



# **PARNÍ A PLYNOVÉ TURBÍNY V REDUKČNÍCH STANICÍCH**

**Vydala: Česká energetická agentura  
Vinohradská 8, 120 00 Praha 2**

**Vypracoval: Doc.Ing.Kolarčík CSc.**

**Tato publikace je určena pro poradenskou činnost a byla zpracována  
v rámci Státního programu na podporu úspor energie a využití  
obnovitelných zdrojů energie**

## Obsah

1. ÚVOD .....	7
2. EXERGIE, ANERGIE .....	7
2.1 VÝPOČET A ZOBRAZENÍ EXERGIE, ANERGIE .....	9
2.1.1 Exergie entalpie.....	9
2.1.2 Exergie tepla.....	13
2.2 EXERGETICKÉ ZTRÁTY.....	16
2.2.1 Spalování.....	17
2.2.2 Sdílení tepla.....	17
3. ZMĚNA IZOENTALPICKÁ - ŠKRCENÍ .....	19
4. REDUKČNÍ STANICE KONVENČNÍ .....	24
4.1 ENERGETICKÁ BILANCE ZÁSTŘIKOVÉ KOMORY.....	25
5. TURBÍNY .....	26
5.1 TURBÍNY ROVNOTLAKÉ A PŘETLAKOVÉ.....	27
5.2 PRŮBĚH TRANSFORMACE ENERGIE V TURBÍNĚ .....	29
5.2.1 EXPANZE IZOENTROPICKÁ.....	30
5.2.2 VNITŘNÍ ZTRÁTY TURBÍN.....	31
5.3 ÚČINNOSTI .....	32
5.4 PARNÍ TURBÍNY RADIÁLNÍ.....	33
6. PARNÍ TURBÍNA V REDUKČNÍ STANICI.....	35
7. PLYNOVÁ TURBÍNA V REDUKČNÍ STANICI.....	38
8. EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ REDUKCE PLYNU A PAR.....	40
8.1 ROČNÍ VÝNOSY .....	41
8.1.1 Měrné roční investiční náklady $N_i$ .....	42
8.1.2 Měrné palivové náklady $N_p$ .....	42
8.1.3 Měrné náklady na údržbu a provoz zařízení $N_o$ .....	43
8.2 DOBA NÁVRATNOSI INVESTICE .....	44
8.3 ČASOVÁ HODNOTA PENĚZ .....	44
8.4 PROGRAMOVÝ SOUBOR EFINA .....	47
8.4.1 Základní ukazatele pro hodnocení projektu .....	47
9. EKOLOGIE.....	48
10. ZÁVĚR .....	49

### **Přehled použitých označení a indexů**

Symbol veličiny	Jednotka	Veličina
A	J	technická práce
B	J	anergie
Cdk	Kč	cena zařízení při dodávce na klíč
Ci	Kč.kW <sup>-1</sup>	měrné investiční náklady 1 kW instalovaného výkonu
Dn	r	doba návratnosti
E	J	exergie
$\dot{E}$	W	exergetický výkon, příkon
F	N	síla
Fp	Kč	finanční prostředky
I	J	entalpie
Nc	Kč.kWh <sup>-1</sup>	celkové měrné náklady na jednotku energie
Ni	Kč.kWh <sup>-1</sup>	investiční měrné náklady na jednotku energie
No	Kč.kWh <sup>-1</sup>	servisní měrné náklady na jednotku energie
Np	Kč.kWh <sup>-1</sup>	palivové měrné náklady na jednotku energie
Nn	Kč.kWh <sup>-1</sup>	nákupní cena elektrické energie
P	W	výkon, příkon
Q	J	teplo
$\dot{Q}$	W	topný výkon
T	K	absolutní teplota
T	r	délka odpisování zařízení podle zařazení do odpisové skupiny
V	Kč.r <sup>-1</sup>	roční výnosy z provozu zařízení
W	J	energie
a	J.kg <sup>-1</sup>	měrná práce
b	J.kg <sup>-1</sup>	měrná anergie
c	m.s <sup>-1</sup>	rychlost absolutní
c	J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	měrná tepelná kapacita
d	-	diskontní sazba
e	J.kg <sup>-1</sup>	měrná exergie
i	J.kg <sup>-1</sup>	měrná entalpie
m	kg	hmotnost
$\dot{m}$	kg.s <sup>-1</sup>	hmotnostní průtok

n	$s^{-1}, \text{min}^{-1}$	otáčky
p	Pa	tlak
q	$J.kg^{-1}$	měrné teplo
s	$J.kg^{-1}.K^{-1}$	měrná entropie
t	r	počet roků
u	$J.kg^{-1}$	měrná vnitřní energie
u	$m.s^{-1}$	unášivá rychlost
w	$J.kg^{-1}$	měrná energie
w	$m.s^{-1}$	relativní rychlost
$\eta$	-	účinnost
$\varphi$	-	dýzový součinitel
$\kappa$	-	izoentropický exponent
$\lambda$	-	rychlostní součinitel
$\psi$	-	lopatkový součinitel
$\tau$	hod. $r^{-1}$	časový interval, doba chodu zařízení na plný výkon za rok

## **INDEXY**

a	absolutní, axiální
b	barometrický
C	celkový
CA	Carnotův
G	generátoru
CH	chemický
el	elektrický
ex	exergetický
h	hydraulický
i	investiční
ie	izoentropický
it	izotermický
JT	Joule - Thomsonův
K	kotle
m	mechanický
N	nominální
O	okolí

OB	obvodový
p	za stálého tlaku
Q	tepla
R	reálný
RCO	Rankin-Clausiusův oběh
t	technický
t	tepelný
T	turbíny
TS	turbosoustrojí
v	za stálého objemu
vn	vnitřní
Z	ztrátový

## **1. ÚVOD**

Při výstavbě, modernizaci a rekonstrukci redukčních stanic páry i zemního plynu je za současné energetické situace nezbytné dosáhnout optimálního využití exergie vázané na tyto nositele energie.

Plyny a páry generované k technologickému využití mívají zpravidla tlak vyšší než je žádoucí, jeho redukce je pak nezbytná.

Na příklad obvyklý tlak páry středotlakých kotelen  $p=1,25$  MPa se redukuje nejčastěji na hodnoty 200 až 800 kPa. Děje se tak v redukční stanici škrcením nebo expanzí v protitlaké turbíně.

Jako spolehlivý, bezpečný a investičně levný způsob redukce tlaku se na první pohled jeví škrcení v redukčních ventilech. Proto je tato, z hlediska využití exergie, ztrátová technologie v průmyslové praxi stále nejrozšířenější.

Stejným způsobem můžeme hodnotit redukci tlaku zemního plynu z dálkových plynovodů.

Jen v dobách rozsáhlé dotace cen elektrické energie je však tento způsob redukce tlaku z ekonomického hlediska přijatelný a to zejména v komunální sféře, s malou spotřebou tepla.

Nyní dochází k postupnému odbourávání dotací a k zpřísnování emisních limitů, což jistě vyvolá i rekonstrukci mnoha malých kotelních agregátů. Za této situace bude dosažení co možná nejdokonalejšího využívání primární energie i u těchto systémů nezbytné.

K posouzení možných řešení jsou vhodné detailní rozborů nevratných transformačních procesů, s využitím exergetických bilancí těchto dějů.

I když základy teorie transformačních procesů mezi energií chemickou, teplem a energií elektrickou byly uvedeny v [L5], je v úvodu této práce zvýšená pozornost věnována rozdělení energie na exergii a anergii.

## **2. EXERGIE, ANERGIE**

Celková energie izolované soustavy je součtem mnohá jejích druhů, které mohou uvnitř této soustavy přecházet jedna v druhou. Tyto složité děje jsou nejprve zjednodušovány idealizujícími podmínkami vratných procesů neuvažujícími s nežádoucími rozptyly energie, které jsou nesprávně nazývány "ztrátami energie". Popis skutečných tzv. nevratných procesů pak na ideální děje navazuje. V přírodě jsou všechny procesy nevratné, obrácení nevratných procesů bez přívodu energie je nemožné.

První věta termodynamiky o zachování energie k popisu přeměn energií nepostačí, poněvadž z druhého zákona vyplývá, že jen některé druhy energie se v ideálních procesech neomezeně přeměňují na jiné. Do této skupiny náleží zejména energie kinetická, potenciální, elektrická i mechanická práce.

Z této skupiny se vymykají energie vnitřní i vnější a teplo, jejichž využití je ovlivňováno stavem okolí. Nelze např. očekávat úplné využití tlakové energie expandujícího plynu bez vlivu protitlaku okolí, či úplné využití tepla k získání mechanické práce bez vlivu teploty okolí.

Transformovatelná část energie je nazývána exergií a je definována takto:

**EXERGIE E** (J) je ona část energie, která se i pod vlivem okolí mění libovolně na jiné druhy energie, lze ji využít k získání užitečné práce.

**ANERGIE B** (J) je zbývající netransformovatelná část energie, která se již v procesech dále nemění a nemůže konat práci. Je však podstatným činitelem u některých procesů (spalování, chemické procesy, izotermická komprese, vytápění, atd.).

**"OKOLÍ"** je atmosféra nebo voda řek a moří, do nichž se ze všech procesů odvádí energie většinou ve formě odpadního tepla. Okolí tedy slouží jako zásobník energie velkých rozměrů, jehož stavové veličiny zůstávají přes přijímání energie prakticky nezměněné.

Pro každého inženýra je běžnou skutečností, že výše teploty okolí ovlivňuje "výrobu" energie v tepelné elektrárně (teplota chladicí vody) nebo, že se plynová turbína prosadila mnohem dříve jako hnací letecká jednotka než jako stacionární zařízení (výtlačná práce proti tlaku atmosféry ve výškách je menší).

Energie nashromážděná v okolí docela pozbyla své transformovatelnosti a je tedy energií nejpodřadnější. To platí i pro všechny systémy, které jsou s okolím v rovnováze.

Pro jakoukoliv energii platí tudíž základní rovnice

$$\text{ENERGIE} = \text{EXERGIE} + \text{ANERGIE}$$

Exergie a anergie jsou veličiny komplementární, při čemž obě mohou být i nulové.

Nejušlechtlejší druhy energie jsou čistou exergií, omezeně využitelné formy obsahují exergií a anergií, energie okolí se skládá jen z anergie.

Z tohoto hlediska můžeme rozlišit tři skupiny energií, jestliže jako kritérium členění využijeme stupeň využitelnosti.

**Tab. 1**

Stupeň využitelnosti: (skupina energie)	Příklady:
I. Energie neomezeně transformovatelné	Energie kinetická, potenciální, elektrická
II. Energie omezeně transformovatelné	Entalpie, jestliže její teplota $T > T_0$ , sdělené teplo
III. Energie netransformovatelné	Entalpie okolí a těch systémů, které jsou s okolím v rovnováze

Po tomto rozdělení lze formulovat první a druhou větu i pomocí exergie a anergie:

1. Věta ( zákon o zachování energie  $dq = du + pdv$ ):

BĚHEM VŠECH PROCESŮ ZŮSTÁVÁ SOUČET EXERGIE A ANERGIE  
KONSTANTNÍ.

2. Věta:

JE NEMOŽNÉ PŘEMĚNIT ANERGII NA EXERGII.

## **2.1 VÝPOČET A ZOBRAZENÍ EXERGIE, ANERGIE**

Výpočet exergie a anergie je zaměřen jen k těm druhům energie, u nichž je transformační schopnost omezená, nikoliv do oblasti, kde  $E = 100 \%$ , či  $B = 100 \%$ . Pro technickou veřejnost je jistě nezbytné hodnocení využitelnosti energie vnitřní a vnější vyjádřené souhrnně entalpií i posouzení sděleného tepla.

Entalpie je stavová veličina, sdělené teplo (teplo jako práce) je vázáno na termodynamické oběhy (podrobnějšímu rozlišení těchto fyzikálních veličin je věnována kapitola 2 v [L5]).

### **2.1.1 Exergie entalpie**

Nositelem entalpie je hmotový tok, který je zajisté i nositelem energie kinetické, pro kterou však platí  $E = 100 \%$ . Proto zkoumáme, kolik užitečné práce lze z hmotového proudu pracovní látky, získat při přeměně jen entalpie na jiné žádané druhy, například na energii mechanickou. Stále mějme na paměti, že:

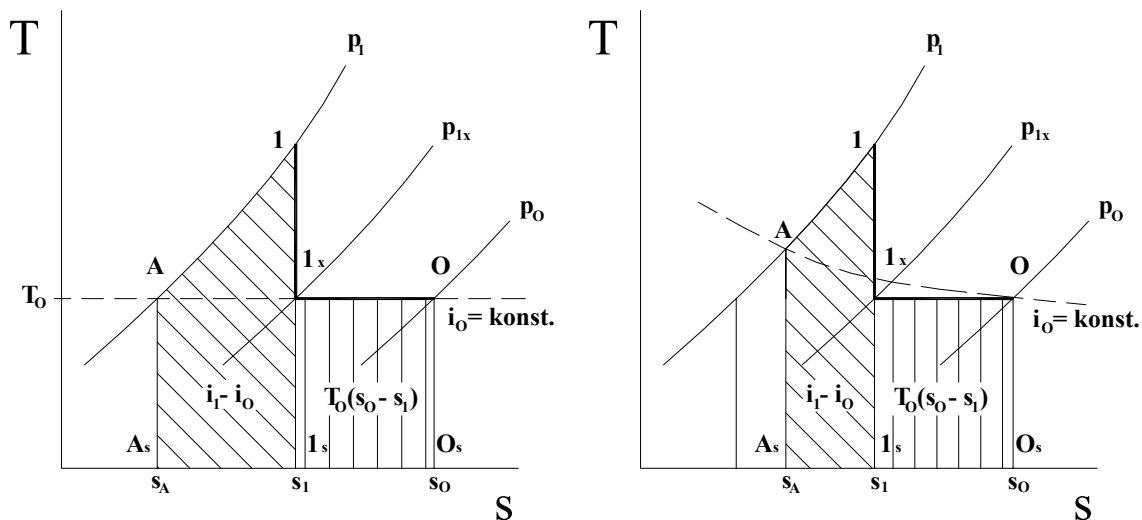
$$I = E + B \qquad (J) \qquad [1]$$

případně též měrnými veličinami

$$i = e + b \qquad (J.kg^{-1}) \qquad [2]$$

Průběh ideální (vratné) transformace, je-li entropie okolí větší než entropie stlačeného plynu, můžeme sledovat v levé části obr.1. Izoentalpy jsou zde přímkami  $T = konst.$





Obr. 1 Exergie plynu v T-s diagramu,  $s_0 > s_1$

Exergie  $E_1 = m \cdot e_1$  plynu o stavu 1 je zde vyhodnocena maximální prací, kterou by bylo možno získat vratnými změnami plynu z tohoto stavu 1 na stav okolí O.

Z možných ideálních změn je v tomto případě nejvýhodnější nejprve izoentropická expanze 1-1<sub>x</sub>, při níž plyn expanduje na teplotu  $T_0$  a na tlak  $p_{1x}$ , na kterou navazuje izotermická expanze 1<sub>x</sub>-O až na tlak okolí  $p_0$ . Teplo potřebné pro uskutečnění izotermické expanze je tak možno přivádět z okolí.

Technická práce získaná při izoentropické expanzi (jde o ideální plyn)

$$a_{ie} = i_1 - i_{1x} = i_1 - i_0 \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [3]$$

je v entropickém diagramu vyjádřena plochou  $A_s-A-1-1_s-A_s$ .

Technická práce získaná při izotermické expanzi

$$a_{it} = T_0 \cdot (s_0 - s_1) \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [4]$$

je úměrná svisle šrafované ploše ( $1_s-1_x-O-O_s-1_s$ ).

Exergie 1 kg plynu o stavu 1 je tedy určena výrazem

$$e_1 = i_1 - i_0 + T_0 \cdot (s_0 - s_1) \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [5]$$

Měrnou hodnotu energie  $b_1$  odvodíme dosazením vztahu

[5] do rovnice [2].

$$b_1 = i_0 - T_0 \cdot (s_0 - s_1) \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [6]$$

Na obrázku je exergie  $e_1$  znázorněna součtem vyšrafovaných ploch. V jeho pravé části je zaznamenáno odchylné chování reálných plynů v případě, že s rostoucí entropií jejich entalpie klesá.

Jestliže tlak po izoentropické expanzi klesá pod tlak okolí  $p_0$  (viz obr. 2, kde  $s_1 > s_0$ ), je nutno k dosažení stavu okolí plyn izotermicky komprimovat. Exergie  $e_1$  1 kg plynu (viz rovnice [5]) je v obr. 2 vyznačena rozdílem ploch

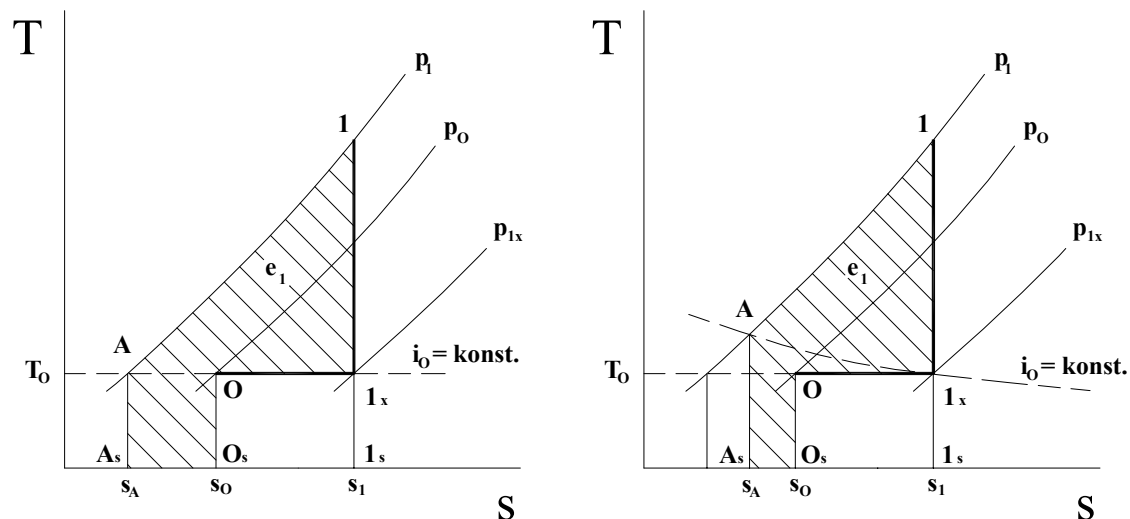
$$(A_s-A-1-1_s-A_s) - (O_s-O-1_x-1_s-O_s)$$

takže

$$e_1 = i_1 - i_0 - T_0 \cdot (s_1 - s_0) \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [7]$$

Vztah pro anergii je rovněž ovlivněn nerovností  $s_1 > s_0$

$$b_1 = i_0 + T_0 \cdot (s_1 - s_0) \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [8]$$

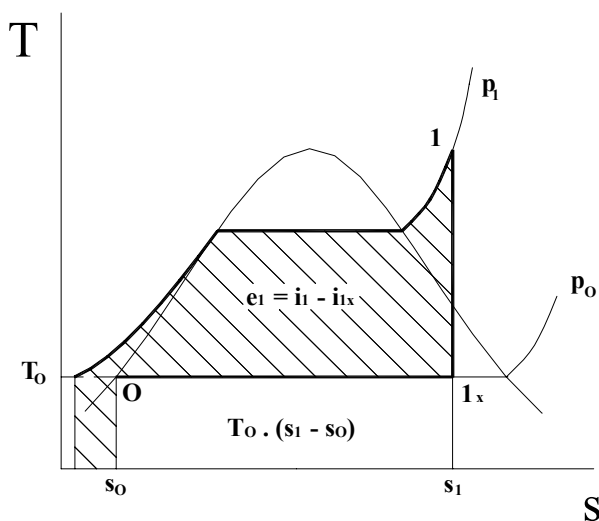


Obr. 2 Exergie plynu v T-s diagramu,  $s_1 > s_0$

V pravé části obrázku je opět zvýrazněn vliv skutečného průběhu izoentalp.

