PM K PŘEDNÁŠKÁM Z TOE

2 TECHNICKÉ DŮVODY PRO FYZICKOU REALIZACI TO

$$Q \rightarrow W$$

$$(T_1 < T_2) \qquad \begin{array}{c} T_2 \\ \uparrow Q \leftarrow W \\ T_1 \end{array}$$

=> NEZBYTNÁ ZNALOST ZÁKLADNÍCH ZÁKONŮ, DLE KTERÝCH SE ŘÍDÍ PŘEMĚNY ENERGIE

ZÁKLADNÍ PŘEMĚNY ENERGIE V ELEKTRÁRNĚ

CHCEME ELEKTŘINU E !!!

Tu při velkých výkonech získáváme především v:

- **parních (kondenzačních) elektrárnách a teplárnách,**
- **„plynových" elektrárnách a teplárnách se ST,**
- **paroplynových elektrárnách a teplárnách,**

dle následujícího schématu **SÉRIE PŘEMĚN**:

$$\text{PZE (SZE)} \rightarrow Q \rightarrow W \rightarrow E$$

Přeměnitelnost tepla Q na mechanickou energii W se řídí I. a II. zákonem termodynamiky.

I. ZTD ukazuje na možnost této přeměny – **„teplo je energie, která je ekvivalentní mechanické práci".**

Přeměnu Q → W popisuje I. ZTD kvantitativně.

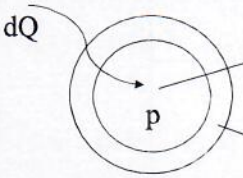
II. ZTD určuje způsob, jakým se tato přeměna realizuje a klade na ní omezení – **„teplo nelze plně přeměnit na mechanickou práci".**

Pro **produkční TO** z toho => že **část z tepla přivedeného do pracovní látky (PL) TO se vždy musí odvést**. To zároveň umožňuje, aby se PL vrátila do výchozího stavu.

Přeměnu Q → W popisuje II. ZTD kvalitativně.

Dílčí opakování TD - START

MATEMATICKÁ FORMULACE I. ZTD



Teplo dQ přivedené TD systému se obecně „spotřebuje" na: zvýšení vnitřní energie

$$dU = mc_v dT$$

a vykonání vnější práce:

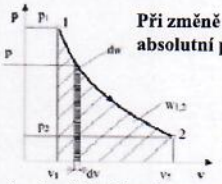
$$dW = pdV$$

$$dU = dQ - dW \longleftarrow dQ = dU + dW$$

$$du = dq - dw \quad \text{1.forma I.ZTD}$$

dw **- elementární absolutní práce**

ABSOLUTNÍ (OBJEMOVÁ) PRÁCE W



Při změně stavu pracovní látky 1→2 se „vykoná" absolutní práce:

$$W_{12} = m \cdot w_{12} = m\int_1^2 pdv$$

absolutní práce je práce „jednorázová"

*Pozn. 1: v TD je třeba rozlišovat **stavové a nestavové** veličiny:*

VNITŘNÍ ENERGIE U

U je pouze funkcí stavu, tj. U=m·f(T,v), a na integrační cestě nezávisí.
Absolutní práce $W_{1,2}$ je naopak na integrační cestě p=f(v) závislá.
Také teplo Q_{12} =m· q_{12} je tedy na integrační cestě závislé.
Pro rozlišení uvedené „závislosti„ by se u závislých veličin mělo psát

$$du = \partial q - \partial w \rightarrow u_2 - u_1 = q_{12} - w_{12}$$

PRÁCE „TRVALE" PRACUJÍCÍHO STROJE

Aby bylo možné získávat dlouhodobě práci ze strojní realizace TO (TM), běžící periodicky nebo kontinuálně, je třeba ke změně 1→2 přiřadit takové další změny, které uvedou PL zpět do „výchozího" stavu 1, aby se pracovní změna 1→2 mohla opakovat.

Zahrnutí prací spojených s přívodem a odvodem PL, které se
u objemových (např. pístových) strojů realizují periodicky
a u dynamických (např. lopatkových) strojů spojitě,

je respektováno v **TECHNICKÉ PRÁCI W_T**. Její matematická definice se získá s využitím SV **ENTALPIE H**, která v sobě již zahrnuje přívod a odvod PL „prostřednictvím součinu" **pV**, tedy prostřednictvím SV **VNĚJŠÍ ENERGIE.**

$$H = U + pV \qquad h = u + pv$$

$$dh = du + pdv + vdp \qquad dh = dq + vdp \quad \text{2.forma I.ZTD}$$

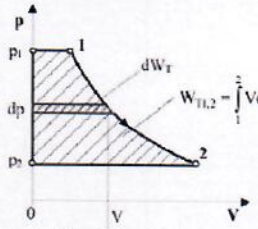
$$dh = \partial q - \partial w_T$$

$$\rightarrow h_2 - h_1 = q_{12} - w_{T12}$$

TECHNICKÁ PRÁCE W_T

Elementární technická práce

$$dW_T = -Vdp$$



$$W_{T12} = -\int_1^2 Vdp$$

$W_T > 0$ **při expanzi dp<0**

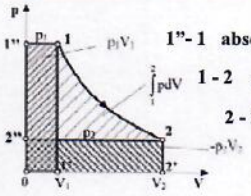
$W_T < 0$ **při kompresi dp>0**

Pozn. 2: Aby vyšrafovaná plocha skutečně odpovídala práci daného množství PL v trvale pracujícím stroji, ***musí být:***

a) výsledkem součtu jednotlivých absolutních prací, které zahrnují jak vlastní „pracovní" změnu 1→2, tak i práce spojené s přívodem a odvodem PL,

b) změna 1→2 vratná.

TECHNICKÁ PRÁCE – Příklad: pístový stroj



1"- 1 absolutní práce pro přívod PL

1 - 2 absolutní práce expanze PL

2 - 2" absolutní práce pro odvod PL

Sumu absolutních prací lze psát ve tvaru:

$$\sum W = p_1V_1 + \int_1^2 pdV - p_2V_2 = W_{T12}$$

SDĚLENÉ TEPLO Q

Velikost sděleného tepla Q přitom bude:

$$Q_{12} = (H_2 - H_1) + W_{T12} \qquad q_{12} = (h_2 - h_1) + w_{T12}$$

z tohoto vztahu vyplývá, že při adiabatickém ději ($q_{12} = 0$) se technická práce rovná rozdílu entalpií

$$w_{T12} = h_1 - h_2 \quad \begin{matrix} < 0 - \text{komprese} \\ > 0 - \text{expanze} \end{matrix}$$

Z definice I. ZTD vyplývá vzájemný vztah mezi teplem a mechanickou energií vyjádřenou absolutní a technickou prací, tj. I. ZTD ukazuje na možnost přeměny tepla na mechanickou práci.

K posouzení projektů směřujících k „PM" lze s výhodou využít ZZE – Black Box Methods, tj. ze systému může maximálně vystupovat tolik energie, kolik do něj vstupuje.

***U reálných systémů** vždy **dochází ke ztrátám** (tření, míšení, sdílení tepla,...), které způsobují **snížení pracovní schopnosti PL** v porovnání s jejím vstupním stavem.*

MATEMATICKÁ FORMULACE II. ZTD

Pro trvalou (dlouhodobou) přeměnu tepla na mechanickou práci s danou PL je třeba k vlastní „pracovní" změně přiřadit několik dalších změn, které uvedou PL do původního stavu.

⇒ Taková uzavřená řada změn se realizuje v "kruhovém" oběhu.

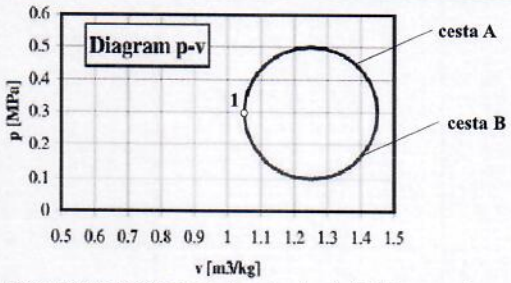
Práce se získává tím, že do původního stavu se PL vrací jinou cestou, než kterou z tohoto stavu odchází.

„TAM ≠ZPĚT"

Základní představu o BILANCI sdělených prací a tepel mezi PL a okolím umožňuje získat obecný kruhový oběh.

BILANCE objasňuje „princip činnosti" tepelných strojů určených pro přeměnu Q → W.

