

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Stavba energetických strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh turbíny do kombinovaného cyklu

Autor: **Bc. Jan Pěnkava**

Vedoucí práce: **Ing. Pavel Žitek**

Akademický rok 2016/2017

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2016/2017

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jan PĚNKAVA**
Osobní číslo: **S15N0062P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba energetických strojů a zařízení**
Název tématu: **Návrh turbíny do kombinovaného cyklu**
Zadávající katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Máte navrhnout HRSG a parní turbínu pro paroplynový cyklus zadaný na straně spalin vycházejících ze spalovací turbíny ve dvou variantách. V první variantě řešit HRSG jako jednotlakový, ve druhé variantě jako dvoutlakový. V obou variantách bude vstupní tlak 75 barů. Pro určení optimální úrovně druhého tlaku u druhé varianty provést vlastní optimalizační výpočet s cílem maximalizace elektrického výkonu parní turbíny. Dále pro obě varianty spočítat výkon parní turbíny.

Máte za úkol:

1. Porovnat výkony parní turbíny pro jednotlakový a dvoutlakový HRSG.
2. Pro druhou variantu zpracovat podrobný výpočet průtočné části parní turbíny.

Stanovit:

- počet stupňů parní turbíny a patní průměry jednotlivých stupňů,
 - délky lopatek jednotlivých stupňů parní turbíny,
 - termodynamické účinnosti a vnitřní výkony jednotlivých stupňů parní turbíny,
 - celkovou termodynamickou účinnost a celkový elektrický výkon parní turbíny.
3. Parametry cyklu budou zadány dle potřeby v průběhu řešení práce.
 4. Zpracovat grafickou část zadání: teplotní profily HRSG a tepelné bilanční schéma PPC pro obě varianty, lopatkový plán navržené parní turbíny.

Rozsah grafických prací: viz zásady pro vypracování dipl. práce - bod 4

Rozsah kvalifikační práce: 50 - 70 stran

Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

- Šťastný M.: Paroplynová zařízení pro elektrárny a teplárny, ČVUT, Praha 1993
- Konečný V.: Návrh paroplynového zařízení, ZČU, Plzeň 2007
- Škopek J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, ZČU, Plzeň 2010
- Bečvář J.: Tepelné turbíny, SNTL, Praha 1968

Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Žitek
Katedra energetických strojů a zařízení

Konzultant diplomové práce: Ing. Jiří Kučera, Ph.D.
Doosan Škoda Power

Datum zadání diplomové práce: 17. října 2016

Termín odevzdání diplomové práce: 2. června 2017



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



Dr. Ing. Jaroslav Synáč
vedoucí katedry

V Plzni dne 3. října 2016

ANOVAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bc. Pěnkava	Jméno Jan	
STUDIJNÍ OBOR	2302T013 „Stavba energetických strojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulu) Ing. Žitek	Jméno Pavel	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKE		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh turbíny do kombinovaného cyklu		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2017
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	84	TEXTOVÁ ČÁST	69	GRAFICKÁ ČÁST	15
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	<p>Tato práce se zabývá návrhem HRSG a parní turbíny do paroplynového cyklu zadaného na straně spalín. Jedním z hlavních cílů této práce je porovnání výkonů parní turbíny pro jednotlakový a dvoutlakový HRSG. Pro dvoutlakový HRSG je navržena průtočná část parní turbíny, vyčíslen celkový výkon a celková tepelná účinnost PPC a sestaveno bilanční schéma.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA	Tepelný výpočet, HRSG, PPC, kondenzační parní turbína

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Bc. Pěnkava	Name Jan	
FIELD OF STUDY	2302T013 “ Design of Power Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Žitek	Name Pavel	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Combined cycle turbine design		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2017
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	84	TEXT PART	69	GRAPHICAL PART	15
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>This thesis deals with a design of an HRSG and a steam turbine to a CCGT, which was specified by properties of flu gas. One of the main goals of the paper is to compare performances of the steam turbine designed for single - pressure and double - pressure HRSG. For double - pressure design of HRSG a flow path of the turbine is designed, gross power and overall gross electric efficiency is calculated and HBD is created.</p>
KEY WORDS	<p>Thermodynamic calculation, HRSG, CCGT, condensing steam turbine</p>

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....

Podpis autora

Autorská práva

Podle Zákona o právu autorském č. 35/1965 Sb. (175/1996 Sb. ČR) § 17 a Zákona o vysokých školách č. 111/1998 Sb. je využití a společenské uplatnění výsledku diplomové práce, včetně uvedených vědeckých a výrobně - technických poznatků nebo jakékoliv nakládání s nimi, možné pouze na základě autorské smlouvy za souhlasu autora a Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Poděkování

Děkuji především vedoucímu mé práce Ing. Pavlu Žitkovi za jeho vstřícný přístup, trpělivost a veškerou pomoc, kterou mi poskytl při zpracování této práce.

Také bych chtěl poděkovat zejména konzultantu Ing. Jiřímu Kučerovi, Ph.D. za pomoc v oblasti metodiky výpočtů.

Seznam použitých symbolů a zkratek

Symboly

Označení	Název	Jednotka
p	Tlak	[Pa]
t	Teplota	[°C]
i	Měrná entalpie	[J · kg ⁻¹]
s	Měrná entropie	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
x	Vlhkost páry	[–]
φ	Relativní vlhkost	[%]
\dot{m}	Hmotnostní tok	[kg · s ⁻¹]
x	Molární podíl	[%]
q	Tepelný výkon	[W]
z_s	Poměrná ztráta sáláním	[–]
η	Účinnost	[%]
k	Počet HRSG	[–]
S	Plocha	[m ²]
w	Rychlost	[m · s ⁻¹]
v	Měrný objem	[m ³ · kg ⁻¹]
d	Průměr	[m]
M	Objemový tok	[m ³ · s ⁻¹]
n_{TR}	Počet trubek v jedné podélné řadě	[–]
n_R	Počet podélných řad trubek	[–]
L	Výška spalínového kanálu	[m]
s	Šířka spalínového kanálu	[m]
h_z	Výška žeber trubek	[m]
t_z	Tloušťka žeber trubek	[m]
n_z	Počet žeber	[–]
e_z	Vzdálenost mezi žebry	[m]
s_1	Příčná rozteč trubek	[m]
s_2	Podélná rozteč trubek	[m]
ρ	Hustota	[kg · m ⁻³]
Nu	Nusseltovo číslo	[–]
Re	Reynoldsovo číslo	[–]
Pr	Prandtlovo číslo	[–]