Probíhá-li transformace energie tekutiny v oblasti páry až kapaliny bývá také entropie okolí menší než entropie přehřáté páry. Zde však rovnost entalpií  $i_{1x} = i_0$  neplatí, neboť (viz obr.3) v oblasti vlhké páry

$$i_{1x} = i_0 + T_0 \cdot (s_1 - s_0) \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [9]$$



Obr. 3 Exergie páry v T-s diagramu

Po dosazení rovnice [9] do vztahu [5] můžeme exergii v tomto případě vyjádřit také rozdílem

$$e_1 = i_1 - i_{1x} \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [10]$$

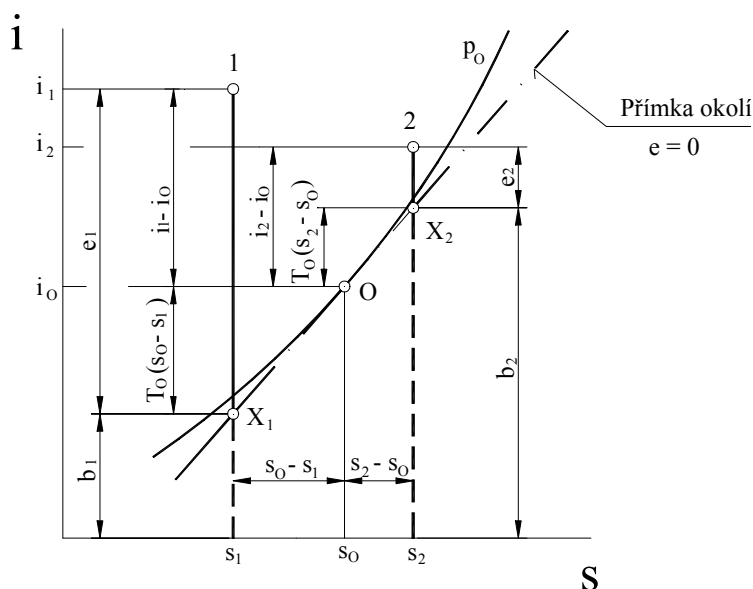
Odpovídající hodnota anergie

$$b_1 = i_{1x} \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [11]$$

Poněvadž se jedná o vyjádření exergie získané při jednorázové expanzi, nelze zde hledat souvislost s exergií vyhodnocenou ze sděleného tepla v pravotočivém, např. RCO cyklu podle obr.8.

Ze všech uvedených případů vyplývá, že vztahy [5] a [6] pro výpočet exergie entalpie se nemění, jestliže se rozdíl entropií dosazuje v pořadí  $(s_1 - s_0)$ .

Ke snadnějšímu odečtu exergie vyhoví nejlépe  $i$ - $s$  diagram na obr. 4, neboť zde lze odečíst jak úsečky jak rozdíly entalpií, tak i rozdíly entropií.



Obr. 4  $i$ - $s$  diagram

Poněvadž podle hlavní věty termodynamiky pro  $dp = 0$  platí  $dq = di$ , je současně

$$\left( \frac{di}{ds} \right)_p = T \quad (\text{K}) \quad [12]$$

Pak platí

$$T_0 \cdot (s_0 - s_1) = i_0 - i_x \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [13]$$

a také

$$e_x = i_x - i_0 - T_0 \cdot (s_x - s_0) = 0 \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [14]$$

To značí, že pro všechny stavy plynu X ležící na tangente vedené k izobaře jdoucí stavem okolí O platí  $i_x = b_x$ , takže  $e_x = 0$ . Tato tangenta (podle Bošnjakoviče označována jako "přímka okolí") rozděluje entalpii na dva úseky, exergii a anergii,

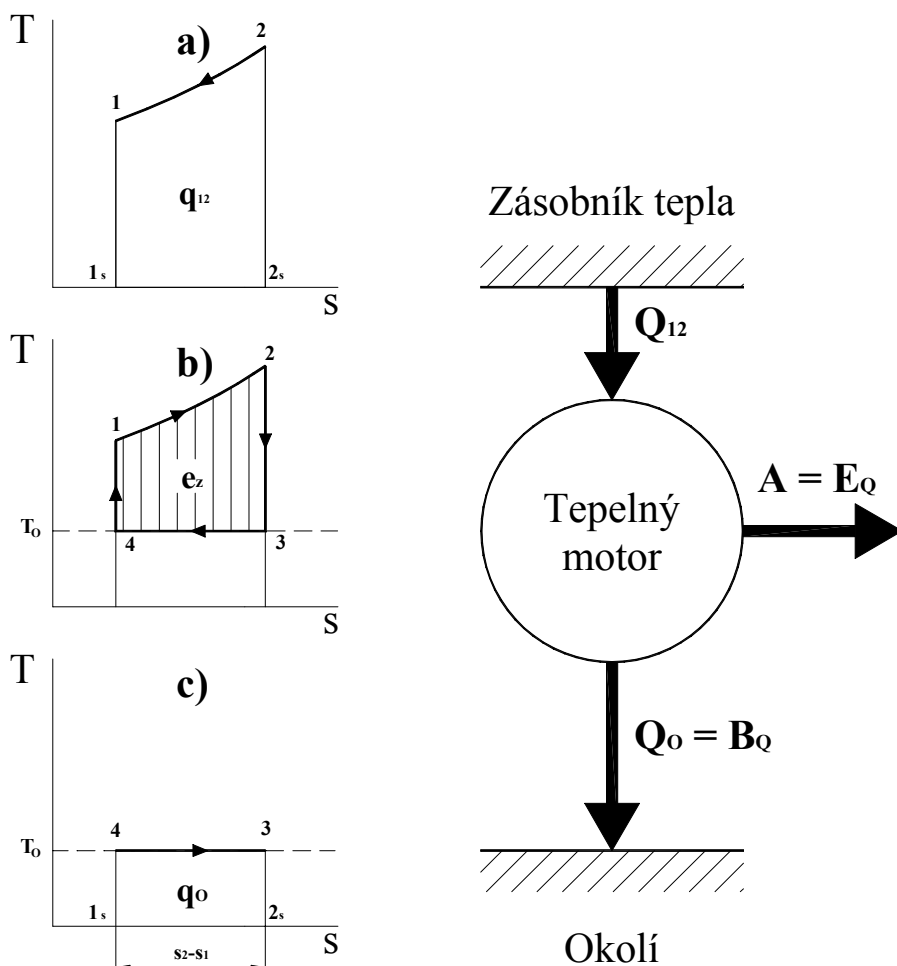
neboť podle vztahu [13] nacházíme i výrazy  $T_0 \cdot (s_0 - s_1)$  jako úsečky  $(i_0 - i_x)$  na ose entalpie.

### 2.1.2 Exergie tepla

Jednou z nejdůležitějších otázek na které musíme při posuzování termodynamických procesů odpovídat je, jakou část přiváděného tepla lze přeměnit na energii dále využitelnou, na užitečnou práci, na exergii.

Při odvozování exergie tepla předpokládejme, že teplo sdílené do tepelného motoru je předáváno pracovní látce uváděné do pravotočivého termodynamického oběhu. Exergie  $E$  je odváděna jako užitečná práce  $A$  k dalšímu využívání, anergie  $B$  je jako odpadní teplo z oběhu vyváděna do okolí. Popsaný proces je pro 1 kg pracovní látky znázorněn na obr.5.

Užitečná práce  $A$  souhlasí s exergií  $E$  přiváděného tepla  $Q_{12}$  jen tehdy, jestliže transformace probíhá v ideálním (vratném) oběhu, kde nedochází k nežádoucím přeměnám (ztrátám) exergie. Další podmínkou je, že odpadní teplo je odváděno při teplotě okolí.



Obr. 5 Schéma transformace tepla v ideálním oběhu

Sdílení tepla  $Q_{12}$  ze zásobníku energie do tepelného motoru z teploty  $T_2$  na  $T_1$  je zobrazeno na diagramu a. Jestliže je nositel energie  $Q$  velkým zásobníkem tepla, dochází k rovnosti teplot  $T_1=T_2$ , jak je tomu u Carnotova oběhu (viz obr.7).

Převádění tepla do oběhu tepelného motoru ze zásobníku (diagram a) je doprovázeno nárůstem entropie pracovní látky v motoru z hodnoty  $s_1$  na  $s_2$  (diagram b). Poněvadž se jedná o oběh ideální, teplota  $T_1$  a  $T_2$  se při sdílení nemění. Ze stavu 2 pracovní látka expanduje v ideálním expanzním stroji (diagram b). Po adiabatické expanzi (vratná adiabata = izoentropa) do stavu 3 je teplo  $Q_0$  odváděno (diagram c) do okolí, jako anergie  $B$ , při teplotě okolí  $T_0$ . Tato změna 3-4 je izotermická. Lze si ji představit izotermickou kompresí, nebo kondenzací pracovní látky v kondenzátoru. Izoentropickou změnou 4-1 je pracovní látka opět převedena do původního stavu 1.

V entropickém diagramu sestaveném vždy pro 1 kg pracovní látky je přivedené teplo  $q_{12}$  zobrazeno plochou  $1_s-1-2-2_s-1_s$ , teplo  $q_0 = b_Q$  odváděné do okolí plochou  $1_s-4-3-2_s-1_s$ .

Využitelná práce  $a = e_Q$  oběhu (plocha 1-2-3-4-1) je exergii tepla sdíleného do 1 kg pracovní látky

$$e_Q = \int_1^2 (T - T_0) ds = \int_1^2 (T - T_0) \frac{dq}{T} = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dq \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [15]$$

Současně platí

$$E_Q = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dQ = \int_1^2 \eta_{CA} dQ \quad (\text{J}) \quad [16]$$

Faktor definující využitelnou část tepla, jeho exergii

$$\eta_{CA} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (-) \quad [17]$$

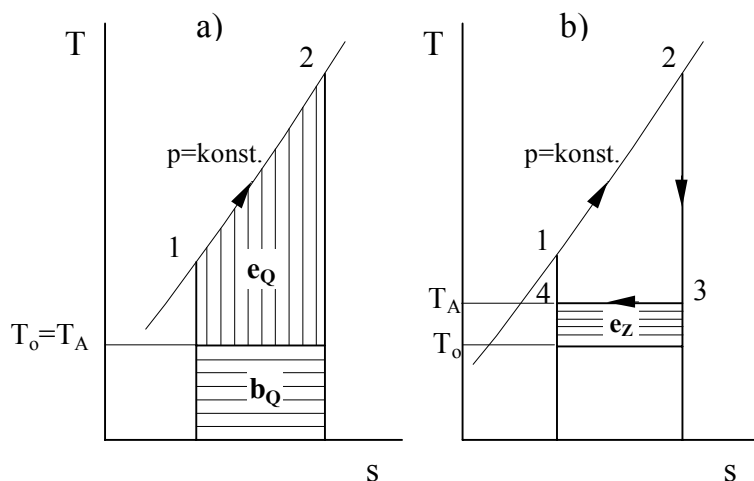
je současně účinnost vratného Carnotova oběhu  $\eta_{CA}$ , probíhajícího mezi konstantními teplotami  $T$  přiváděného tepla a teplotou okolí  $T_0$ .

Takto bylo prokázáno, že exergie tepla vstupujícího do pravotočivého termodynamického oběhu je teplo vynásobeno Carnotovým faktorem

Teplo  $Q_0$  odváděné do okolí je anergie  $B_Q$  tepelné energie  $Q$

$$B_Q = Q_0 = Q - E_Q = T_0 \int_1^2 \frac{1}{T} dQ \quad (\text{J}) \quad [18]$$

Na obr.6 je naznačen pokles exergie tepla, je-li teplo odváděno do okolí při teplotě vyšší než  $T_0$ , čímž dochází k maření exergie. Nevyužitá část exergie odvedená do okolí degraduje tím, že její teplota klesá na teplotu okolí bez užitku.

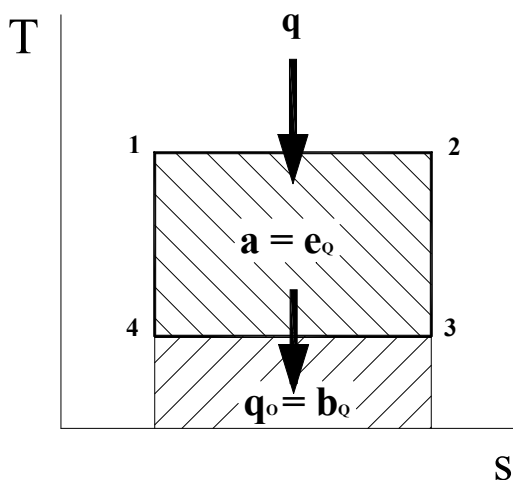


Obr. 6 Exergie sděleného tepla v T-s diagramu, je-li a)  $T_A=T_o$ , b)  $T_A>T_o$

Nejvyššího využití tepla nabízí ideální, v praxi nedosažitelný Carnotův pravotočivý oběh. Slouží k posouzení oběhu realizovaných, srovnáním účinnosti oběhu skutečného  $\eta$  a ideálního  $\eta_{CA}$ .

Srovnávací účinnost

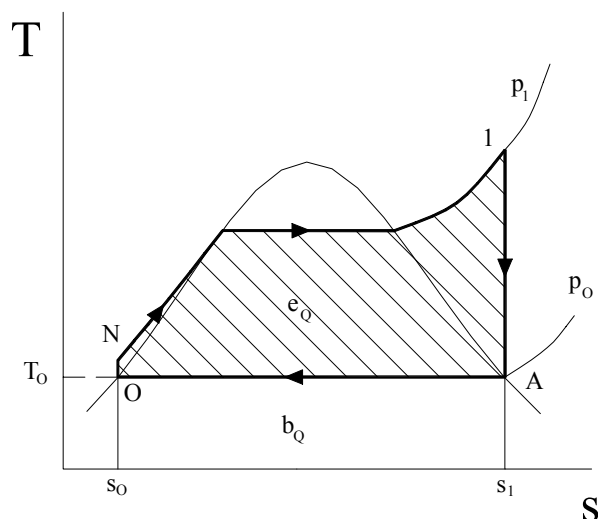
$$\eta_s = \frac{\eta}{\eta_{CA}} = \eta \cdot \frac{T}{T - T_o} \quad (-) \quad [19]$$



Obr. 7 Carnotův oběh v T-s diagramu

K nejčtetnější transformaci tepla jsou využívány oběhy parní, plynové a paroplynové.

Ideální průběh Rankin – Clausiova parního oběhu je naznačen v entropickém diagramu na obr.8. Do pracovní látky (vody) je teplo přiváděno izobaricky mezi stavy N a 1, po izoentropickém stlačení O–N v napáječce. Kondenzace s odvodem do okolí probíhá mezi stavy A-O.



**Obr. 8 Rankin – Clausiův oběh**

Exergie tepla sděleného jednomu kilogramu pracovní látky odpovídá ploše RCO

$$e_Q = \int_N^1 \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) dq = i_1 - i_A - (i_N - i_O) \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [20]$$

Anergie tepla

$$b_Q = T_0 \cdot (s_1 - s_N) \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [21]$$

Odpovídající účinnost RC oběhu je

$$\eta_{\text{RCO}} = \frac{i_1 - i_A - (i_N - i_O)}{i_1 - i_N} \quad (-) \quad [22]$$

Srovnáním obr.3 a obr.8 lze prokázat rozdíly mezi exergií sděleného tepla a exergií entalpie. Obrázky se od sebe liší plochou odpovídající energii  $(i_N - i_O)$  vynaloženou na vrácení pracovní látky do oběhu.

Mnohdy je při definování účinnosti RCO energie  $(i_N - i_O)$  zanedbávána, takže pak

$$\eta_{\text{RCO}} = \frac{i_1 - i_A}{i_1 - i_N} \quad (-) \quad [23]$$

## 2.2 EXERGETICKÉ ZTRÁTY

Ztráty exergie  $E_Z$  provázející všechny procesy probíhající v přírodě. Popisují snižující se technickou průceschopnost u sledovaných procesů a jsou mírou nevratnosti. Exergetické bilance transformačních procesů jsou jediným nástrojem k hodnocení dějů, kde je degradace v energetických bilancích skryta. O velikosti exergetických ztrát nás informují také účinnosti.

Snaha snižovat exergetické ztráty "za každou cenu" je však nesmyslná, neboť by byla doprovázena neúměrným vzrůstem technických a ekonomických požadavků. Termodynamický ideál dokonale vratného procesu nelze zaměňovat s technicko-ekonomickým optimem.

Typicky nevratné změny s výraznými exergetickými ztrátami jsou:

- spalování
- sdílení tepla
- škrcení

Ztráty exergie se vyhodnocují z bilancí popisujících pokles exergie, doprovázených nárůstem anergie u sledovaných přeměn.

$$e_z = e_1 - e_2 = b_2 - b_1 \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [24]$$

### **2.2.1 Spalování**

Ztráty exergie při přeměně energie chemické na tepelnou jsou úměrné teplotě spalin.

Exergii chemické energie  $W_{\text{CH}}$  lze vypočítat podle známé formule [5], jestliže známe všechny chemické vazby vznikající mezi prvky paliva.

Pro technické účely je dostatečně přesný výpočet pomocí spodní výhřevnosti hořlavé složky  $Q_i$

$$e_{\text{CH}} = Q_i$$

Značné ztráty exergie při transformaci chemické energie na energii elektrickou (viz vyhodnocovací diagramy) pomocí Rankin-Clausiova cyklu (RC cyklu) souvisejí právě s procesem jejího uvolňování spalováním.

Poněvadž chemická energie je zpravidla hodnocena jako stoprocentní exergie, popisuje anergie uvolněného tepla při přeměně ztrátu průceschopnosti při spalování - ztrátu exergie  $E_z$

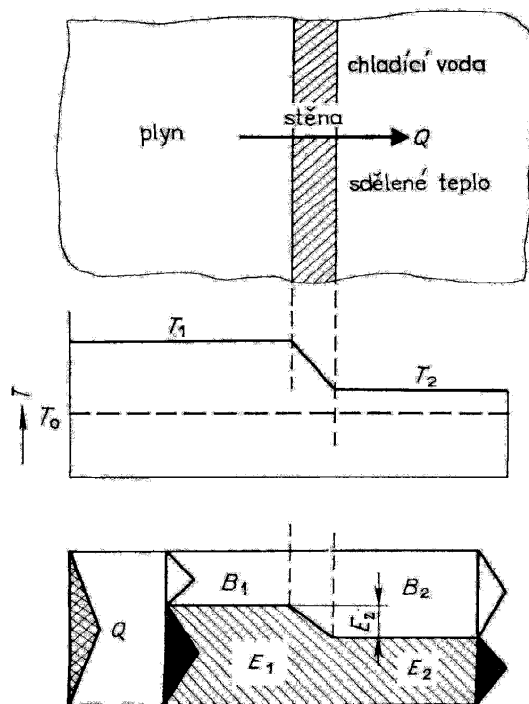
$$E_z = Q \cdot \frac{T_0}{T} = B_Q \quad (\text{J}) \quad [25]$$

Čím nižší je teplota spalin  $T$ , tím větší jsou ztráty exergie, tím vyšší je degradace exergie při spalování.