BILANCE sdílených PRACÍ

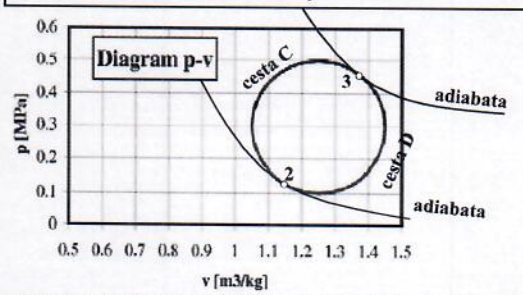


Během přechodu **PL** z bodu **1** cestou **A** měrný objem **v** roste $w_A>0$

Při návratu **PL** do stavu **1** cestou **B** měrný objem **v** klesá $w_B<0$

$w_c=w_A+w_B$

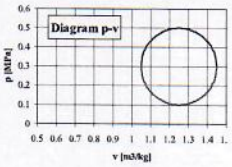
BILANCE sdílených TEPEL

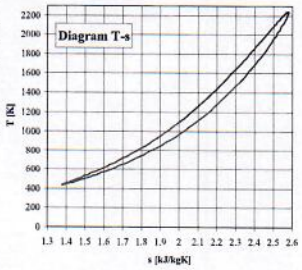


Při přechodu PL z bodu 2 do 3 cestou C se teplo přivádí $q_p>0$

Při návratu PL z 3 do bodu 2 cestou D se teplo odvádí $q_o<0$

Pozn: ke „KRUHOVOSTI“ OBĚHU





Mezi kruhovými ději má zvláštní místo cyklus zavedený N.L.S.Carnotem (1796-1832).

PRÁCE OBĚHU

Na základě UVEDENÝCH BILANCÍ práce a tepla se s použitím I. ZTD určí vzájemný vztah mezi teplem Q a prací W sdělovanými mezi PL a okolím v průběhu změn kruhového oběhu:

I. ZTD:

$$dq = du + pdv \quad \leftarrow \oint \qquad \boxed{w_c = q_p + q_o = q_p - |q_o|}$$

$$\oint dq = \oint du + \oint dw \qquad \boxed{w_c = q_p - q_o}$$

$$q_p + q_o = 0 + w_p + w_o = 0 + w_{Tp} + w_{To}$$

Uvedený vztah mezi sděleným teplem q a v kruhovém oběhu získanou prací w_c ukazuje, že není možné veškeré přivedené teplo q_p přeměnit v mechanickou práci periodicky pracujícím strojem. Část z q_p se musí z oběhu odvést, aby se dosáhlo „výchozího“ stavu PL v příslušném kruhovém oběhu, tj. aby se děj mohl opakovat.

Uvedený vztah také umožňuje definovat tepelnou účinnost oběhu jako podíl získané užitečné práce w_c a přivedeného tepla q_p tj. →

TEPELNÁ / TERMICKÁ ÚČINNOST OBĚHU

Míra hospodárnosti TO

$$\frac{\text{"co chceme"}}{\text{"co musíme"}} = \frac{\text{získaná práce}}{\text{přivedené teplo}}$$

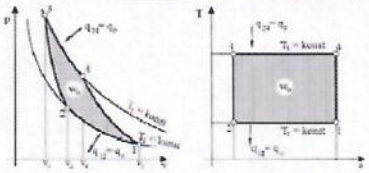
TEPELNÁ TERMICKÁ ÚČINNOST

$$\eta_t = \frac{W}{Q_p} = \frac{Q_p + Q_o}{Q_p} = \frac{Q_p - |Q_o|}{Q_p} = \frac{q_p - |q_o|}{q_p} = 1 - \frac{|q_o|}{q_p}$$

CARNOTŮV OBĚH – OBĚH S MAXIMÁLNÍ η_t pro dané T_{MAX}, T_{MIN}

Faktor hospodárnosti přeměny Q →W termická účinnost

$$\eta_t = \frac{w_c}{q_p} = \frac{q_p - |q_o|}{q_p} = 1 - \frac{|q_o|}{q_p}$$



Základní změny stavu v CO:

1 – 2	Komprese IZOTERMICKÁ	w_{K1}	q_o
2 – 3	Komprese ADIABATICKÁ	w_{K2}	
3 – 4	Expanze IZOTERMICKÁ	w_{E1}	q_p
4 – 1	Expanze ADIABATICKÁ	w_{E2}	

PRÁCE OBĚHU $w_c = q_p - |q_o| = q_{34} - q_{12} = w_{E1} + w_{E2} + w_{K1} + w_{K2} = w_{E1} + w_{E2} - |w_{K1}| - |w_{K2}|$

přívod tepla při maximální teplotě $T_p = T_3 = T_{MAX}$

odvod tepla při minimální teplotě $T_o = T_1 = T_{MIN}$

=> termická účinnost Carnotova oběhu

$$\eta_C = 1 - \frac{|q_o|}{q_p} = 1 - \frac{T_{MIN}}{T_{MAX}} = \eta_{tMAX}\Big|_{T_{MIN}}^{T_{MAX}} !!!$$

REÁLNÉ DĚJE = NEVRATNÉ

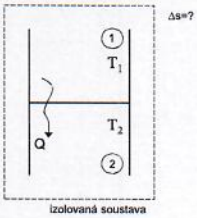
Všechny reálné děje, tedy i reálné děje v tepelných obězích (elektráren, tepláren,…) **jsou NEVRATNÉ.**
Míru této nevratnosti je možné charakterizovat odpovídajícím VZRŮSTEM ENTROPIE.
Mezi typické nevratné děje, ke kterým dochází v tepelných obězích, patří:

- **tření (W→Q),**
- **sdílení tepla (ΔT)** (Q z $T_1 \rightarrow T_2$, kde $T_1 > T_2$, bez produkce **W**),
- **škrcení,**
- **volná expanze,**
- **míšení,**
- difuzní a viskózní děje v pracovních látkách,
- chemické reakce (hoření), plastické deformace, atd.

Na základě entropické bilance těchto nevratných dějů je možné ROZŠÍŘIT FORMULACI 2. ZTD I PRO NEVRATNÉ DĚJE.

A) SDÍLENÍ TEPLA

$T_1 > T_2$



$$\Delta S_1 = \frac{Q_1}{T_1} \qquad \Delta S_2 = \frac{Q_2}{T_2}$$

$$Q_2 = -Q_1 > 0$$

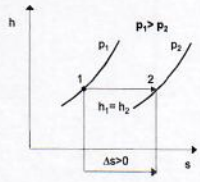
$$\Delta S = \Delta S_1 + \Delta S_2 = \frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2}$$

$$\Delta S = \frac{T_2 Q_1 + T_1 Q_2}{T_1 T_2} = Q_2 \frac{T_1 - T_2}{T_1 T_2}$$

$$T_1 > T_2 \qquad \Delta S > 0$$

Nevratnost děje znamená vzrůst entropie v izolované soustavě

B) ŠKRCENÍ



- **při škrcení z vyššího na nižší tlak dochází k růstu entropie $\Delta s > 0$**
- **pro výpočet změny entropie, která je funkcí stavu, je možné skutečný nevratný děj nahradit vratnými změnami se shodným počátečním a koncovým stavem**

$$ds = \frac{dq}{T} = \frac{dh - vdp}{T}$$

- **v daném případě je možné pro IP použít izotermickou změnu T = konst.**

$$(ds)_{IP} = \frac{c_p dT - vdp}{T} = -\frac{vdp}{T}$$

rovnice stavu IP $v = \frac{rT}{p}$ => $(ds)_{IP} = -\frac{vdp}{T} = -\frac{rdp}{p}$

škrcení IP 1→2 $(\Delta s)_{IP} = -\int_1^2 \frac{rdp}{p} = r\ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right)$ **pro** $p_1 > p_2$ => $\Delta s > 0$

Dílčí opakování TD - STOP

Z PŘÍKLADŮ nevratných dějů A) a B) lze zobecnit

z A) => že ztráta nevratností při sdílení tepla je tím větší:
čím větší je teplotní spád $\Delta T = T_1 - T_2$
a čím nižší je teplotní hladina sdílení tepla $T_1 \cdot T_2$.

$$\Delta S = Q\frac{T_1 - T_2}{T_1 T_2}$$

=> V oblasti vyšších teplot je možné připustit větší teplotní spády než v oblasti nižších teplot při stejné produkci entropie ΔS. Větší teplotní spády umožňují použít menší teplosměnnou plochu VT,...

Pozn.: Této skutečnosti se prakticky využívá např. u vysokotlakých regeneračních ohříváků NV (VTO), které jsou s pohledu materiálů drahé, a proto je snaha zmenšit jejich teplosměnnou plochu.

z B) => že ztráta škrcením je tím větší, čím větší je poměr tlaků p_1/p_2, mezi kterými se škrcení realizuje.

$$\Delta s = r\ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right)$$

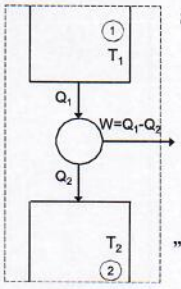
SUMÁRNĚ z toho => že mírou nevratnosti dějů je odpovídající vzrůst entropie **Δs.**

II. ZTD je pak možné formulovat následovně:
„Entropie izolované soustavy může pouze růst $\Delta S > 0$".

Pro TO z toho => Každá nevratnost, ke které v TO dochází, znamená zmenšení výsledného zisku, tj. u produkčních TO ↓ zisku mechanické práce !!!

