

Parní turbíny a příslušenství



Parní turbíny a příslušenství

Parní turbíny a příslušenství (elektronické vydání)

Ing. Ladislav Krajíc, Ph.D.

Grafický návrh obálky:
Tereza Saitzová

Vydala:
Západočeská univerzita v Plzni
P.O.Box 314, Univerzitní 8, 306 14 Plzeň

1. vydání, 280 stran
Pořadové číslo: 2272, ediční číslo: 55-063-17
Plzeň 2017

ISBN 978-80-261-0732-3
ISBN 978-80-261-0731-6 (tištěné vydání)

© Ing. Ladislav Krajíc, Ph.D.
Západočeská univerzita v Plzni

<https://doi.org/10.24132/ZCU.2017.07323>

Obsah

Seznam použitých symbolů a indexů. *).....	9
1. Tepelné oběhy parních turbínových zařízení a vliv parametrů na tepelnou účinnost.....	11
1.1. Tepelné oběhy parních turbínových zařízení	11
1.1.1. Elektrárenské provozy	11
1.1.1.1. Kondenzační elektrárny	11
1.2. Účinnost tepelných cyklů parních turbínových zařízení	12
1.2.1. Tepelná účinnost	12
1.2.2. Termodynamická účinnost.....	15
1.2.3. Tepelná a termodynamická účinnost turbosoustrojí.....	16
1.2.4. Měrná spotřeba páry	18
1.2.5. Měrná spotřeba tepla.....	19
1.3. Vliv parametrů páry na tepelnou účinnost	19
1.3.1. Vliv teploty vstupní páry [T_0].....	20
1.3.2. Vliv tlaku vstupní páry	21
1.3.3. Vliv protitlaku ve výstupním hrdle turbíny	24
1.4. Prostředky ke zvyšování tepelné účinnosti	25
1.4.1. Přehřívání páry v kotli	25
1.4.1.1. Tepelná účinnost cyklu při přehřívání páry v kotli.....	28
1.4.1.2. Parametry přehřáté páry	29
1.4.2. Ohřívání napájecí vody odběrovou párou	35
1.5. Separace a přehřívání páry v jaderných elektrárnách	37
2. Proudění páry v turbínových lopatkových mřížích	38
2.1. Úvod - typy parních turbín dle konstrukce a účelu užití	38
2.1.1. Dle směru průtoku páry:.....	38
2.1.2. Dle počtu stupňů:	38
2.1.3. Dle typu lopatkování:	38
2.1.4. Dle tlaku páry na výstupu z turbíny:	38
2.1.5. Turbíny s regulovanými odběry páry.....	40
2.2. Základní rovnice pro proudění páry v lopatkových kanálech	41
2.2.1. Stavová rovnice.....	41
2.2.2. Rovnice kontinuity.....	42
2.2.3. Rovnice změny hybnosti	43
2.2.4. Rovnice zachování energie	44
2.3. Průtok páry dýzami	45
2.3.1. Zúžená dýza	45
2.3.2. Chování zúžené dýzy při změněných podmínkách.....	50
2.3.3. Rozšířená (Lavalova) dýza	52
2.3.4. Chování Lavalovy dýzy při změněných podmínkách.....	53
2.4. Energetické ztráty při proudění reálné tekutiny	55
2.5. Turbínové lopatkové mříže	56
2.6. Ztráty energie při obtékání turbínových lopatek	58
2.6.1. Profilové ztráty pro podzvukové proudění	58
2.6.2. Okrajové ztráty	60
2.6.3. Ztráty rozvějířením	61
2.6.4. Ztráty způsobené interakcí sousedních mříží ve stupni i ve více stupňových turbínách	61
2.6.5. Ztráty spojené s nedokonalým obtékáním mříží unikem páry v turbínových stupních s oběžnými lopatkami bez bandáže.....	62

2.6.6.	Ztráty při proudění mokré páry	62
2.6.7.	Součinitel průtoku lopatkovou mříží.....	62
2.6.8.	Výstupní úhly z turbínových mříží.....	62
2.7.	Odklon proudu šikmo seřiznutých dýz	63
2.8.	Proudění mokré páry v turbínových stupních	64
2.8.1.	Mokrá pára v rovnovážném stavu	64
2.8.2.	Expanze páry začínající nad horní mezní křivkou a končící v oblasti mokré páry	64
2.8.2.1.	Veličiny používané při vyšetřování stavu páry při expanzi v turbínových stupních .	64
2.8.2.2.	Fyzikální chování páry v oblasti mokré páry - přesycení a podchlazení	65
3.	Turbínový stupeň	70
3.1.	Přeměna energie v axiálním stupni	70
3.2.	Termodynamická lopatková účinnost turbínového stupně	77
3.2.1.	Termodynamická lopatková účinnost stupně pro obecný případ, kdy hodnota κ_{VT} není ani 1 ani 0	77
3.2.2.	Termodynamická lopatková účinnost stupně pro případ, kdy se veškerá výstupní energie využije v následujícím stupni, to je když $\kappa_{VT} = 1$ (značení *)	79
3.2.3.	Termodynamická lopatková účinnost stupně pro případ, kdy se jedná o samostatně pracující stupeň nebo o poslední stupeň turbíny a kdy $\kappa_{VT} = 0$ a $e_0 = c_f^2/2$ (značení **)	79
3.2.4.	Termodynamická lopatková účinnost stupně pro případ, kdy rovnotlaký stupeň ($p = 0$) pracuje s plnou ztrátou výstupní rychlostí ($\kappa_{VT} = 0$) a kdy $w_{2s} = w_1$ (značení ***)	79
3.2.5.	Poměr $(u/c_f)_{opt}$ pro stupně s různým p	81
3.2.6.	Termodynamická lopatková účinnost rychlostního stupně (Curtisova stupně)	84
3.3.	Návrh stupně	86
3.3.1.	Volba rozhodujících charakteristik	86
3.3.2.	Volba reakce	87
3.3.3.	Volba rychlostního poměru u/c_f	87
3.3.4.	Stanovení základních rozměrů turbínových stupňů	87
3.3.4.1.	Výpočet rozváděcího lopatkování	88
3.3.4.2.	Výpočet oběžného lopatkování	91
3.3.5.	Profil velmi dlouhých lopatek. Metody nakroucení lopatek	92
3.3.5.1.	Nakroucení podle zákona volného víru - konstantní cirkulace kolem profilu	94
3.3.5.2.	Nakroucení lopatky dle zákona $\alpha_1 = konst$ [konstantní výstupní úhel z rozváděcích lopatek].....	96
3.4.	Vnitřní termodynamická účinnost stupně – další přídavné ztráty.....	101
3.4.1.	Ztráta třením kol v páře	102
3.4.2.	Snížení účinnosti v důsledku částečného ostříku.....	103
3.4.3.	Ztráty netěsností labyrintových ucpávek.....	104
3.4.4.	Vliv vlhkosti páry na účinnost stupně.....	106
3.4.5.	Příklad stanovení obvodové účinnosti turbínových stupňů.....	108
4.	Vicestupňové parní turbíny	115
4.1.	Vlastnosti vicestupňové turbíny	115
4.1.1.	Rovnotlaká turbína.....	116
4.1.2.	Přetlaková turbína	119
4.1.3.	Shrnutí vlastností mnohostupňové turbíny	122
4.2.	Součinitel zpětného využití tepla (reheat faktor)	123
4.3.	Eroze oběžných lopatek a opatření k jejímu omezení.....	127
4.4.	Erozní koroze materiálu turbíny a potrubních systémů proudící vlhkou párou	135
4.5.	Vnitřní a vnější labyrintové ucpávky - systémy ucpávkové páry	136
4.6.	Osové síly v turbíně	141
4.6.1.	Osová síla řadového stupně rovnotlaké turbíny.....	141

PARNÍ TURBÍNY A PŘÍSLUŠENSTVÍ

4.6.2.	Osová síla stupňů přetlakových turbín.....	142
5.	Konstrukční návrh vícestupňové turbíny	146
5.1.	Základy konstrukčního návrhu.....	146
5.1.1.	Základní technické údaje o turbíně a turbínovém zařízení	146
5.1.2.	Tepelné schéma zařízení	146
5.1.3.	Regulační stupeň a první neregulační stupeň.....	149
5.2.	Poslední stupeň stupňové části turbíny, mezní výkon turbíny	150
5.3.	Rozdělení entalpických spádů v turbíně	154
5.4.	Přibližný výpočet účinnosti turbíny a jednotlivých úseků průtočné části – dle [1] .	157
5.5.	Určení otáček a počtu os	160
5.5.1.	Určení otáček turbíny	160
5.5.1.1.	Turbíny pro pohon elektrických generátorů.....	161
5.5.2.	Volba počtu os.....	164
6.	Průtok stupněm za změněných podmínek.....	165
6.1.	Reakce stupně za změněných podmínek.....	167
7.	Vlastnosti vícestupňové turbíny při změněných podmínkách	169
7.1.	Činnost parní turbíny při změně zatížení	169
7.2.	Průtok páry turbínou	169
7.2.1.	Přibližné řešení průtoku stupňovou částí turbíny.....	169
7.2.2.	Turbína s regulačním stupněm	172
7.2.3.	Turbína s regulací škrcením nebo klouzavým tlakem - vliv teploty vstupní páry	174
7.2.4.	Expanze začínající ve vlhké páře - rozšíření o suchost páry	175
7.2.5.	Regenerační odběry pro ohřívání vlastního kondenzátu při změně zatížení	176
7.3.	Rozdělení tlaků a tepelných spádů při změně zatížení a protitlaku	177
7.3.1.	Rozdělení tlaků a tepelných spádů při změně zatížení a protitlaku při podkritickém proudění	177
7.3.2.	Rozdělení tlaků a tepelných spádů při změně zatížení a protitlaku při kritickém proudění	180
7.4.	Proudění turbínou s různými typy regulace při změně hmotnostního průtoku páry	180
7.4.1.	Regulace škrcením.....	181
7.4.2.	Regulace skupinová.....	182
7.4.3.	Regulace klouzavým tlakem.....	185
7.4.4.	Porovnání způsobů regulace parní turbíny	186
7.5.	Vnější vlivy na průtok turbínou	190
7.5.1.	Vliv změny vstupního tlaku	190
7.5.2.	Vliv změny teploty vstupní páry	194
7.5.2.1.	Turbíny na přehřátou páru.....	194
7.5.2.2.	Turbína na sytou páru.....	198
7.5.3.	Vliv změny protitlaku	200
7.5.3.1.	Změna výkonu kondenzační turbíny jako změna výkonu posledního stupně.....	201
8.	Kondenzace páry u parních turbín	208
8.1.	Popis systému kondenzace	208
8.2.	Požadavky na kondenzátor parní turbíny	210
8.3.	Sdílení tepla v povrchovém kondenzátoru	211
8.3.1.	Tlak v kondenzátoru v závislosti na teplotě chladicí vody vstupující do kondenzátoru [t_{1v}].....	214
8.4.	Nekondenzovatelné plyny v kondenzátoru a ve vakuové části potrubního systému, jejich odsávání.....	215
8.4.1.	Vzduch a nekondenzovatelné plyny v kondenzátoru.....	216