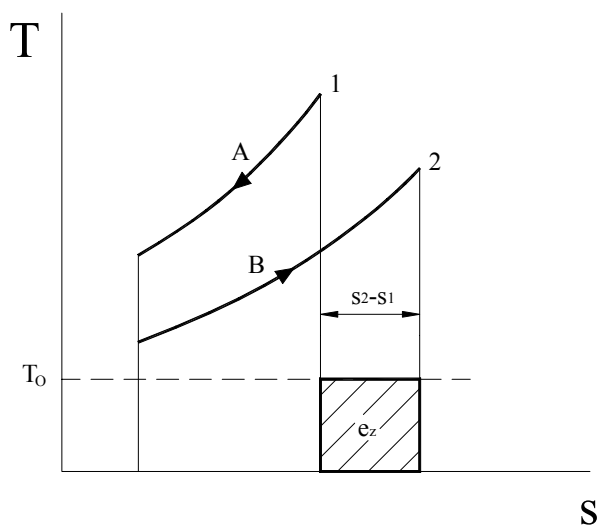
### **2.2.2 Sdílení tepla**

Poněvadž při sdílení tepla dochází k poklesu teploty, jsou ztráty exergie lehce definovatelné i v případě, že nedojde rozptylu ("ztrátám") energie. Obecně platí, že exergie tepla roste s teplotou. Při sdílení tepla dochází naopak následkem poklesu teploty k snížení exergie.





Obr. 9 Ztráta exergie při sdílení tepla



Obr. 10 Sdílení tepla v T-s diagramu

Na obr.9 je znázorněn pokles exergie, k němuž dochází sdílením tepla při chlazení plynu v mezistupňovém chladiči. Při snižování teploty z  $T_1$  a  $T_2$  klesá současně i exergie  $E$ , a to z

$$E_A = \left(1 - \frac{T_0}{T_A}\right) Q \quad \text{na} \quad E_B = \left(1 - \frac{T_0}{T_B}\right) Q$$

což představuje ztrátu exergie

$$E_Z = E_A - E_B = T_0 \cdot Q \cdot \frac{T_A - T_B}{T_A \cdot T_B} \quad (J) \quad [26]$$

Ztráta exergie je úměrná nejen rozdílu teplot, ale také úrovni teploty při přestupu tepla ( $T_A \cdot T_B$ ). Při stejném rozdílu teplot je ztráta exergie při vyšších teplotách menší. Praktické důsledky - menší chladiče při vysoké úrovni teplot.

Sdílení tepla v entropickém diagramu můžeme sledovat na obr.10.

Degradace tepla je zde znázorněna nárůstem entropie z hodnoty  $s_1$  na  $s_2$ . K přímému výpočtu ztrát exergie platí známý Stodolův vztah:

$$e_z = T_0 \cdot (s_2 - s_1) \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [27]$$

Na obrázku 9 jsou exergetické ztráty při sdílení tepla zvýrazněny šrafovanou plochou pod  $T_0$ .

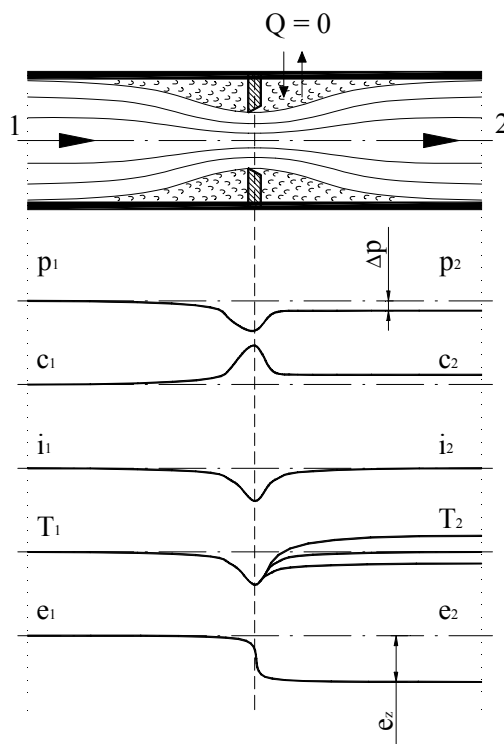
Ztráty exergie vznikající během škrcení jsou začleněny do následující kapitoly, ve které je tato stavová změna podrobněji popsána.

### 3. ZMĚNA IZOENTALPICKÁ - ŠKRCENÍ

Pochody škrcení souvisí s prouděním hmotnostního toku  $\dot{m}$ , jestliže v potrubí dochází k náhlému zúžení (seškrcení).

V technické praxi se tak děje mnohdy záměrně, na příklad při regulaci výkonu strojů, regulaci chladicího výkonu a teploty ve strojním chlazení, redukcí tlaku plynu a par. Nezbytně k tomuto ději dochází u průtoku tekutin ventily a šoupátky.

K popsání stavových změn během průtoku ideální tekutiny v izolovaném potrubí zúženém clonou poslouží diagramy v dolní části obrázku obr.11.



Obr. 11 Proudění tekutiny clonou

V místě zúžení a těsně před i za clonou je děj značně složitý. Tlak v otvoru nejprve při transformaci tlakové energie na kinetickou klesá a potom se opět zvyšuje, nikoliv však na původní hodnotu. Je zřejmé že během škrcení dochází především k trvalé ztrátě tlaku  $dp$ . Pokles tlaku je doprovázen zvýšením měrného objemu a tedy i zvýšením rychlosti v potrubí konstantního průřezu.

Energetická bilance děje [28] mezi stavy 1 a 2 nacházejícími se dostatečně daleko před a za clonou, kde je již proudění opět ustálené, vychází z předpokladu, že kinetická energie proudu je vůči jeho entalpii zanedbatelná a k odvodu tepla do okolí nedochází.

$$\frac{w_1^2}{2} + i_1 = \frac{w_2^2}{2} + i_2 \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [28]$$

je-li

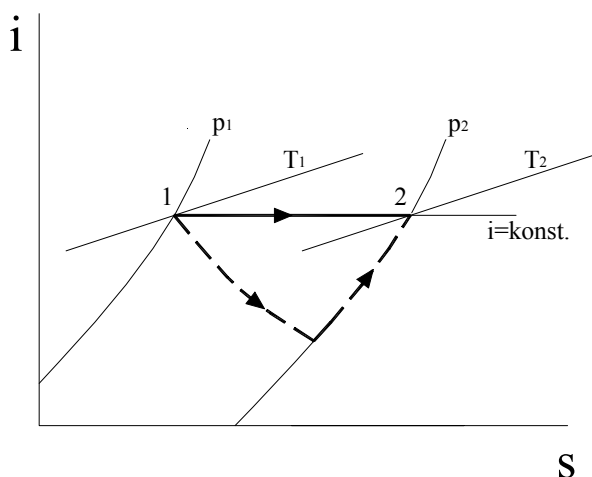
$$w_1 = w_2$$

pak platí

$$i_1 = i_2 = \text{konst.}, \quad \text{resp. } di = 0 \quad [29]$$

Z energetické bilance tohoto děje lze usoudit, že celková energie ani entalpie se během škrcení nemění, takže se jedná pouze o změnu izoentalpickou. Ve skutečnosti v místě škrcení entalpie nejdříve klesá a pak opět stoupá. Z rovnosti entalpie podle rovnice [29] však nelze zjednodušeně definovat škrcení jako změnu izoentalpickou, neboť k izoentalpické expanzi dochází také během izotermické expanze ideálního plynu s konáním vnější práce v expanzním stroji. Proto je škrcení definováno jako nevratná expanze plynu z vyššího tlaku na nižší, při níž se nekoná vnější práce a entalpie plynu se nemění.

Průběh stavových změn v místě škrcení lze sledovat také v entropickém diagramu na obr.12.



**Obr. 12** *i-s diagram stavových změn v místě škrcení*

Jestliže si všimáme pouze počátečního stavu 1 a konečného stavu 2 je škrcení u termodynamických oběhů zobrazováno plnou čarou, izoentalpou,  $i = \text{konst.}$  Ve skutečnosti probíhá děj podle čárkované linie a u reálných plynů vlivem škrcení dochází i v konečných stavech k ochlazení nebo oteplení proudícího plynu.

Změna teploty škrcením reálného plynu se nazývá Jouleův - Thomsonův efekt. Tento poznatek je neobyčejně významný pro používání škrcení v obězích chladicího zařízení. Rovnici [29] můžeme psát i ve tvaru

$$\int_0^1 c_p dT = \int_0^2 c_p dT \quad [30]$$

popisujícím průběh teplot ve stavech 1 a 2. U ideálního plynu i v některých oblastech stavových veličin skutečného plynu je měrné teplo konstantní, takže také teplota tekutiny se nemění.

$$T_1 = T_2 = \text{konst.}$$

Dochází-li ke škrcení skutečné tekutiny, může teplota po škrcení podle závislosti měrného tepla  $c_p$  na teplotě být vyšší nebo nižší než před škrcením. K výrazné změně teploty dochází při změně kapalného stavu v páru.

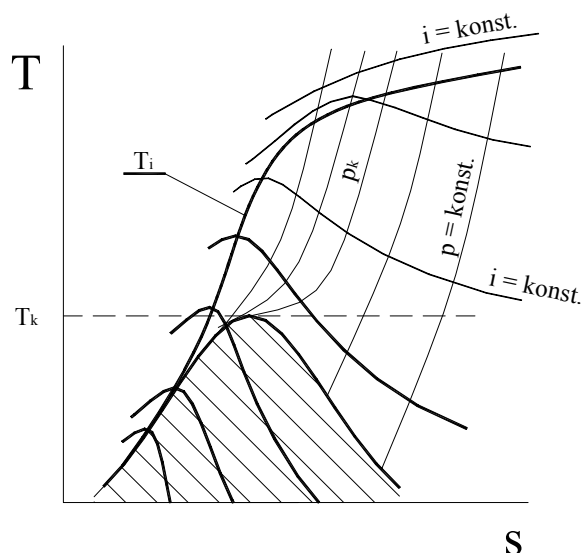
Jouleův-Thomsonův efekt se vyjadřuje součinitelem, který je dán poměrem změny teploty ke změně tlaku při konst. entalpii.

$$K_{JT} = \frac{\Delta T}{\Delta p} \quad (-) \quad [31]$$

U malých tlakových změn kdy dochází k nepatrným změnám teplotním hovoříme o diferenciálním J-T efektu.

$$k_{JT} = \frac{dT}{dp} \quad (-) \quad [32]$$

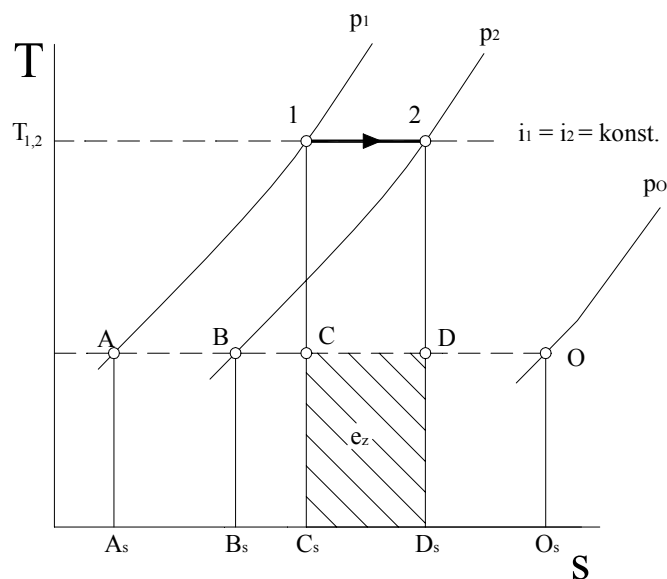
Významnou veličinou u reálných tekutin jsou teploty inverzní  $T_i$  ležící na inverzní křivce. Při inverzní teplotě totiž ani u reálných plynů ke změnám teploty při škrcení nedochází a inverzní křivka odděluje v T-s diagramu (obr.13) oblasti s ochlazením a ohřevem tekutiny, takže protíná vrcholové body izoentalp.



**Obr. 13** Inverzní křivky v T-s diagramu

. K všestrannému zhodnocení změn, ke kterým dochází během škrcení je nezbytná také exergetická bilance tohoto děje, popisující změnu práce schopnosti tekutiny,

kteřou lze sledovat také na obr.14, jestliže se tekutina vyskytuje v plynné fázi, kdy platí, že  $s_1 < s_2 < s_0$ .



**Obr. 14** Změna exergie při škrcení, exergetické ztráty v T-s diagramu

Je-li před škrcením exergie hmotového toku

$$E_1 = m \cdot e_1, \quad \text{kde} \quad e_1 = i_1 - i_0 - T_0 \cdot (s_1 - s_0)$$

vyjádřená plochou 1-C-O-O<sub>s</sub>-A<sub>s</sub>-A-1 a na konci děje je

$$E_2 = m \cdot e_2, \quad \text{kde} \quad e_2 = i_2 - i_0 - T_0 \cdot (s_2 - s_0),$$

(viz plocha 2-D-O-O<sub>s</sub>-B<sub>s</sub>-B-2)

jsou exergetické ztráty stanoveny rozdílem

$$E_Z = E_1 - E_2 = m \cdot e_Z \tag{J} \tag{33}$$

i odpovídající vyšrafovanou plochou pod izotermou T<sub>0</sub>

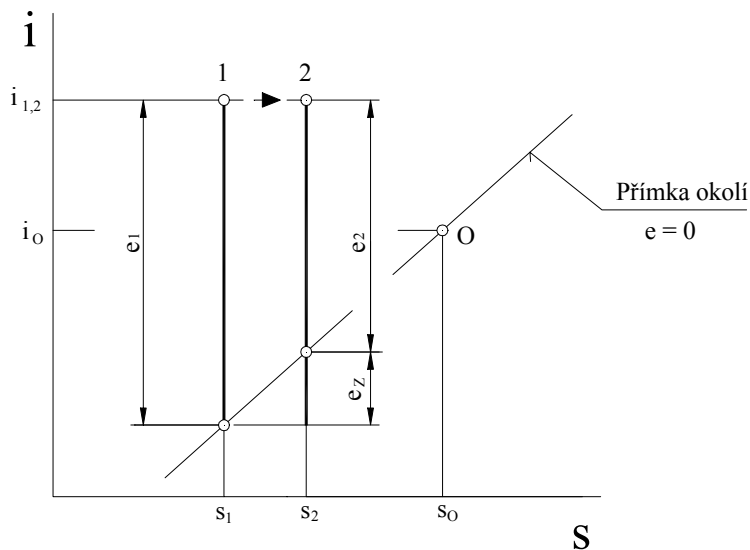
C-D-D<sub>s</sub>-C<sub>s</sub>-C.

Výraz

$$e_Z = e_1 - e_2 = T_0 \cdot (s_2 - s_1) = b_2 - b_1 \quad (\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}) \tag{34}$$

je opět známý Stodolův vztah. Poněvadž o tuto hodnotu klesá účinnost jednoho kilogramu plynu, je škrcení, podobně jako spalování či sdílení tepla, definováno jako nevratná změna s největší ztrátou exergie.

K vyhodnocení exergetických ztrát je sestaven také i-s diagram na obr.15.



Obr. 15 *i-s diagram exergetické bilance*

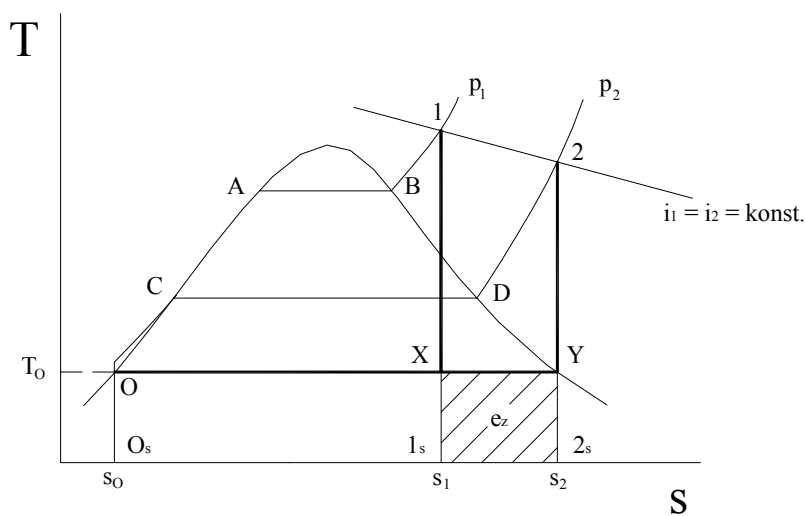
Jestliže se tekutina vyskytuje jako pára či kapalina, je přeměnam probíhající během škrcení v této oblasti věnován T-s diagram na obr.16. Rovnost  $i_1 = i_2$  můžeme sledovat jako rovnost odpovídajících ploch

$$(1-1_s-O_s--O-A-B-1) = (2-2_s-O_s-O-C-D-2).$$

Exergie  $e_1$  - plocha 1-X-O-A-B-1 klesne po škrcení na hodnotu

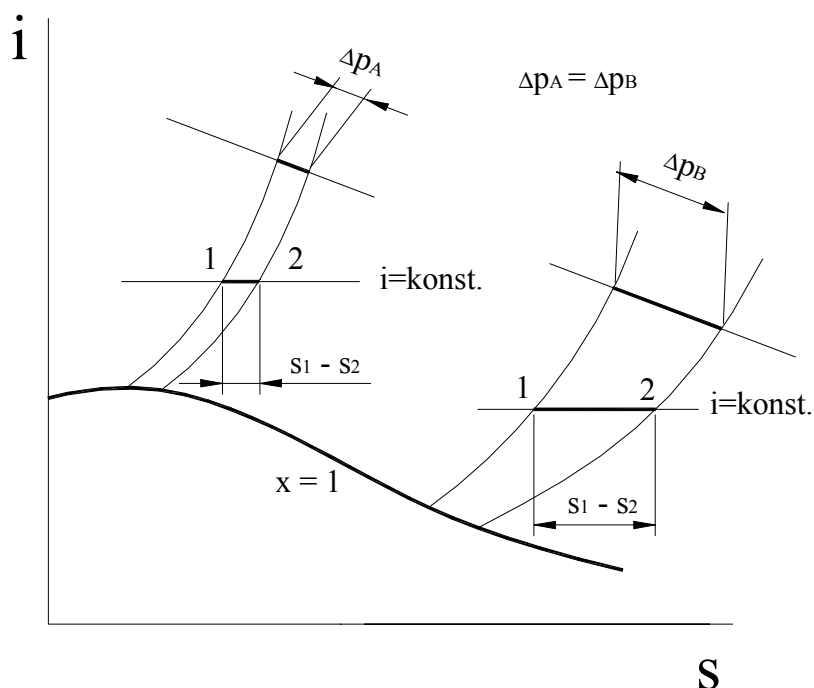
$e_2$  - plocha 2-Y-O-C-D-2.