Označení	Název	Jednotka
c_p	Měrná tepelná kapacita při stálém tlaku	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
λ	Součinitel tepelné vodivosti	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
ν	Součinitel kinematické viskozity	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
α	Součinitel přestupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
F	Opravný koeficient	$[-]$
ψ	Korekční koeficient	$[-]$
k	Součinitel prostupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
μ	Součinitel dynamické viskozity	$[Pa \cdot s]$
r	Poměrný výkon	$[W \cdot m^{-2}]$
P	Výkon	$[W]$
ζ, ψ	Ztrátový součinitel	$[-]$
c	Rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$
D	Průměr	$[m]$
L	Délka lopatky	$[m]$
n	Otáčky	$[min^{-1}]$
u	Obvodová rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$
φ	Rychlostní ztrátový součinitel	$[-]$
α_1	Výstupní úhel absolutní rychlosti z rozv. mříže	$[^\circ]$
ε	Zohlednění parciálního ostříku	$[-]$
n_{os}	Parciálnost	$[-]$
Z	Energetická ztráta	$[-]$
η	Účinnost	$[\%]$
R	Reakce stupně	$[-]$
β_1	Výstupní úhel relativní rychlosti z rozv. mříže	$[^\circ]$
α_2	Výstupní úhel absolutní rychlosti z oběž. mříže	$[^\circ]$
β_2	Výstupní úhel relativní rychlosti z oběž. mříže	$[^\circ]$
Ma	Machovo číslo	$[-]$
t	Poměrná rozteč lopatek	$[-]$
b	Délka tětiny	$[m]$
w_{0min}	Průřezový modul v ohybu	$[m^3]$
γ	Úhel nastavení profilu	$[^\circ]$
B	Šířka lopatky	$[m]$
z	Počet lopatek	$[-]$

Zkratky

HRSG	Spalinový kotel (Heat recovery steam generator)
PPZ	Paroplynové zařízení
PPC	Paroplynový cyklus
DŠPW	Doosan Škoda Power
VT	Vysokotlaký/á
NT	Nízkotlaký/á
ST	Parní turbína (Steam turbine)
NPV	Čistá současná hodnota (Net present value)
RZV	Rychlozávěrný ventil
RV	Regulační ventil
RZK	Rychlozávěrná klapka
TTD	Koncový teplotní rozdíl (Terminal temperature difference)
PPC	Paroplynový cyklus
DP	Diplomová práce
GT	Plynová turbína (Gas turbine)
HBD	Bilanční schéma (Heat balance diagram)

Definice výpočtových rovin průtočné části parní turbíny

0	Parametry na vstupu do rozváděcí mříže
1	Parametry na výstupu z rozváděcí mříže
2	Parametry na výstupu z oběžné mříže

OBSAH

1	Úvod	12
2	Zadané parametry	13
3	Návrh HRSG.....	14
3.1	Tepelný výpočet HRSG.....	16
3.1.1	Pilový diagram.....	17
3.1.2	Parametry vody a vodní páry.....	18
3.1.3	Parametry spalin.....	21
3.1.4	Ztráta sáláním a poměrná ztráta.....	21
3.1.5	Tepelná bilance HRSG.....	22
3.1.6	Přehled vypočtených hodnot.....	24
3.2	Návrh spalínového kanálu.....	25
3.2.1	Návrh typu, rozměrů a uspořádání trubek	26
3.2.2	Počet trubek v jedné podélné řadě VT přehříváku.....	28
3.2.3	Průtočná plocha spalínového kanálu	28
3.2.4	Rozměry spalínového kanálu.....	29
3.2.5	Přehled vypočítaných hodnot.....	29
3.3	Návrh teplosměnných ploch.....	30
3.3.1	Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany trubkového prostoru	30
3.3.2	Výpočet součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru.....	31
3.3.3	Výpočet vnější teplosměnné plochy a počtu podélných řad trubek.....	33
3.3.4	Výpočet teplosměnné plochy VT přehříváku	35
3.3.5	Výpočet ostatních teplosměnných ploch a celkové plochy	39
3.4	Porovnání jednotlivých variant HRSG.....	40
3.4.1	Varianta 1	40
3.4.2	Varianta 2A.....	42
3.4.3	Varianta 2B.....	43
3.4.4	Varianta 2C.....	44
3.4.5	Analýza jednotlivých návrhů HRSG.....	45
3.5	Porovnání vlastního výpočtu HRSG s výpočtem v Thermoflex.....	47
3.5.1	Program Thermoflex	47
3.5.2	Porovnání vypočítaných hodnot	47
4	Návrh parní turbíny	48
4.1	Průběh expanze v turbíně	48

4.2	Volba otáček turbíny	50
4.3	Návrh průtočné části parní turbíny.....	50
4.3.1	Postup výpočtu základních parametrů průtočného kanálu	50
4.3.2	Přehled vypočítaných hodnot základních parametrů průtočného kanálu.....	53
4.3.3	Výpočet základních parametrů parní turbíny	58
4.3.4	Výkon turbosoustrojí.....	59
4.4	Volba profilů lopatek	59
4.4.1	Výpočet rychlostních trojúhelníků.....	59
4.4.2	Volba profilů.....	63
5	Výpočet elektrického výkonu a tepelné účinnosti PPC	66
5.1	Možnosti zdokonalení navrženého PPC	67
5.1.1	Možnosti zdokonalení HRSG	67
5.1.2	Možnosti zdokonalení parní turbíny	67
6	Závěr	69
	Seznam tabulek	73
	Seznam příloh.....	74

1 Úvod

Tato práce se zabývá návrhem HRSG (Heat recovery steam generator) a parní turbíny do paroplynového cyklu zadaného na straně spalin. HRSG, neboli spalinový kotel na odpadní teplo je spojovacím prvkem mezi plynovým a parním cyklem, resp. Braytonovým a Rankinovým cyklem. V rámci HRSG se využívá odpadního tepla spalin pro generování páry. Kotel na odpadní teplo se zpravidla skládá z několika výměníků tepla zajišťujících ohřev, vypaření a přehřátí pracovního média cyklu. Počet a pořadí jednotlivých výměníků tepla je podmíněno různými faktory, jimiž je například počet tlakových hladin.