⇒ PRO PRODUKČNÍ TEPELNÉ OBĚHY

„zásadní" omezení z hlediska odvedeného/odváděného tepla Q_o



SOUSTAVA (okolí)

$$\Delta S_1 = \frac{Q_1}{T_1} \qquad \Delta S_2 = \frac{Q_2}{T_2}$$

$\Delta S = ?$

$$\Delta S = \Delta S_1 + \Delta S_2 = \frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2}$$

Je zřejmé, že pokud by $Q_2 = 0$ (tj. $Q_o = 0$) pak by bylo $\Delta S < 0$, což odporuje II. ZTD.

To ilustruje omezení, které klade **II. ZTD** na přeměnitelnost tepla v mechanickou práci:

Množství odvedeného tepla nemůže být = 0, tj. „část z přiváděného tepla je třeba vždy odvádět".

Pozn.: CARNOT $1 + \frac{Q_o}{Q_p} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} \Rightarrow \frac{Q_p}{T_{max}} = -\frac{Q_o}{T_{min}}$

APLIKACE II. ZTD NA TEPELNÝ OBĚH

ÚPRAVA CLAUSIOVA INTEGRÁLU PRO NEVRATNÉ DĚJE

Uvažuje-li se Vratné sdílení tepla s odpovídající změnou entropie

$$dS_{VRAT} = dS_V = \frac{dQ}{T}$$

a současně probíhají i reálné Nevratné děje produkující entropii

$$dS_{NEVRAT} = dS_N > 0$$

pak celkový (TOTAL) přírůstek entropie bude

$$dS_T = dS_V + dS_N = \frac{dQ}{T} + dS_N \Rightarrow dS_N = dS_T - \frac{dQ}{T} > 0 \Rightarrow dS_T > \frac{dQ}{T}$$

Pro izolovanou soustavu s kruhovým oběhem (Zásobníky tepla+Systém) tedy bude **platit**

$$\oint dS_T = \oint dS_V + \oint dS_N = \oint dS_{Zás} + \oint dS_{Sys} \geq 0 \Rightarrow -\oint dS_{Zás} = \oint \frac{dQ}{T_{Prost}} \leq \oint dS_{Sys} = 0$$

$$\oint \frac{dQ}{T_{Prost}} \leq 0$$

⇒ Clausiův integrál pro nevratné děje musí být < 0
⇒ odváděného tepla je u nevratných dějů více než u vratných!!!

Tato formulace II. ZTD ($\Delta S > 0$ pro izolovanou soustavu) a nemožnost $Q_2 = Q_0 = 0$ ukazují na nemožnost sestrojení stroje periodicky pracujícího pouze odebíráním tepla z jednoho zdroje.

To vyjadřuje nemožnost sestrojit PERPETUM MOBILE II. DRUHU.

III. ZTD - Nernstův teorém (1906)

Absolutní hodnota entropie všech látek se blíží 0, blíží-li se jejich teplota k 0 K.

„Zákon o nedosažitelnosti teploty 0 K (absolutní nuly)".

Aplikace III. ZTD na TO znamená nedosažitelnost účinnosti Carnotova cyklu = 1.

$$\Rightarrow \eta_C < 1 \Rightarrow$$ **účinnost produkčních TO < 1**

SINGL OBĚHY

K REALIZACI TEPELNÝCH OBĚHŮ V ENERGETICE

Porovnávací Carnotův oběh slouží k porovnávání různých ideálních a reálných oběhů s „IDEÁLEM“, který má za daných podmínek maximální možnou termickou účinnost.

V případě, že se jedná o přeměnu tepla na mechanickou práci mezi dvěma konkrétními teplotními hladinami T_{max} a T_{min}, pak reálný oběh nemůže mít účinnost nikdy větší než CO.

Pozn.: Např. FC může mít účinnost konverze číselně vyšší než CO, ale u FC se jedná o přímou přeměnu CHE na E.

Ideální CO - 3 podmínky:

1. veškeré děje jsou vratné
2. teplo se přivádí pouze při teplotě T_{max}
3. teplo se odvádí pouze při teplotě T_{min}

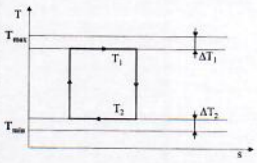
U reálných oběhů je cílem většiny opatření přiblížit se těmto podmínkám v rámci technicko-ekonomické optimalizace.

DŮSLEDKY REÁLNÝCH DĚJŮ DRD

Skutečnost, že ideální Carnotův oběh je oběh s maximální termickou účinností při daných T_{min} a T_{max} lze doložit různě.

Zajímavé je zahrnutí několika příkladů DRD:

a) nenulové koncové teplotní rozdíly mezi zásobníky tepla a pracovní látkou

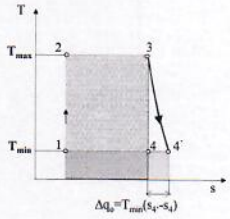


$$\eta_{a)} = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_{min} + \Delta T_2}{T_{max} - \Delta T_1} < \eta_C$$

$$Q = k_{st} \cdot A \cdot \Delta T_{st}$$

$$A \approx \frac{1}{\Delta T_{st}}$$

DRD b) reálné expanze



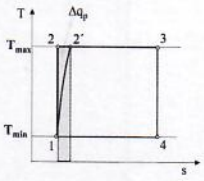
$$q_{pb)} = q_p$$

$$q_{ob)} = q_o + \Delta q_o > q_o$$

$$w_{b)} = q_{pb)} - q_{ob)} = w - \Delta q_o < w$$

$$\eta_{b)} = \frac{q_{b)}}{q_{pb)}} = \frac{w - \Delta q_o}{q_p} < \eta_C$$

DRD c) reálné komprese



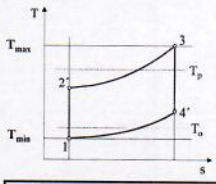
$$q_{oc)} = q_o$$

$$q_{pc)} = q_p - \Delta q_p < q_p$$

$$w_{c)} = q_{pc)} - q_{oc)} = w - \Delta q_p < w$$

$$\boxed{\eta_{c)} = \frac{w_{c)}}{q_{pc)}} = \frac{w - \Delta q_p}{q_p - \Delta q_p} = 1 - \frac{q_o}{q_p - \Delta q_p} < \eta_C}$$

DRD d) neizotermický přívod a odvod tepla



Skutečný oběh 12´34´je možno převést na náhradní Carnotův oběh (se shodnou účinností) s teplotou přívodu tepla T_p a teplotou odvodu tepla T_o.
Protože $T_p < T_{max}$ a $T_o > T_{min}$

$$\boxed{\eta_{12'34'} = \eta_{d)} = \eta_{C\,náhradní} = 1 - \frac{T_o}{T_p} < \eta_C = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}}}$$

SHRNUTÍ

Uvedené příklady **DRD** a) – d) ukazují, že pro dané konstantní teplotní hladiny zdroje T_{max} a odvodu T_{min} tepla bude

účinnost ideálního CO > účinnost reálného oběhu

u kterého vždy dochází k nevratným dějům (sdílení tepla, tření..), které účinnost oběhu snižují.

Pozn.: REÁLNÉ DĚJE – BLÍZKÉ VRATNÝM

Ideálním dějům se přibližují:
- **relativní pohyb bez tření**
- **adiabatická komprese a expanze bez tření**
- **izotermické komprese a expanze**

K minimalizaci nevratnosti směřuje:
- **sdílení tepla s $\Delta T \rightarrow 0$**

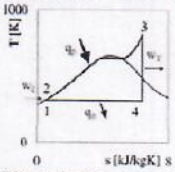
2 ZÁKLADNÍ TEPELNÉ OBĚHY APLIKOVANÉ V ENERGETICE

PARNÍ **PLYNOVÝ**

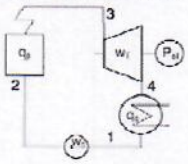
TEPELNÝ OBĚH PARNÍ RANKINŮV-CLAUSIŮV OBĚH (R-C)

a) ideální R-C **vratné změny stavu, …**

Pracovní látka: **VODA** **změny fází** **VODA → PÁRA** **KOTEL**
PÁRA → VODA **KONDENZÁTOR**



p_p 17 MPa
t_p 550 °C
p_o 0.004 MPa
η_t 0.445 < η_C 0.626
w_v 1.444 MJ/kg



Základní změny stavu v R-C:

1 – 2	izoentropické stlačení v kapalné fázi	čerpadlo	$w_č$
2 – 3	izobarický přívod tepla	kotel (OW,V,P,..)	q_p
3 – 4	izoentropická expanze	turbína	w_T
4 – 1	izobarický odvod tepla	kondenzátor	q_o