Anergie jako teplo odváděné při kondenzaci do okolí je plochou pod izotermou  $T_0$ , která škrcením vzrostla. Její nárůst  $b_2 - b_1$  (v diagramu je zvýrazněn šrafovanou plochou) je roven ztrátám exergie při škrcení páry, neboť stále platí Stodolův vztah  $e_z = T_0 \cdot (s_2 - s_1)$ , což lze snadno dokázat pomocí rovnic [9], [10], [24].



Obr. 16 *Znázornění exergetických ztrát v oblasti páry*

Z porovnání ztráty exergie škrcením páry se stejným tlakovým rozdílem  $\Delta p$  na různých tlakových hladinách je diagramem na obr.17 upozorněno na nárůst ztrát, probíhá-li škrcení za relativně nízkých tlaků a teplot.



Obr. 17 *T-s diagram porovnávající ztrátu exergie škrcením ve dvou tlakových hladinách*

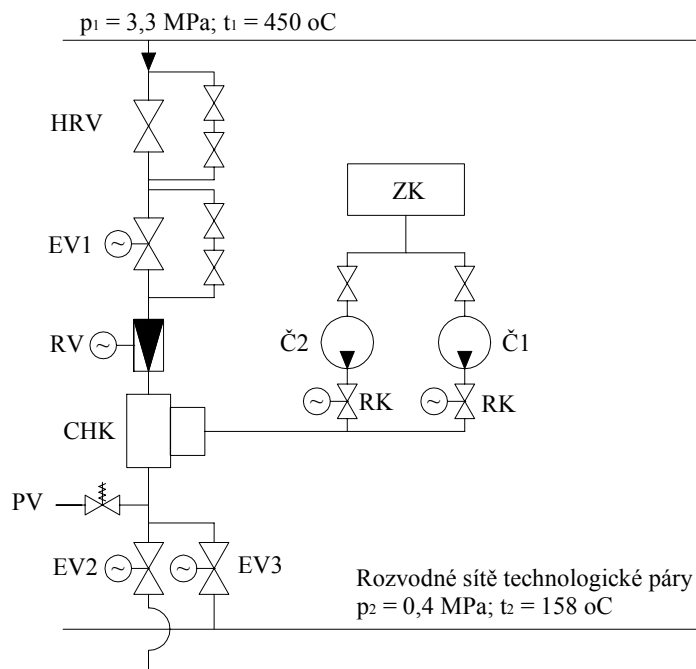
Druhou možností vedoucí ke snížení tlaku plynu je jeho expanze doprovázená poklesem entalpie, nejlépe při konst. entropii, vylučující exergetické ztráty. K takové redukci tlaku slouží parní a plynové turbíny.

#### 4. REDUKČNÍ STANICE KONVENČNÍ

Redukční stanice využívající k redukci tlaku škrcení páry v regulačních ventilech jsou dosud z provozních důvodů nejoblíbenější a proto také nejužívanější. Jsou to zařízení investičně nenáročná a přesto spolehlivá a bezpečná.

Dosud nebyly doceněny ztráty exergie vznikající při škrcení a tím také možnosti přeměny tepelné energie na energii elektrickou s účinností až 85 % v protitlakých turbínách. Při tom se zde nejedná jen o naplňování strategických podmínek průmyslového rozvoje, ale také o ekonomicky velmi zajímavou záměnu.

Jednoduché schéma redukční stanice s regulačním ventilem je na obr.18.



**Obr. 18 Schéma redukční stanice s regulačním ventilem**

Do redukční stanice proudí pára přes hlavní ruční ventil HRV a následnou elektroarmaturu EV. K redukci tlaku páry škrcením i k regulaci topného výkonu dochází v regulačním ventilu RV.

K dosažení požadované teploty technologické páry je využívána zástřiková (chladičí) komora CHK. Kondenzát je ze zásobníku ZK přečerpáván do komory čerpadlem Č1 nebo Č2, přes regulační ventil vstřiku kondenzátu RK podle potřeby plynoucí z požadavku provozů využívajících nízkotlakou páru.

Za chladičí komorou je ještě pojistný ventil PV a do rozvodných sítí proudí nízkotlaká pára přes elektroarmatury EV2 a EV3.

Obtoková potrubí s uzavíracími ventily slouží k nahřívání stanice před najížděním, k napouštění páry před otevřením hlavního šoupátka.

Před nahřátím a uvedením stanice do provozu je nutná kontrola měřících ovládacích a regulačních prvků. Během provozu jsou neustále sledovány a kontrolovány:

- teplota a tlak páry před stanicí
- teplota a tlak páry za stanicí
- tlak kondenzátu před a za regulačním ventilem.

Redukční stanice jsou zpravidla najížděny a provozovány v automatickém nebo jen v poloautomatickém režimu. Najíždění v poloautomatickém režimu se využívá při funkčních zkouškách, které se provádějí jednou týdně.

#### **4.1 ENERGETICKÁ BILANCE ZÁSTŘIKOVÉ KOMORY**

Množství zástřikovaného kondenzátu, kterým je regulována teplota páry za redukční stanicí je udržováno ruční nebo automatickou regulací zástřiku.



Regulační ventil vstřiku otevírá přívod kondenzátu, když teplota redukované páry přestoupí nastavenou hodnotu, k jeho přivírání dochází v opačném případě. Jedná se zde o míšení dvou proudů téže látky s různým obsahem entalpie.

Označíme-li hmotnostní průtok páry na vstupu  $\dot{m}_1$ , jeho entalpii  $i_1$ , hmotnostní průtok kondenzátu  $\dot{m}_k$ , jeho entalpii  $i_k$  a konečně žádaný hmotnostní průtok nízkotlaké páry  $\dot{m}_2$  s entalpii  $i_2$ , lze potřebný průtok kondenzátu vyhodnotit z energetické bilance

$$\dot{m}_1 \cdot i_1 + \dot{m}_k \cdot i_k = \dot{m}_2 \cdot i_2 \quad [35]$$

Systémy využívající škrcení jsou zabudovány do redukčních stanic i v těch případech, je-li k redukci jako hlavní článek využívána protitlaká turbína (viz schéma na obr.24).

## **5. TURBÍNY**

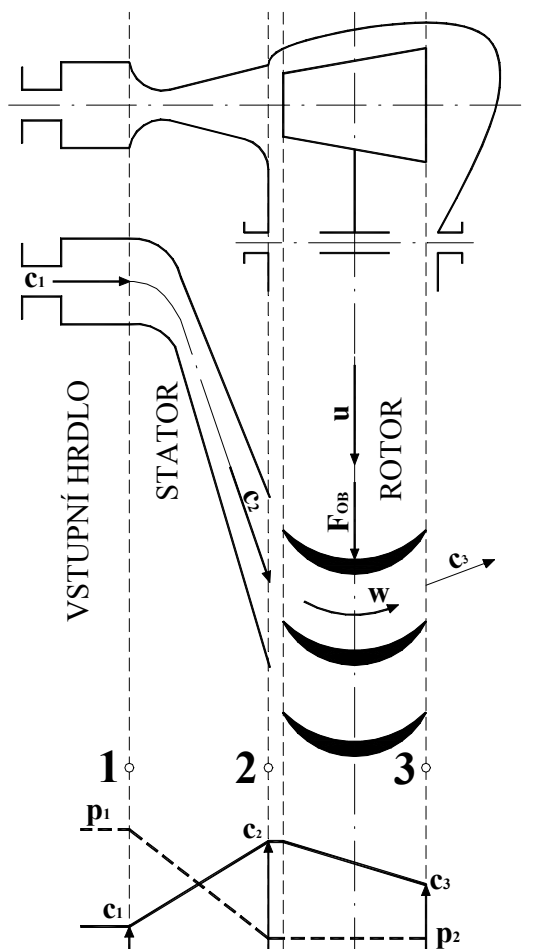
Turbíny jsou proudové motory, ve kterých se energie pracovní látky mění kontinuálně na energii mechanickou. Na rozdíl od škrcení probíhá zde transformace energie s konáním vnější práce.

Při uvažování pouze hlavních hledisek se tyto energetické stroje člení podle:

- pracovní látky - turbíny parní, plynové, vodní,
- způsobu transformace energie - turbíny rovnotlaké (akční) a přetlakové (reakční),
- směru pracovního proudění - turbíny axiální a radiální,
- počtu stupňů - turbíny jednostupňové a vícestupňové,
- vstupního tlaku páry - turbíny vysokotlaké a nízkotlaké,
- výstupního tlaku páry - turbíny kondenzační, protitlaké, odběrové.

Turbíny využívající vysokých obvodových rychlostí  $u$  ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) se označují jako rychloběžné.

U parních a plynových turbín je pracovní látka nositelem energie vnitřní a vnější. Tato entalpie se v rozváděcím ústrojí - statoru (obr.19) mění na energii kinetickou.



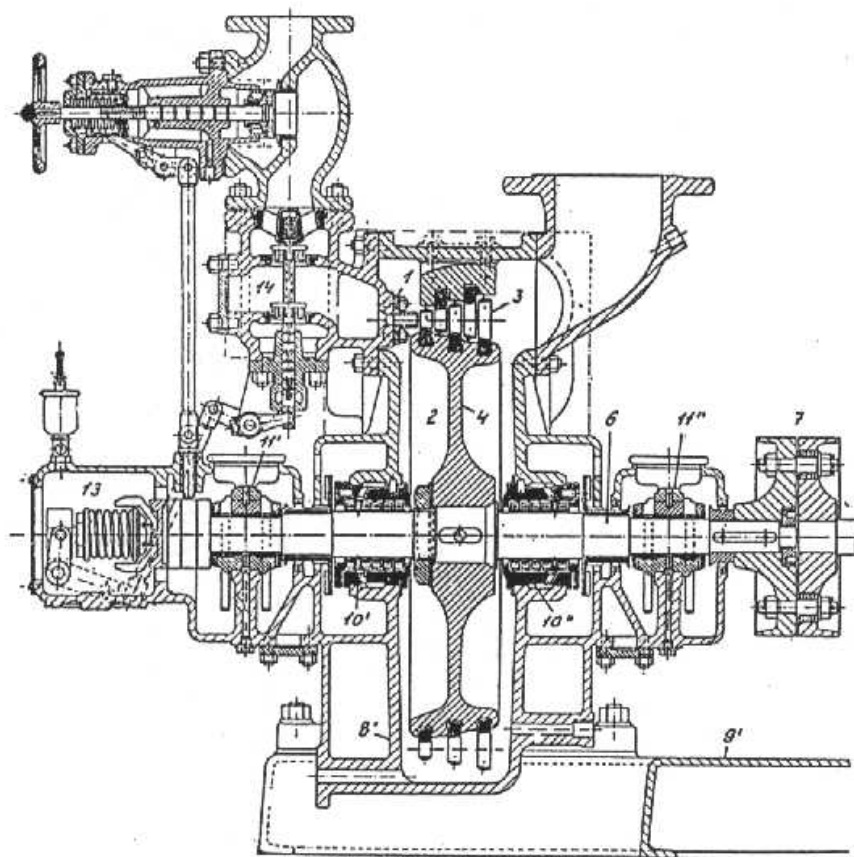
Obr. 19 Princip práce turbíny

V rotoru uložené lopatky jsou uváděné do rotačního pohybu silou  $F_{OB}$  vznikající změnou hybnosti proudu na obvodu kola. Touto silou vyvozený krouticí moment je pak přes spojku přenášen na energetické generátory.

## 5.1 TURBÍNY ROVNOTLAKÉ A PŘETLAKOVÉ

U rovnotlakých turbín zůstává tlak média při proudění rotorem konstantní, k poklesu tlaku dochází pouze v dýze, jak je naznačeno na obr.30. V horní části obrázku je schéma podélného řezu jednostupňovou turbínou, na které navazuje rozvinutý řez olopatkování a diagram průběhu tlaků i absolutních rychlostí média. Rovnotlaké turbíny se stavějí převážně jako parní.

Rovnotlaký stupeň Curtisův může mít i dva až čtyři stupně rychlostní. K využívání energie kinetické zde dochází dva až čtyřikrát i když se tlak při průtoku rychlostními stupni (neuvažujeme-li třecí ztráty při proudění) nemění. Za prvním rychlostním stupněm jsou zařazeny nehybné statorové lopatky vratné, které pracovní látku navedou opět pod žádaným úhlem do druhého (po případě i do třetího či čtvrtého) rychlostního stupně téhož kola.



**Obr. 20**     **Třírychlostní rovnotlaká turbína**

Na obr.20 jsou vyznačeny hlavní části jednoduché, rovnotlaké, třírychlostní parní turbíny. Rozváděcí ústrojí 1 je uloženo v turbínové skříni 8 spočívající na základové desce 9. Rotor 2 nesoucí tři rychlostní stupně, je nasazen na hřídeli 6, uloženém na dvou ložiskách 11 a 12. Součástí turbíny je dále regulace 13 a kondenzační zařízení.

Přetlakové stupně rozdělují expanzi páry do statoru i rotoru podle stupně reakce, který bývá zpravidla  $K=0,5$ . Pak jsou statorové rozváděcí lopatky kongruentní s lopatkami oběžnými.

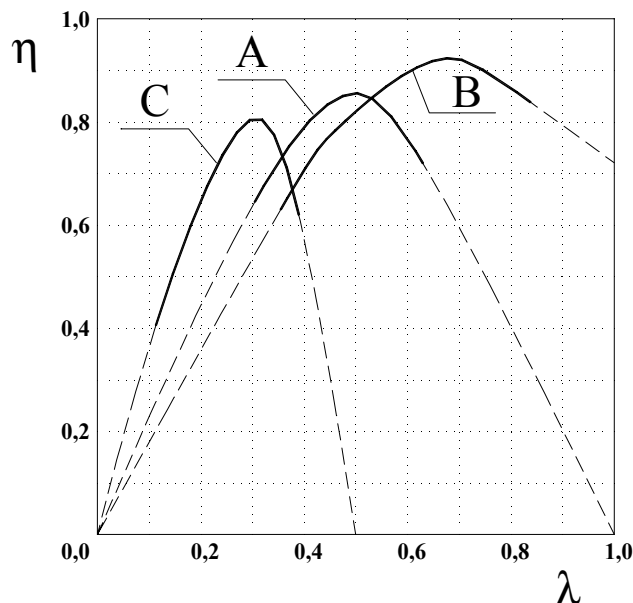
Poněvadž v jednom přetlakovém stupni lze zpracovat jen malý tlakový spád, využívají se ke stavbě mnohostupňových reakčních turbín plynových, nebo jako navazující na rovnotlaké stupně parních turbín kombinovaných. Kombinované turbíny tak využívají přednosti obou stupňů, staví se pro velké výkony.

U rovnotlakých stupňů nedochází k cirkulačním ztrátám kolem lopatek rotoru, neboť se zde nevytváří tlakový spád. Axiální i radiální vůle lopatek mohou být dostatečně velké, což zvyšuje bezpečnost provozu. Těsní se jen radiální vůle pevné dělicí stěny. S výhodou lze využívat parciálního ostříku rotoru. Poněvadž na jednom stupni expanduje značný spád, rychle klesá tlak i teplota páry, počet stupňů je malý, turbína je kratší a lehčí než stroje se stupni přetlakovými. Také namáhání turbínové skříně je menší.

V nízkotlaké části však mají rovnotlaké stupně menší účinnost než přetlakové vlivem větších ztrát. Průběh účinnosti (obr.21) v závislosti na rychlostním součiniteli

$$\lambda = \frac{u}{c_2}$$

omezuje regulační rozsah turbíny.

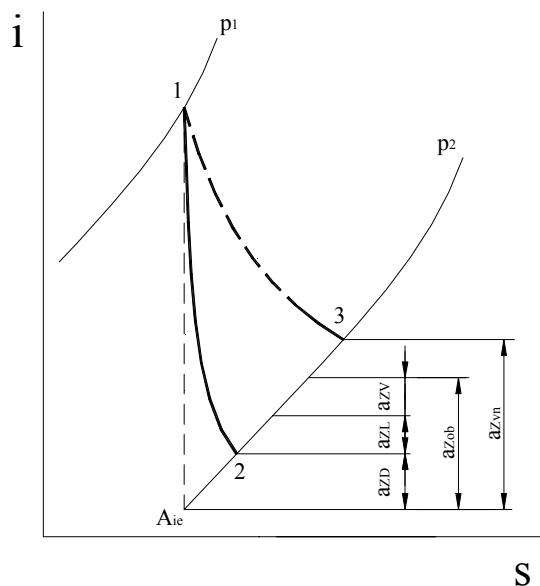


Obr. 21 Průběh účinnosti stupňů rovnotlakých (A), přetlakových (B) a dvourychlostních (C)

## 5.2 PRŮBĚH TRANSFORMACE ENERGIE V TURBÍNĚ

Poněvadž turbíny zpracovávají značný entalpický spád, jsou kanály mezi lopátkami statorů upravovány do tvaru Lavalových dýz. I když se stavové změny v rotorech jednotlivých druhů turbín liší, můžeme transformaci energie v rovnotlakém stupni považovat za základní.

Postupnou transformaci energie v rovnotlakém stupni můžeme sledovat v entropickém diagramu na obr.22, souběžně s obr.19. Zde jsou bodem 1 vyznačeny stavové veličiny pracovní látky na vstupu do statoru, bodem 2 na vstupu do rotoru a bodem 3 ve výstupním hrdle turbíny. Znalost těchto stavů umožňuje vyřešit také průběh rychlostí protékajícího plynu. Zjednodušeně předpokládáme, že rychlost plynu přitékajícího plynu vytváří zanedbatelnou kinetickou energii, takže celková energie v bodě 1 je jen entalpií  $i_1$ .



**Obr. 22 Průběh transformace v i-s diagramu**

Ve statorech turbín dochází k expanzi pracovní látky, k transformaci entalpie na energii kinetickou. Zákonitosti tohoto děje lze zjednodušeně sledovat během idealizující izoentropické expanze 1-A<sub>ie</sub> plynu, probíhající bez nežádoucího rozptylu energie, za konstantní entropie s<sub>1</sub>.

### 5.2.1 EXPANZE IZOENTROPICKÁ

Předpokládáme, že před vstupem do statoru je plyn v klidu (c<sub>1</sub> = 0) a jeho entalpie i<sub>1</sub> zůstává podobně jako tlak p<sub>1</sub> a teplota T<sub>1</sub> konstantní. Je-li tlak za statorem p<sub>Aie</sub> (indexem i<sub>e</sub> je upozorňováno, že se jedná o ideální změnu izoentropickou), je plyn rozdílem tlaku p<sub>1</sub>-p<sub>Aie</sub> uváděn do pohybu, takže ve výtokovém průřezu zaznamenáváme rychlost c<sub>Aie</sub>. Poněvadž vznikající kinetická energie je rovna poklesu entalpie, platí energetická bilance

$$i_1 = i_{Aie} + \frac{c_{Aie}^2}{2} \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [36]$$

ze které lze vyhodnotit výtokovou rychlost ze statoru

$$c_{Aie} = \sqrt{2 \cdot (i_1 - i_{Aie})} \quad (\text{m.s}^{-1}) \quad [37]$$

Od ideální, izoentropické 1-A<sub>ie</sub> expanze se průběh skutečné, adiabatické přeměny 1-3 vlivem rozptylů energie označovaných jako "ztráty energie" odchyluje, probíhá s narůstající entropií. Adiabatická expanze 1-2 má v důsledku hydraulických ztrát doprovázejících proudění průběh polytropický.