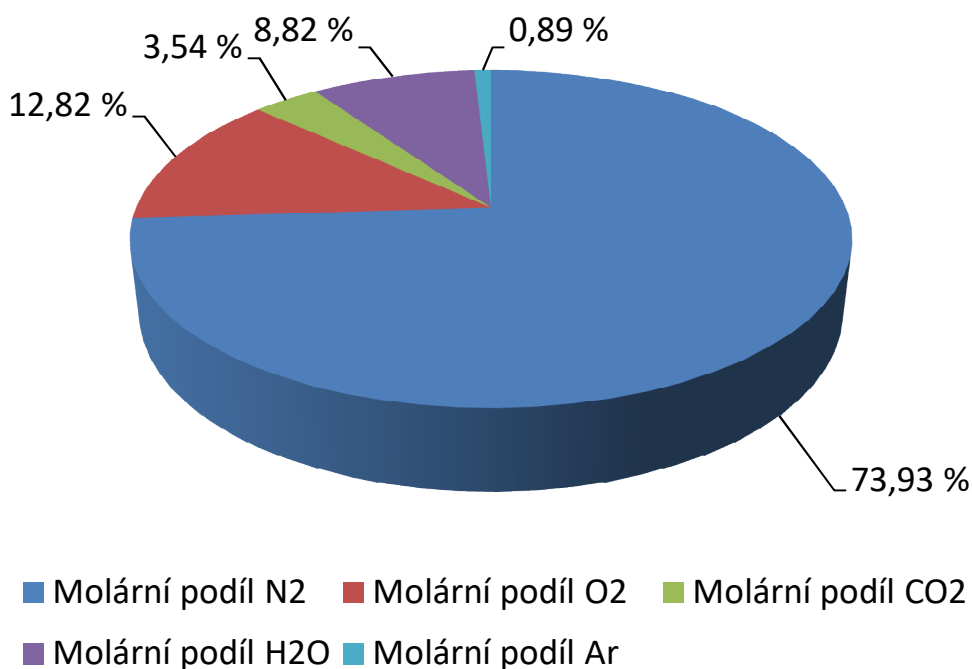
V rámci práce je navrženo několik variant HRSG. Jednotlivé varianty se různí počtem tlakových hladin a uspořádáním teplosměnných ploch HRSG. Všechny navržené varianty jsou mezi sebou následně porovnány s ohledem na tepelný výkon vlastního HRSG, vnitřní výkon parní turbíny a velikost teplosměnné plochy. Pro zvolené varianty návrhu jsou zpracovány teplotní profily HRSG a tepelná bilanční schémata celého paroplynového cyklu. Pro variantu vyhodnocenou jako nejvhodnější byl zpracován podrobný výpočet průtočné části parní turbíny.

Dalším cílem práce je návrh průtočné části parní turbíny pracující s parametry páry, jež byly determinovány v rámci návrhu HRSG. Parní turbína byla navržena jako jednotělesová kondenzační, bez přihřívání se zadaným okruhem chladicí vody.

V závěru práce byly vlastní výpočty HRSG a celého cyklu porovnány s výpočtem v komerčním programu Thermoflex a byl vyčíslen elektrický výkon a tepelná účinnost celého PPC.

2 Zadané parametry

- Okolní podmínky
 - Teplota $t_a = 25\text{ }^\circ\text{C}$
 - Tlak $p_a = 1,013\text{ bar}$
 - Relativní vlhkost $\varphi = 60\text{ }\%$
 - Frekvence sítě $f = 60\text{ Hz}$
- Spalovací turbína
 - Typ turbíny Ansaldo AE64.3A
 - Počet 2
 - Typ paliva čistý CH_4
 - Množství paliva $\dot{m}_{pv} = 8,055\text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- Parametry spalin
 - Teplota $t'_1 = 591,2\text{ }^\circ\text{C}$
 - Množství pro jednu ST $\dot{m}_s = 202,7\text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
 - Molární podíl N_2 $x(\text{N}_2) = 73,930\text{ }\%$
 - Molární podíl O_2 $x(\text{O}_2) = 12,820\text{ }\%$
 - Molární podíl CO_2 $x(\text{CO}_2) = 3,356\text{ }\%$
 - Molární podíl H_2O $x(\text{H}_2\text{O}) = 8,824\text{ }\%$
 - Molární podíl Ar $x(\text{Ar}) = 0,890\text{ }\%$



Obr. 1 Molární složení spalin

- HRSG
 - jednotlakový spalínový kotel (ve variantě 1)
 - dvoutlakový spalínový kotel (ve variantě 2)
 - Bez přidavného spalování
 - Bez bypassového komínu
 - Tlak ostré páry $p_1 = 75 \text{ bar}$
- Parní turbína
 - Jednotělesová kondenzační bez přehřívání
- Chladící voda
 - Věžová
 - Teplota $t_a = 30 \text{ }^\circ\text{C}$
 - Ohřátí $\Delta t = 10 \text{ }^\circ\text{C}$