8.4.2.	Průtok vzduchu přisávaného netěsnostmi do vakuového systému a odsávaného vodoproudými vývěvami	216
8.4.2.1.	Určení hmotnostního průtoku vzduchu přisávaného do vakuového systému a odsávaného vývěvami pomocí změřené charakteristiky vývěv	216
8.4.2.2.	Určení hmotnostního průtoku vzduchu přisávaného do vakuového systému a odsávaného vývěvami pomocí měřeného spadku vakua v kondenzátoru turbíny	220
8.4.3.	Odsávání nekondenzovatelných plynů paroproudými vývěvami.....	220
8.5.	Kondenzátor při změněných provozních podmínkách.....	224
8.5.1.	Změna tlaku v kondenzátoru při změně zatížení turbíny.....	224
9.	Regenerace – ohřívání kondenzátu odběrovou párou	226
9.1.	Teoretická ideální regenerace	226
9.2.	Jednostupňový ohřev kondenzátu parního turbínového zařízení a vícestupňový ohřev kondenzátu	228
9.3.	Teplota napájecí vody	230
9.4.	Schéma a provedení regeneračního systému.....	231
9.4.1.	Nízkotlaká regenerace	232
9.4.2.	Napájecí nádrž.....	233
9.4.3.	Vysokotlaká regenerace	234
9.5.	Tepelný výpočet regeneračních ohříváků	235
9.6.	Návrh a výpočet tepelného schématu.....	236
9.6.1.	Volba teploty napájecí vody	236
9.6.2.	Počet regeneračních stupňů a jejich rozdělení	236
9.6.3.	Příklad výpočtu regenerace turbíny s přehříváním páry	238
9.6.3.1.	Tepelná bilance vysokotlakého ohříváku č. 3 (nejvýše řazený) pro zvolený průtok napájecí vody $\dot{m}_v = 100 \text{ kg/s}$	241
9.6.3.2.	Tepelná bilance vysokotlakého ohříváku č. 2	241
9.6.3.3.	Tepelná bilance vysokotlakého ohříváku č. 1	242
9.6.3.4.	Teplota napájecí vody na vstupu do kotle.....	242
9.6.3.5.	Průtok odběrové páry do odplynovačku	243
9.6.3.6.	Nízkotlaká regenerace	243
9.6.3.7.	Průtok páry do kondenzátoru	243
9.6.3.8.	Průtok páry pro pohon turbonapáječky	243
10.	Separace vlhkosti a přehřívání páry u turbín v jaderných elektrárnách s tlakovodním reaktorem.	245
10.1.	Účel systému	245
10.2.	Volba dělicího tlaku p_d , při kterém se provádí separace vlhkosti a přehřívání páry	248
10.3.	Hlavní zařízení systému separace a přehřívání páry.....	249
11.	Základ turbosoustrojí	254
11.1.	Pevný rámový základ	255
11.2.	Pružně uložená základová deska na železobetonové turbostolici	256
11.3.	Uložení turbíny na základu	258
11.3.1.	Pevný základ a konstrukce turbosoustrojí, kdy se celá statorová soustava posouvá po kozlících základu.....	259
11.3.2.	Pružný základ a konstrukce turbosoustrojí s ložiskovými stojany pevně připojenými ke kozlíkům	260
11.4.	Rotorová soustava	265
11.5.	Deformace základu po najetí turbosoustrojí	266
12.	Chladicí okruh kondenzátoru	267
12.1.	Zařízení chladicího okruhu	267
12.2.	Chladicí věže.....	267

PARNÍ TURBÍNY A PŘÍSLUŠENSTVÍ

12.2.1. Přenos tepla v chladicích věžích.....	269
12.2.2. Provoz chladicích věží.....	275
12.2.2.1.Problémy v zimním období.....	275
12.2.3. Měření chladicích věží	276
12.2.3.1.Chladicí účinek – chladicí křivky	276
12.2.3.2.Tepelná charakteristika chladicí věže	277
12.2.3.3.Odporová charakteristika věže	279

PARNÍ TURBÍNY A PŘÍSLUŠENSTVÍ

Literatura:*

- [1] Ščeglajev, A.V.: Parní turbíny. SNTL, Praha 1983.
- [2] Ambrož, J.: Parní turbíny a kondenzace. ČVUT, Praha 1980.
- [3] Ambrož, J.: Parní turbína za změněných podmínek. SNTL, Praha 1973.
- [4] Kalčík J.: Technická termodynamika. SNTL, Praha 1974.
- [5] Gyarmathy, G.: Grundlagen einer Theorie der Nassdampfturbine. Juris-Verlag, Zürich 1964.
- [6] Maštovský, O.: Hydromechanika. SNTL, Praha 1964.
- [7] Bečvář, J.: Tepelné turbíny. SNTL, Praha 1968.
- [8] Mikyška, L. - Šebek, J.: Chladicí věže. SNTL, Praha 1989.
- [9] Zemánek, J.: Heat and mass transfer in cooling tower packings. SNTL, Praha 1989.
- [10] Sazima, M.: Sdílení tepla. SNTL, Praha 1993.

* Seznam příslušné literatury je uveden na konci každé kapitoly.

Seznam použitých symbolů a indexů.*)

A	práce odevzdaná za jednotku času	[J/s]
a	práce odvedená 1 kg protékající páry	[J/kg]
a	rychlost zvuku	[m/s]
a_T	práce skutečně získaná expanzí 1 kg páry v turbíně	[kJ/kg]
a_{Ts}	izentropická práce získaná 1 kg páry v turbíně	[kJ/kg]
a_u	mechanická práce vztažená na 1 kg páry	[J/kg]
b	tětiva profilu lopatky	[m]
c	rychlost	[m/s]
c_f	fiktivní rychlost	[m/s]
c_p	měrná tepelná kapacita při stálém tlaku	[J/(kg · K)]
d	průměr	[m]
d_{Sv}	měrná spotřeba páry	[kg/kWh]
h	měrná entalpie	[kJ/kg]
H	tepelný spád	[kJ/kg]
l	délka lopatky	[m]
$\bar{l}$	poměrná délka lopatky	[1]
m	exponent polytropy při průtoku páry stupňovitou částí turbíny	[-]
$\dot{m}$	hmotnostní průtok	[kg/s]
$\dot{m}_K$	hmotnostní průtok páry posledním stupněm	[kg/s]
M	Machovo číslo	[1]
M_k	kroutící moment	[Nm]
$\dot{M}$	hmotnostní průtok	[kg/h]
n	exponent polytropy při průtoku páry regulačním stupněm	[-]
n	otáčky	[1/s]
p	tlak	[Pa]
P	výkon	[kW, MW]
q	bezrozměrný hmotnostní průtok	[1]
Q	část tepelných ztrát ve stupních turbíny využitá v následujících turbínových stupních	[kJ/kg]
q	hustota tepelného toku	[W/m ²]
q	množství tepla přivedeného 1 kg proudící látky	[J/kg]
Q	tepelný tok	[W/m ²]
Q	tepelný výkon	[kW]
q_{sekSv}	sekundová měrná spotřeba tepla	[1]
q_{Sv}	měrná spotřeba tepla	[kJ/kWh]
r	měrná individuální plynová konstanta	[J/(kg · K)]
r	poloměr	[m]
Re	Reynoldsovo číslo	[1]
r_o	poloměr oběžného kola na špičce lopatky	[m]
r_p	patní poloměr oběžného kola	[m]
s	entropie	[kJ/kgK]
S	průtočný průřez	[m ²]
s	tloušťka stěny	[m]
t	rozteč lopatek	[m]
$\bar{t}$	poměrná rozteč	[1]
t	teplota	[°C]
T	teplota	[K]

PARNÍ TURBÍNY A PŘÍSLUŠENSTVÍ

u	obvodová rychlost	[m/s]
u	měrná vnitřní energie	[J/kg]
v	měrný objem	[m ³ /kg]
w	relativní rychlost	[m/s]
W_k	modul průřezu v krutu	[m ³]
x	měrná vlhkost vzduchu	[kg/kg]
x	suchost páry	[1]
y	vlhkost páry	[1]
z	počet lopatek v kruhové lopatkové mříži	[1]
α	součinitel přestupu tepla	[kW/m ² K]
α	úhel absolutní rychlosti	[°]
β	úhel relativní rychlosti	[°]
β_x	součinitel přenosu hmoty vztažený na rozdíl měrných vlhkostí	[kg/m ² s]
δ	úhel odklonu páry v šikmo seříznutém průřezu lopatkové mříže	[°]
Δ_{HR}	tloušťka výstupní hrany lopatky	[m]
Δh_R	ztráty v oběžné mříži	[kJ/kg]
Δh_S	ztráty v rozváděcí mříži	[kJ/kg]
Δh_{vr}	ztráta výstupní rychlostí	[kJ/kg]
ε	poměr tlaků	[1]
ε_*	kritický poměr tlaků	[1]
η	dynamická viskozita	[Pa s]
η_C	tepelná účinnost Carnotova cyklu	[1]
η_t	tepelná účinnost	[1]
η_{td}	termodynamická účinnost	[1]
Θ	převrácená hodnota rozvějíření l/d	[1]
κ	exponent adiabaty	[1]
κ_{vr}	součinitel využití energie páry vystupující ze stupně ve stupni následujícím	[1]
λ	tepelná vodivost	[kW/mK]
λ	vzduchové číslo	[1]
Λ	logaritmické přesycení páry	[1]
μ	součinitel průtoku turbínovou mříží	[1]
ν	kinematická viskozita	[m ² /s]
ξ	poměrná ztráta	[1]
Π	přesycení páry	[1]
ρ	měrná hmotnost	[kg/m ³]
ρ	reakce turbínového stupně	[1]
ρ_o	reakce turbínového stupně na špičce lopatkování	[1]
ρ_p	reakce turbínového stupně na patě lopatkování	[1]
σ	napětí materiálu	[MPa]
τ	čas	[s]
τ_K^D	dovolené napětí v krutu	[N/m ²]
φ	rychlostní součinitel rozváděcí lopatkové mříže	[1]
χ	součinitel průtoku dýzou	[1]
ψ	rychlostní součinitel oběžné lopatkové mříže	[1]
Ω	axiální mezikruhová plocha stupně	[m ²]
ω	úhlová rychlost	[1/s]

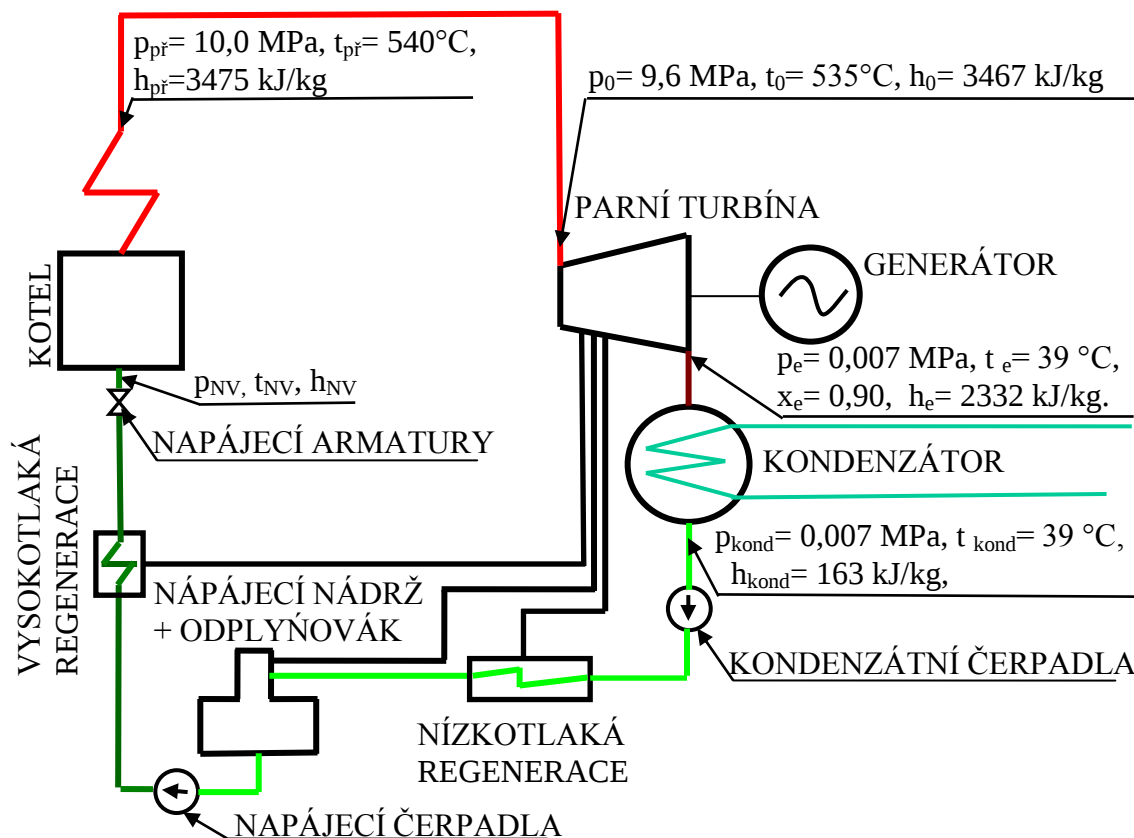
*) symboly a indexy neuvedené v seznamu jsou vysvětleny v textu příslušné kapitoly.