I průtok rotorem je doprovázen třením zvyšujícím entalpii plynu. V diagramu leží tato změna na linii 2-3. Stav plynu vystupujícího z rotoru turbíny je v diagramu označen bodem 3. Kinetická energie pracovní látky opouštějící turbínu je považována za nežádoucí rozptyl energie. Podle zavedených zvyklostí je průběh transformace energie při průtoku plynu turbínou popisován vznikem vnitřních ztrát.

## 5.2.2 VNITŘNÍ ZTRÁTY TURBÍN

Dýzová ztráta  $a_{ZD}$  vzniká při adiabatické expanzi v rozváděcím ústrojí třením a ohybem proudu páry i změnou průřezů kanálů. Průběh skutečné expanze je nav. obr.23 zakreslen změnou 1-2 a odpovídající ztráta kinetické energie úsečkou  $a_{ZD}$ . Výtoková rychlost klesá na hodnotu

$$c_2 = \varphi \cdot c_{Aie} \quad (\text{m.s}^{-1}) \quad [38]$$

Tomu odpovídá ztráta kinetické energie

$$a_{ZD} = \frac{c_{Aie}^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} = \frac{c_{Aie}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [39]$$

Dýzový součinitel závisí na hladkosti stěn kanálů, bývá přibližně  $\varphi = 0,95$ .

V rotorech turbín se kinetická energie proudu páry mění na obvodovou práci opět za přítomnosti vnitřních ztrát.

Lopatková ztráta  $a_{ZL}$  v rotorových kanálech, je zapříčiněna vstupním rázem, třením, vířením a ohybem proudu. Poněvadž se tím část kinetické energie opět mění na entalpii, je tento děj v entropickém diagramu zakreslen změnou 2-B a jemu odpovídající pokles kinetické energie úsečkou  $a_{ZL}$ . U rovnotlakých turbín takto dochází ke snížení relativní rychlosti v lopátkách z hodnoty  $w_2$  na  $w_3$ .

$$w_2 = \psi \cdot w_1 \quad (\text{m.s}^{-1}) \quad [40]$$

Také zde je lopatková ztráta vyjadřována rozdílem kinetických energií, nyní však z relativních rychlostí:

$$a_{ZL} = \frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \frac{w_1^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [41]$$

Lopatkový součinitel  $\psi$  se zjednodušeně vyhledá podle zakřivení rotorových lopatek, bývá  $\psi = 0,82$  až  $0,93$ .

Z rotoru vystupuje plyn absolutní rychlosti  $c_3$ , kinetická energie se již na mechanickou energii nemění a její hodnota je proto považována za ztrátu výstupní.

V entropickém diagramu je výstupní ztráta  $a_{ZV}$  zakreslována dějem B-C popisujícím možnou transformaci kinetické energie vytékající páry z turbíny na entalpii.

$$a_{ZV} = \frac{c_3^2}{2} = i_1 - i_3 \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [42]$$

Dalšími vnitřními ztrátami jsou:

- ztráta třením oběžných kol,
- ztráta ventilační,
- ztráta vnitřními netěsnostmi.

Vnitřní ztráty posouvají entalpii  $i_3$  páry vystupující z turbíny do bodu 3.

V následných úvahách je průběh transformace energie v turbínách zakreslován do entropických diagramu zjednodušeně polytropou 1-3.

Je ovšem nezbytné upozornit, že při využívání tepelné energie pracovní látky vystupující z turbíny vnitřní ztráty celkovou účinnost sledovaného procesu neovlivní.

Pokles výkonu protitlaké turbíny je doprovázen odpovídajícím nárůstem entalpie vystupujícího plynu.

Energetickou bilanci doprovázejí jen energie unikající z turbíny do okolí. Označujeme je jako ztráty vnější, vznikající:

- tepelným sáláním,
- únikem páry do okolí,
- mechanickým třením v ložiskách a ozubení převodové skříně.

**Ztrátu exergie  $e_z$**  vznikající při transformaci můžeme vyhodnotit z exergetické bilance.

$$e_1 = e_3 + \frac{c_3^2}{2} + e_z \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [43]$$

I nyní lze s použitím vztahů [5] a [42] odvodit Stodolův vztah [27], upozorňující na degradaci energie doprovázející nárůst entropie.

$$e_z = T_0 \cdot (s_3 - s_1) \quad (\text{J.kg}^{-1}) \quad [44]$$

Exergetické ztráty doprovázející redukcí tlaku v protitlaké turbíně jsou však proti ztrátám ve škrtkách ventilů zanedbatelné, navíc jak již bylo poznamenáno, posun entropie zapříčiněný vnitřními ztrátami energetickou ani exergetickou bilancí neovlivní.

### 5.3 ÚČINNOSTI

Přímá (tepelná) celková účinnost  $\eta_c$ , jakožto poměr výkonu turbosoustrojí  $P_G$  a příkonu energie  $P_{PR}$  přiváděným do turbíny hmotnostním tokem páry  $\dot{m}$

$$\eta_c = \frac{P_G}{P_{PR}} = \frac{P_G}{\dot{m} \cdot (i_1 - i_N)} \quad (-) \quad [45]$$

Vyjadřuje celkové využití energie ve skutečném termodynamickém oběhu, takže hodnotí současně účinnost ideálního RC oběhu, turbíny i generátoru a bývá v rozmezí 25 až 50 %. Rozdíl entalpií páry vstupující do turbíny  $i_1$  a napájecí vody  $i_N$  ve vztahu [45] je úměrný ploše pod izobarou N-1 v entropickém diagramu na obr.8.

K vyhodnocení ztrát samotné turbíny jsou definovány účinnosti porovnávací (termodynamické), srovnávající výkon stroje skutečného  $P_T$  na spojce mezi motorem a generátorem s výkonem stroje ideálního  $P_{ie}$ . Porovnávací účinnosti se používají také u kompresorů.

Jestliže je za ideální turbínu považován motor pracující beze ztrát s izoentropickou expanzí, je jeho výkon:

$$P_{ie} = \dot{m} \cdot (i_1 - i_{Aie}) \quad (\text{W}) \quad [46]$$

Pak porovnávací nebo lépe izoentropická účinnost turbíny

$$\eta_{ie-T} = \frac{P_T}{P_{ie}} \quad (-) \quad [47]$$

je měřítkem jakosti, dokonalosti turbíny, bývá 50 až 88 %.

K detailnějšímu posouzení rozptylu energie jsou samostatně posuzovány hydraulické ztráty v olopatkování turbíny účinnostmi vnitřními  $\eta_{vn}$  a ztráty vnější, vznikající mechanickým třením v ložiscích a převodových skříních, účinnostmi mechanickými  $\eta_m$ .

$$\eta_{ie-T} = \eta_{vn} \cdot \eta_m = \frac{P_{vn}}{P_{ie}} \cdot \frac{P_T}{P_{vn}} \quad (-) \quad [48]$$

Účinnost generátoru  $\eta_G$  porovnává výkon turbíny na spojce  $P_T$  s výkonem generátoru  $P_G$ , bývá 92 - 96 %.

$$\eta_G = \frac{P_T}{P_G} \quad (-) \quad [49]$$

Provozovatele zajímá také účinnost turbosoustrojí  $\eta_{TS}$  zahrnující i ztráty generátoru:

$$\eta_{TS} = \frac{P_{ie}}{P_G} = \eta_{ie-T} \cdot \eta_G \quad (-) \quad [50]$$

Z výše uvedených vztahů lze usoudit, že celková účinnost turbosoustrojí je součinem účinnosti RCO [23], turbíny [48] a generátoru [49]

$$\eta_C = \eta_{RCO} \cdot \eta_{ie-T} \cdot \eta_G \quad (-) \quad [51]$$

Často se užitná hodnota parní turbíny posuzuje podle měrné spotřeby páry a měrné spotřeby tepla.

Měrná spotřeba páry  $C_m$  je poměrem hmotnostního proudu páry  $m_p$  vstupujícího do stroje a výkonu generátoru:

$$C_m = \frac{m_p}{P_G} = \frac{1}{\eta_C \cdot (i_1 - i_N)} \quad (\text{kg.kW}^{-1}) \quad [52]$$

Měrná spotřeba tepla  $C_Q$  pak srovnává množství tepelné energie vstupující do turbíny s výkonem celého turbosoustrojí:

$$C_Q = \frac{m_p \cdot (i_1 - i_N)}{P_G} = \frac{1}{\eta_C} \quad (\text{kW}_t.\text{kW}_e^{-1}) \quad [53]$$

## **5.4 PARNÍ TURBÍNY RADIÁLNÍ**

V zařízeních sloužících k redukci tlaku plynů a par je zvláštní pozornost věnována rychloběžným, protitlakým turbínám radiálním, které ve svém jednorotorovém uspořádání zpracovávají entalpický spád až  $400 \text{ kJ.kg}^{-1}$  a jako dvourotorové i  $800 \text{ kJ.kg}^{-1}$ . Pracují v rovnotlakém režimu (rychlostní součinitel  $\lambda = 0,42$  až  $0,44$ ) a v dostředivém (centripetálním) provedení se nabízejí s mnoha výhodami.

Proti uspořádání axiálnímu umožňuje využití vysokých obvodových rychlostí (až  $320 \text{ m.s}^{-1}$ ) nejen značné zvýšení tlakového spádu na jednom stupni. Je dosahováno

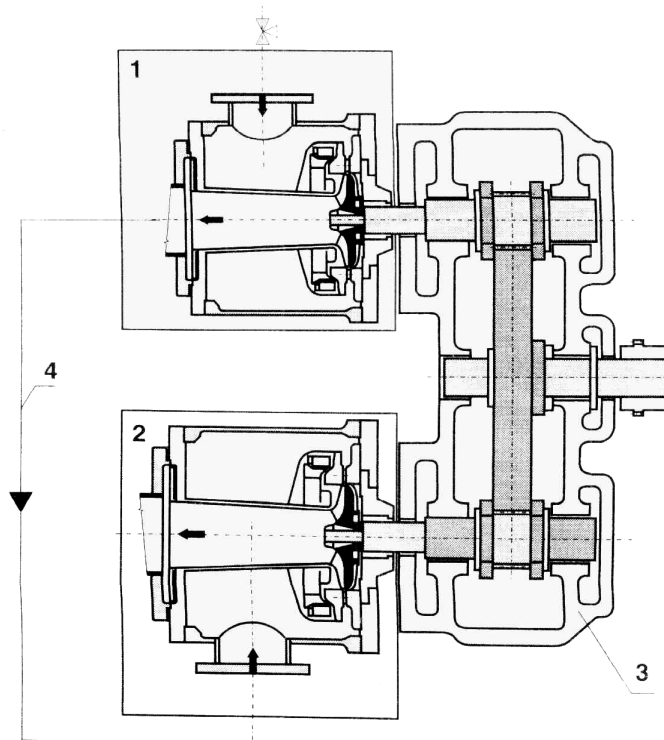


účinností srovnatelných s tradičními turbínami i zmenšení celkových rozměrů stroje při dlouhodobé životnosti zařízení.

Účinnosti dosahují hodnot v rozmezí:

- účinnosti vnitřní  $\eta_{vn} = 80\%$  až  $85\%$ ,
- účinnosti mechanické včetně převodovky  $\eta_m = 94\%$  až  $96\%$ ,
- účinnosti generátoru  $\eta_{el} = 92\%$  až  $97\%$ .

Vyšší hodnoty platí zpravidla pro výkony větší než 4 MW.



**Obr. 23** Schéma dvoustupňové radiální turbíny

Na obr.23 je schéma moderní dvourotorové, čtyřstupňové dostředivé radiální turbíny strojírny Velká Bíteš, a.s., STG II-R.

Základem vlastní turbíny je integrovaná převodovka (poz. 3) se dvěma pastorky, na nichž jsou letmo uchyceny rotory dvou zpravidla sériově řazených radiálních centripetálních turbínových stupňů (poz. 1 a 2) propojených převáděcím potrubím (poz. 4). Tělesa statorů jsou uchycena na tělese převodovky, která redukuje vysoké otáčky rotorů (až  $27.000 \text{ min}^{-1}$ ) na otáčky generátoru.

Rozložením výkonu na dva rotory dochází k polovičnímu zatížení ozubení převodovky. Ložiska převodovky slouží současně k uložení oběžných kol turbíny, takže odpadají ložiskové stojany rotorů i spojka, což umožňuje zkrácení stroje o více než 25 %.

Takto došlo ke zmenšení celkových rozměrů stroje, tím také k menším tloušťkám přírub i stěn statorů. Malé hmotnosti a malá tepelná setrvačnost vede k velké pružnosti chodu stroje, takže doba najetí na plný výkon je mnohonásobně kratší než u podobných strojů klasické konstrukce.

Životnost popisovaného zařízení je závislá na způsobu jeho provozování a údržby. Je ovlivňována počtem startů, čistotou a vlhkostí páry. Proto dochází ve

druhém stupni k separaci vlhkosti vedoucí ke snížení nebezpečí poškození lopatkování turbín kapičkami vylučované vody. V optimálních podmínkách přesahuje životnost těchto soustrojí 30 let. Během této doby však musí provozovatel počítat s výměnou rotorů i ozubení převodové skříně.

K zabezpečení turbíny jsou použity svařované rychlouzavírací ventily.

Střežení stroje v automatickém provozu zajišťuje nadřazený monitorovací systém. Při provozu zařízení jsou neustále sledovány a kontrolovány:

- otáčky soustrojí,
- tlak a teplota páry na vstupu do turbíny,
- tlak a teplota mazacího oleje,
- tlak regulačního oleje,
- teploty ložisek převodovky,
- velikost axiálního posuvu hřídele.

Dlouhodobý záznam aktuálního stavu stroje splňuje podmínky jeho diagnostikování. Při překročení nastavených hodnot zajistí řídicí systém nejdříve varování a při překročení limitních hodnot okamžitě turbínu odstavuje.

Výběrem vhodného typu turbíny lze generovat elektrickou energii s jmenovitými výkony od 400 kW do 10.000 kW. Potřebné průtočné množství páry se zde mění od 30 do 100 t.hod<sup>-1</sup>. Tlak na vstupu nepřesahuje 6,5 MPa, teplota páry je přípustná v rozmezí 180 až 440 °C.

Volbou sériového nebo paralelního zapojení stupňů je umožněn provoz turbíny s různými parametry na vstupu i výstupu. Při obvyklejším sériovém zapojení je pára z prvního stupně vedena na vstup druhého stupně a z něj difuzorem do protitlakového potrubí.

K regulaci průtoku páry a tím i výkonu soustrojí v širokém rozmezí 10 až 100 % slouží natáčivé statorové lopatky. Zpravidla je hmotnostní průtok regulován v závislosti na předem nastavené hodnotě tlaku páry ve výstupním potrubí, avšak maximální protitlak je jen výjimečně vyšší než 1,3 MPa.

Způsob zajíždění soustrojí zvolí provozovatel ze tří, cenově rozličných, variant:

- automatické najetí je řízeno nadřazeným procesorem,
- poloautomatické najíždění podle pokynu z panelu,
- ruční najíždění pomocí tlačítek ovládajících servopohony, ventilů hydraulické regulace.

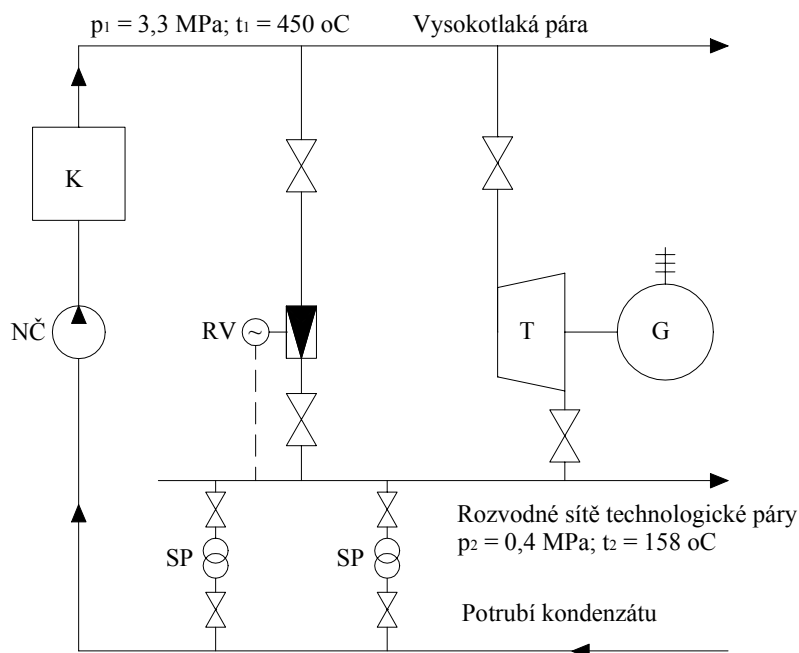
## **6. PARNÍ TURBÍNA V REDUKČNÍ STANICI**

Začleněním parní turbíny do systémů využívaných k redukcí tlaku technologické páry dochází k vytváření nových kogeneračních jednotek se sdruženou výrobou tepla a elektřiny, u kterých nedochází k výrobě elektřiny bez využívání tepla poznamenané výrazně nižší účinnosti.

Tím jsou naplňovány záměry státní energetické politiky uvažující s využíváním všech ekonomicky a ekologicky dostupných zdrojů k získávání elektrické energie. Instalace i malých parních turbín v průmyslové energetice tento záměr jistě naplňuje.

Sdružená výroba tepla a elektřiny vytváří dosud nejdokonalejší systémy k co možná úplnému využívání exergie technologické páry. Turbína v tomto zapojení je zatížena jen únikem energie do okolí (viz kap.5) neboť vnitřní ztráty v olopatkování se transformují zpětně na následně využívanou energii tepelnou.

Zjednodušené schéma redukční stanice s protitlakou turbínou je na obr.24.



**Obr. 24** Redukční stanice s protitlakou turbínou

Protitlaková turbína T zde zabezpečuje redukci tlaku páry v plném rozsahu a současně navíc generuje velice levnou elektrickou energii. Obvykle je zapojována paralelně s redukčním ventilem RV, který je na obrázku zakreslen bez nutného příslušenství popsaného v kapitola 4.

Regulace turbosoustrojí udržuje tlak v protitlakové síti na konstantní hodnotě. Pokud je spotřeba páry nižší nebo rovna hltnosti turbíny, je redukční ventil uzavřen a veškerá pára protéká turbínou.