3 Návrh HRSG

Prvním krokem při návrhu HRSG je volba počtu tlakových hladin. Počet tlakových hladin ovlivňuje střední logaritmické teplotní spády jednotlivých teplosměnných ploch, které úzce souvisí s jejich výkonem. S růstem počtu tlakových hladin klesají střední logaritmické teplotní spády, roste výkon, roste teplosměnná plocha a s ní i cena. Je nutné zvolit takový počet tlakových hladin, aby byl dosažen požadovaný výkon HRSG za přijatelnou cenu. V krajních případech s důrazem na výkon mohou být použity až čtyři tlakové hladiny. S použitím více než tří tlakových hladin však roste cena neúměrně nárůstu výkonu. V této práci byl HRSG počítán jako jednotlakový (ve variantě 1) a dvoutlakový (ve variantách 2) pro možnost porovnání výkonů PPC jednotlivých variant. [3]

Pro vícetlakový HRSG je dále nutné zvolit pořadí jednotlivých teplosměnných ploch. Nesprávné pořadí teplosměnných ploch může vést k neefektivnímu využití odpadního tepla spalin. Detailněji se touto problematikou zabývá kapitola 3.4, kde jsou uvedeny výsledné hodnoty jednotlivých variant a jejich porovnání.

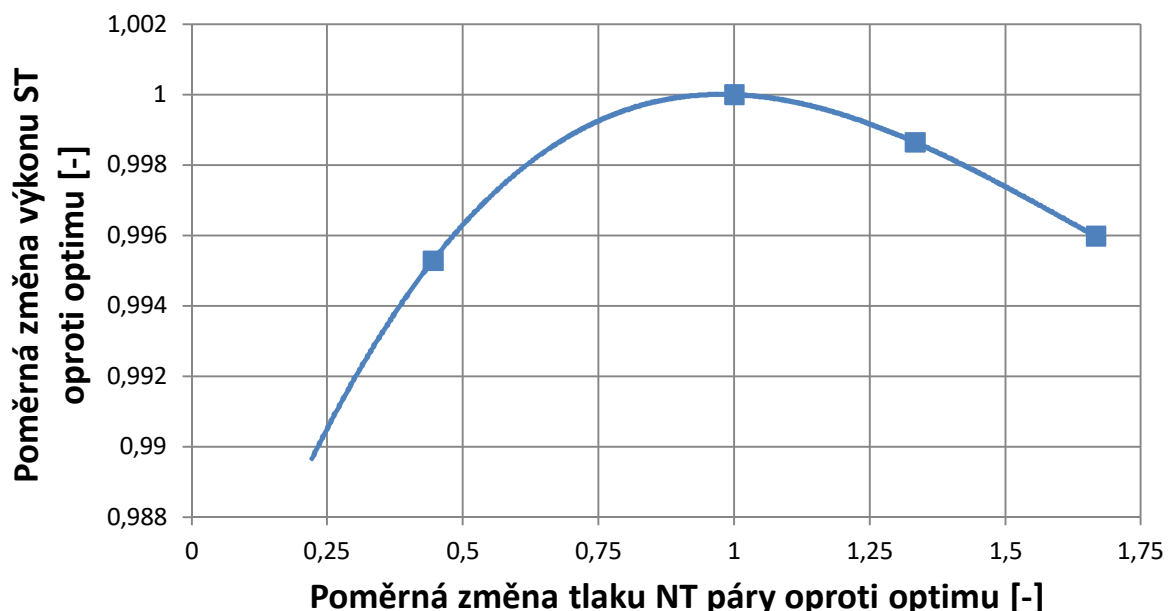
Nemalý důraz je nutné klást také na volbu approach a pinch pointů. Teplotní difference pracovního média na výstupu z ekonomizéru a vstupu do výparníku se nazývá approach point ekonomizéru. Tato teplotní difference se zavádí převážně z důvodu zamezení případného vzniku místního varu vody na výstupu z ekonomizéru, kde by v takovém případě mohlo dojít k jeho poškození. Hodnota tohoto teplotního rozdílu by se měla pohybovat v rozmezí 5 – 20 °C. Teplotní difference mezi teplotou spalin na výstupu z výparníku a teplotou sytosti ve výparníku se nazývá pinch point a měl by nabývat hodnot 10 – 20 °C. Approach point přehříváku je teplotní difference mezi vstupem spalin do přehříváku a výstupní přehřátou parou. S klesajícími hodnotami zmiňovaných teplotních diferencí roste množství produkované páry a rovněž významně roste velikost teplosměnných ploch. Volba těchto teplotních diferencí je tudíž kritická z pohledu investičních nákladů HRSG. V této práci byly veškeré zmiňované teplotní rozdíly zvoleny na základě odborné literatury a konzultací ve společnosti DŠPW následovně: approach pointy ekonomizéru 5 °C, pinch – pointy 15 °C, approach point

VT přehříváku 51,2 °C. Approach point NT přehříváku se v jednotlivých variantách odlišuje, jelikož závisí na tlaku NT páry a na uspořádání teplosměnných ploch HRSG. [7]

V neposlední řadě je pro tepelný výpočet nutné determinovat tlakové ztráty HRSG. Tlakové ztráty v rámci HRSG byly na straně spalin zanedbány a hodnota tlaku spalin pro stanovení měrné entalpie byla navýšena o 4 % oproti tlaku atmosférickému. Tlakové ztráty na straně pracovního média byly po konzultaci stanoveny na 4 % v ekonomizérech a 3 % v přehřívácích. [5]

Neméně důležitá je rovněž volba způsobu odplynění celého cyklu. Běžný způsob odplynění je odplynění v rámci HRSG, kdy je za ekonomizérem vřazen odplynovák. Topná pára potřebná pro odplynění je poté extrahována z prostoru NT výparníku či z nižšího odběru parní turbíny. Dalším často používaným způsobem odplynění je barbotáž ve sběrači kondenzátu. Tento způsob odplynění pracuje na stejném principu jako odplynění v napájecí nádrži, tudíž na principu prohřevu a probublávání média topnou parou. Pro účely odplynění v kondenzátoru je vhodné, aby topná pára měla nižší parametry z důvodu podkritické výtokové rychlosti z distribučních otvorů. V této práci bylo zvoleno odplynění média v kondenzátu. Topná pára pro tyto účely je extrahována pomocí odběru z parní turbíny. Parametry a množství topné páry pro tyto účely byly stanoveny na základě konzultací ve společnosti DŠPW. [5]

Po návrhu a volbě výše uvedených parametrů je nutné zvolit optimální hodnotu druhé úrovně tlaku. Očekávanou závislost elektrického výkonu parní turbíny na tlaku NT páry vidíme na *Obr. 2*. Ovšem u některých variant je nutné s volbou tohoto tlaku také pozorovat teplotu přehřáté NT páry. Teplota přehřáté NT páry je nepřímou funkcí tlaku z důvodu zavedení páry do turbíny. S rostoucím tlakem roste teplota, s rostoucí teplotou klesá approach point NT přehříváku a roste plocha NT přehříváku.