Přeměna tepla na mechanickou práci Q →W

přívod tepla při střední teplotě $T_p < T_3 = T_{MAX}$

odvod tepla při střední teplotě $T_o = T_1 = T_{MIN}$

$$\eta_t = \eta_{tRC} = \frac{q_p - |q_o|}{q_p} = \frac{w_T - |w_č|}{q_p}$$

=> termická účinnost ideálního R-C

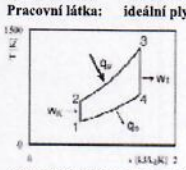
$$\eta_{tRC} < \eta_C \,!!! \left|\frac{T_{MAX}}{T_{MIN}}\right.$$

TEPELNÝ OBĚH PLYNOVÝ ERICSSON-BRAYTONŮV OBĚH (EB)

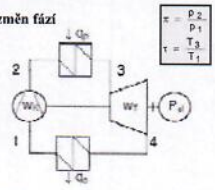
a) ideální EB **vratné změny stavu, …**

Pracovní látka: **ideální plyn, směs plynů** **bez změn fází**

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} \qquad \tau = \frac{T_3}{T_1}$$



PL - VZDUCH
p_1 0.1 MPa
t_1 20 °C
p_2 1 MPa
η_t 0.482 < η_C 0.779
w_v 0.242 MJ/kg



Základní změny stavu v EB:

1 – 2	izoentropická komprese	kompresor	$w_K = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1)$
2 – 3	izobarický přívod tepla	VT	$q_p = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$
3 – 4	izoentropická expanze	turbína	$w_T = h_3 - h_4 = c_p(T_3 - T_4)$
4 – 1	izobarický odvod tepla	VT	$q_o = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1)$

Přeměna tepla na mechanickou práci Q →W

přívod tepla při střední teplotě $T_p < T_3 = T_{MAX}$

odvod tepla při střední teplotě $T_o > T_1 = T_{MIN}$

$$\eta_t = \eta_{tEB} = \frac{q_p - q_o}{q_p} = \frac{w_T - w_K}{q_p}$$

=> termická účinnost ideálního EB

$$\eta_{tEB} < \eta_C \,!!! \left|\frac{T_{MAX}}{T_{MIN}}\right.$$

REALIZACE PLYNOVÉHO EB OBĚHU

Principielně jde o 2 různé varianty realizace:
- **otevřený oběh spalovací turbíny,**
- **uzavřený oběh plynové turbíny.**

Vývoj stacionárních spalovacích turbín po WWII vycházel ze spalovacích turbín pro letecký průmysl.

Výhody zvláště pro kombinované oběhy motivovaly k použití v energetice.

OTEVŘENÝ VS UZAVŘENÝ OBĚH EB

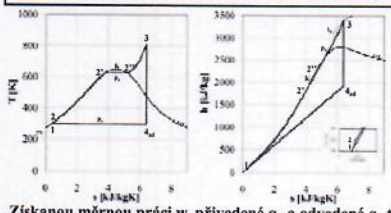
A) Otevřený oběh VÝHODY – jednoduchost
– prakticky nulová spotřeba chladicí vody…
NEVÝHODA – turbínou proudí spaliny, které obsahují řadu nečistot/příměsí, které nepříznivě působí na PČ - lopatky turbíny (eroze, vysokoteplotní koroze,…)

B) Uzavřený oběh tuto nevýhodu odstraňuje; pracovní látkou je čistý plyn nebo směs (He, CO_2, AIR…), nedochází tedy k nepříznivým vlivům jako u ST
– možnost volby a změny tlakových hladin
NEVÝHODY – potřeba velkého množství CHW – jako u RC
– materiálové omezení T_{max}
– koncepční složitost, rozměry,…

Rozdíl mezi A) a B) je ve způsobu „uzavření" cyklu.
U A) je vstupní stav dán sáním K z atmosféry (parametry vstupu se „prakticky" nemění) a výstup vypouštěním spalin za T se do atmosféry, tj. atmosférou je cyklus uzavřen, resp. je tak zajištěno „opakování" cyklu.
U B) se musí PL z výstupu T vrátit do sání K odpovídajícím odvodem tepla ve výměníku.
Přívod i odvod tepla jsou realizovány při konstantních tlacích p_1 a p_2 (v reálných obězích Δp_p).
Účinnost obou variant oběhů výrazně závisí na hodnotě tlakového poměru ε
Základní opatření pro zvyšování účinnosti jsou:
- **zvyšování ε , π**
- **zvyšování T_3 resp. τ**
- **regenerační ohřev VVT, tj. využití tepla PL o vysoké teplotě za T k ohřevu PL za K** (viz dále)

A) PARNÍ OBĚH

EXPANZE v PO - PARNÍ TURBÍNA A) BEZE ZTRÁT



$$\eta_t = \frac{q_p - q_o}{q_p} = \frac{w}{q_p}$$

Získanou měrnou práci w, přivedené q_p a odvedené q_o teplo lze v diagramu:

h-s znázornit jako úsečky,

T-s znázornit pomocí ploch, např. tepla pod odpovídající křivkou změny stavu.

$$q_p = \int_2^3 Tds = \int_2^3 (dh - vdp) = \int_2^3 dh = h_3 - h_2$$

$$q_o = \int_{4_{ad}}^{1} Tds = \int_{4_{ad}}^{1} (dh - vdp) = \int_{4_{ad}}^{1} dh = h_1 - h_{4_{ad}} \Rightarrow |q_o| = h_{4_{ad}} - h_1$$

⇒výpočet η_t (pomocí entalpií):

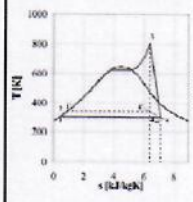
$$\eta_t = \frac{q_p - q_o}{q_p} = \frac{h_3 - h_2 - (h_{4_{ad}} - h_1)}{h_3 - h_2}$$

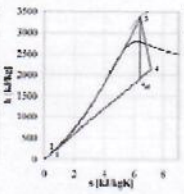
$$\eta_t \approx \frac{h_3 - h_{4_{ad}}}{h_3 - h_2}$$

*Práce napájecího čerpadla se dříve často pro zjednodušení neuvažovala ($h_2 \sim h_1$). **Tuto práci napáječky je však potřeba bezpodmínečně respektovat při podrobných výpočtech, kde se zahrnuje do tzv. vlastní spotřeby bloku.***

EXPANZE v PO - PARNÍ TURBÍNA B) SE ZTRÁTAMI

U reálné turbíny dochází ke ztrátám části kinetické energie proudu pracovní látky (třením, vířením...), která se mění na teplo. Toto teplo se „vnitřně přivádí" pracovní látce a způsobuje růst její entropie.





$$dq_{tf} = Tds \Rightarrow ds = \frac{dq_{tf}}{T} \Rightarrow \Delta s = \int_5^4 \frac{dq_{tf}}{T}$$

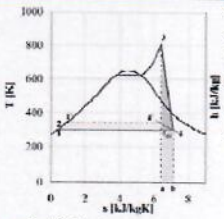
V tomto reálném případě se h_2 a h_3 nemění => teplo přivedené v kotli q_p zůstává stejné. Protože $h_4 > h_{4ad}$ dojde ke zmenšení práce získané v turbíně $h_3 - h_{4ad} < h_3 - h_4$ => zvětší se odvedené teplo o Δq_o.

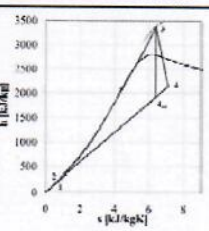
h-s diagram dává „okamžitou" globální informaci i v případě reálné turbíny. Snadno zde lze „odečíst": q_o q_p H_{ad} H $\Delta q_o = \Delta w$. Neposkytuje však detailnější popis reálných dějů v turbíně, kde dochází k částečnému využití třecího tepla.

Ten poskytuje T-s diagram. Aby bylo možné skutečnou ztrátu znázornit, je však nutné reálnou expanzi 3-4 „převést" na „pomocnou" izoentropickou 3-4´, která však musí končit na stejné entalpii (izoentalpě) jako bod 4 (neboť $w = h_3 - h_4$).

Skutečná měrná práce se rovná $h_3 - h_{4'}$ ($h_4 = h_{4'}$). Ze stavu 4´se teplo odvádí do stavu 1´ => je tedy zřejmé, že v tomto myšleném ideálním případu bude získaná měrná práce znázorněna plochou 1´-3-4´-1´.