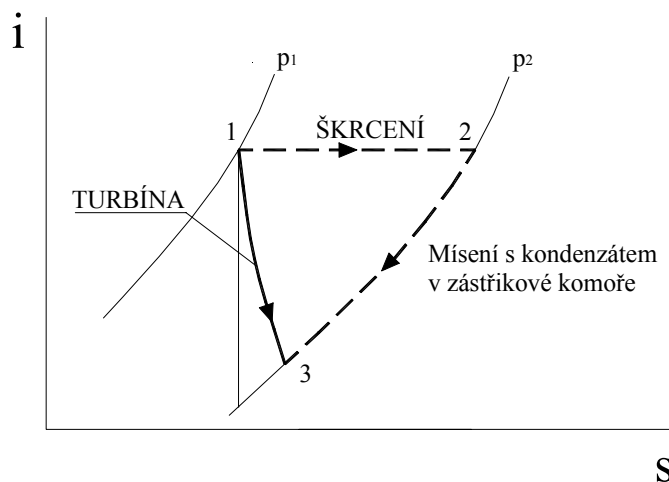
Dojde-li k poklesu protitlaku, je odebíráno větší množství páry než je hltnost turbíny. V tomto okamžiku začíná otevírat regulační ventil RV a část páry je redukována škrcením. Při tom turbína pracuje stále na plný výkon. Po opětovném stoupnutí tlaku ve spotřebitelské síti (spotřeba páry se snižuje) redukční ventil se zavírá a veškerý průtok páry prochází turbínou. Na obrázku je zakreslen i kotel K, napájecí čerpadlo NČ, spotřebiče páry SP a elektrický generátor G .

Energie paliva je tak využívána až z 85 %, oproti oddělené generaci elektrické energie v kondenzačních elektrárnách, jejichž průměrná celková účinnost je dosud jen asi 35 %.

Ke ztrátám exergie, jak již bylo vysvětleno v předchozích kapitolách, dochází jen v zanedbatelné míře.

Průběh stavových změn probíhajících v této stanici je zakreslen do i-s diagramu na obr.25. Po expanzi v turbíně klesá entalpie páry  $i_1$  na hodnotu  $i_3$ . Tlak páry je takto regulován na předepsanou hodnotu. Je-li současně v provozu i redukční

ventil RV je v něm tlak páry redukován škrcením do bodu 2 a její teplota v zástřikové komoře na žádaný stav (viz také obr.18).



Obr. 25 *i-s diagram stavových změn v redukční stanici*

Z diagramu zjistitelný rozdíl  $\Delta i$  znamenající pokles topného výkonu dodávaného do technologických sítí je malý, poněvadž kondenzační teplo, které je podstatnou částí entalpie páry, je v obou případech redukce stejné.

$$\Delta i = i_2 - i_3 = i_1 - i_3 \quad (\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}) \quad [54]$$

Jestliže je z provozních důvodů dodržení odebraného tepelného výkonu nezbytné, musí dojít po spuštění turbíny ke zvýšení hmotnostního průtoku  $\dot{m}$  páry o hodnotu  $\Delta \dot{m}$ .

Z rovnosti tepelných výkonů získaných škrcením  $\dot{Q}_S$  a expanzí v turbíně  $\dot{Q}_T$

$$\dot{Q}_S = \dot{Q}_T \quad (\text{kW}) \quad [55]$$

po dosazení

$$\dot{m} \cdot (i_2 - i_N) = (\dot{m} + \Delta \dot{m}) \cdot (i_3 - i_N)$$

můžeme vyhodnotit zvýšení hmotnostního toku s úvahou, že  $i_2 = i_1$

$$\Delta \dot{m} = \dot{m} \cdot \frac{i_1 - i_3}{i_3 - i_N} \quad (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}) \quad [56]$$

Současně se zvýšením hmotnostního toku páry stoupá i výkon kotle, jehož zvýšení

$$\Delta \dot{Q}_K = \Delta \dot{m} \cdot (i_1 - i_N) \quad (\text{kW}) \quad [57]$$

odpovídá vnitřnímu výkon  $P_{vn}$  turbíny.

$$P_{vn} = (\dot{m} + \Delta \dot{m}) \cdot (i_1 - i_3) \quad (\text{kW}) \quad [58]$$

což lze dokázat dosazením za  $\dot{m}$  ze vztahu [56] do rovnice [58]. Se stoupající hodnotou entalpie  $i_3$  potřebný přídatný výkon kotle klesá.

Poněvadž vliv kondenzačního tepla je na celkovou entalpii páry převažující, je snížení využitelné entalpie technologické páry  $\Delta i = i_1 - i_3$  po expanzi v turbíně nepatrné, zpravidla nedosahuje 5 %, snadno se odečte z i-s diagramu.

Protitlakové turbíny lze instalovat také do redukčních stanic zemního plynu.

## **7. PLYNOVÁ TURBÍNA V REDUKČNÍ STANICI**

Jedním z nejdůležitějších primárních zdrojů je jistě zemní plyn. Poněvadž je dopravován na velké vzdálenosti, je stlačován mnohdy až na 4,5 MPa. V předávacích stanicích pak dochází k redukci plynu zpravidla škrcením, podle požadavků zpracovatelského odvětví, bez využívání tlakové energie.

I zde se nabízí alternativa adiabatické expanze v plynové turbíně, která je instalována paralelně ke konvenční regulační stanici. Toto uspořádání vyhovuje požadavkům na zaručenou a plynulou dodávku plynu ke spotřebičům.

Přednosti těchto systémů jsou z velké části totožné s těmi, které již byly vyhodnoceny u systémů parních. K nevýhodám se však řadí výraznější pokles teploty plynu v plynových turbínách ve srovnání s redukcí tlaku během škrcení (viz kapitola 2 a 3).

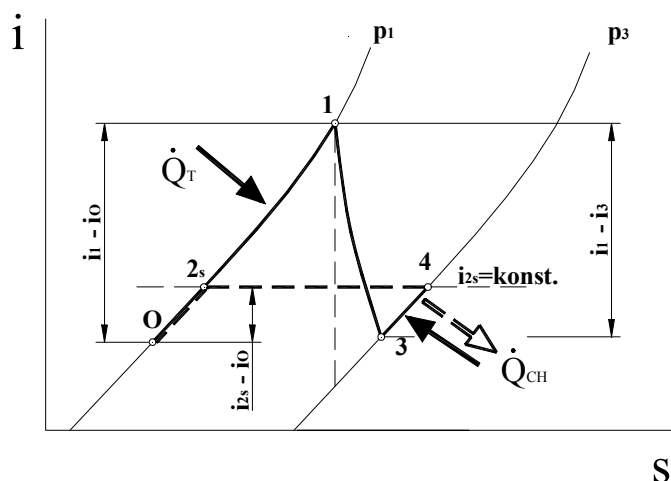
Poněvadž teplota plynu na vstupu do tlakových sítí by neměla klesnout pod +5 °C je předehřívání plynu před expanzi nezbytné.

Potřebný tepelný výkon  $\dot{Q}_T$  k ohřevu plynu je přiváděn ve výměníku před turbínou. V entropickém i-s diagramu na obr.26 je tepelný výkon popisován úsečkou  $\Delta i_Q = i_1 - i_0$  mezi stavy 0-1 na izobaře  $p_1$ . Při této změně se teplota plynu zvyšuje z hodnoty  $T_0$  na teplotu  $T_1$ . Polytropou 1-3 je vyznačena expanze v turbíně, po ní dosažený tlak a teplota plynu je určena stavem 3. Je-li za turbínou plyn dohříván do stavu 4, ztotožní se jeho stav s hodnotami dosahovanými v paralelní redukční stanici.

Průběh změn v paralelní větvi je v diagramu vyznačen čárkovanými liniemi. Předehřívání před redukčním ventilem 0-2 je vynuceno Joule - Thompsonovým efektem, škrcení probíhá na izoentalpě  $i_2$ .

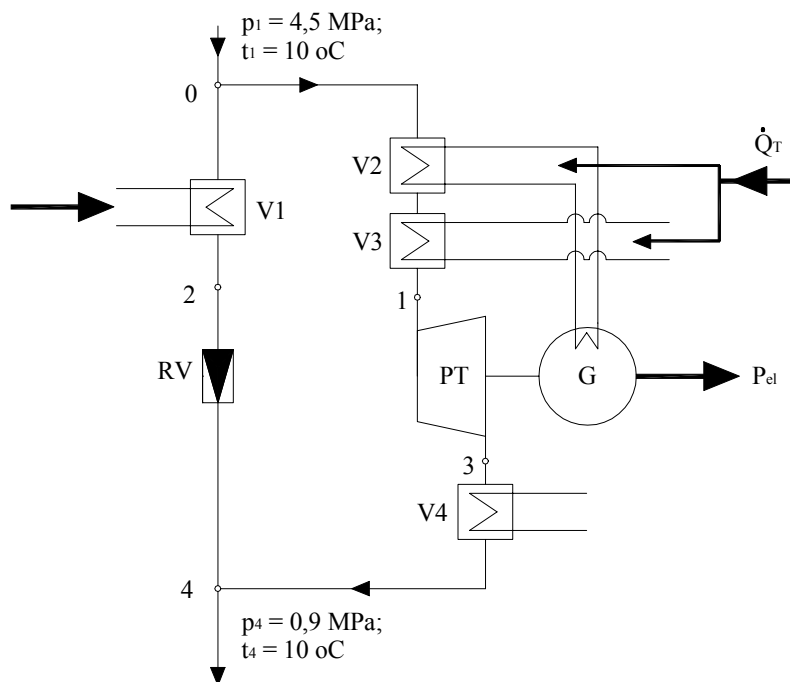
Dosahovaný vnitřní výkon plynové turbíny  $P_{vn}$  je úměrný úsečce  $\Delta i_T = i_1 - i_3$ , takže můžeme předpokládat rovnost

$$\dot{Q}_T = P_{vn}$$



Obr. 26 Entropický diagram předávací stanice

K ohřevu plynu lze s výhodou využít odpadního tepla z technologických procesů i ztrátového tepla turbíny a generátoru podle schématu předávací stanice s expanzní turbínou na obr.27. Rovněž není na škodu v případě vhodného využití uvažovat o vyvedení chladicího výkonu.



Obr. 27 Zjednodušené schéma zařízení k využití tlakové energie zemního plynu k výrobě elektrické energie.

Před redukčními ventily RV umístěny výměník V1 slouží k ohřátí plynu o J-T efekt. V paralelní větvi je ve výměníku V2 plyn ohříván teplem získávaným chlazením oleje turbíny PT a generátoru G. Po průchodu hlavním předehřivačem V3 a expanzi v turbíně bývá plyn se sníženou teplotou ohříván na žádanou teplotu 5 °C ve výměníku V4, ze kterého tak lze vyvádět chladicí výkon. Stav plynu 4 před vstupem do rozvodné sítě je v entropickém diagramu zakreslen na izobare p<sub>3</sub>.

I když je teplo k ohřevu plynu přiváděno z parních nebo plynových generátoru, dochází k transformaci tepla na energii elektrickou s účinností až 90 %, kterého se v jiných systémech dosahuje jen vyjímečně. Jedná se tudíž o nezanedbatelně efektivní zařízení vzbuzující zaslouženou pozornost energetiků a s ohledem na snižování emisí CO<sub>2</sub> i ekologů.

## **8. EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ REDUKCE PLYNU A PAR**

Při zkoumání ekonomické efektivnosti projektů se vychází z finanční stability podniku a potřebných finančních zdrojů potřebných na krytí investičního záměru. Měli by být turbosoustrojí k redukcí tlaku v redukční stanici (kogenerační jednotka) přínosem pro jejího provozovatele, musí být celkové náklady na výrobu 1 kWh elektrické energie nižší, než cena, za kterou je nakupována z veřejné sítě. Ziskový prodej takto generované elektřiny nelze předpokládat s ohledem na nízké výkupní ceny nabízené rozvodnými podniky. Na tab.2 jsou uvedeny celkové měrné náklady N<sub>c</sub> (Kč.kWh<sup>-1</sup>) na výrobu elektřiny v různých zdrojích při max využití jejich výkonu, jak by se mohly uplatnit v ČR v cenové úrovni let 2002 až 2005.

**Tab. 2 Celkové měrné náklady**

JE Temelín	0,992 Kč.kWh <sup>-1</sup>
Paroplynový blok	1,581 Kč.kWh <sup>-1</sup>
Hnědouhelný blok	1,028 Kč.kWh <sup>-1</sup>
Černouhelný blok	1,259 Kč.kWh <sup>-1</sup>
Spalovací turbína-plyn	3,482 Kč.kWh <sup>-1</sup>
Spalovací turbína-olej	4,251 Kč.kWh <sup>-1</sup>
Blok-spalování biomasy	2,741 Kč.kWh <sup>-1</sup>
Vodní elektrárna 10 MW	1,743 Kč.kWh <sup>-1</sup>
Větrná elektrárna	4,271 Kč.kWh <sup>-1</sup>

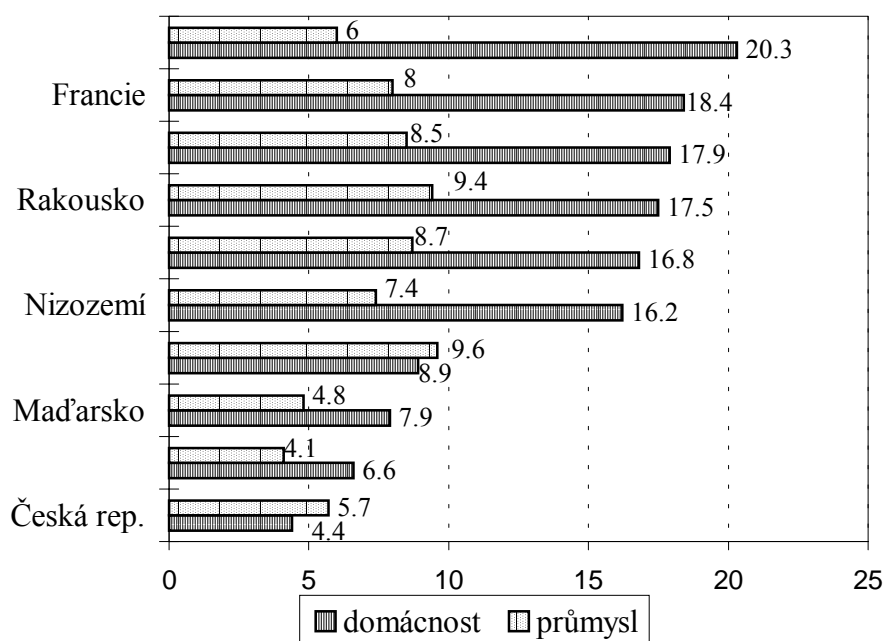
Ekonomická efektivnost se tudíž odvíjí z rozdílů mezi nákupní N<sub>n</sub> (Kč.kWh<sup>-1</sup>) cenou elektrické energie a celkovými měrnými náklady N<sub>c</sub> (Kč.kWh<sup>-1</sup>) na výrobu v redukční stanici. V návaznosti pak můžeme vyhodnotit výnos V (Kč.r<sup>-1</sup>) z ročního provozu projektovaného zařízení i očekávanou dobu návratnost D<sub>n</sub> (r).

I když by náklady na výrobu elektřiny v redukčních stanicích měly být nižší než cena, za kterou je nakupována z veřejné sítě, je u zařízení sloužících k generování elektřiny zvažována nezbytnost využívání všech dostupných zdrojů. Lze očekávat, že tato řešení budou podporována připravovaným návrhem státní energetické politiky.

Elektrická energie byla ještě v 80. létech zajišťována z 97% výrobou v uhelných elektrárnách. V souvislosti s uvedením dukovanské jaderné elektrárny do provozu se podíl uhelných elektráren na celkové výrobě elektrické energie snížil zhruba na 75% a po uvedení temelínské jaderné elektrárny do provozu bude dále snižován. v dlouhodobém horizontu je cílem energetické politiky podporovat výrobu elektrické energie z uhlí na úrovni cca 50%.

Mezi cíle energetické politiky patří oddělení přenosové soustavy a výroby elektřiny a do konce roku 1999 dokončit nápravu cen elektrické energie tak, aby ceny pro všechny kategorie odběratelů reflektovaly oprávněné náklady na její výrobu, přenos a distribuci s přiměřeným ziskem zajišťujícím rozvoj elektroenergetiky.

Další trend vývoje cen by měl sledovat mezinárodní relace, kde vyšším nákladům na přenos energií k malospotřebitelům a domácnostem odpovídají i vyšší ceny než za dodávku energií s nižšími náklady velkospotřebitelům a průmyslu. Přičemž poměr cen v mezinárodním měřítku je takový, že cena pro malospotřebitele a domácnosti je až třikrát nižší než ceny pro velkospotřebitele a průmysl. Toto obrácení relací by mělo sledovat mezinárodní současnost charakterizovanou následujícím grafem.



**Obr. 28** Mezinárodní porovnání cen elektrické energie (0,01 USD) v lednu 1995

Cenu 1 kWh vyráběné elektřiny  $N_c$  lze s určitým zjednodušením vyčíslit součtem:

- měrných ročních investičních nákladů -  $N_i$  (Kč.kWh<sup>-1</sup>)
- měrných nákladů na spotřebované palivo -  $N_p$  (Kč.kWh<sup>-1</sup>)
- nákladů související s údržbou a opravami -  $N_o$  (Kč.kWh<sup>-1</sup>)

Toto zjednodušení však nerespektuje časovou hodnotu peněz a neposuzuje efektivnost projektu za dobou návratnosti.

## 8.1 ROČNÍ VÝNOSY

Očekávaný celkový roční výnos lze předběžně stanovit podle vztahu

$$V = \tau \cdot P_{el} \cdot (N_n - N_c) \quad (\text{Kč.r}^{-1}) \quad [59]$$

Počet provozních hodin  $\tau$  (h.r<sup>-1</sup>) při plném výkonu soustrojí  $P_{el}$ (kW) je zde parametrem nejdůležitějším. Dosažení alespoň 5000 provozních hodin za rok je



východiskem k dosažení přijatelných ekonomických výsledků. Proto žádá výrobce od zákazníků celoroční, mnohdy i denní odběrovou křivku páry k navržení návrhového provozního bodu potřebného pro optimální volbu výkonu turbíny.

Pro celkové měrné náklady na výrobu 1 kWh ve sledovaném roce platí vztah

$$N_c = N_i + N_p + N_o \quad (\text{Kč.kWh}^{-1}) \quad [60]$$

### 8.1.1 Měrné roční investiční náklady $N_i$

Cena zařízení včetně stavebních a montážních prací při tak zvané dodávce na klíč  $C_{dk}$  (Kč) bývá o 30 až 100 % vyšší než cena pořizovací. Její výše je předmětem jednání mezi výrobcem a zákazníkem, takže ji nelze v této stati odhadnout. Běžněji jsou i když jen orientačně publikovány měrné investiční náklady  $C_i$  ( $\text{Kč.kW}^{-1}$ ) v závislosti na výkonu. S rostoucím výkonem a účinností turbíny tyto náklady klesají. U protitlakých radiálních turbín lze očekávat náklady od  $12000 \text{ Kč.kW}^{-1}$  do  $5000 \text{ Kč.kW}^{-1}$  mezi výkony 400 kW až 6 MW.

$$C_i = \frac{C_{dk}}{P_{el}} \quad (\text{Kč.kW}^{-1}) \quad [61]$$

Měrné roční investiční náklady  $N_i$  ( $\text{Kč.kWh}^{-1}$ ) potřebné na generování 1 kWh jsou dále závislé na předepsané době  $T$  (r), během které dochází k odpisu zařízení i počtu provozních hodin za rok  $\tau$ .

$$N_i = \frac{C_i}{T \cdot \tau} \quad (\text{Kč.kWh}^{-1}) \quad [62]$$

Námi sledovaná investice je začleněna jako kompletní investiční celek v souladu s novelizovaným zákonem č.586/1992 Sb. do odpisové skupiny 3 s délkou odpisování 15 let a stavební část do odpisové skupiny 5 s délkou odpisování 45 let.