Obr. 2 Očekávaná závislost výkonu parní turbíny na tlaku NT páry

Dále je rovněž nutno zmínit, že celý cyklus byl navrhován pro uspořádání 2 2 1, tzn., odpadní teplo z obou spalovacích turbín je přiváděno do dvou identických HRSG, jež generují páru pro potřeby parní turbíny.

Pro přehlednost jsou nejdůležitější volené parametry uvedeny v *Tab. 1*.

Volená veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
Approach point ekonomizéru	Δt_{ae}	5	$^{\circ}C$
VT pinch point	Δt_{pVT}	15	$^{\circ}C$
NT pinch point	Δt_{pNT}	15	$^{\circ}C$
Approach point VT přehříváku	Δt_{aVT}	51,2	$^{\circ}C$
Tlaková ztráta v ekonomizérech	Δp_e	4	%
Tlaková ztráta v přehřívácích	Δp_p	3	%

Tab. 1 Přehled volených parametrů

3.1 Tepelný výpočet HRSG

Pro potřeby tepelného výpočtu HRSG je v první řadě nutné znát termodynamické vlastnosti pracovních látek. U vody a vodní páry se jedná především o tlak, teplotu a měrnou entalpii. Pro tyto účely byly v této práci použity parní tabulky s názvem Steam tables, což je volně šiřitelná excelová verze parních tabulek dle formulace IAPWS IF97 od firmy x-eng.com. [4]

Pro stanovení termodynamických vlastností spalin však neexistuje žádný mezinárodní standard. Vlastnosti spalin je možno určit pomocí matematických vztahů založených na modelu i-s diagramu spalin a vzduchu či pomocí databáze termodynamických vlastností směsí plynů a kapalin. V tomto textu byla pro tyto účely použita databáze vlastností směsí plynů a kapalin s názvem REFPROP, jež je implementována do doplňku aplikace Excel CoolProp. Měrnou entalpii spalin lze pomocí tohoto doplňku snadno určit jako funkci tlaku, teploty a složení. Jak již bylo uvedeno, tlak spalin byl uvažován v celém HRSG konstantní a roven hodnotě cca 105 kPa. [1]

Základním vztahem pro stanovení předaného tepla v rámci HRSG je modifikovaná kalorimetrická rovnice ve tvaru:

$$q = \dot{m}_p \cdot (\Delta i_p) = \dot{m}_s \cdot (\Delta i_s) \cdot (1 - z_s),$$

kde	q [kW]	množství předaného tepla,
	\dot{m}_p [kg · s ⁻¹]	hmotnostní tok pracovního média,
	Δi_p [kJ · kg ⁻¹]	rozdíl měrných entalpií páry,
	\dot{m}_s [kg · s ⁻¹]	hmotnostní tok spalin,
	Δi_s [kJ · kg ⁻¹]	rozdíl měrných entalpií spalin,
	z_s [–]	poměrná ztráta sáláním.

Pro určení množství předaného tepla páře je nutné pro první výpočet zvolit množství páry. Pro zvolené množství páry se vypočte množství předaného tepla ve všech výhřevných plochách, určí se entalpie spalin, teploty spalin a stanoví se hodnoty pinch a approach pointů. Iterační metodou se poté determinuje množství páry tak, aby hodnoty teplotních diferencí nabývaly cílových hodnot uvedených v Tab. 1.

Poměrnou ztrátu sáláním je možné určit následovně:

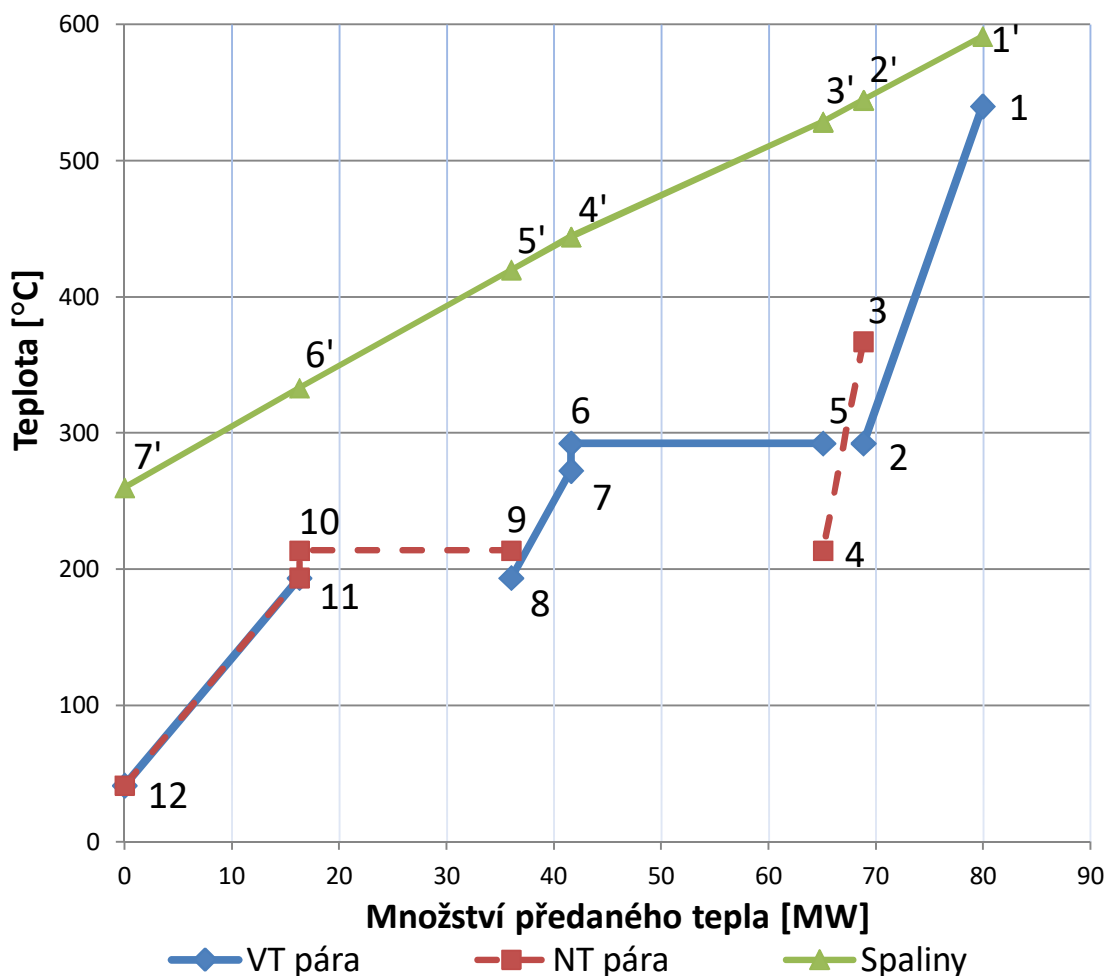
$$z_s = \frac{q_{zs}}{q_{max}} [-],$$

kde q_{zs} [MW] ztráta sáláním,
 q_{max} [MW] maximální teoretický využitelný tepelný výkon.

Na základě prvního výpočtu lze sestavit předběžný pilový diagram. Označení význačných bodů tepelného výpočtu koresponduje s označením na Obr. 3.

3.1.1 Pilový diagram

Pilový diagram je graf závislosti teploty na množství předaného tepla. Na následujícím obrázku je zobrazen předběžný návrh pilového diagramu. V tomto diagramu lze vidět jak uspořádání teplosměnných ploch HRSG, tak i průběh teplot spalin, páry a vody v závislosti na množství předaného tepla. Je zřejmé, že takto navržený HRSG by byl značně neefektivní a proto je nutné provést tepelný a optimalizační výpočet. V této práci je detailněji uveden pouze výpočet dvoutlakového HRSG s uspořádáním dle Obr. 3. Kalkulace ostatních derivátů výpočtu se provádí obdobně, a proto zde nejsou detailně popisovány. Výsledky a porovnání ostatních variant jsou uvedeny v kapitole 3.4.



Obr. 3 Předběžný návrh pilového diagramu

3.1.2 Parametry vody a vodní páry

Jak již bylo zmíněno v kapitole 3.1, parametry vody a vodní páry byly určeny pomocí tabulek termodynamických vlastností vody a vodní páry s názvem Steam tables.

3.1.2.1 Vysokotlaký okruh

Výstup přehříváku (Bod 1)

Stav média – přehřátá pára

$$p_1 = 7,5 \text{ MPa (dle zadání)}$$

$$t_1 = t'_1 - \Delta t_{avT} = 591,2 - 51,2 = 540 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_1 = f(p_1, t_1) = 3502,558 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Vstup přehříváku a výstup výparníku (Body 2 a 5)

Stav média – sytá pára

$$p_2 = p_5 = p_1 + \frac{p_1 \cdot \Delta p_p}{100} = 7,5 + \frac{7,5 \cdot 3}{100} = 7,725 \text{ MPa}$$

$$t_2 = t_5 = t_s(p_2) = 292,577 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_2 = i_5 = f(p_2, x = 1) = 2762,632 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Approach point (Bod 6)

Stav média – sytá kapalina

$$p_6 = p_2 = 7,725 \text{ MPa}$$

$$t_6 = t_s(p_6) = 292,577 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_6 = f(p_6, x = 0) = 1303,770 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Vstup výparníku (Bod 7)

Stav média – kapalina

$$p_7 = p_6 = 7,725 \text{ MPa}$$

$$t_7 = t_6 - \Delta t_{ae} = 292,577 - 5 = 287,577 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_7 = f(p_7, t_7) = 1276,349 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Vstup ekonomizéru (Bod 8)

Stav média – kapalina

$$p_8 = p_7 + \frac{p_1 \cdot \Delta p_e}{100} = 7,725 + \frac{7,5 \cdot 3}{100} = 8,025 \text{ MPa}$$

$$t_8 = t_s(p_{10}) - \Delta t_{ae} = 183,319 - 5 = 178,319 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_8 = f(p_8, t_8) = 759,431 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

3.1.2.2 Nízkotlaký okruh

Výstup přehříváku (Bod 3)

Stav média – přehřátá pára

Jak již bylo zmíněno, tlak NT páry bylo nutné optimalizovat. Optimální tlak NT páry je možné determinovat sestavením diagramu závislosti výkonu parní turbíny na tlaku NT páry. Z tohoto diagramu je možné následně určit optimální hodnotu tlaku NT páry. Výkon parní turbíny pro účely optimalizace tlaku NT páry byl vypočten následovně:

$$P = P_{VT} + P_{NT}$$

$$P_{VT} = (i_1 - i_{VTexp}) \cdot \dot{m}_{VT} \cdot k,$$

$$P_{VT} = [i_1 - (i_1 - i_{NTiz}) \cdot \eta_{td}] \cdot \dot{m}_{VT} \cdot k,$$

kde	$i_1 [kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpie admisní páry,
	$i_{NTiz} [kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpie VT páry při tlaku NT páry, determinována jako $f(p_3, s_1)$,
	$\eta_{td} [-]$	účinnost turbíny, pro účely optimalizace 0,85,
	$\dot{m}_{VT} [kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní průtok VT páry,
	$k [-]$	počet HRSG na jednu turbínu.

