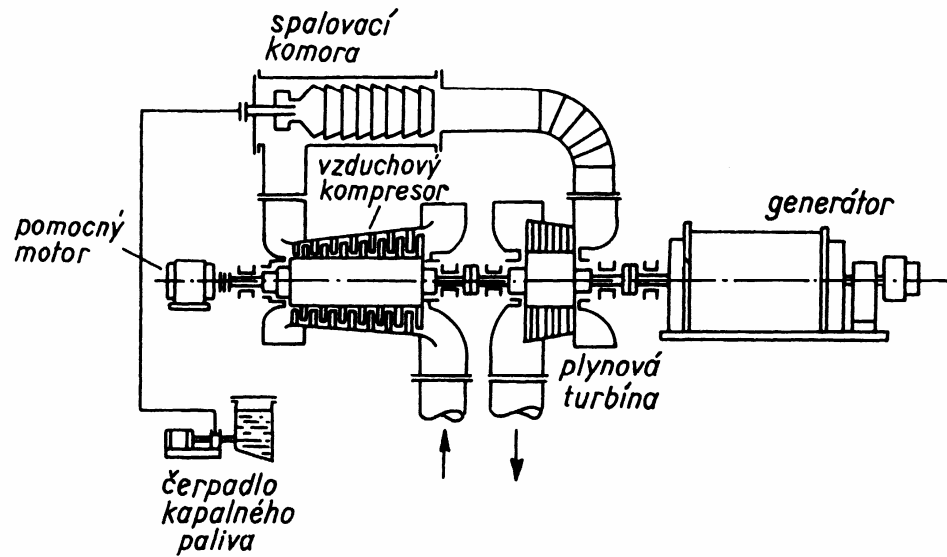
\Rightarrow **Používané teploty páry:**

pro bloky 110 a 200 MW: 535 až 545 °C,
pro 500 MW: 545 °C.



Plynový oběh

Spalovací turbína



Plynový oběh

Výhody a nevýhody:

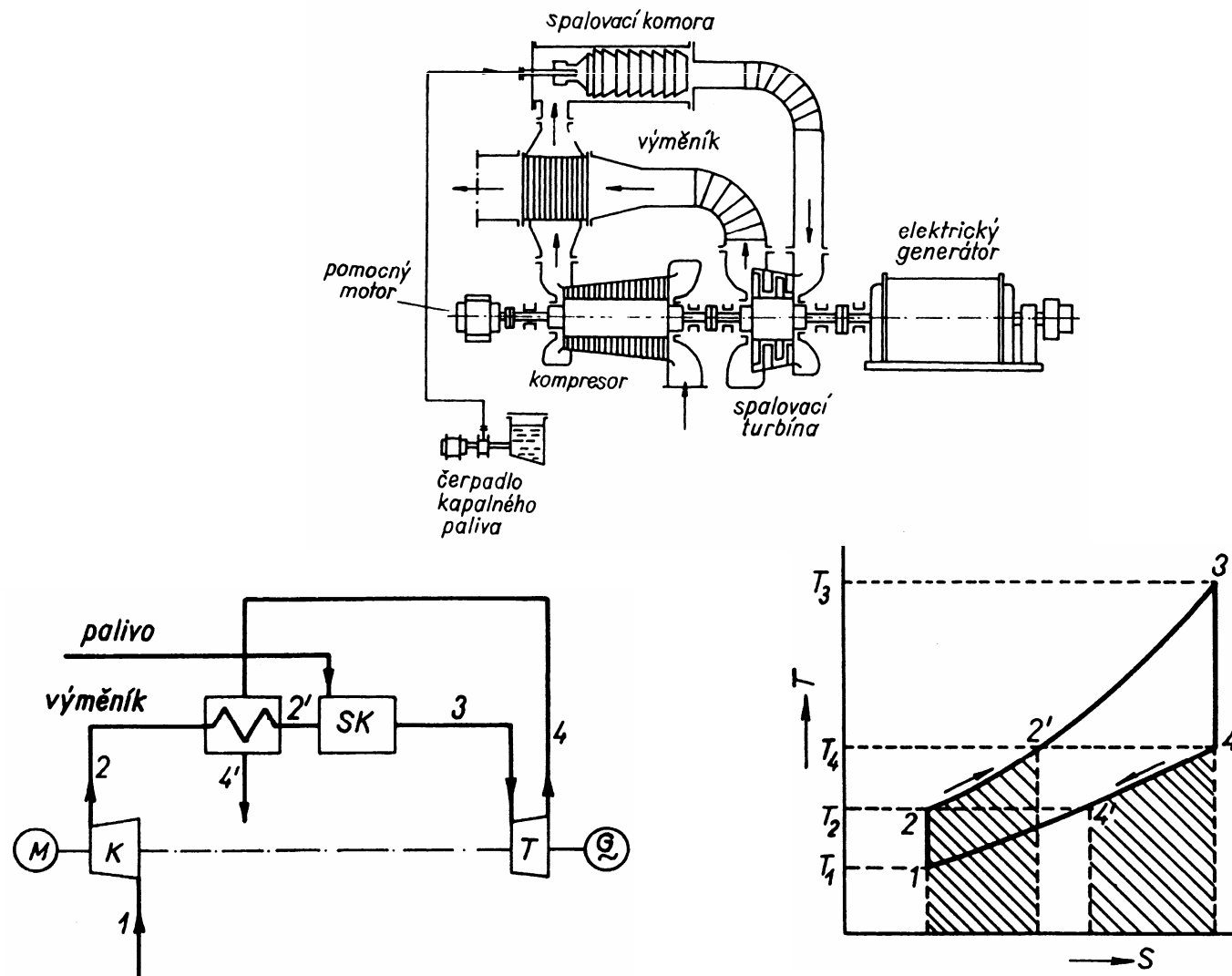
- rychlé najíždění a odstavování (výkonová pružnost)
- nízké pořizovací náklady (malá spotřeba materiálu)
- dobrá účinnost (25 až 35 %)
- vysoká provozní spolehlivost
- kompaktní uspořádání stroje, malý obestavěný prostor
- drahé kvalitní palivo (plyn, olej)
- náročnost na výrobu a použité materiály
- velký příkon kompresoru: až 70 % výkonu spalovací turbíny !
- vysoká teplota na výstupu z turbíny (\Rightarrow malá účinnost oběhu):