### 8.1.2 Měrné palivové náklady $N_p$

Měrné palivové náklady  $N_p$  ( $\text{Kč.kW}^{-1}$ ) se vyčíslují součinem měrné spotřeby paliva  $m_{sp}$  ( $\text{kg/kW}^{-1}$ ) a jeho ceny  $C_p$  ( $\text{Kč.kg}^{-1}$ )

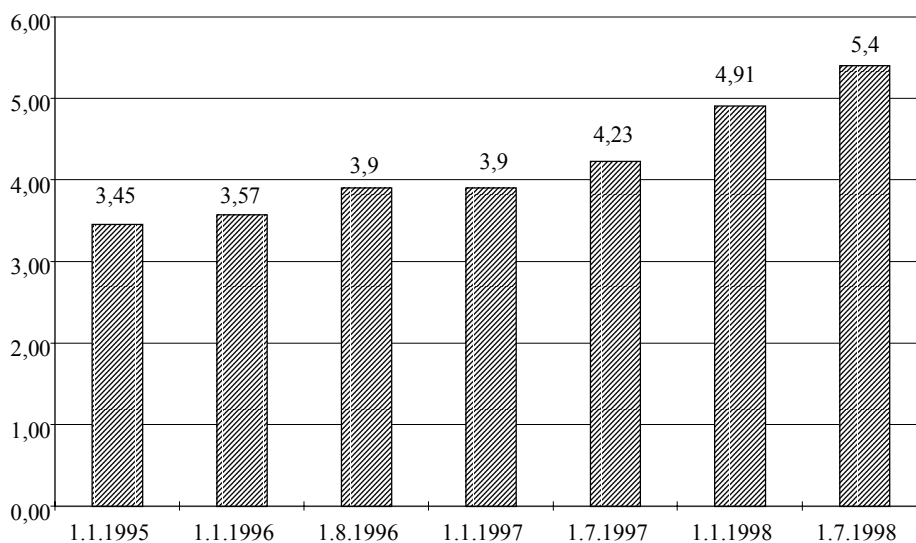
$$N_p = m_{sp} \cdot C_p \quad (\text{Kč.kW}^{-1}) \quad [63]$$

Úroveň a vývoj cen paliv a energie ovlivňuje rozhodovací procesy na energetických trzích a racionalitu hospodaření na energetických trzích. Současná situace na trhu paliv a energií je ovlivněná stále probíhající transformací na tržní ekonomiku. Do roku 1990 byla jako součást národohospodářské strategie uplatňována politika levné energie. S liberalizací cen od roku 1991 byla především ze sociálních důvodů zavedena jejich částečná regulace. V současné době se jedná především o nápravu cen elektrické energie a zemního plynu.

Ceny černého a hnědého uhlí, koksu, briket a lignitu nejsou již od dubna 1994 regulovány a sjednávají se volně mezi dodavatelem a odběratelem.

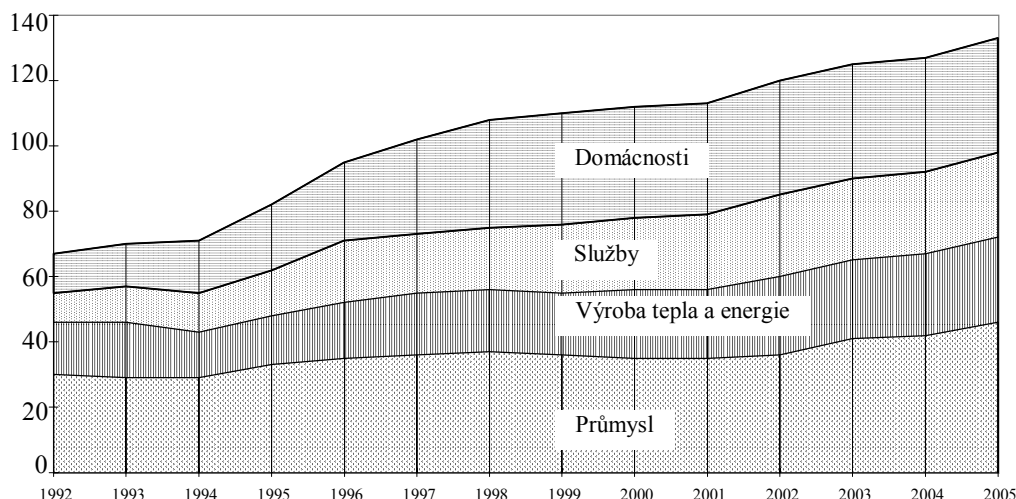
Cílem energetické politiky v plynárenství je do konce roku 1999 dokončit nápravu cen zemního plynu tak, aby ceny pro všechny kategorie odběratelů reflektovaly oprávněné náklady na jeho nákup, dovoz, distribuci i oprávněný zisk.

Vývoj výše cen velkoodběratelům v uplynulém období je uveden na obr.29.



**Obr. 29** Maximální ceny zemního plynu pro velkooběratele (Kč.m<sup>-3</sup>)

V následujícím grafu 30 je odhadován vývoj a výhled spotřeby zemního plynu v ČR v mld. kWh/rok, při čemž 1 m<sup>3</sup> (20°C) ≅ 10,32 kWh.



**Obr. 30** Vývoj spotřeby zemního plynu v ČR

### 8.1.3 Měrné náklady na údržbu a provoz zařízení No

Servisní práce, diagnostika technického stavu zařízení a opravy opotřebovaných dílů, eventuálně jejich výměna jsou specializované činnosti, které obvykle provádí výrobce zařízení nebo jeho servisní organizace. Náklady na tyto činnosti jsou obvykle hrazeny průběžně podle provozních hodin jednotky nebo podle množství generované elektřiny.

Měrné náklady na údržbu a provoz protitlakých radiálních turbín No udávají dodavatelské organizace v rozmezí 0,05 až 0,1 Kč.kWh<sup>-1</sup> v závislosti na velikosti a počtu jednotek v lokalitě. Tyto velmi nízké náklady souvisí s dlouhou životností dílů, oleje i malým počtem nutných prohlídek.

## 8.2 DOBA NÁVRATNOSI INVESTICE

Vedle nákladů na produkci je také doba návratnosti  $D_n$  (r) vynaložených prostředků oblíbeným kritériem k hodnocení užité hodnoty projektu.

Doba návratnosti (doba splacení) udává, ve kterém roce převáží tvorba finančních zdrojů nad jejich čerpáním. Je to ukazatel pochopitelný, avšak statický, orientovaný na minulost, neboť vůbec nic neříká o tom, jak se bude projekt vyvíjet po této době, zda bude i pak ziskový nebo zda bude stagnovat nebo dokonce po čase i kolabovat.

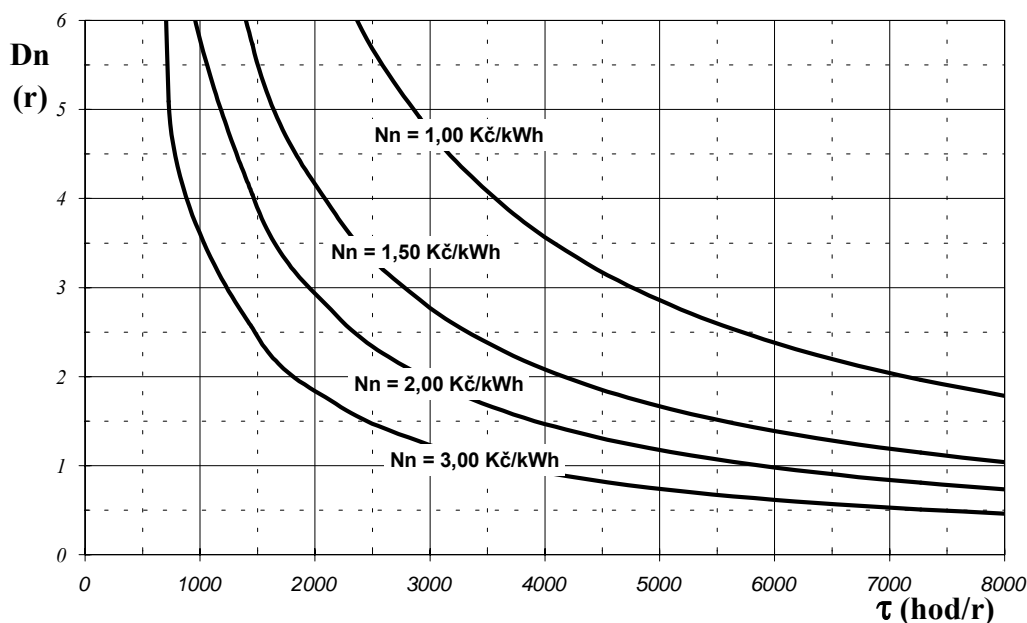
V minulých letech byla využívána modifikace tohoto kritéria v nediskontované podobě.

$$D_n = \frac{C_{dk}}{V} = \frac{C_i}{\tau \cdot (N_n - N_c)} \quad (r) \quad [64]$$

Firemní literatura [L10] uvádí (viz obr.31) grafické zpracování tohoto vztahu k rychlému odečtu návratnosti nákladů na protitlakou, rychloběžnou radiální turbínu řady STG, jestliže palivem je černé uhlí a parametry páry jsou  $p_1 = 1,5$  MPa,  $p_2 = 0,2$  MPa,  $t_1 = 250$  °C.

Výchozími předpoklady jsou:

$$C_i = 10000 \text{ Kč.kW}^{-1}, N_c = 0,30 \text{ Kč.kWh}^{-1},$$



Obr. 31 Doba návratnosti investičních nákladů

Zjednodušením je zde konstantní hodnota celkových měrných nákladů, které jsou podle rovnice [62] závislé na  $\tau$ .

## 8.3 ČASOVÁ HODNOTA PENĚŽ

Při přesnějším vyhodnocování ekonomie provozu soustrojí nelze pominout skutečnost, že hodnota peněz v průběhu času klesá. V okamžiku, kdy uvažujeme o

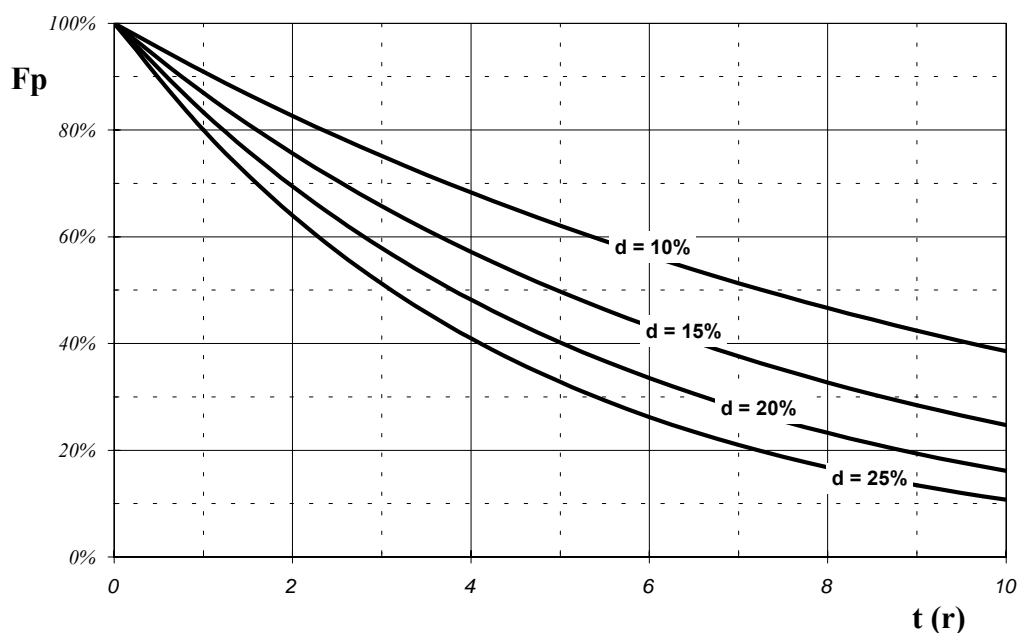
jakékoliv investici, zvažujeme tři faktory : výnos, riziko a likviditu. Použitím finančních prostředků na zamýšlenou investici se vzdáváme všech ostatních možností, kam vložit tyto peníze. Potřebné prostředky totiž můžeme např. uložit do banky a pobírat úroky nakoupit cenné papíry s inkasovat dividendy či kupónové výnosy, nebo realizovat jinou investici s určitým očekávaným výnosem. Všechny uvedené možnosti představují ušlé příležitosti, proto musíme při rozhodování snížit výnos z posuzované investice o výnos nejlepší z těchto příležitostí.

Tím se očekávaná doba návratnosti prodlužuje. V takto vedených úvahách je rozhodující tzv. diskontní sazba.

Diskontní sazba je ekonomický parametr (nesmíme jí zaměňovat s diskontní sazbou centrální banky) vyjadřující cenu ušlé příležitosti. Je to vlastně cena kapitálu, protože hodnoceným projektem přicházíme o výnosy investováním v jiných aktivitách. Diskontní sazba  $d$  (-) je tudíž číslo posuzující rychlost znehodnocování finančních prostředků  $F_p$  v závislosti na čase  $t$  (roků). Její vliv je graficky vyhodnocen na obr.32 jako pokles kupní síly současné hotovosti (100 %) v roce  $t$  vyjádřené v "dnešních korunách".

Zde platí vztah :

$$F_p = \frac{100}{(1 + d)^t} \quad (-) \quad [65]$$



**Obr. 32** Vliv diskontní sazby na hodnotu prostředků  $F_p$

Správné, co nejrealnější stanovení diskontní sazby není jednoduché, konceptů k jejímu určení je celá řada. Uplatňují se zde vlivy výnosnosti a rizikovosti projektu i vlivy inflační.

Pomocí diskontní sazby můžeme k výpočtu diskontované hodnoty  $N_{id}$  použít vztah :

$$N_{id} = N_i \cdot \frac{d \cdot (1 + d)^t}{(1 + d)^T - 1} \quad (\text{Kč.kWh}^{-1}) \quad [66]$$

Rovněž ceny paliva i ceny oprav se zvyšují, což vede ke zvyšování celkových nákladů  $N_c$  ve sledovaném roce.

Tyto skutečnosti značně ztěžují exaktnější stanovení diskontované doby návratnosti zařízení. Jejím vyhodnocení je věnována pozornost na příklad v [L3].

V této studii je upozorňováno na podstatný vliv způsobu zakomponování inflačních (exkalačních) tlaků na správnost určení diskontní sazby.

Výpočty, v nichž nejsou inflační vlivy respektovány se označují jako výpočty ve stálých, po celou dobu hodnocení konstantních cenách. V tomto případě je využívána reálná diskontní sazba  $d_R$  očištěná od vlivu inflace.

Hodnocení probíhající v běžných cenách, které se v průběhu času mění a zpravidla vlivem inflace rostou, využívají k výpočtům diskontní sazbu nominální  $d_N$  zvažující i inflaci  $i$ .

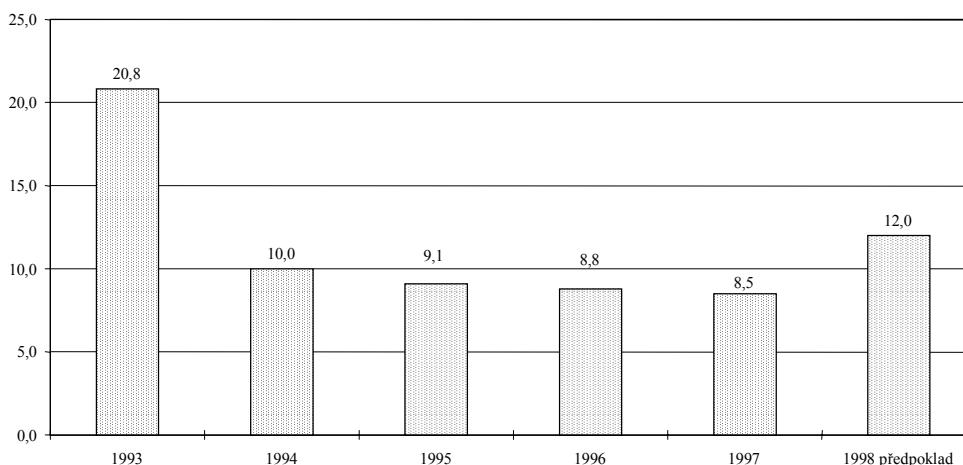
$$d_N = (1 + d_R) \cdot (1 + i) - 1 \quad (-) \quad [67]$$

Pro nižší míry inflace se s dostatečnou přesností připouští zjednodušení

$$d_N = d_R + i \quad (-) \quad [68]$$

Stanovení budoucí míry inflace na mnoho let dopředu je velmi obtížné až nemožné. Lépe se stanoví reálná cenová exkalace, což je v podstatě neinflační cenový růst nebo i pokles. Z toho důvodů je lépe provádět výpočet ve stálých cenách s reálnou diskontní sazbou.

Nevhodné by bylo využívání nominální diskontní sazby při hodnocení projektu ve stálých cenách, neboť takto hodnocené, projekty mají do výsledku zakomponovanou inflaci dvakrát. I když jsou tímto způsobem zvýhodňovány pouze vysoce výnosné záměry, vzniká reálné nebezpečí, že jako nevýhodné budou označeny projekty, které by firmě přinášely zisky.



Pramen: WoodCommerz

**Obr. 33** Míra inflace v ČR v % (meziroční průměr)

K vhodnému výběru optimálních variant podnikatelských záměrů jsou vypracovány programové soubory.

## **8.4 PROGRAMOVÝ SOUBOR EFINA**

Specializovaný programový soubor EFINA ("Ekonomická a FINANční Analýza investic") je vhodný pro ekonomickou a finanční analýzu podnikatelských aktivit. K hodnocení můžeme přistoupit z hlediska projektu i z hlediska investora.

Z hlediska projektu se porovnávají jen ekonomicko - technické parametry bez ohledu na způsob financování a bez vlivu daní, což umožňuje posoudit efektivnost vložených investic.

K hodnocení z hlediska investora však takový výpočet nestačí, poněvadž nedává odpověď na otázku, jaké finanční prostředky musí do projektu vložit a kdy, jaké finanční prostředky získá. Proto je zohledňován původ kapitálu ( vlastní kapitál, úvěr, leasing atd.) i daňové zatížení, což poslouží i k nalezení optimálního způsobu financování.