1. Tepelné oběhy parních turbínových zařízení a vliv parametrů na tepelnou účinnost

1.1. Tepelné oběhy parních turbínových zařízení

1.1.1. Elektrárenské provozy

1.1.1.1. Kondenzační elektrárny



Obr. 1-1. Schéma elektrárny na fosilní paliva s kondenzační turbínou.

Na obrázku je znázorněn zjednodušený tepelný cyklus kondenzační elektrárny.

1. Pára se vyrábí v kotli.

Jeho hlavními částmi jsou:

- ohřívací napájecí vody vstupující do kotle,
- výparník, kde dochází k odparu a z něhož vystupuje sytá pára,
- přehřívák, ve kterém se sytá pára přehřívá.

2. Tepelná energie páry se v turbíně mění na energii mechanickou a v generátoru se mění na energii elektrickou.

3. Pára po výstupu z turbíny kondenzuje v kondenzátoru.

4. Kondenzát se čerpá kondenzátním čerpadlem přes nízkotlakou regeneraci do napájecí nádrže s odplyňovákem.

5. Z napájecí nádrže se kondenzát čerpá napájecími čerpadly.

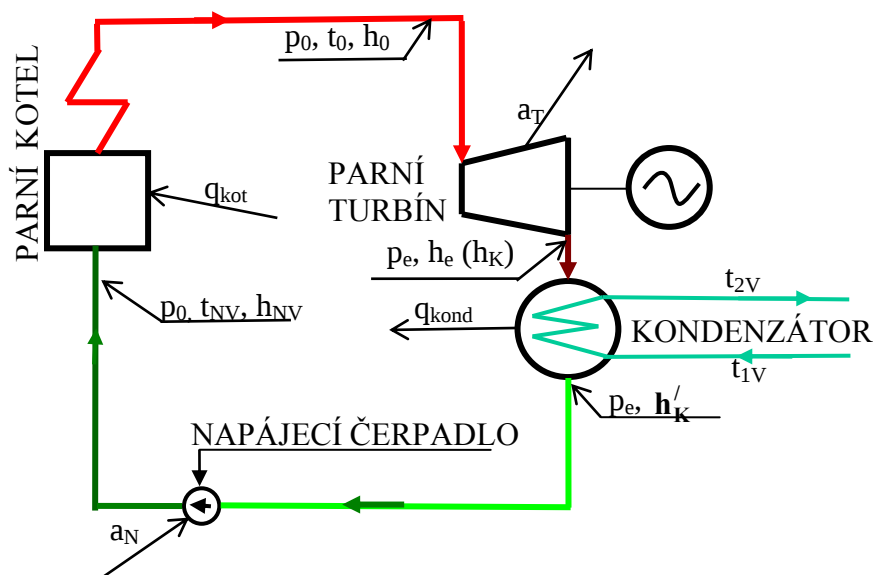
6. Dále prochází vysokotlakou regenerací.

7. V napájecích hlavách, za kterými napájecí voda vstupuje do kotle, je napájecími ventily regulován její průtok.

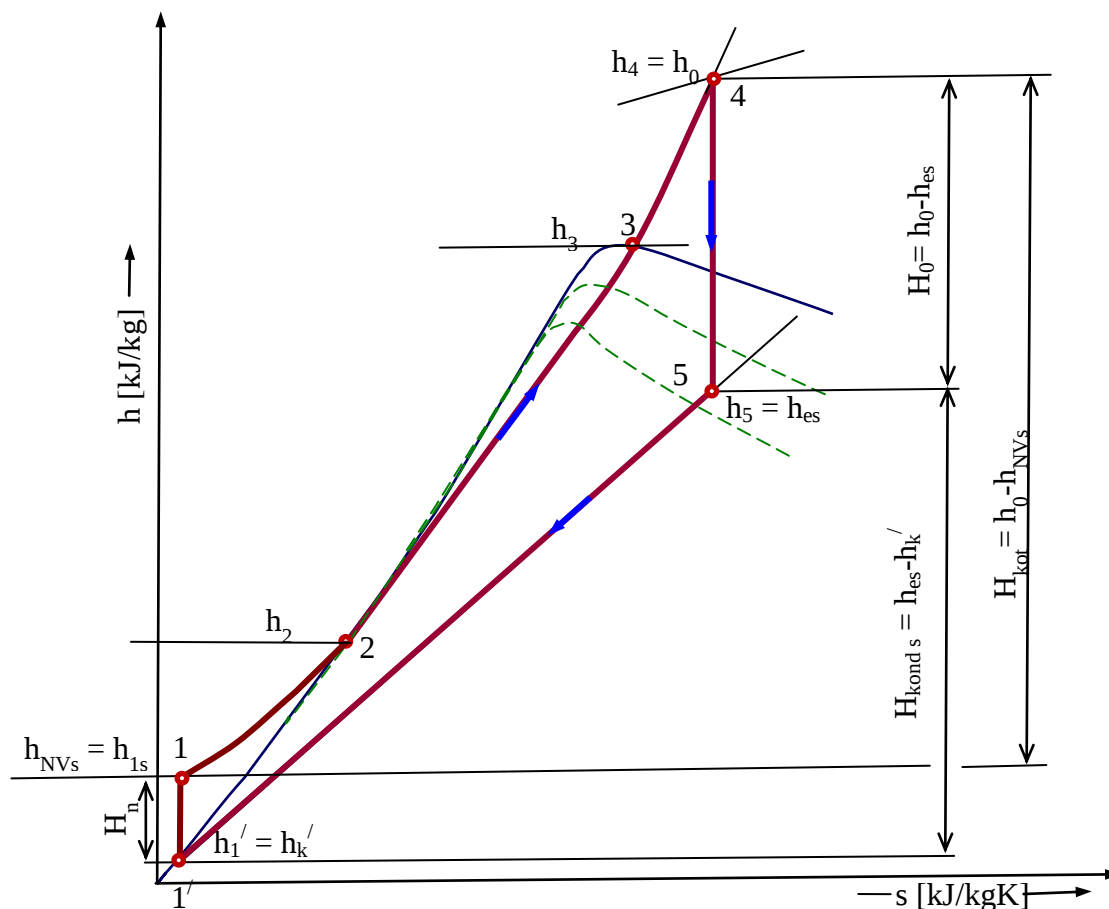
1.2. Účinnost tepelných cyklů parních turbínových zařízení

- Tepelná účinnost
- Termodynamická účinnost

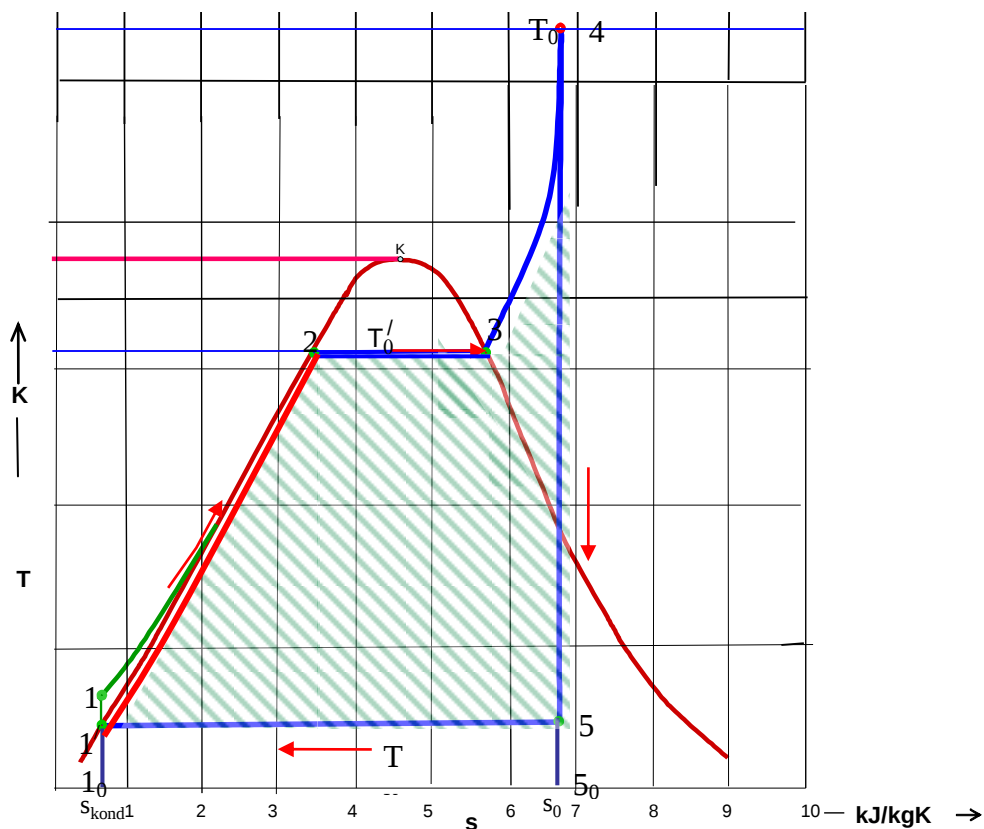
1.2.1. Tepelná účinnost



Obr. 1-2. Zjednodušené schéma energetického bloku s kondenzační turbínou.



Obr 1-29. Tepelný oběh elektrárny s přehříváním páry v kotli, s izentropickou expanzí v turbíně a s uvažováním vlivu napájecího čerpadla v $h-s$ diagramu.



Obr. 1-3. Tepelný oběh elektrárny s přehříváním páry v kotli s izoentropickou expanzí v turbíně a s uvažováním vlivu napájecího čerpadla v $T - s$ diagramu.

- čára $1' \div 1$ znázorňuje stlačení napájecí vody v napájecím čerpadle,
- čára $1 \div 2$ znázorňuje ohřev vody v kotli,
- čára $2 \div 3$ znázorňuje odpar vody ve výparníku,
- čára $3 \div 4$ znázorňuje přehřívání páry v přehříváku kotle,
- přehřátá pára vystupující z přehříváku má entalpii h_0 ,
- čára $4 \div 5$ znázorňuje izoentropickou expanzi v turbíně.

$$\text{Přívod tepla 1 kg vody a páry v parním kotli } q_{\text{kot}} = h_0 - h_{\text{NVs}} \quad (1-1)$$

[plocha 1, 2, 3, 4, 5, 5₀, 1₀, 1]

$$\text{Odvedené teplo 1 kg páry v kondenzátoru } q_{\text{kond s}} = h_{\text{es}} - h'_K \quad (1-2)$$

[plocha 5, 5₀, 1₀, 1', 5]

h_{es} je entalpie páry na výstupu z turbíny při izoentropické expanzi, h'_K je entalpie kondenzátu.

Práce 1 kg páry a, která se získá při izoentropické expanzi (v ideální turbíně)

$$a = q_{\text{kot}} - q_{\text{kond s}} = (h_0 - h_{\text{NVs}}) - (h_{\text{es}} - h'_K) = (h_0 - h_{\text{es}}) - (h_{\text{NVs}} - h'_K) \quad (1-3)$$

[plocha 1', 1, 2, 3, 4, 5, 1']

Práce, která se získá izoentropickou expanzí 1 kg páry v turbíně $a_{\text{Ts}} = h_0 - h_{\text{es}}$.

Práce, která se spotřebuje na stlačení 1 kg kondenzátu napájecím čerpadlem $a_{\text{N}} = h_{\text{NVs}} - h'_K$.

Po dosazení do (1-3) $a = (h_0 - h_{\text{es}}) - (h_{\text{NVs}} - h'_K) = a_{\text{Ts}} - a_{\text{N}}$.