PARNÍ TURBÍNA SE ZTRÁTAMI





$\Delta q_o = 1 - 1' - 4' - 4_{ad}$

$\Delta q_o = h_4 - h_{4ad} = h_4 - h_{4ad}$

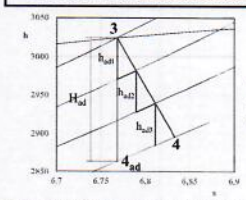
Z celkového třecího tepla q_{tf} (červená + zelená plocha) se část Δq_o odvede a zbývající část $q_{tf} - \Delta q_o$ se zpětně využije ke konání práce. Tento jev je charakterizován v diagramu h-s pomocí rozbíhavosti izobar. Čím vyšší teplota, tím vyšší směrnice izobary.

$$Tds = dh$$

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

⇒ entalpický spád H_{ad} mezi dvěma tlaky roste s rostoucí entropií!!!

TURBÍNA SE ZTRÁTAMI H_{ad} – roste s rostoucí entropií!!!



$$\Rightarrow \sum_{i=1}^{n} h_{ad_i} > H_{ad}$$

Tento jev se v předběžných výpočtech turbíny respektuje součinitelem zpětného využití tepla q_T („reheat faktor") ~ 3 - 6 %

$$\sum_{i=1}^{n} h_{ad_i} = H_{ad}(1+q_T)$$

U turbín se v důsledku uvedených ztrát definuje TERMODYNAMICKÁ ÚČINNOST η_{td} alternativně i VNITŘNÍ ÚČINNOST η_i

$$\eta_{td} = \frac{w}{w_{ad}} = \frac{h_1 - h_4}{h_1 - h_{4ad}} = \frac{H}{H_{ad}} = \frac{\textit{skutecný spád}}{\textit{adiabatický spád}}$$

$$\eta_{id} = \frac{H_{REAL}}{H_{IDEAL}} = \frac{H}{H_s} = \frac{H_s}{H} \text{ POZOR !!!}$$

$\eta_{td} = \eta_i$ vyjadřuje aerodynamickou dokonalost dané turbiny, resp. PC turbiny.

Účinnost „reálného" RC oběhu, kde reálnost zohledňuje reálnou expanzi v turbíně

$$\eta_{tRC'} = \frac{H - H_{c'}}{q_p} \approx \frac{H_{ad}}{q_p}\frac{H}{H_{ad}} = \frac{H_{ad}}{q_p}\eta_{td}$$

=> v minulosti používané zjednodušení $\eta_{tRC} \approx \eta_{tRC'}\eta_{td}$

OPATŘENÍ PRO ZVYŠOVÁNÍ ÚČINNOSTI R-C

1. **INTENZIFIKACE PARAMETRŮ**
   - **Zvyšování admisního tlaku**
   - **Zvyšování admisní teploty**
   - **Snižování emisního tlaku**
2. **MEZIPŘEHŘÍVÁNÍ PÁRY**
3. **REGENERAČNÍ OHŘEV NAPÁJECÍ VODY**

ZVYŠOVÁNÍ ADMISNÍHO TLAKU (p_a=var., T_a= konst., p_o= konst.)

Jak zvýšení $p_a \rightarrow p_{a'}$ ovlivní účinnost? $\eta_{tRC'} \Leftrightarrow \eta_{tRC}$

Při změně $p_a \rightarrow p_{a'}$ se změní **q_p a q_o**

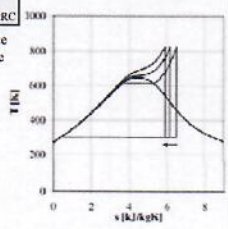
=> i změna w. Ze změn q_p, q_o, w však není zřejmé zda se účinnost zvýší nebo sníží => možný rozbor: oba R-C se nahradí Carnotovými oběhy (CO) se stejnou teplotou odvodu ($T_o = T_{o'}$). Ten z CO, který bude mít vyšší T_p, bude mít i vyšší účinnost. Pro náhradní CO musí platit rovnost účinností

$$\eta_{tC} = \eta_{tRC}$$

$$1 - \frac{T_o}{T_{pC}} = 1 - \frac{q_o}{q_p} \Rightarrow \frac{T_{pC}}{T_o} = \frac{q_p}{q_o} = \frac{h_3 - h_2}{h_{4ad} - h_1}$$

$$\frac{T_{pC'}}{T_o} = \frac{h_{3'} - h_{2'}}{h_{4ad'} - h_1}$$

$$\frac{T_{pC'}}{T_{pC}} = \frac{h_{3'} - h_{2'}}{h_3 - h_2}\,\frac{h_{4ad} - h_1}{h_{4ad'} - h_1} = K_2 K_1 \qquad K_1 > 1 \quad h_{4ad} > h_{4ad'}$$



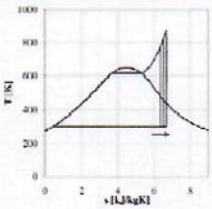
V případě **ideálního plynu** by pro T_a=konst., c_p=konst.→ **h_3=konst.** (při zanedbání faktu, že $h_2 < h_{2'}$) => K_2=1 => **$K_2 K_1 > 1$** => při zvýšení p_a $\eta_{tRC'} > \eta_{tRC}$

TD vlastnosti **přehřáté páry** se blíží vlastnostem **IP** při nízkých tlacích. V oblasti vysokých p_a se může uvedená relace „obrátit"!!! **$K_2 K_1 < 1$** $\eta_{tRC'} < \eta_{tRC}$

ZVYŠOVÁNÍ ADMISNÍ TEPLOTY (T_a=var., p_a= konst., p_c= konst.)

$\eta_{tRC'}$? η_{tRC} **Při změně $T_a \rightarrow T_a'$ se mění q_p a q_o**
=> i změna w.

V tomto případě z porovnání náhradních Carnotových oběhů **jednoznačně** vyplývá, že pro vyšší teplotu T_a' bude mít náhradní CO vyšší teplotu přívodu tepla $T_{pC'}$ a při stejné T_c bude mít i vyšší účinnost.

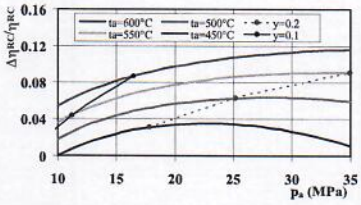


Jiné zdůvodnění:

$$\eta_{tRC'} = 1 - \frac{q_o'}{q_p'} = 1 - \frac{q_o + \Delta q_o}{q_p + \Delta q_p}$$

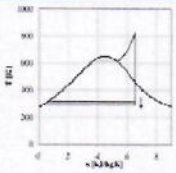
$$\frac{q_o}{q_p} > \frac{\Delta q_o}{\Delta q_p} \qquad \eta_{tRC'} > \eta_{tRC}$$

ZVYŠOVÁNÍ ADMISNÍCH PARAMETRŮ



SNIŽOVÁNÍ EMISNÍHO TLAKU (p_e=var., p_a= konst., T_a= konst.)

Snížení protitlaku znamená nutnost přivést více tepla o Δq_p, ale současně se navíc získá práce Δw.



$$q_p' = q_p + \Delta q_p \qquad w' = w + \Delta w \qquad \eta_{tRC'} = \frac{w'}{q_p'} = \frac{w + \Delta w}{q_p + \Delta q_p}$$

Je třeba rozhodnout zda je Δw <=> než Δq_p.

Odhadem: $\Delta w = (s_{4ad} - s_1)\Delta T_c$

K určení $(s_{4ad} - s_1)$ lze použít 2.ZTD

$$\Delta q = T\Delta s \Rightarrow \Delta s = \frac{\Delta q}{T} \approx \frac{Lx_c}{T_c}$$

Pro p=konst. $\Delta q = T\Delta s = \Delta h = (h'' - h')x_c$

$$\Delta w = \frac{Lx_c}{T_c}\Delta T_c \approx \frac{10^6}{10^2}\Delta T_c = 10^4 \Delta T_c$$

Hodnota Δq_p odpovídá teplu potřebnému k ohřátí ze stavu 1 do 1' (tj. o ΔT_c).

$$\Delta q_p = c_w \Delta T_c \approx 10^3 \Delta T_c$$

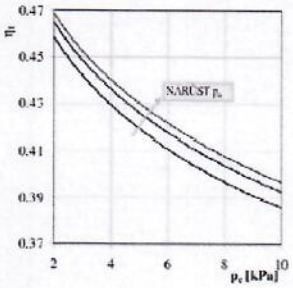
⇒ **řádově se získá 10x víc práce ($\Delta w > \Delta q_p \Rightarrow \eta_t' > \eta_t$)**

⇒ **snížení protitlaku přináší vždy zisk na η_t**

⇒ snížení protitlaku (tj. vakua v kondenzátoru) je možno u vodou chlazených K dosáhnout:

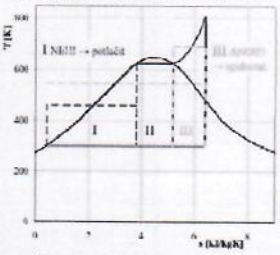
- snížením teploty chladicí vody t_{w1}
- zvýšením množství chladicí vody M_w
- zvětšením teplosměnné plochy kondenzátoru S