### **8.4.1 Základní ukazatelé pro hodnocení projektu**

**Diskontovaný zisk** v hodnoceném období je součtem čisté současné hodnoty (NPV-Net Present Value) zisků v jednotlivých letech. Stejnou vypovídající schopnost má i celkový diskontovaný tok hotovosti DCF. Výhodou veličiny "Tok hotovosti" (Cash-Flow) je možnost posoudit kumulovaně bilanci finančních prostředků v libovolném čase od počátku realizace.

**Diskontovaný tok hotovosti DCF** je v programu EFINA považován za základní ukazatel

$$DCF_{T_0} = \sum_{t=1}^{T_0} CF_t \cdot (1 + d)^{-t} \quad (\text{Kč}) \quad [69]$$

Zde je :

$DCF_{T_0}$	diskontovaný tok hotovosti za hodnocené období $T_0$ ,
$d$	konstantní reálná diskontní sazba,
$T_0$	počet let hodnoceného období,
$CF_t$	tok hotovosti projektu v $t$ -tém roce.

Výsledná hodnota tohoto kritéria udává zisk realizovaného projektu při respektování časové hodnoty peněz, je srovnávána s nulovou hodnotou.

Ziskový projekt  $DCF > 0$

Ztrátový projekt  $DCF < 0$

Je-li  $DCF = 0$  jedná se o zařízení, u kterého se výnosy rovnají provozním a investičním nákladům.

**Vnitřní výnosové procento IRR** (Internal Rate of Return), vnitřní úroková míra je číselně taková hodnota diskontní sazby, která nám dává za dobu životnosti právě nulovou hodnotu diskontovaného toku hotovosti. Výpočet tohoto kritéria se provádí v několika iteracích podle vzorce

$$\sum_{t=1}^{T_0} CF_t \cdot (1 + IRR)^{-t} = 0 \quad [70]$$

Toto kritérium udávající měrnou výnosnost projektu nám z jiného pohledu říká, na jak vysoko zúročenou (míra IRR) vkladní knížku bychom si museli uložit

peníze, které hodláme vynaložit na realizaci projektu, abychom mohli každý rok vybírat obnosy shodné s budoucími příjmy projektu.

Je uplatňován názor, že podnikatelský záměr by měl být realizován, pokud je IRR projektu vyšší než diskontní sazba.

**Diskontovaná doba návratnosti Dnd.** Při použití konstantní diskontní sazby lze k výpočtu Dnd využít vztahu [69], jestliže jej položíme roven nule.

Z něj vypočtena doba  $T_0 = Dnd$

$$\sum_{t=1}^{Dnd} CF_t \cdot (1+d)^{-t} = 0 \quad [71]$$

Poněvadž za horizontem návratnosti již toto kritérium nevyovídá o efektech plynoucích z hodnoceného projektu, jsou při jeho použití jako kritéria základního, preferovány cíle krátkodobé.

## **9. EKOLOGIE**

Ekologické zhodnocení současné situace bere na vědomí trvale se zvyšující spotřebu elektrické energie, na což reaguje neustálým zpřísňováním emisních limitů. Proto jsou upřednostňovány transformační procesy vykazující vysokou účinnost přeměny chemické energie na energii elektrickou, ať už se jedná o spalování uhlí, či zemního plynu. Z tohoto pohledu jsou nyní kogenerační procesy bezkonkurenční, neboť odpovídající úspora paliva má i výrazně ekologický dopad.

Do bilance energie a oxidu uhličitého v redukčních stanicích využívajících expanzní turbíny v porovnání s kondenzačními elektrárnami vstupuje velmi výhodná měrná spotřeba paliva, od které se odvíjí i snížené emise.

Na příklad u systémů využívajících tlakovou energii zemního plynu se teplo přiváděné k předehřívání zemního plynu před jeho expanzí téměř beze zbytku mění na elektrický proud, jestliže se k tomuto účelu využívá i odpadního tepla z turbíny a generátoru.

S ohledem na vysokou účinnost plynového kotle se k výrobě 1 kWh elektrické energie v tomto případě spotřebuje 1,1 kWh chemické energie zemního plynu. Jeho spálením do ovzduší emituje 0,22 CO<sub>2</sub>. Jestliže měrné emise CO<sub>2</sub> při výrobě elektřiny ve všech produkčních systémech dosahují v průměru 0,70 kg CO<sub>2</sub> na 1 kWh<sub>e</sub>, dochází tak ke snížení emise CO<sub>2</sub> přibližně o 0,48 kg CO<sub>2</sub>/1kWh<sub>e</sub>.

Také generace elektřiny v parních redukčních stanicích je doprovázena jen třetinovou ekologickou zátěží proti výrobě stejného množství elektrické energie v kondenzačních elektrárnách.

## **10. ZÁVĚR**

Využívání všech možných zdrojů průmyslové energetiky k generování elektrické energie je v současné energetické situaci nezbytné. Hospodárnost zařízení využívajících exergii (tlakovou energii) plynů a pár je podmíněna ověřováním dosažitelných výsledků u každého zamýšleného případu, neboť různé podmínky využití zařízení se u jednotlivých podniků liší. Zvažuje se zejména velikost zařízení, stupeň celoročního využití, výrobní náklady na teplo a elektřinu i návratnost investic.

U systémů navrhovaných k využívání tlakové energie plynu lze dosáhnout návratnosti (vyhodnocené bez uvažování diskontní sazby) kratší než 2 až 3 roky jen ve zvlášť příznivých případech s ohledem na nutný ohřev plynu před expanzí. Doba návratnosti finančních prostředků vynaložených na kogenerační využití technologické páry je již u dobře navržených soustrojí kratší než 2 roky.

V obou případech však jde o infrastrukturní opatření, kdy můžeme připustit i delší časová období. Výroba a spotřeba elektrické energie jsou ve všech dokumentech Evropské unie považovány za klíčový sektor průmyslového rozvoje ovlivňující kvalitu života, životní prostředí, čerpání neobnovitelných zdrojů i pro vytváření pracovních příležitosti. Navíc, ve srovnání s využíváním větrné a sluneční energie, jsou kogenerační systémy pro sdruženou výrobu tepla a elektřiny nesrovnatelně výhodnější.

K hospodárnému provozu těchto zařízení je však třeba zajistit:

- výrobu malých vysokoobrátkových turbín s rychlým, automatickým a bezpečným spouštěním,
- zvolení optimálního výkonu turbíny vedoucí k jejímu provozu s co možná nejvyšším využitím během celého roku
- řídicí systém umožňující prakticky bezobslužný provoz podle zadaného provozního režimu, spolehlivé najíždění i havarijní odstavování soustrojí.

Těmto podmínkám zcela vyhovují malé radiální turbíny vyráběné na příklad v První brněnské strojírně Velká Bíteš, a.s.

Nově vyvíjené malé turbíny do výkonu 300 kW nové generace s vysokofrekvenčním výkonovým měničem budou z tohoto pohledu špičkovými výrobky. Jsou konstruovány bez převodové skříně, dosahují vyšší životnosti a současně pracují s nižší hlučností. Otáčky turbíny se mění k trvalému dosažení maximální účinnosti. To vše je provázeno značnou investiční náročností, takže jejich současné využití v našich podmínkách je jen výhledové.

Podpora nových řešení v energetice je očekávána po schválení Státní energetické politiky. Dosud však vláda nerozhodla, kterou ze tří navržených základních variant schválí. První varianta se opírá o domácí nerostné zdroje, druhá předpokládá větší uplatnění zemního plynu a úspor energie. Třetí, nejdražší varianta nepočítá oproti ostatním se zvyšováním spotřeby elektřiny. Nepovažuje za nutné, aby byla dostavěna jaderná elektrárna Temelín, podporuje program na úspory energií a využití obnovitelných zdrojů energie. Jde o variantu v horizontu roku 2010 nejdražší.



## **LITERATURA**

- [L1] Augustin, T.: Využití tlakové energie zemního plynu – cesta k úsporám energie. Energetika 2/98
- [L2] Baehr, H.D.: Thermodynamik. Springer-Verlag Berlin, 1966
- [L3] Holman, O.: Ekonomická efektivnost v investiční výstavbě. Energetika 7-8/96
- [L4] Kalčík, J.: Technická termodynamika. ČSA Praha, 1963
- [L5] Kaminský, J., Vrtek, M.: Obnovitelné a alternativní zdroje energie. Česká energetická agentura. Praha 1998
- [L6] Kubiš, S.: Dvoustupňová rychloběžná parní turbína STG II-R. Energetika 12/97
- [L7] Šubart, F.: Základy technické termodynamiky. VAAZ Brno 1963
- [L8] Šťastný, J., Tůma, J.: Možnosti využití vysokoobrátkové turbíny v průmyslové praxi. Energetika 4/97
- [L9] Vazač, V.: Technicko-ekonomické předpoklady efektivní výroby elektřiny a tepla v kogeneračních jednotkách s plynovými motory. Energetika 3/98
- [L10] PBS Velká Bíteš a.s.: Rychloběžné expanční turbíny. Firemní literatura

## **Seznam obrázků**

Obr. 1 Exergie plynu v T-s diagramu, $s_0 > s_1$ .....	10
Obr. 2 Exergie plynu v T-s diagramu, $s_1 > s_0$ .....	11
Obr. 3 Exergie páry v T-s diagramu .....	11
Obr. 4 i-s diagram .....	12
Obr. 5 Schéma transformace tepla v ideálním oběhu .....	13
Obr. 6 Exergie sdíleného tepla v T-s diagramu, je-li a) $T_A = T_O$ , b) $T_A > T_O$ .....	15
Obr. 7 Carnotův oběh v T-s diagramu .....	15
Obr. 8 Rankin – Clausiův oběh .....	16
Obr. 9 Ztráta exergie při sdílení tepla .....	18
Obr. 10 Sdílení tepla v T-s diagramu .....	18
Obr. 11 Proudění tekutiny clonou .....	19
Obr. 12 i-s diagram stavových změn v místě škrcení .....	20
Obr. 13 Inverzní křivky v T-s diagramu .....	21
Obr. 14 Změna exergie při škrcení, exergetické ztráty v T-s diagramu .....	22
Obr. 15 i-s diagram exergetické bilance .....	23
Obr. 16 Znázornění exergetických ztrát v oblasti páry .....	23
Obr. 17 T-s diagram porovnávající ztrátu exergie škrcením ve dvou tlakových hladinách .....	24
Obr. 18 Schéma redukční stanice s regulačním ventilem .....	25
Obr. 19 Princip práce turbíny .....	27
Obr. 20 Třírychlostní rovnotlaká turbína .....	28
Obr. 21 Průběh účinnosti stupňů rovnotlakých (A), přetlakových (B) a dvourychlostních (C) .....	29
Obr. 22 Průběh transformace v i-s diagramu .....	30
Obr. 23 Schéma dvoustupňové radiální turbíny .....	34
Obr. 24 Redukční stanice s protitlakou turbínou .....	36
Obr. 25 i-s diagram stavových změn v redukční stanici .....	37
Obr. 26 Entropický diagram předávací stanice .....	39
Obr. 27 Zjednodušené schéma zařízení k využití tlakové energie zemního plynu k výrobě elektrické energie .....	39
Obr. 28 Mezinárodní porovnání cen elektrické energie (0,01 USD) v lednu 1995 .....	41
Obr. 29 Maximální ceny zemního plynu pro velkoodběratele (Kč/m <sup>3</sup> ) .....	43
Obr. 30 Vývoj spotřeby zemního plynu v ČR .....	43

Obr. 31 Doba návratnosti investičních nákladů .....	44
Obr. 32 Vliv diskontní sazby na hodnotu prostředků Fp.....	45
Obr. 33 Míra inflace v ČR v % (meziroční průměr) .....	46

$I = E + B$	(J) [1]	9
$i = e + b$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [2]	9
$a_{ie} = i_1 - i_{1x} = i_1 - i_o$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [3]	10
$a_{it} = T_o \cdot (s_o - s_1)$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [4]	10
$e_1 = i_1 - i_o + T_o \cdot (s_o - s_1)$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [5]	10
$b_1 = i_o - T_o \cdot (s_o - s_1)$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [6]	10
$e_1 = i_1 - i_o - T_o \cdot (s_1 - s_o)$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [7]	11
$b_1 = i_o + T_o \cdot (s_1 - s_o)$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [8]	11
$i_{1x} = i_o + T_o \cdot (s_1 - s_o)$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [9]	11
$e_1 = i_1 - i_{1x}$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [10]	12
$b_1 = i_{1x}$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [11]	12
$\left(\frac{di}{ds}\right)_p = T$	(K) [12]	12
$T_o \cdot (s_o - s_1) = i_o - i_x$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [13]	12
$e_x = i_x - i_o - T_o \cdot (s_x - s_o) = 0$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [14]	12
$e_Q = \int_1^2 (T - T_o) ds = \int_1^2 (T - T_o) \frac{dq}{T} = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) dq$	(J.kg <sup>-1</sup> )	[15] 14
$E_Q = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) dQ = \int_1^2 \eta_{CA} dQ$	(J) [16]	14
$\eta_{CA} = \left(1 - \frac{T_o}{T}\right)$	(-) [17]	14
$B_Q = Q_o = Q - E_Q = T_o \int_1^2 \frac{1}{T} dQ$	(J) [18]	14
$\eta_s = \frac{\eta}{\eta_{CA}} = \eta \cdot \frac{T}{T - T_o}$	(-) [19]	15
$e_Q = \int_N^1 \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) dq = i_1 - i_A - (i_N - i_o)$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [20]	16

$b_Q = T_O \cdot (s_1 - s_N)$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [21]	16
$\eta_{\text{RCO}} = \frac{i_1 - i_A - (i_N - i_O)}{i_1 - i_N}$	(-) [22]	16
$\eta_{\text{RCO}} = \frac{i_1 - i_A}{i_1 - i_N}$	(-) [23]	16
$e_Z = e_1 - e_2 = b_2 - b_1$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [24]	17
$E_Z = Q \cdot \frac{T_O}{T} = B_Q$	(J) [25]	17
$E_Z = E_A - E_B = T_O \cdot Q \cdot \frac{T_A - T_B}{T_A \cdot T_B}$	(J) [26]	18
$e_Z = T_O \cdot (s_2 - s_1)$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [27]	19
$\frac{w_1^2}{2} + i_1 = \frac{w_2^2}{2} + i_2$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [28]	20
$i_1 = i_2 = \text{konst.}, \quad \text{resp. } di = 0$	[29]	20
$\int_0^1 c_p \, dT = \int_0^2 c_p \, dT$	[30]	21
$K_{\text{JT}} = \frac{\Delta T}{\Delta p}$	(-) [31]	21
$k_{\text{JT}} = \frac{dT}{dp}$	(-) [32]	21
$E_Z = E_1 - E_2 = m \cdot e_Z$	(J) [33]	22
$e_Z = e_1 - e_2 = T_O \cdot (s_2 - s_1) = b_2 - b_1$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [34]	22
$\cancel{m_1} \cdot i_1 + \cancel{m_k} \cdot i_k = \cancel{m_2} \cdot i_2$	[35]	26
$i_1 = i_{\text{Aie}} + \frac{c_{\text{Aie}}^2}{2}$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [36]	30
$c_{\text{Aie}} = \sqrt{2 \cdot (i_1 - i_{\text{Aie}})}$	(m.s <sup>-1</sup> ) [37]	30
$c_2 = \phi \cdot c_{\text{Aie}}$	(m.s <sup>-1</sup> ) [38]	31
$a_{\text{zd}} = \frac{c_{\text{Aie}}^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} = \frac{c_{\text{Aie}}^2}{2} \cdot (1 - \phi^2)$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [39]	31
$w_2 = \psi \cdot w_1$	(m.s <sup>-1</sup> ) [40]	31
$w_{\text{zL}} = \frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \frac{w_1^2}{2} \cdot (1 - \psi^2)$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [41]	31

$a_{ZV} = \frac{c_3^2}{2} = i_1 - i_3$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [42]	31
$e_1 = e_3 + \frac{c_3^2}{2} + e_Z$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [43]	32
$e_Z = T_O \cdot (s_3 - s_1)$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [44]	32
$\eta_C = \frac{P_G}{P_{PR}} = \frac{P_G}{\dot{m}_p \cdot (i_1 - i_N)}$	(-) [45]	32
$P_{ie} = \dot{m}_p \cdot (i_1 - i_{Aie})$	(W) [46]	32
$\eta_{ie-T} = \frac{P_T}{P_{ie}}$	(-) [47]	32
$\eta_{ie-T} = \eta_{vn} \cdot \eta_m = \frac{P_{vn}}{P_{ie}} \cdot \frac{P_T}{P_{vn}}$	(-) [48]	33
$\eta_G = \frac{P_T}{P_G}$	(-) [49]	33
$\eta_{TS} = \frac{P_{ie}}{P_G} = \eta_{ie-T} \cdot \eta_G$	(-) [50]	33
$\eta_C = \eta_{RCO} \cdot \eta_{ie-T} \cdot \eta_G$	(-) [51]	33
$C_m = \frac{\dot{m}_p}{P_G} = \frac{1}{\eta_c \cdot (i_1 - i_N)}$	(kg.kW <sup>-1</sup> ) [52]	33
$C_Q = \frac{\dot{m}_p \cdot (i_1 - i_N)}{P_G} = \frac{1}{\eta_c}$	(kW <sub>t</sub> .kW <sub>e</sub> <sup>-1</sup> ) [53]	33
$\Delta i = i_2 - i_3 = i_1 - i_3$	(J.kg <sup>-1</sup> ) [54]	37
$\dot{Q}_S = \dot{Q}_T$	(kW) [55]	37
$\Delta \dot{m} = \dot{m} \cdot \frac{i_1 - i_3}{i_3 - i_N}$	(kg.s <sup>-1</sup> ) [56]	37
$\Delta \dot{Q}_K = \Delta \dot{m} \cdot (i_1 - i_N)$	(kW) [57]	37
$P_{vn} = (\dot{m} + \Delta \dot{m}) \cdot (i_1 - i_3)$	(kW) [58]	37
$V = \tau \cdot P_{el} \cdot (N_n - N_c)$	(Kč.r <sup>-1</sup> ) [59]	41
$N_c = N_i + N_p + N_o$	(Kč.kWh <sup>-1</sup> ) [60]	42
$C_i = \frac{C_{dk}}{P_{el}}$	(Kč.kW <sup>-1</sup> ) [61]	42

$N_i = \frac{C_i}{T \cdot \tau}$	(Kč.kWh <sup>-1</sup> ) [62]	42
$N_p = m_{sp} \cdot C_p$	(Kč.kW <sup>-1</sup> ) [63]	42
$D_n = \frac{Cdk}{V} = \frac{C_i}{\tau \cdot (N_n - N_c)}$	(r) [64]	44
$F_p = \frac{100}{(1+d)^t}$	(-) [65]	45
$N_{id} = N_i \cdot \frac{d \cdot (1+d)^t}{(1+d)^T - 1}$	(Kč/kWh) [66]	45
$d_N = (1 + d_R) \cdot (1 + i) - 1$	(-) [67]	46
$d_N = d_R + i$	(-) [68]	46
$DCF_{T_0} = \sum_{t=1}^{T_0} CF_t \cdot (1+d)^{-t}$	(Kč) [69]	47
$\sum_{t=1}^{T_0} CF_t \cdot (1+IRR)^{-t} = 0$	[70]	47
$\sum_{t=1}^{Dnd} CF_t \cdot (1+d)^{-t} = 0$	[71]	48