PARNÍ TURBÍNY A PŘÍSLUŠENSTVÍ

Tepelná účinnost ideálního turbínového zařízení je dána poměrem získané práce a tepla přivedeného v kotli

$$\eta_t^s = \frac{a}{q_{\text{kot}}} = \frac{(h_0 - h_{\text{es}}) - (h_{\text{NVs}} - h'_K)}{h_0 - h_{\text{NVs}}}, \text{ po úpravě této rovnice}$$

$$\eta_t^s = \frac{(h_0 - h_{\text{es}}) - (h_{\text{NVs}} - h'_K)}{(h_0 - h'_K) - (h_{\text{NVs}} - h'_K)}. \quad (1-4)$$

Neuvažuje-li se práce napájecího čerpadla, bude tepelná účinnost ideálního cyklu

$$\eta_t^s = \frac{(h_0 - h_{\text{es}})}{(h_0 - h'_K)}. \quad (1-5)$$

Tepelnou účinnost cyklu při **zanedbání práce napájecího čerpadla**, kdy $a_N = 0$ můžeme také určit jiným postupem:

Izoentropický tepelný spád $H_0 = h_0 - h_{\text{es}}$. Pro $H_0 = a_{\text{Ts}}$, je práce 1 kg páry $a = H_0 - a_N$.

Pro $a_N = 0$ vychází $a = H_0$.

Práce, která se získá při izoentropické expanzi 1 kg páry v ideální turbíně, se rovná izoentropickému tepelnému spádu.

V případě, že expanze končí v mokré páře

$$H_0 = h_0 - h_{\text{es}} = (h_0 - h'_K) - (h_{\text{es}} - h'_K) = h_0 - h'_K - q_{\text{kond}} = h_0 - h'_K - T_K \cdot (s_0 - s_{\text{kond}}). \quad (1-6)$$

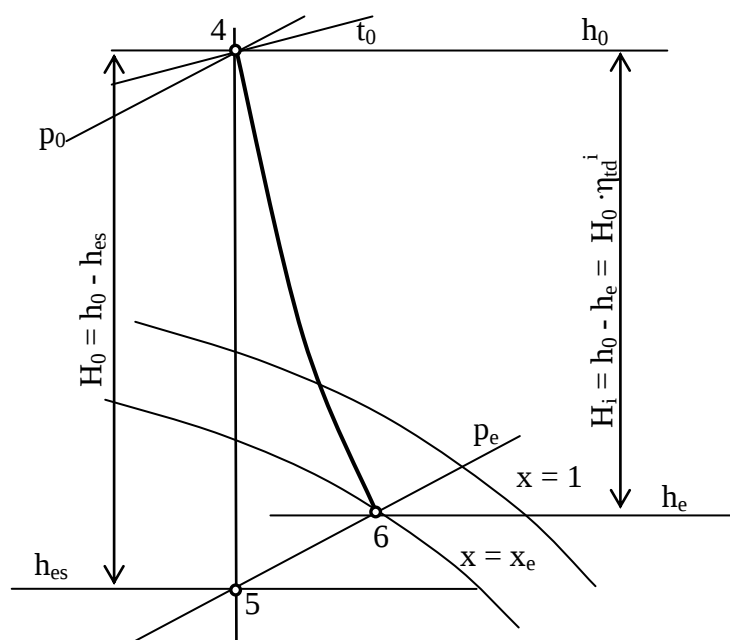
$$\text{Tepelná účinnost } \eta_t^s = \frac{H_0}{h_0 - h'_K} = 1 - \frac{T_K \cdot (s_0 - s_{\text{kond}})}{h_0 - h'_K}. \quad (1-7)$$

Pokud expanze končí v oblasti přehřáté páry, je možno vyjít ze vztahu

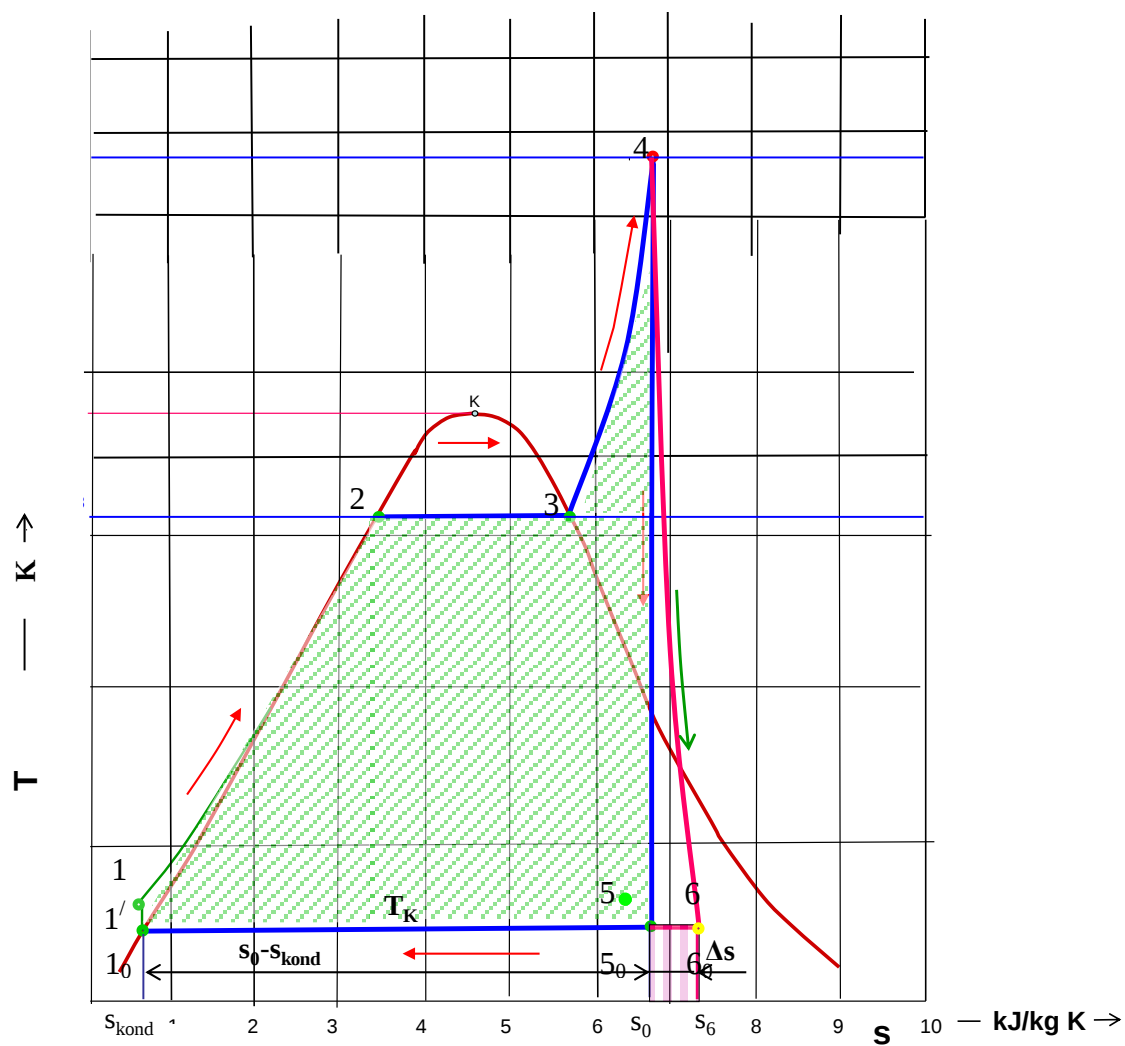
$$H_0 = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p_0 \cdot v_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right] \text{ pro ideální plyn.} \quad (1-8)$$

[$\kappa = 1,3$ je izoentropický exponent pro přehřátou páru; p_0 a v_0 jsou vstupní parametry páry; p_e je tlak v protitlaku (v kondenzátoru).]

1.2.2. Termodynamická účinnost



Obr. 1-4. Expanze páry v turbíně v $h-s$ diagramu.



Obr. 1-5. Skutečný oběh klasické kondenzační elektrárny v $T-s$ diagramu.

PARNÍ TURBÍNY A PŘÍSLUŠENSTVÍ

V reálné turbíně není expanze izoentropická (úsečka 4 - 5), ale probíhá dle čáry 4 - 6. V důsledku ztrát je entalpie emisní páry vyšší než entalpie emisní páry při izoentropické expanzi. Skutečný entalpický spád H_i je menší než izoentropický entalpický spád H_0 .

Neuvažuje-li se práce napájecího čerpadla, je teplo předané v kotli je zobrazeno plochou $1_0, 1', 2, 3, 4, 5, 5_0, 1_0$.

Teplo odvedené v kondenzátoru je dáno plochou $1_0, 1', 5, 6, 6_0, 5_0, 1_0$.

Práce vykonaná expanzí v turbíně je menší.

V případě expanze do mokré páry je

$$a_T = q_{\text{kot}} - q_{\text{kond}} = q_{\text{kot}} - [q_{\text{kond s}} + T_K \cdot (s_6 - s_0)] = q_{\text{kot}} - q_{\text{kond s}} - T_K \cdot \Delta s = H_i. \quad (1-9)$$

$$a_T = h_0 - h_e = H_i$$

Práce, kterou vykoná 1 kg páry při reálné expanzi v turbíně, se nazývá skutečný tepelný spád.

$$\text{Izoentropická práce } a_{Ts} = q_{\text{kot}} - q_{\text{kond s}} = H_0, \quad (1-10)$$

$$a_{Ts} = h_0 - h_{es} = H_0.$$

$$\text{Práce skutečné turbíny } a_T = a_{Ts} - T_K \cdot \Delta s \quad H_i = H_0 - T_K \cdot \Delta s \quad (1-11)$$

Poměr skutečného tepelného spádu k izoentropickému spádu se nazývá termodynamická vnitřní účinnost.

$$\eta_{td}^i = \frac{H_i}{H_0} = \frac{a_T}{a_{Ts}}. \quad (1-12)$$

$$\text{Končí-li expanze v oblasti mokré páry, } \eta_{td}^i = \frac{a_T}{a_{Ts}} = \frac{a_{Ts} - T_K \cdot \Delta s}{a_{Ts}} = 1 - \frac{T_K \cdot \Delta s}{a_{Ts}} \quad (1-13)$$

$$\text{nebo } \eta_{td}^i = \frac{H_i}{H_0} = \frac{H_0 - T_K \cdot \Delta s}{H_0} = 1 - \frac{T_K \cdot \Delta s}{H_0}. \quad (1-14)$$

$$\text{Jiné vyjádření: } \eta_{td}^i = \frac{a_T}{a_{Ts}} = \frac{a_T \cdot \dot{m}}{a_{Ts} \cdot \dot{m}} = \frac{P_i}{P_s}.$$

[P_s je výkon ideální turbíny s izoentropickou expanzí. P_i je vnitřní výkon turbíny, to je výkon odevzdaný párou turbíně.]