SNIŽOVÁNÍ EMISNÍHO TLAKU



DALŠÍ OPATŘENÍ PRO ↑ ÚČINNOSTI RC

vyplývají z porovnání **3 oblastí**: tj. ohřev vody **I**, „odpar" **II** a přehřívání páry **III** z hlediska jejich příspěvku k celkové účinnosti oběhu.



p_e	17 MPa
t_e	535 °C
p_c	0.004 MPa
t_p	271 °C
η_t =	0.448

I	II	III
185.2	352.3	417.8
0.341	0.517	0.563

I, II, III myšlené oběhy odpovídající ohřevu, odparu a přehřívání páry. Jejich porovnání z hlediska účinnosti lze provést pomocí náhradních CO při stejné T_e

$$T_1(s' - s_2) = h' - h_2 \Rightarrow T_1 = \frac{h' - h_2}{s' - s_2}$$

Výsledkem tedy je $T_I < T_{II} < T_{III} \Rightarrow \eta_I < \eta_{II} < \eta_{III}$

=> Další opatření:

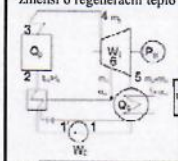
- zvýšení η **oblasti I** (↑T_1), tzn. použít tzv. **REGENERAČNÍ OHŘEV NAPÁJECÍ VODY**
- opakování **oblasti III**, tj. použít tzv. **MEZIPŘEHŘÍVÁNÍ PÁRY** (přihřívání páry).

REGENERAČNÍ OHŘEV NAPÁJECÍ VODY RONV

Odkud TEPLO? → Obvyklý je ohřev NV parou odebíranou z T. „Malé" množství páry ohřívá „velké" množství NV => zvýšení T_1 => zvýšení η_{C1} a tedy i celého **RC**. Jiné zdroje Q?

Poměry pro jeden regenerační odběr (1stupňová regenerace):

Odběrová pára m_o ohřeje NV $m_{NV} = m_p$ z 1' → 2 => potřebné teplo dodávané palivem se tedy zmenší o regenerační teplo q_r $Q_p' = Q_p - Q_r$ $Q_p = m_p(h_4 - h_{1'})$



Poměrné odběrové množství α: $\alpha = \frac{m_o}{m_p}$

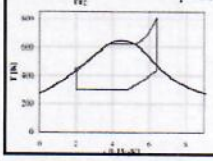
$Q_o' = (1 - \alpha)Q_o$

$W' = Q_p' - Q_o' = W - Q_r + \alpha Q_o$

$$\eta_t' = \frac{W'}{Q_p'} = \frac{W - (Q_r - \alpha Q_o)}{Q_p - Q_r}$$ pokud $$\eta_t > \frac{Q_r - \alpha Q_o}{Q_r}$$ pak $$\eta_t' > \eta_t$$

$$\eta_t' = \frac{Q_r' - Q_o \uparrow}{Q_p'} \approx \frac{W_r \downarrow}{Q_p \downarrow}$$

Oděrová pára v RO zkondenzuje, kondenzát se pak spojí s hlavním proudem:
- přes redukční ventil **kaskádováním** proti proudu,
- **přečerpáváním** po proudu,
- **směšováním**.



VÝHODY ONV regenerační:

+ do kondenzátoru jde méně páry → z chladicího oběhu se odvádí méně tepla, to podporuje ↑ η_t (převáží nad ↓w).

+ díky využití kondenzačního tepla lze malým m_o odběrové páry ohřát velké množství m_p napájecí vody.

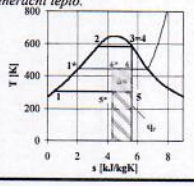
m_o páry <= z tepelné BILANCE REGENERAČNÍHO OHŘÍVÁKU

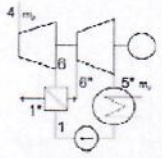
REGENERAČNÍ OHŘEV NAPÁJECÍ VODY

Tepelná bilance RO: $m(h_2 - h_{1'}) = m_o(h_o - h_o')$ => m_o páry

Orientačně: $\alpha = \frac{m_o}{m} = \frac{h_2 - h_{1'}}{h_o - h_o'} \approx \frac{c_w \Delta t}{l_{23}} \approx \frac{10^3 10}{10^6} = 10^{-2}$ => $\alpha \approx$ jednotky%

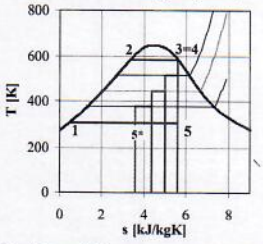
Prokázat fakt, že **RONV lze zvýšit účinnost RC**, je možné přímo v T-s diagramu s využitím **„náhradní" představy o průběhu děje** (jiným zapojením):
Odběrová pára je vedena do RO, zde předá regenerační teplo q, a vrací se zpět do turbíny, kde dokončí expanzi na výstupní tlak. V tomto případě celou turbínou protéká stejné množství páry m_p a příslušné plochy v T-s mohou znázornit získanou, resp. ztracenou práci, a regenerační teplo.

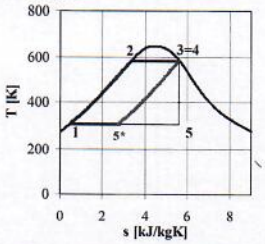




REGENERAČNÍ OHŘEV NAPÁJECÍ VODY

CÍL: „Přivést méně energie v palivu, odvést méně tepla"

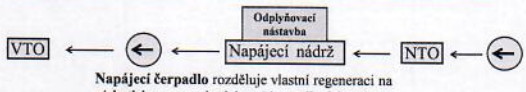




Ohřev 1-2 se realizuje regeneračním ohřevem a v palivu se přivede pouze teplo mezi **stavy 2-3** (izotermicky). Odvod tepla probíhá **mezi 5*- 1** (izotermicky) => cca **Carnotův oběh** => při **nekonečném počtu RO** přechází tak RC oběh se sytou admisní párou v zobecněný oběh Carnotův, u kterého je přívod i odvod tepla izotermický.

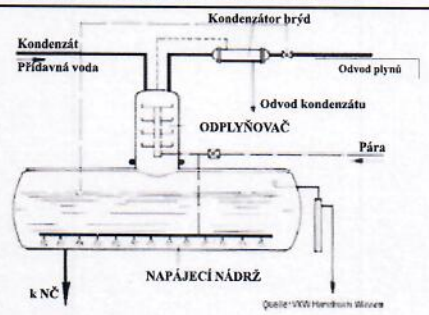
Proto se RONV označuje také jako carnotizace RC oběhu.

OBVYKLÉ USPOŘÁDÁNÍ REGENERACE



Napájecí čerpadlo rozděluje vlastní regeneraci na nízkotlakou a vysokotlakou část podle tlaku na vodní straně.
Jsou zde tedy regenerační ohříváky:
nízkotlaké NTO
a **vysokotlaké VTO**.
Použití NTO vyžaduje **kondenzátní čerpadlo!!!**
NTO s nejvyšší teplotou je **napájecí nádrž** s termickým odplyňovačem
Teplota kondenzátu v napájecí nádrži se volí
u malých zařízení 105 – 125 °C,
u velkých podkritických bloků 160 – 180 °C.
u SC, USC a AUSC bloků 180 °C → xx °C.
Vysoké teploty v napájecí nádrži umožňují **snížit počet drahých** (i poruchových) **VTO**.
Počet VTO je na úrovni 1 – 3, ne více.
Odplyňovač s napájecí nádrží se počítá do počtu z regeneračních ohříváků, přičemž pracuje jako směšovací ohřívák, tj. s $\Delta t = 0$.

NAPÁJECÍ NÁDRŽ + ODPLYŇOVAČ



K odplynění napájecí vody (především od O_2 CO_2 N_2 NH_3 H_2) dochází ve 2 procesech:
1. ODPLYNĚNÍ při průchodu „jemně" rozptýleného kondenzátu topnou parou,
2. ODPLYNĚNÍ PROBUBLÁVÁNÍM páry v kondenzátu v napájecí nádrži.

TERMICKÝ ODPLYŇOVAČ - NEKONDENZUJÍCÍ PLYNY

TO slouží k odvodu nekondenzujících plynů NP z přicházejícího kondenzátu.

O_2, CO_2 – vysoce korozivní plyny, které je nezbytné z napájecí vody odstranit. V opačném případě by došlo v krátké době k těžkému poškození VTO i součástí tlakového systému kotle.

Plyny se do oběhu dostávají především netěsnostmi:
v kondenzátoru
a v podtlakové části regenerace.

Vlastní proces odplynění je založen na rozpustnosti plynů v kondenzátu, která roste s rostoucím **parciálním tlakem** nad volnou hladinou.

$$p_{oNN} = p_{pH_2O} + p_{pO_2} + p_{pCO_2}$$

Proto **se kondenzát v odplyňovačích ohřívá až na teplotu sytosti odpovídající tlaku v NN.** V takovémto případě by parciální tlaky p_{pO2}, p_{pCO2} byly rovny nule, což znamená „okamžité" uvolnění těchto plynů z napájecí vody do plynné fáze.