Teplota

spalin: $> 1500\text{ }^{\circ}\text{C}$ + vzduch (chlazení) \rightarrow teplota směsi před turbínou:
600 až $800\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Regenerace odpadního tepla

Plyny po výstupu z turbíny ohřívají vzduch před vstupem do spalovací komory



Paroplynový cyklus

Teploty:

plynové oběhy:

přívod tepla: 600 až 800 °C (stacionární turbíny až 1300 °C),

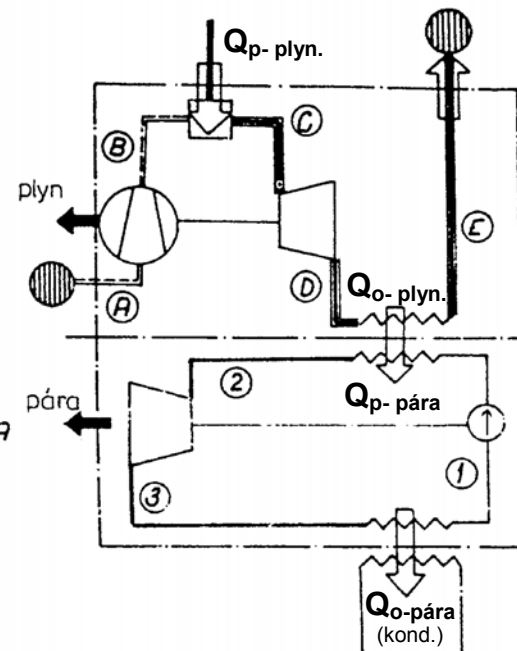
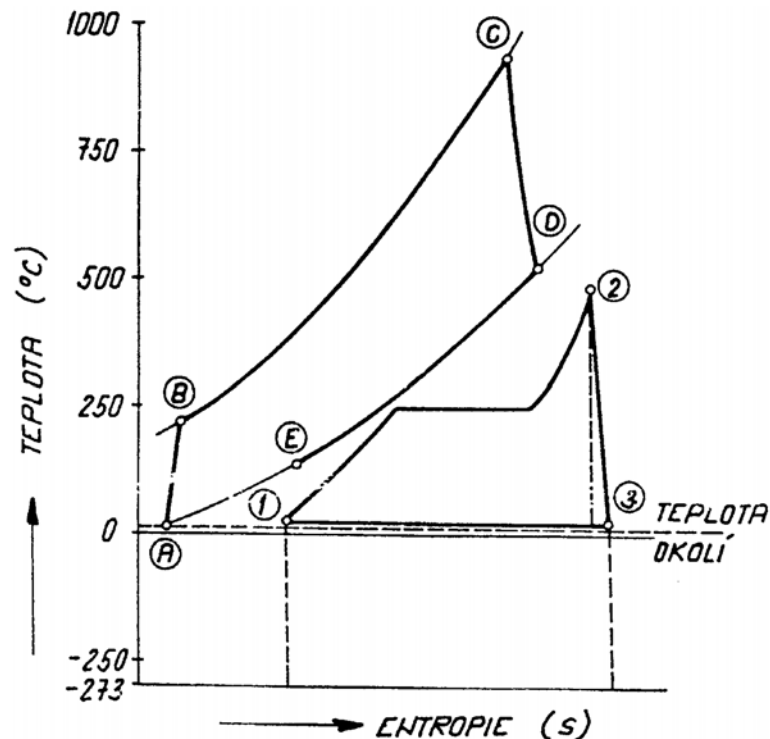
odvod tepla: vysoká teplota \Rightarrow nízká účinnost oběhu

parní oběhy:

přívod tepla: 250 až 350 °C (max. 650 °C),

odvod tepla: cca 30 °C

\Rightarrow kombinace:



Paroplynový cyklus

Výhody:

Vyšší účinnost:

elektrárna s čistě plynovým oběhem: $\eta_{el} = 0,28 - 0,38$

elektrárna s parním oběhem: $\eta_{el} = 0,28 - 0,42$

elektrárna s paroplynovým oběhem: $\eta_{el} = 0,42 - 0,58$

Kompresní práce plynového oběhu se zmenšuje. Díky kondenzaci vodní páry se několikanásobně zmenšuje její objem

⇒ příkon napájecího čerpadla činí řádově procenta výkonu parní turbíny (u čistě plynového oběhu to jsou 2/3 hrubého výkonu turbíny !)

Nevýhody:

Nutno spalovat jakostní palivo (plyn, olej) v plynové části oběhu

Chengův cyklus

integrace parní a plynové turbíny do jednoho stroje

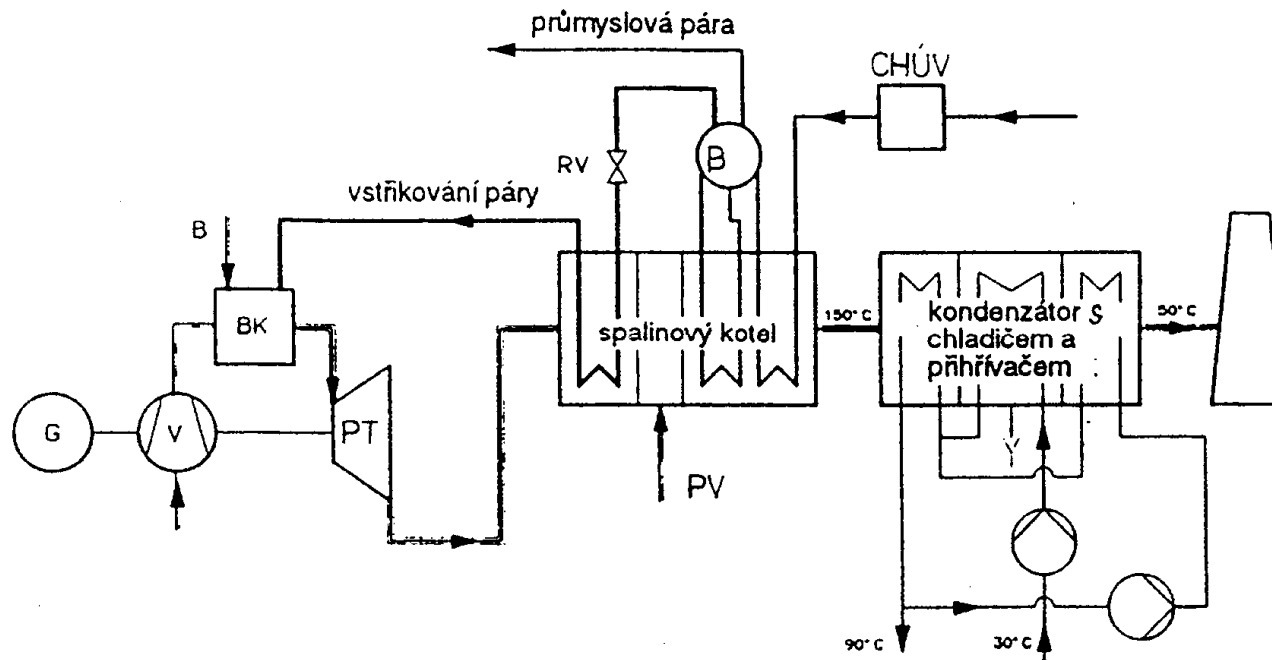
⇒ snížení investičních nákladů

pára (vyrobená v kotli na odpadní teplo) se vstříkuje do spalovací komory turbíny

⇒ snížení investičních nákladů

snížení spalovací teploty a produkce NO_x (díky vstřekování páry, příp. vody)

menší závislost dodávky elektřiny na dodávce tepla (u tepláren)



B - přívod paliva, **BK** - spalovací komora, **G** - generátor, **PT** - plynová turbína, **V** - kompresor, **PV** - přídavné vytápění, **CHÚV** - příprava napájecí vody, **B** - buben, **RV** - redukční ventil

Glosa k 7. přednášce

Cyklus tepelné elektrárny pracuje s přehříváním páry. Tlak $p_2 = 12 \text{ MPa}$, teplota $T_2 = 530 \text{ °C}$, tlak $p_5 = 3,5 \text{ kPa}$. Přehřívání se provádí při tlaku $p_3 = 2,3 \text{ MPa}$ na teplotu $T_4 = 480 \text{ °C}$. Určete zvýšení termické účinnosti cyklu s přehříváním proti cyklu bez přehřívání páry!