1.2.3. Tepelná a termodynamická účinnost turbosoustrojí

Tepelná nebo termická vnitřní účinnost je poměr tepla přeměněného v turbíně v práci k tepleu dodanému vodě a páře v kotli

$$\eta_t^i = \frac{a_T}{q_{\text{kot}}} = \frac{H_i}{h_0 - h'_K} = \frac{H_0 \cdot H_i}{(h_0 - h'_K) \cdot H_0} = \eta_t^s \cdot \eta_{td}^i. \quad (1-15)$$

Tepelnou vnitřní účinnost je také možno vyjádřit jako poměr vnitřního výkonu a sekundového množství tepla dodaného v kotli [Q]

$$\eta_t^i = \frac{a_T}{q_{\text{kot}}} = \frac{a_T \cdot \dot{m}}{q_{\text{kot}} \cdot \dot{m}} = \frac{P_i}{Q}. \quad (1-16)$$

Výkon na spojnici turbíny s generátorem P_{Sp} je menší než vnitřní výkon o mechanické ztráty turbíny ΔP_M

$$P_{Sp} = P_i - \Delta P_M.$$

Poměr skutečného výkonu na spojnici a vnitřního výkonu turbíny se nazývá mechanická

$$\text{účinnost } \eta_M = \frac{P_{Sp}}{P_i}. \quad (1-17)$$

Poměr skutečného výkonu na spojnici P_{Sp} k výkonu ideální turbíny je termodynamická

$$\text{účinnost na spojnici } \eta_{td}^{Sp} = \frac{P_{Sp}}{P_s} = \frac{P_i \cdot P_{Sp}}{P_s \cdot P_i} = \eta_{td}^i \cdot \eta_M. \quad (1-18)$$

Poměr skutečného výkonu na spojnici k tepelnému výkonu předaném v kotli (Q) se nazývá tepelná účinnost parního turbíny na spojnici.

$$\eta_t^{Sp} = \frac{P_{Sp}}{Q} = \frac{P_i \cdot \eta_M}{Q} = \eta_t^i \cdot \eta_M = \eta_t^s \cdot \eta_{td}^{Sp}. \quad (1-19)$$

Výkon turbosoustrojí na svorkách generátoru P_{Sv} (svorkový výkon) je menší než výkon na spojnici P_{Sp} o ztráty generátoru ΔP_G

$$P_{Sv} = P_{Sp} - \Delta P_G.$$

Poměr výkonu na svorkách generátoru P_{Sv} k výkonu na spojnici P_{Sp} se nazývá účinnost

$$\text{elektrického generátoru } \eta_G = \frac{P_{Sv}}{P_{Sp}}. \quad (1-20)$$

Poměr elektrického (svorkového) výkonu k výkonu ideální turbíny s izoentropickou expanzí

$$\text{je termodynamická účinnost parního turbosoustrojí } \eta_{td}^{Sv} = \frac{P_{Sv}}{P_s} = \eta_{td}^{Sp} \cdot \eta_G = \eta_{td}^i \cdot \eta_M \cdot \eta_G. \quad (1-21)$$

Poměr elektrického výkonu k tepelnému výkonu předaném v kotli (Q) se nazývá tepelná účinnost parního turbosoustrojí

$$\eta_t^{Sv} = \frac{P_{Sv}}{Q} = \eta_t^{Sp} \cdot \eta_G = \eta_t^i \cdot \eta_M \cdot \eta_G = \eta_t^s \cdot \eta_{td}^i \cdot \eta_M \cdot \eta_G = \eta_t^s \cdot \eta_{td}^{Sv}. \quad (1-22)$$

Poznámka:

Tepelná účinnost parního turbosoustrojí nevyjadřuje účinnost elektrárny jako celku, neboť nezahrnuje ztráty tepla v kotli, spotřebu energie na pohon čerpadel a dalších zařízení a tlakové ztráty v parovodech.

PARNÍ TURBÍNY A PŘÍSLUŠENSTVÍ

Odečte-li se od výkonu turbosoustrojí na svorkách generátoru P_{Sv} příkon napáječky P_N a dělí-li se tepelným výkonem předaným v kotli Q , dostáváme "čistou" tepelnou účinnost turbosoustrojí

$$\eta_{\text{t netto}}^{\text{Sv}} = \frac{P_{Sv} - P_N}{Q}. \quad (1-23)$$

$$\text{Vnitřní výkon } P_i = \dot{m} \cdot H_i, \text{ průtok páry } \dot{m} = \frac{P_i}{H_i} = \frac{P_i}{H_0 \eta_{td}^i}.$$

[Je-li P_i v kW a H_i v kJ/kg, pak $\dot{m}$ je průtok v kg/s.]

Souhrnná tabulka pro termodynamickou účinnost, tepelnou účinnost a výkon parní turbíny a turbosoustrojí.

	Termodynamická účinnost parní turbíny	Tepelná účinnost parního oběhu	Výkon
Účinnost ideální parní turbíny	$\eta_{td} = 1$	$\eta_t^s = \frac{H_0}{(h_0 - h_K')}$	$P_s = \dot{m} \cdot H_0$
Účinnost vnitřní	$\eta_{td}^i = \frac{H_i}{H_0} = \frac{P_i}{P_s}$	$\eta_t^i = \frac{P_i}{Q} = \frac{H_i}{(h_0 - h_K')} \cdot \frac{H_0}{H_0} = \eta_t^s \cdot \eta_{td}^i$	$P_i = \dot{m} \cdot H_i = P_s \cdot \eta_{td}^i$
Účinnost na spojce turbíny	$\eta_{td}^{Sp} = \frac{P_{Sp}}{P_s} = \eta_{td}^i \cdot \eta_M$	$\eta_t^{Sp} = \frac{P_{Sp}}{Q} = \frac{P_i \cdot \eta_M}{Q} = \eta_t^i \cdot \eta_M = \eta_t^s \cdot \eta_{td}^{Sp}$	$P_{Sp} = P_i \cdot \eta_M = P_s \cdot \eta_{td}^i \cdot \eta_M = \dot{m} \cdot H_i \cdot \eta_M = P_s \cdot \eta_{td}^{Sp}$
Účinnost parního turbosoustrojí na svorkách generátoru	$\eta_{td}^{Sv} = \frac{P_{Sv}}{P_s} = \eta_{td}^{Sp} \cdot \eta_G = \eta_{td}^i \cdot \eta_M \cdot \eta_G$	$\eta_t^{Sv} = \frac{P_{Sv}}{Q} = \eta_t^{Sp} \cdot \eta_G = \eta_t^i \cdot \eta_M \cdot \eta_G = \eta_t^s \cdot \eta_{td}^i \cdot \eta_M \cdot \eta_G = \eta_t^s \cdot \eta_{td}^{Sv}$	$P_{Sv} = P_{Sp} \cdot \eta_G = \dot{m} \cdot H_i \cdot \eta_M \cdot \eta_G = P_s \cdot \eta_{td}^i \cdot \eta_M \cdot \eta_G = P_s \cdot \eta_{td}^{Sv}$

1.2.4. Měrná spotřeba páry

Měrná spotřeba páry je spotřeba páry na vyrobení 1 kWh na svorkách generátoru

$$d_{Sv} = \frac{\dot{M}}{P_{Sv}} = \frac{3600}{H_0 \eta_{td}^{Sv}} \cdot [\text{kg/kWh}] \quad (1-24)$$

[$\dot{M}$ je hodinový průtok páry (kg/h), $\dot{M} = 3600 \cdot \dot{m}$.]

1.2.5. Měrná spotřeba tepla

Měrná spotřeba tepla je spotřeba tepla na vyrobení jedné kWh na svorkách generátoru

$$q_{Sv} = d_{Sv} \cdot q_{kot} = d_{Sv} \cdot (h_0 - h'_K) = \frac{3600}{\eta_t^{Sv}} \text{ [kJ/kWh]}. \quad (1-25)$$

Měrná spotřeba tepla "sekundová" vycházející z měrné spotřeby páry za sekundu

$$q_{sekSv} = \frac{1}{\eta_t^{Sv}} [1]. \quad (1-26)$$

Je převrácenou hodnotou tepelné účinnosti turbosoustrojí (na svorkách generátoru).

1.3. Vliv parametrů páry na tepelnou účinnost

Nahrazení Rankinova cyklu ekvivalentním Carnotovým cyklem.

$$\text{Množství tepla přivedené vodě a páře v kotli } q_{kot} = \int_{s_{kond}}^{s_0} T ds.$$

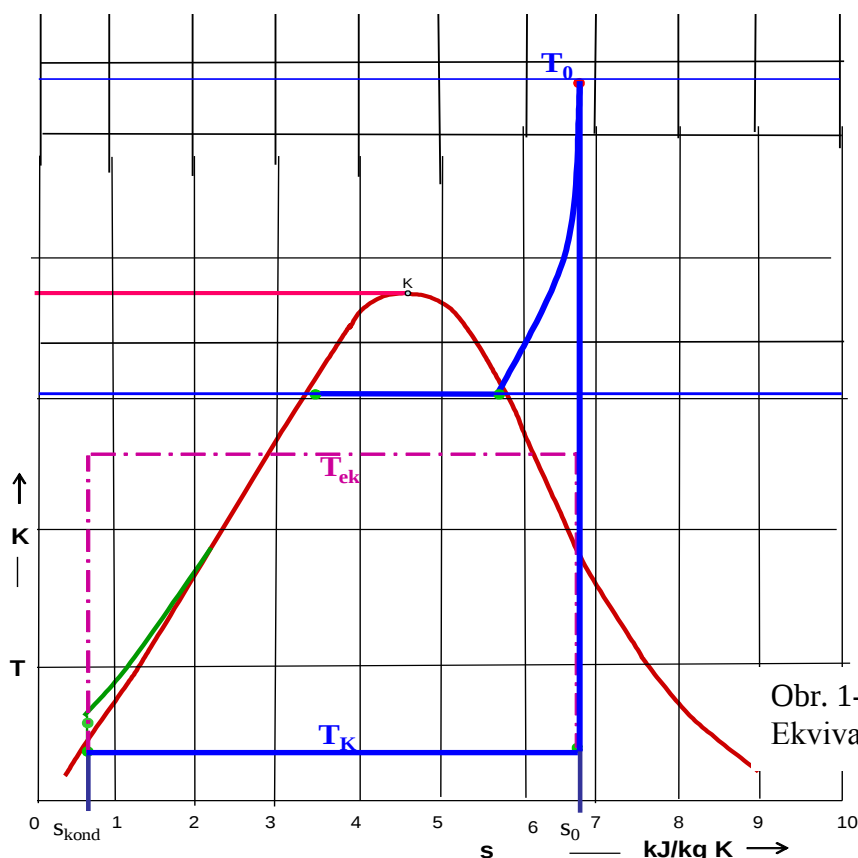
Hodnotu tohoto integrálu je možné vyjádřit pomocí teploty T_{ek} jako součin $T_{ek} \cdot (s_0 - s_{kond})$,

$$q_{kot} = \int_{s_{kond}}^{s_0} T ds = T_{ek} (s_0 - s_{kond}). \quad (1-27)$$

Ekvivalentní teplota T_{ek} odpovídá střední teplotě tepla přiváděného do Rankinova cyklu, který má stejnou tepelnou účinnost jako Carnotův cyklus s teplotou přiváděného tepla T_{ek} a teplotou odváděného tepla T_K , stejnou jako má odpovídající Rankinův cyklus.

$$\text{Ekvivalentní teplota } T_{ek} \text{ vychází ze vztahu } \eta_t^s = \eta_C = \frac{T_{ek} - T_K}{T_{ek}} \Rightarrow T_{ek} = \frac{T_K}{1 - \eta_t^s}. \quad (1-28)$$

η_t^s je tepelná účinnost Rankinova cyklu; η_C je tepelná účinnost Carnotova cyklu;



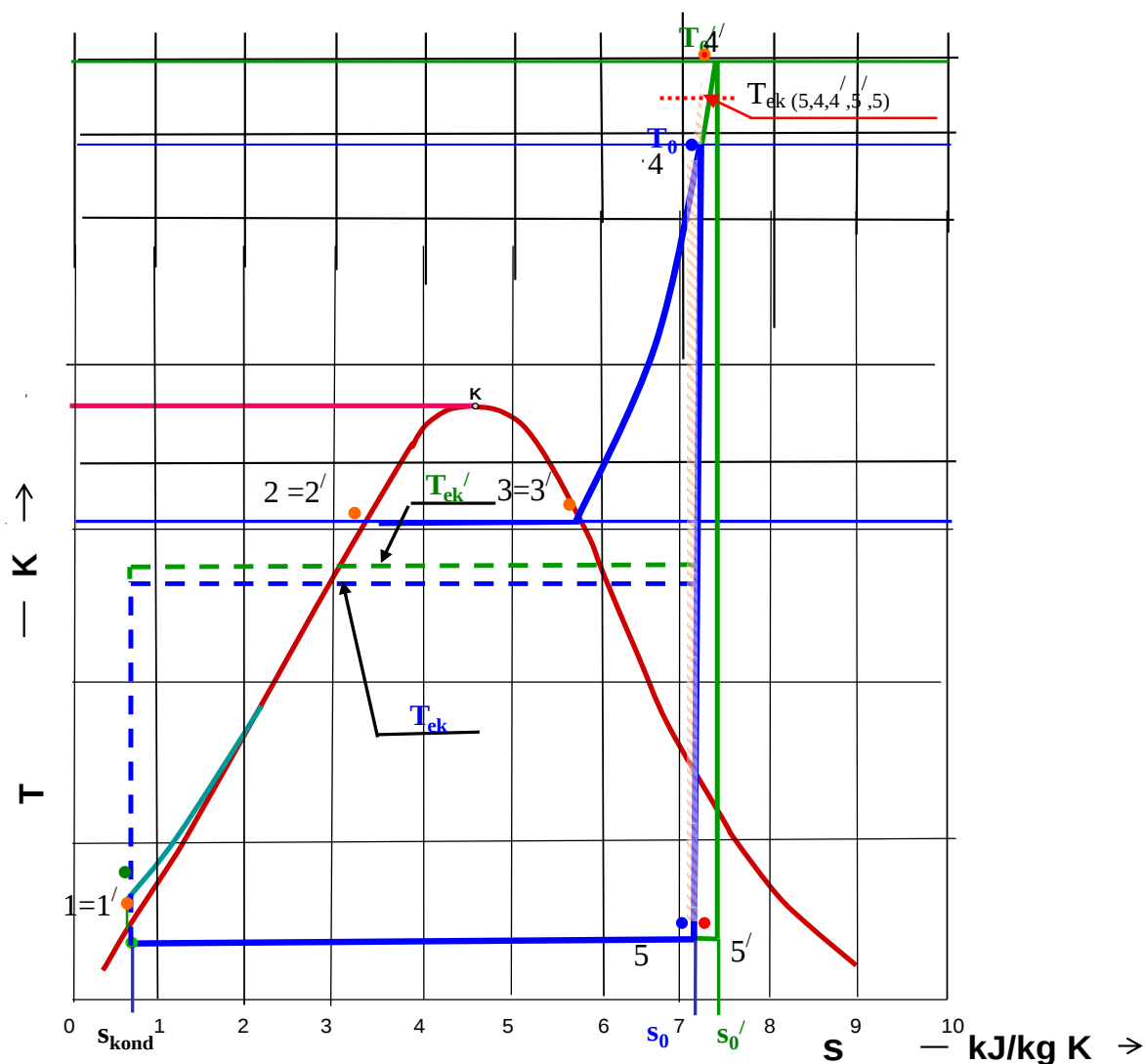
Obr. 1-6.
Ekvivalentní teplota.