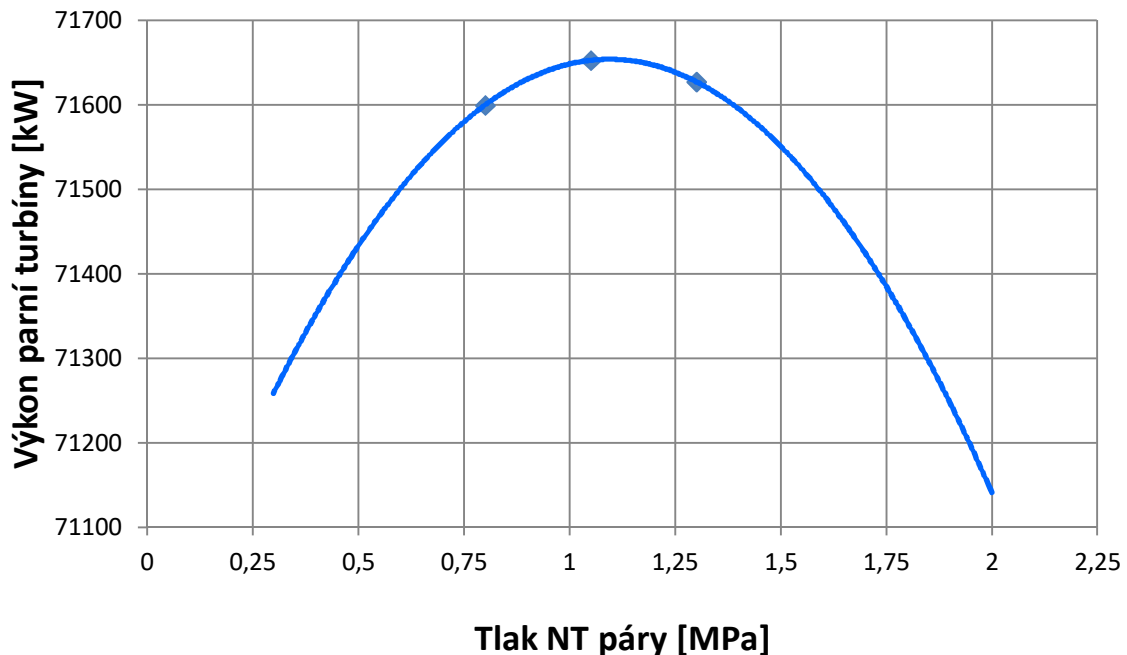
$$P_{NT} = (i_{VTexp} - i_{NTexp}) \cdot \dot{m}_k \cdot k,$$

$$P_{NT} = \{(i_1 - i_{NTiz}) \cdot \eta_{td} - [i_1 - (i_1 - i_{kiz}) \cdot \eta_{td}]\} \cdot \dot{m}_k \cdot k,$$

kde	$i_1 [kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpie admisní páry,
	$i_{NTiz} [kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpie VT páry při tlaku NT páry, determinována jako $f(p_3, s_1)$,
	$\eta_{td} [-]$	účinnost turbíny, pro účely optimalizace 0,85,
	$i_{kiz} [kJ \cdot kg^{-1}]$	izoentropická entalpie výstupní páry, determinována jako $f(p_k, s_1)$,
	$\dot{m}_k [kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní průtok páry do kondenzátoru,
	$k [-]$	počet HRSG na jednu turbínu.

Diagram závislosti výkonu parní turbíny na tlaku NT páry lze vidět na *Obr. 4*, ze kterého je patrný optimální tlak NT páry.

$$p_3 = 1,05 \text{ MPa}$$



Obr. 4 Graf závislosti výkonu parní turbíny na tlaku NT páry

Teplotu vyexpedované VT páry lze určit jako funkci tlaku NT páry a entalpie vyexpedované VT páry na tlakovou úroveň NT páry. Aby bylo možné smísit NT páru produkovanou spalínovým kotlem s vyexpedovanou VT parou v turbíně, je nutné, aby měla NT pára zaručeně vyšší teplotu. Teplota a entalpie NT páry byla určena následovně. [5]

$$t_3 = f(p_3, i_{VTexp}) + 10 = 285,037 + 10 = 295,037 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$i_3 = f(p_3, t_3) = 3039,709 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Vstup přehříváku a výstup výparníku (Body 4 a 9)

Stav média – sytá pára

$$p_4 = p_9 = p_3 + \frac{p_3 \cdot \Delta p_p}{100} = 1,05 + \frac{1,05 \cdot 3}{100} = 1,082 \text{ MPa}$$

$$t_4 = t_9 = t_s(p_4) = 183,319 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$i_4 = i_9 = f(p_4, x = 1) = 2780,047 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Approach point (Bod 10)

Stav média – sytá kapalina

$$p_{10} = p_4 = 1,082 \text{ MPa}$$

$$t_{10} = t_s(p_{10}) = 183,319 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Vstup výparníku (Bod 11)

Stav média – kapalina

$$p_{11} = p_{10} = 1,082 \text{ MPa}$$

$$t_{11} = t_{10} - \Delta t_{ae} = 183,319 - 5 = 178,319 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_{11} = f(p_{11}, t_{11}) = 755,827 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

3.1.2.3 Vysokotlaký a nízkotlaký okruh

Vstup ekonomizéru (Bod 12)

Stav média – kapalina

$$p_{12} = p_{11} + \frac{p_3 \cdot \Delta p_e}{100} = 1,082 + \frac{1,05 \cdot 3}{100} = 1,124 \text{ MPa}$$

$$t_{12} = f(p_k, i_k) = 43,776 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_k = 0,009 \text{ MPa (zvolený kondenzační tlak)}$$

$$i_k = f(p_k, x = 0) = 183,262 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{12} = f(p_{12}, t_{12}) = 184,297 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

3.1.3 Parametry spalín

Entalpie spalín pro potřeby tepelného výpočtu byla vždy určena jako funkce tlaku, teploty a složení spalín pomocí doplňku aplikace Excel CoolProp zmiňovaného v kapitole 3.1. Zde je uvedena pouze hodnota entalpie výstupních spalín z GT. Hodnoty teplot a entalpií ostatních význačných bodů včetně jejich výpočtů jsou uvedeny v kapitole 3.1.5.