RONV – VOLBA ODVÁDĚNÍ KONDENZÁTU

Odvod kondenzátu je v **NT** regeneraci obvykle zvolen s ohledem na minimalizaci tepla odvedeného z oběhu. Z tohoto důvodu se do kondenzátoru kaskáduje kondenzát pouze z **prvního NTO**.

U **druhého NTO** je obvykle zařazeno přečerpávání celkového kaskádového kondenzátu, přičemž odpovídající teplo zůstává v okruhu.

Toto uspořádání též napomáhá odplynění kondenzátu přicházejícího z podtlakového 1. NTO, neboť kondenzátor také plní funkci odplynění. Uvolněné nekondenzující plyny z páry a z netěsností se z kondenzátoru odvádějí vývěvou.

RONV – DOCHLAZOVÁNÍ KONDENZÁTU a STRÁŽENÍ PŘEHŘÁTÍ

Dochlazování kondenzátu – přínos RONV je možno dále zvýšit snížením ztrát nevratností, ke kterým dochází při kaskádování kondenzátu, zařazením tzv. **dochlazovačů**. Dochlazovače lze principiálně zařadit u všech regeneračních ohříváků.

Srážení přehřátí – je další opatření umožňující dosáhnout zvýšení t_{n}, a η_{RC} – zařazením tzv. **srážeče přehřátí**, obvykle pouze u **VTO** (obecně tam, kde je odběrová pára přehřátá).

Použitím **SP** se dosáhne snížení ztrát nevratností, ke kterým dochází při sdílení tepla a míšení.

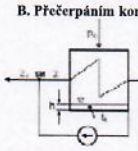
USPOŘÁDÁNÍ RO – ODVOD KONDENZÁTU

1. Odvod kondenzátu z regeneračních ohříváků

A. Kaskádováním

Ztráta nevratností zde spočívá ve škrcení, míšení a sdílení tepla teplejšího a studenějšího kondenzátu. *Rozdíl teplot* Δt_k *obou kondenzátů ~30-40 °C.*

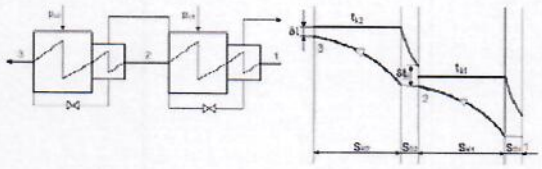
B. Přečerpáním kondenzátu



Nutný příkon pro přečerpání a ztráta při míšení kondenzátu v bodě **SM**. V případě **B** bude ztráta nevratným sdílením tepla při míšení výrazně nižší než v případě **A**. *Rozdíl teplot je na úrovni (3 – 5) °C, cca odpovídá koncovému teplotnímu spádu RO.*

C. Směšováním

DOCHLAZOVAČ KONDENZÁTU



$\delta t \sim 3-5\,°C$ NTO

$\delta t \sim 5-8\,°C$ VTO

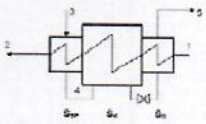
$\delta t_D \sim 8-10\,°C$

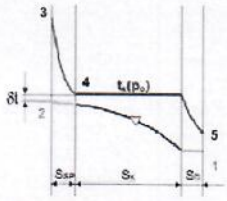
Větší δt se volí s cílem zmenšit teplosměnnou plochu u drahých **VTO.** Přitom se výrazně neovlivní ztráta nevratností **ΔS** při sdílení stejného množství tepla **Q** s ohledem na to, že probíhá při vyšší teplotní úrovni T_{VTO}.

$$\Delta S = Q\frac{\Delta T}{T^2}$$ ztráta nevratností

SRÁŽEČ PŘEHŘÁTÍ

V případě odběru **přehřáté páry** pro RO (obvykle z **ST** nověji i z **VT** dílů turbiny)

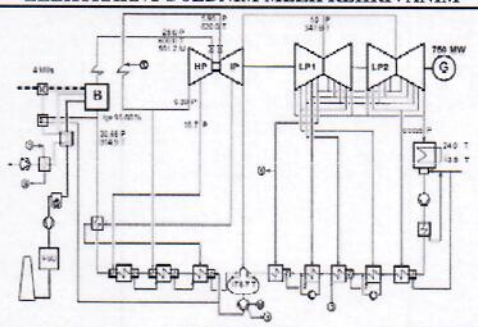




Významným přínosem srážeče přehřátí **SP** je **zvýšení teploty napájecí vody** na výstupu z RONV resp. na vstupu do kotle
→ sníží se tím potřebné množství tepla přivedené do oběhu Q_p, tzn. **zvýší se** η_{RC}.

DOCHLAZOVAČE i SRÁŽEČE PŘEHŘÁTÍ se používají **u bloků velkého jednotkového výkonu** (tj. P > 50MW).

PŘÍKLAD TEPELNÉHO SCHÉMA PARNÍ UHELNÉ ELEKTRÁRNY S JEDNÍM MEZIPŘEHŘÍVÁNÍM



Čistá účinnost: η_{Net} = 46.2 %

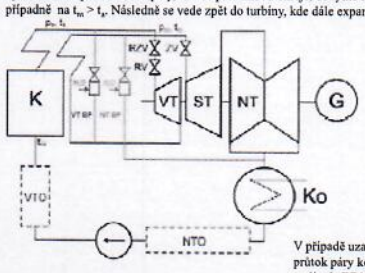
Čistý výkon: P_{Net} = 690 MW

Spotřeba paliva: Q_{Fuel} = 1495 MJ/s

PŘIHŘÍVÁNÍ PÁRY MEZIPŘEHŘÍVÁNÍ MP RH ZÚ

Maximální účinnost v RC cyklu má „oblast III“ => Proto je vhodné jí „opakovat„=> Realizací je mezipřehřívání páry **MP.**

Pára expanduje ve **VT** dílu turbíny na dělicí tlak p_m, z výstupu VT se vede zpět do kotle do zvláštního výměníku/ů – přehříváku/ů páry, kde se pára znovu ohřeje, obvykle na admisní teplotu $t_m \sim t_s$, případně na $t_m > t_s$. Následně se vede zpět do turbíny, kde dále expanduje v **ST** a následně v **NT** dílu.



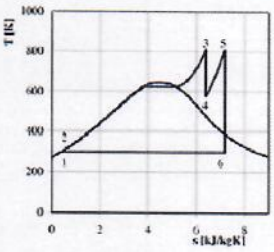
RZV – rychlozávěrný ventil, uvádí se v činnost např. při výpadku generátoru ze sítě nebo jiné poruše, „okamžitá“ reakce (**setiny s**)

RV – regulační ventil, reguluje změnu výkonu turbíny,…

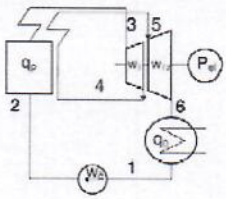
ZV – záchytný ventil, uvádí se v činnost současně s **RZV,** zamezuje roztočení turbosoustrojí parou naakumulovanou v převáděcích potrubích.

V případě uzavření **RZV** a **ZV** je nutné zajistit průtok páry kotlem (odběr tepla z kotle). To se realizuje **BP/obtoky** VT dílu a ST + NT dílu.

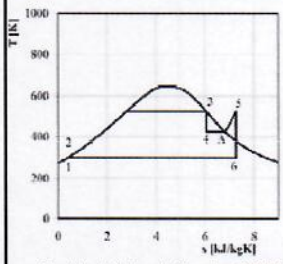
MP SPALINAMI



3 – 4 expanze ve VT dílu turbíny
4 – 5 ohřev v mezipřehříváku SPALINAMI
5 – 6 expanze v ST-NT dílu turbíny

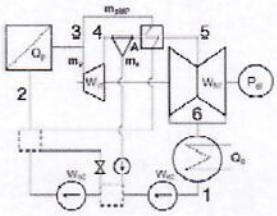


MP PAROU



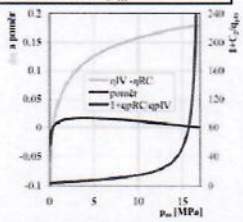
Pro zjednodušení není v T-s zahrnut RONV

2 – 3 přívod tepla v PG
3 – 4 expanze m_p ve VT dílu turbíny
4 – A separace vlhkosti m_v v separátoru
A – 5 ohřev v mezipřehříváku PAROU m_{pMP}
5 – 6 expanze m_p - m_v v NT dílu turbíny