1.3.1. Vliv teploty vstupní páry [T₀]

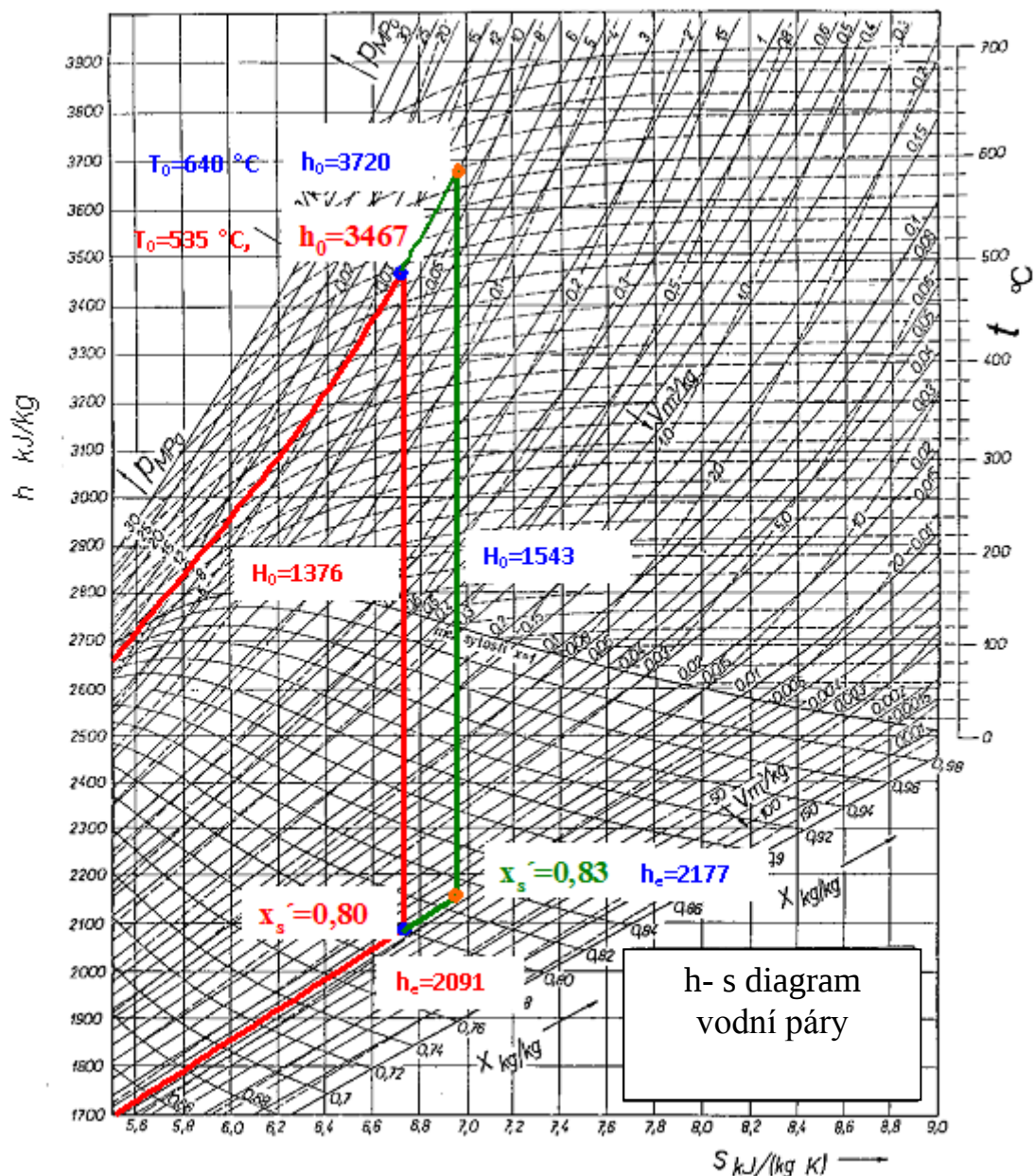
Výše teploty vstupní páry je dána typem elektrárny, a to především zdrojem tepla (kotel nebo typ reaktoru).

Zvýšení teploty admisní páry způsobí:

- Zvýšení tepelné účinnosti cyklu (viz obr.1-7, kde cyklus s vyšší teplotou páry je označen /). Cyklus 1/,2/,3/,4/,5/,1/ se od cyklu 1,2,3,4,5,1 liší plochou 5,4,4',5',5. Tato plocha má střední teplotu přiváděného tepla vyšší než zbylá část.
- Při zvýšení teploty admisní páry se zvyšuje suchost výstupní páry a snižuje se ztráta vlhkostí páry [ztrátový součinitel pro ztrátu vlhkostí pro stupeň $\zeta_{(y)} = 0,2 \cdot (y_0 + y_2) + K$]
Zvyšuje se tím termodynamická účinnost (obrázky 1-8).
- Zvyšují se nároky na kvalitu materiálu dílů kotle (přehřívák, přihřívák), některých dílů turbíny a parovodů ostré a přihřáté páry. To má za následek nárůst ceny zařízení.



Obr. 1-7. Vliv teploty admisní páry na tepelnou účinnost v T-s diagramu.



Obr. 1-8. Vliv teploty admisní páry na suchost výstupní páry v h - s diagramu (izoentropická expanze).

1.3.2. Vliv tlaku vstupní páry

Důsledky zvýšení tlaku vstupní páry při její stejné teplotě:

- Zvyšuje se teplota sytosti páry. Zpočátku se zvyšuje ekvivalentní teplota páry T_{ek} (při stejné teplotě výstupní páry), [viz obr. 1-9]. Tepelná účinnost $\eta_t^s = \frac{H_0}{(h_0 - h'_K)}$ roste se zvyšujícím se tlakem až do té doby, kdy je tečna k izotermě $t_0 = \text{konst}$ rovnoběžná s částí izobary $p_K = \text{konst}$ v tomto stavu je i největší tepelný spád H_0 [viz obr. 1-10 - spád $H_0^{///}$]. Pak se růst T_{ek} , H_0 i η_t^s zastaví. Dále následuje jejich pokles [spád $H_0^{///}$ a $H_0^{/V}$ na obr. 1-10] .
- Zvyšuje se vlhkost páry na výstupu z turbíny. To znamená snížení termodynamické účinnosti a zvýšení eroze lopatek posledních stupňů. Maximální přípustná vlhkost y_K

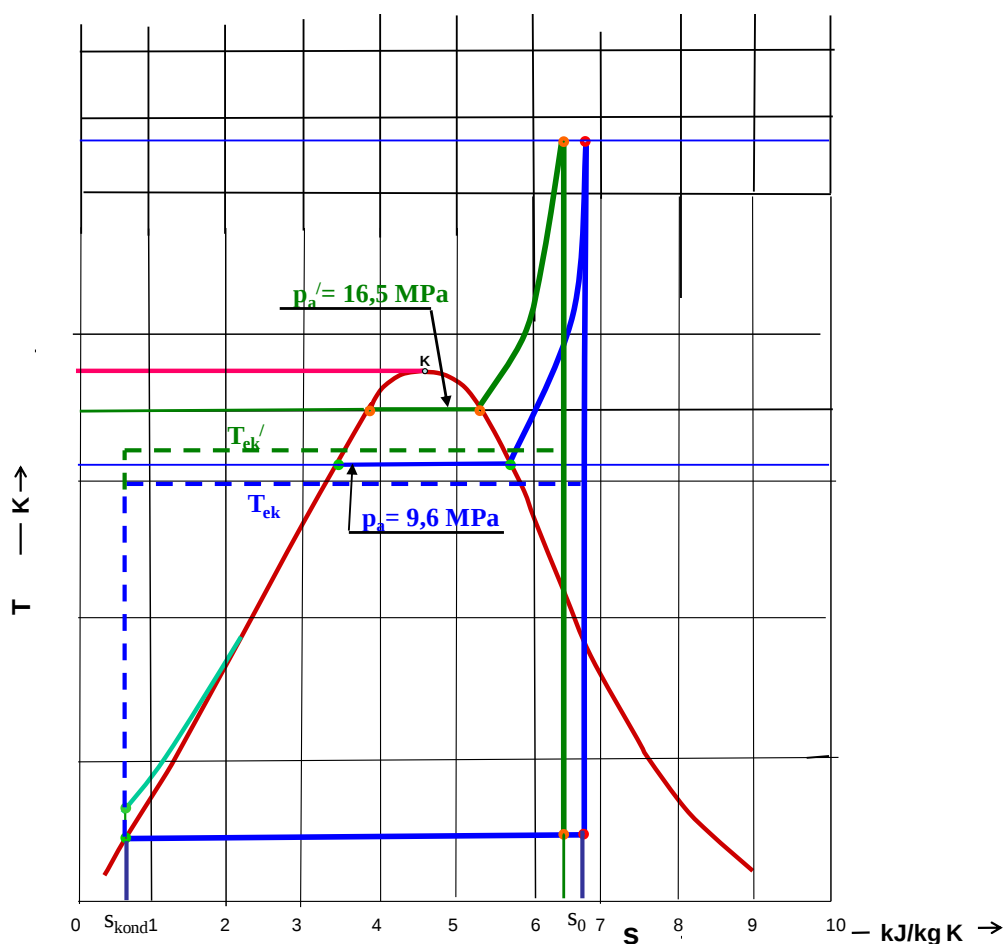
je $0,10 \div 0,18$. Z tohoto důvodu se při zvyšování tlaku vstupní páry obvykle zvyšuje i její teplota.