MP - VOLBA DĚLICÍHO TLAKU p_m

Úvaha – dělicí tlak p_m ovlivňuje nejen účinnost oblasti **IV**, ale i její příspěvek k celkovým hodnotám q_p a **w**.
Čím vyšší p_m, tím vyšší η_{IV}, ale zároveň nižší w_{IV} → hledáme „optimum" p_m
splňující nejen podmínku účinnosti, ale i váhy (tedy vlivu) oblasti **IV**.



$$\eta_{RCsMP} = \frac{w_{RC} + w_{IV}}{q_{pRC} + q_{pIV}} = \frac{w_A + w_B}{q_{pA} + q_{pB}}$$

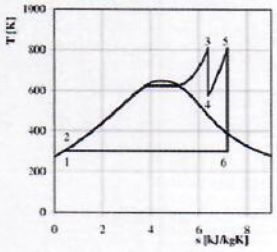
$$\eta_{RCsMP} = \frac{\eta_A q_{pA} + \eta_B q_{pB}}{q_{pA} + q_{pB}} = \frac{\eta_A q_{pA} + \eta_A q_{pB} - \eta_A q_{pB} + \eta_B q_{pB}}{q_{pA} + q_{pB}} = \eta_A + \frac{\eta_B - \eta_A}{1 + \frac{q_{pA}}{q_{pB}}}$$

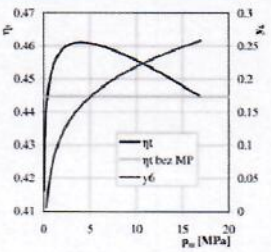
$$\eta_{RCsMP} = \eta_A + \frac{\eta_B - \eta_A}{1 + \frac{q_{pA}}{q_{pB}}} = C_1 + \frac{\Delta\eta}{1 + \frac{C_2}{q_{pB}}}$$

zde p_m=4.04 MPa η=0.4611

zde p_m/p_a=0.24 Δη=0.0164

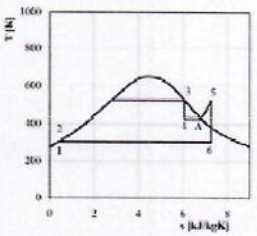
MP– ZMĚNA PARAMETRŮ

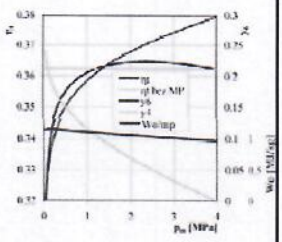




$$\eta_{tRCMP} = 1 - \frac{|Q_o|}{Q_p} = 1 - \frac{H_6 - H_1}{(H_3 - H_2) + (H_5 - H_4)}$$

MP u JE s PWR – ZMĚNA PARAMETRŮ





MP – p_m A KONTROLA EMISNÍ VLHKOSTI y_e

Současně s volbou p_m je vždy nutné kontrolovat hodnotu vlhkosti emisní páry y_e, tj. splnění podmínky: $y_e < 0.1 - 0.12$

Použití **MP** je zcela nezbytné v případě vysokých admisních parametrů páry. Bez **MP** by v tomto případě měl oběh velmi vysokou hodnotu y_e.
(Nepřijatelnou pro provoz **PT**)

U parních oběhů v **sekundárních okruzích JE s PWR** je zvládnutí emisní vlhkosti pomocí **MP** (resp. pomocí **separace** a **MP**) **primárním zájmem**.

Ovlivnění účinnosti je zde „druhotné".

Při výpočtech parametrů oběhu s **1MP** pro zvolenou/přípustnou mezní hodnotu y_e a emisní tlak p_e prakticky dostáváme p_m !!!!!

S ohledem na zvýšení komplikovanosti zařízení se **MP** obvykle používá až u jednotkových výkonů bloků nad cca 100 MW.

Oproti tomu použití **RONV** se volí i u bloků menších výkonů.

Návrh **RC oběhu** s **MP** a **RONV** je výchozím podkladem pro dimenzování všech potřebných zařízení, tj. kotle, turbíny, kondenzátoru+chladicího okruhu, regeneračních ohříváků, potrubí, čerpadel, … **(Výpočet – cvičení/SP)**

ZVYŠOVÁNÍ POČTU MP → 2MP – p_{m1} a p_{m2}

U nadkritických **SC** a především **USC** bloků se používá i **dvojité MP**, tj. **2MP**. Použití **2MP** musí však být technicko-ekonomicky podloženo.

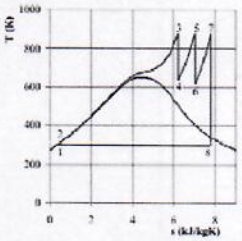
Prakticky jde o **současnou optimalizaci** obou dělicích tlaků p_{m2} a p_{m1}:

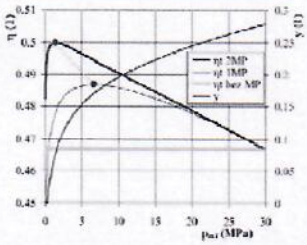
$$\eta_{RCs2MP} = f_1(p_{m1}) + \frac{\Delta\eta(p_{m1}, p_{m2})}{1 + \frac{f_2(p_{m1})}{q_{pC}(p_{m2})}}$$

Teoretický přínos **2MP** na $\eta_t \sim 2.5$ % (cca 1 proc. bod).

Zároveň však aplikace **2MP** znamená další komplikace v konstrukci oběhu.

DVOJITÉ MEZIPŘEHŘÍVÁNÍ PÁRY 2MP



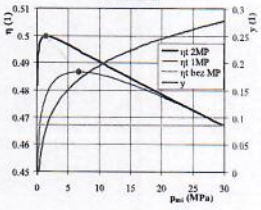


p_0=30 MPa	p_{m1}=7.61 MPa	p_{m2}=1.53 MPa
t_0=600 °C	t_{m1}=600 °C	t_{m2}=600 °C
p_c=4 kPa		
η_t=0.4669	η_t=0.4997	

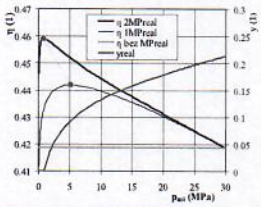
$$\eta_{t,RC2MP} = 1 - \frac{|Q_c|}{Q_p} = 1 - \frac{H_7 - H_1}{(H_1 - H_2) + (H_3 - H_4) + (H_5 - H_6)}$$

2MP - vliv účinnosti turbíny η_{td}

$\eta_{td} = 1$

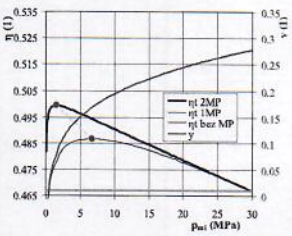


$\eta_{td} = 0.9$

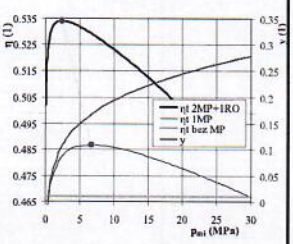


2MP - vliv RONV - změna m_p

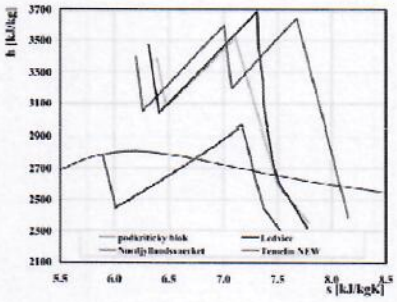
bez RONV



1° RONV



PŘÍKLADY EČ ELEKTRÁREN S 1MP + 2MP - h-s diagram



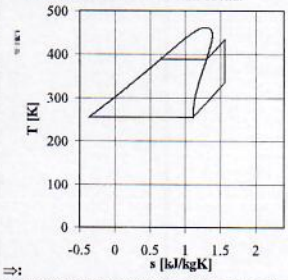
ROZUMÍME UŽ MP U PO???

ANO

TAK JAK MŮŽE ZÁVĚRY OVLIVNIT PL ???

NAPŘ. NÁHRADA H_2O ISOPENTANEM RC → ORC

ÚČINNOST **3 oblastí**: tj. ohřev kapaliny **I**, „odpar" **II** a přehřívání páry **III** z hlediska jejich příspěvku k celkové účinnosti oběhu.



p_a 17 MPa
t_a 535 °C
p_v 0.004 MPa
t_p 271 °C
η_t = 0.445

I	II	III
185.2	352.3	417.5
0.341	0.517	0.563

Výsledkem u H_2O tedy je => $\eta_I < \eta_{II} < \eta_{III}$

p_a 1 MPa
t_a 160 °C
p_v 0.015 MPa
η_t = 0.2576

I	II	III
0.205	0.331	0.240

Výsledkem u IsPen tedy je => $\eta_I < \eta_{II} > \eta_{III}$

=>:
Zavedení ANI opakování **oblasti III zde nepřináší zvýšení účinnosti !!!** (přehřátí ANI meziP).
Je to prostor pro využití tepla za turbínou pro regeneraci !!!