- Se zvyšujícím tlakem se zvyšuje namáhání v některých dílech zařízení. U turbínových těles to vede k zesílení stěn i přírub. To však způsobuje zhoršení provozní pružnosti turbíny.
- Zvyšování vstupního tlaku zvyšuje cenu turbíny. Zmenšuje se sice hmotnostní průtok páry, což má za následek zmenšení rozměrů průtočné části. Zvyšuje se však počet stupňů a jsou složitější ucpávky.
- Se zvyšujícím tlakem páry se zvyšuje tlak napájecí vody. Tím se zvýší příkon

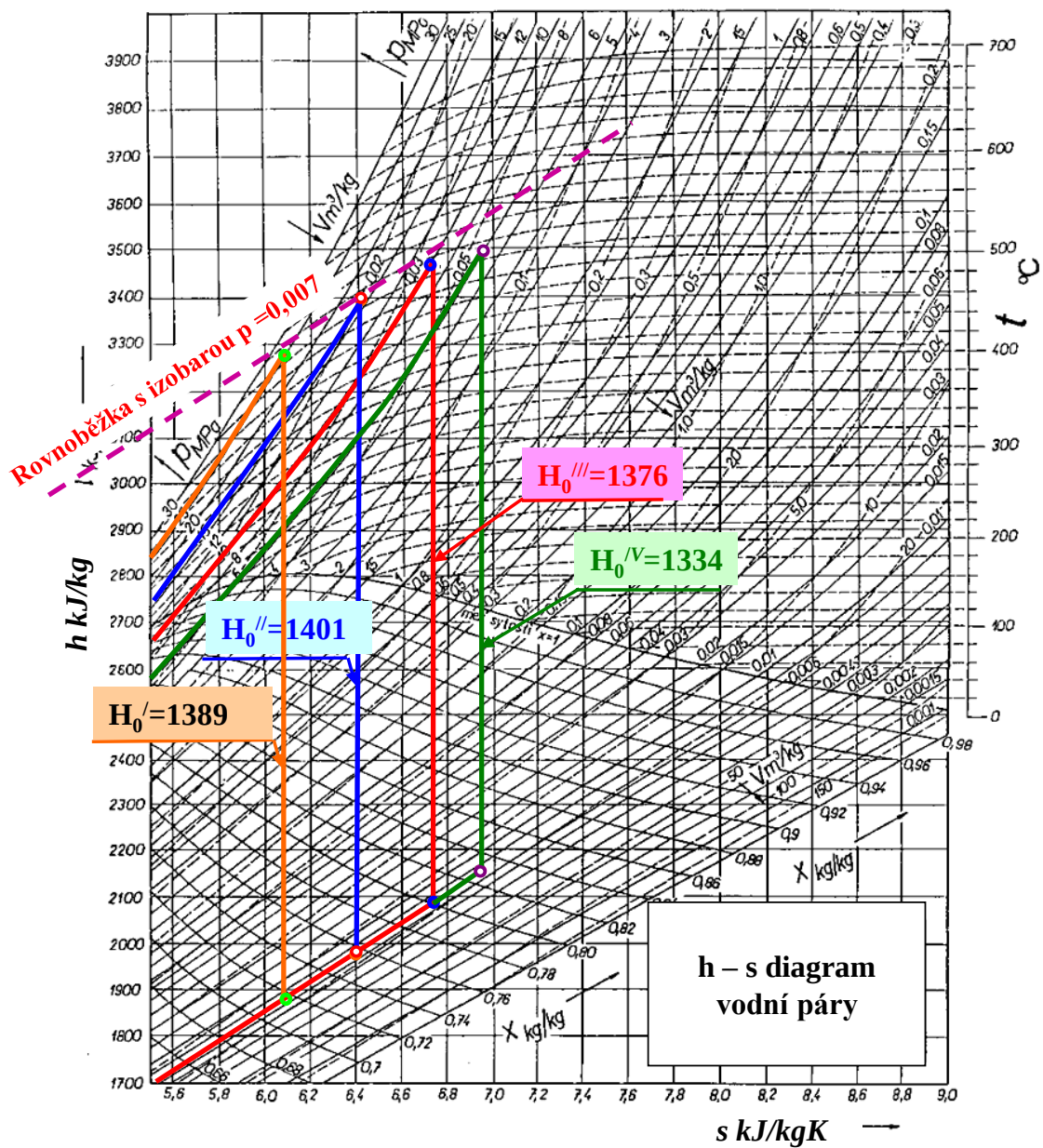
napáječky. Tak zvaná „čistá“ svorková tepelná účinnost $\eta_{\text{t netto}}^{\text{Sv}} = \frac{P_{\text{Sv}} - P_{\text{N}}}{Q}$ (1-23) má

pak maximum při nižším tlaku vstupní páry p_0 , než by vycházela ze vztahu (1-22)

$$\eta_{\text{t}}^{\text{Sv}} = \eta_{\text{t}}^{\text{s}} \cdot \eta_{\text{td}}^{\text{Sv}}.$$

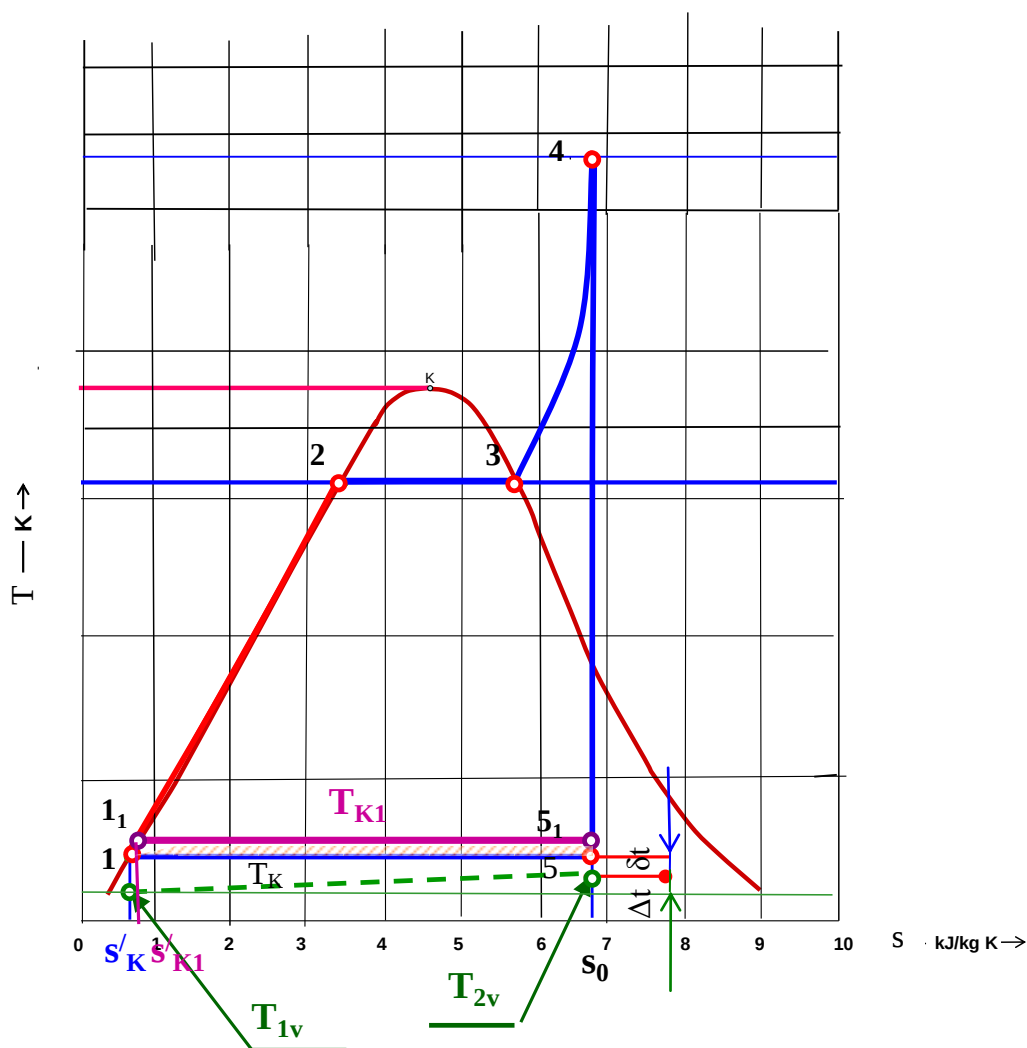


Obr. 1-9. Vliv změny tlaku vstupní páry na tepelnou účinnost v T-s diagramu.



Obr. 1-10. Vliv tlaku admisní páry na izoentropický entalpický spád (v h - s diagramu - izoentropická expanze).

1.3.3. Vliv protitlaku ve výstupním hrdle turbíny



Obr. 1-11. Vliv protitlaku na tepelnou účinnost cyklu.

Kondenzace probíhá buď při teplotě $T_K = T_K'$, nebo při vyšší teplotě $T_{K1} = T_{K1}'$.

Teploty T_K a T_{K1} , které jsou dány tlakem páry v kondenzátotu, závisí na teplotě chladicí vody v kondenzátoru.

Rozdíl tepelných spádů při kondenzačních teplotách páry T_{K1} a T_K je

$$\Delta H_0 = (T_{K1} - T_K) \cdot (s_0 - s'_K).$$

$$\text{Dle vztahu (1-7) je tepel. účinnost při } T_K \eta_t = \frac{a}{q_{\text{kot}}} = \frac{H_0}{h_0 - h'_K} = \frac{(h_0 - h'_K) - T_K \cdot (s_0 - s_{\text{kond}})}{h_0 - h'_K}.$$

$$\text{Tepelná účinnost při } T_{K1} \quad \eta_{t1} = \frac{a_1}{q_{\text{kot } 1}} = \frac{H_{01}}{h_0 - h'_{K1}} = \frac{(h_0 - h'_{K1}) - T_{K1} \cdot (s_0 - s_{\text{kond}})}{h_0 - h'_{K1}}.$$

Zvýšení kondenzační teploty z T_K na T_{K1} ovlivní velmi málo teplo předané v parním kotli. Z toho vyplývá, že při snížení teploty kondenzující páry se vždy zvyšuje tepelná účinnost. Teplota kondenzující páry $t_K = t_{lv} + \Delta t + \delta t$.

Ohřátí chladicí vody v kondenzátoru $\Delta t = t_{2v} - t_{1v}$ vychází z tepelné bilance kondenzátoru

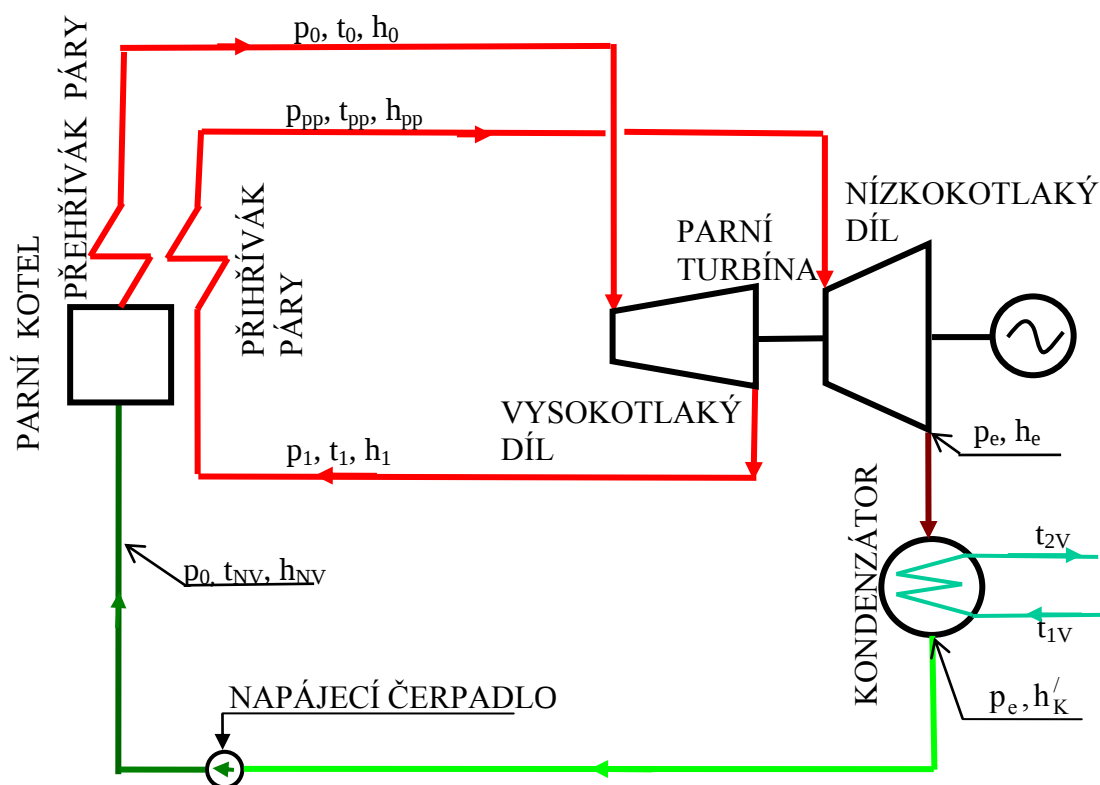
$$Q_{\text{kond}} = \dot{m}_{\text{kondenzující páry}} \cdot (h_e - h'_K) = \dot{m}_{\text{chladicí vody}} \cdot c_v \cdot (t_{2v} - t_{1v}).$$

Po úpravě $\Delta t = t_{2v} - t_{1v} = \frac{\dot{m}_{\text{kondenzující páry}}}{\dot{m}_{\text{chladicí vody}} \cdot c_v} \cdot (h_e - h'_K) = \frac{h_e - h'_K}{4,19 \cdot \mu_v}.$ (1-29)

- t_{1v} je teplota chladicí vody na vstupu do kondenzátoru;
- t_{2v} je teplota chladicí vody na výstupu z kondenzátoru;
- μ_v je poměrný průtok chladicí vody $\mu_v = \frac{\dot{m}_{\text{chladicí vody}}}{\dot{m}_{\text{kondenzující páry}}}$ (je $40 \div 80$ u věžového chlazení a $70 \div 90$ u průtočného chlazení);
- δt je koncový rozdíl teploty syté páry při tlaku v kondenzátoru p_K a teploty chladicí vody na výstupu z kondenzátoru (bývá $5 \div 10$ °C);
- $h_e - h'_K$ je v podstatě výparné teplo, které se jen málo mění - ($h_e - h'_K = 2200$ až 2500 kJ/kg).

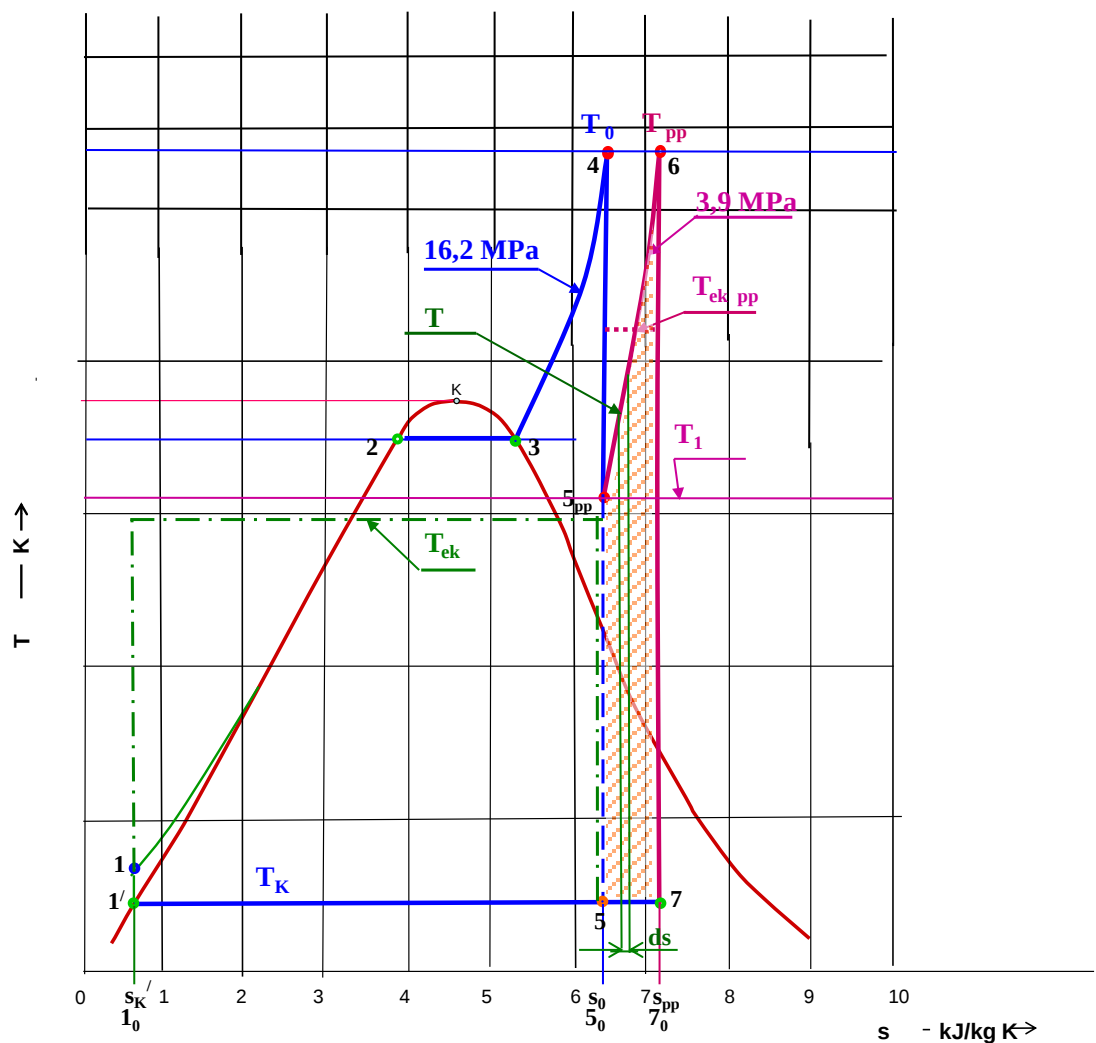
1.4. Prostředky ke zvyšování tepelné účinnosti

1.4.1. Přihřívání páry v kotli



Obr. 1-12. Zjednodušené schéma energetického bloku s kondenzační turbínou a s přihříváním páry v kotli.

Cyklus a průběh expanze je znázorněn na obrázcích 1-12, 1-13 a 1-14.



Obr. 1-13. Ideální oběh (izoentropická expanze) klasické elektrárny s přehříváním páry v kotli v T-s diagramu.

Admisní pára expanduje ve vysokotlakém dílu parní turbíny z tlaku p_0 (stav 4) na tlak p_1 (stav 5_{pp}). Následně se zavádí do přehříváku kotle, kde se přehřívá (na stav 6). Tato pára se z kotle přivádí do nízkotlakého dílu (o tlaku p_{pp}), kde dále expanduje v na tlak páry p_e (tlak v kondenzátoru - stav 7).

Celkový tepelný oběh je složený ze základního oběhu (bez přehřívání) $1_0, 1', 1, 2, 3, 4, 5, 5_0, 1_0$ a přídavného oběhu $5_0, 5, 5_{pp}, 6, 7, 7_0, 5_0$.

Tepelný spád H_0 základního cyklu je v T-s diagramu znázorněn plochou $1', 1, 2, 3, 4, (5_{pp}), 5, 1'$. Tepelný spád přídavného přehřívacího cyklu ΔH_0 je v T-s diagramu plocha $5_0, 5, 5_{pp}, 6, 7, 5$.

Celkový tepelný spád oběhu s přehříváním páry $H_0^{pp} = H_0 + \Delta H_0$ je dán plochou

$1', 1, 2, 3, 4, 5_{pp}, 6, 7, 5, 1'$.

Teplo dodané v základním cyklu v kotli 1 kg páry je q_{kot} (plocha $1_0, 1', 1, 2, 3, 4, 5, 5_0, 1_0$).

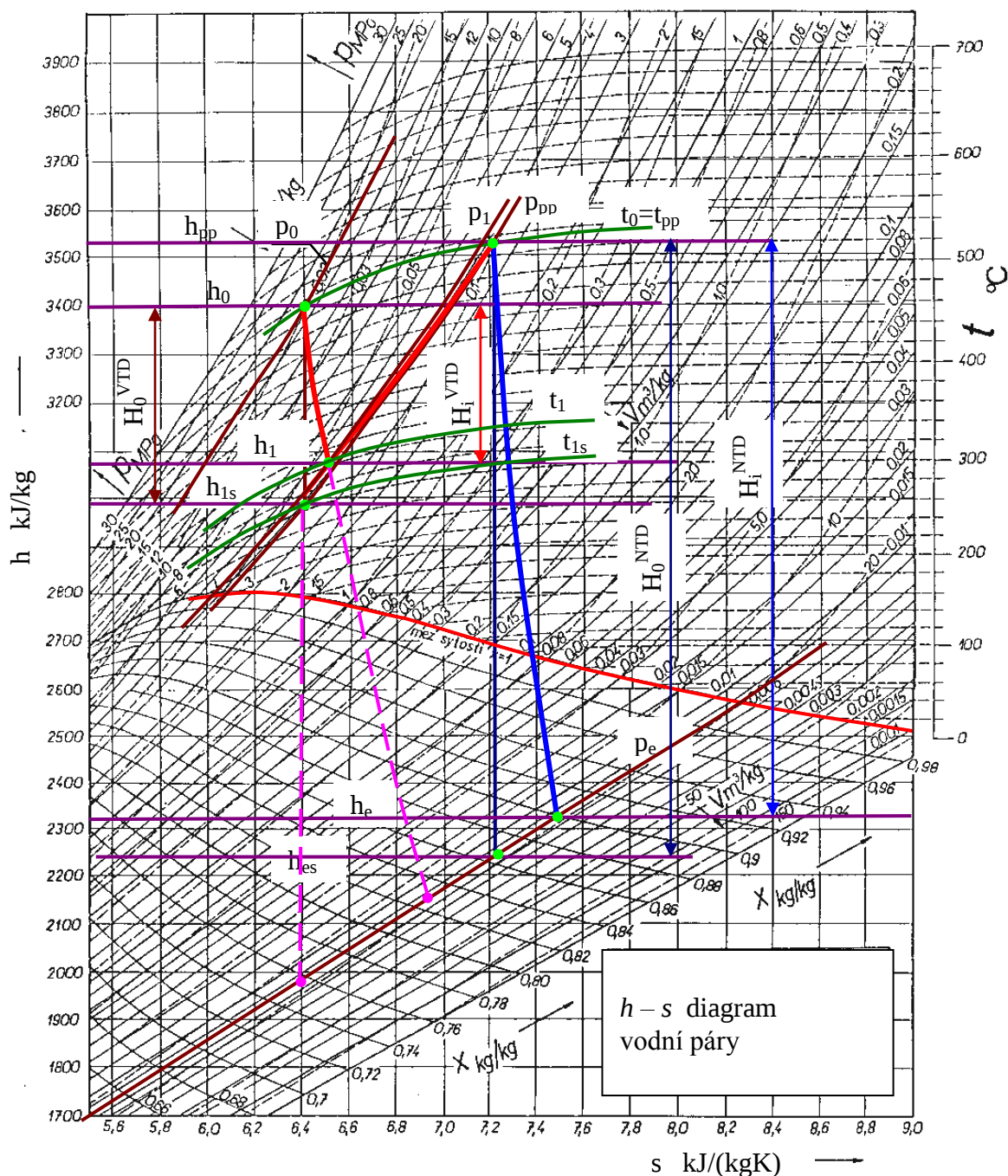
Teplo dodané v přídavném cyklu v kotli 1 kg páry je Δq_{kot} (plocha $5_0, 5, 5_{pp}, 6, 7, 7_0, 5_0$).

Ekvivalentní teplota základního cyklu je T_{ek} . Ekvivalentní teplota přídavného cyklu je T_{ek}^{pp} .

Celkové teplo q_{kot}^{pp} dodané v kotli oběhu s přehříváním páry 1 kg vody a páry je plocha

$1_0, 1', 1, 2, 3, 4, 5_{pp}, 6, 7, 7_0, 5_0, 1_0$.

$$q_{kot}^{pp} = q_{kot} + \Delta q_{kot}$$



Obr. 1-14. Expanze v parní turbíně s přehříváním páry v kotli v h-s diagramu.

Důsledky přehřívání páry spaliny v kotli:

- Pokud je ekvivalentní teplota přídavného přehřívacího cyklu ($T_{ek\ pp}$) vyšší než ekvivalentní teplota základního cyklu (T_{ek}) [viz obr.1-13], zvyšuje se tepelná účinnost celého cyklu.
- Zvyšuje se termodynamická účinnost turbíny vlivem snížení vlhkosti páry v posledních stupních [viz obr.1-14].
- Přehřívání umožňuje použít vysokých tlaků vstupní páry při takových teplotách, které by jednoduchém cyklu s ohledem na vlhkost páry v koncových stupních provoz turbíny s takovými tlaky nedovolovaly.