Bod 1'

$$p'_1 = 105378 \text{ Pa}$$

$$t'_1 = 591,2 \text{ }^\circ\text{C (dle zadání)}$$

$$i'_1 = f(p'_1, t'_1, \text{složení}) = 1066,527 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

3.1.4 Ztráta sáláním a poměrná ztráta

Maximální teoretický využitelný tepelný výkon

$$q_{max} = \dot{m}_s \cdot i'_1 = 202,7 \cdot 1066,530 = 216,186 \text{ MW}$$

Ztráta sáláním

$$q_{zs} = q_{max}^{0,7} \cdot C = 216,186^{0,7} \cdot 0,0113 = 0,487 \text{ MW},$$

kde konstanta C pro plynné palivo a zemní plyn je rovna 0,0113.

Poměrná ztráta sáláním

$$z_s = \frac{q_{zs}}{q_{max}} = \frac{0,487}{216,186} = 0,00225 = 0,225 \%$$

3.1.5 Tepelná bilance HRSG

Pro sestavení tepelné bilance jednotlivých výhřevných ploch bylo nejprve nutné zvolit množství VT a NT páry a iterativním přepočtem poté měnit zvolená množství s cílem dosažení zvolených hodnot obou pinch pointů (15 °C). Výsledná množství VT a NT páry byla stanovena na následující hodnoty a celá tepelná bilance je zde uvedena po provedení iterativního přepočtu.

$$\dot{m}_{VT} = 29,477 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \text{ (po iterativním přepočtu)}$$

$$\dot{m}_{NT} = 4,396 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \text{ (po iterativním přepočtu)}$$

VT přehřívák

Teplo potřebné pro přehřátí páry

$$q_{VTP} = \dot{m}_{VT} \cdot (i_1 - i_2) = 29,477 \cdot (3502,558 - 2762,632) = 21810,785 \text{ kW}$$

Stanovení entalpie spalin v bodě 2'

$$q_{VTP} = \dot{m}_S \cdot (i'_1 - i'_2) \cdot (1 - z_S)$$

$$i'_2 = i'_1 - \frac{q_{VTP}}{\dot{m}_S \cdot (1 - z_S)} = 1066,527 - \frac{21810,785}{202,7 \cdot (1 - 0,225)} = 958,685 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$t'_2 = f(p'_2, i'_2, \text{složení}) = 499,024 \text{ °C}$$

NT přehřívák

Teplo potřebné pro přehřátí páry

$$q_{NTP} = \dot{m}_{NT} \cdot (i_3 - i_4) = 4,396 \cdot (3039,709 - 2780,046) = 1141,477 \text{ kW}$$

Stanovení entalpie spalin v bodě 3'

$$q_{NTP} = \dot{m}_S \cdot (i'_2 - i'_3) \cdot (1 - z_S)$$

$$i'_3 = i'_2 - \frac{q_{NTP}}{\dot{m}_S \cdot (1 - z_S)} = 958,685 - \frac{1141,477}{202,7 \cdot (1 - 0,225)} = 953,041 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$t'_3 = f(p'_3, i'_3, \text{složení}) = 494,147 \text{ °C}$$

VT výparník

Výparné teplo páry

$$q_{VTV} = \dot{m}_{VT} \cdot (i_5 - i_7) = 29,477 \cdot (2762,632 - 1276,635) = 43811,167 \text{ kW}$$

Stanovení entalpie spalin v bodě 4'

$$q_{VTV} = \dot{m}_S \cdot (i'_3 - i'_4) \cdot (1 - z_S)$$

$$i'_4 = i'_3 - \frac{q_{VTV}}{\dot{m}_S \cdot (1 - z_S)} = 953,0413 - \frac{43811,167}{202,7 \cdot (1 - 0,225)} = 742,060 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$t'_4 = f(p'_4, i'_4, \text{složení}) = 307,586 \text{ °C}$$

Kontrola VT pinch pointu

$$\Delta t_{pVT} = t'_4 - t_6 = 307,586 - 292,577 = 15,009 \text{ °C}$$

VT ekonomizér

Teplo potřebné pro ohřátí vody

$$q_{VTE} = \dot{m}_{VT} \cdot (i_7 - i_8) = 29,477 \cdot (1276,349 - 759,431) = 15237,190 \text{ kW}$$

Stanovení entalpie spalin v bodě 5'

$$q_{VTE} = \dot{m}_S \cdot (i'_4 - i'_5) \cdot (1 - z_S)$$

$$i'_5 = i'_4 - \frac{q_{VTE}}{\dot{m}_S \cdot (1 - z_S)} = 742,060 - \frac{15237,190}{202,7 \cdot (1 - 0,225)} = 666,719 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$t'_5 = f(p'_5, i'_5, \text{složení}) = 238,911 \text{ }^\circ\text{C}$$

NT výparník

Výparné teplo páry

$$q_{NTV} = \dot{m}_{NT} \cdot (i_9 - i_{11}) = 4,396 \cdot (2780,047 - 755,827) = 8898,468 \text{ kW}$$

Stanovení entalpie spalin v bodě 6'

$$q_{NTV} = \dot{m}_S \cdot (i'_5 - i'_6) \cdot (1 - z_S)$$

$$i'_6 = i'_5 - \frac{q_{NTV}}{\dot{m}_S \cdot (1 - z_S)} = 666,719 - \frac{8898,468}{202,7 \cdot (1 - 0,225)} = 622,720 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$t'_6 = f(p'_6, i'_6, \text{složení}) = 198,326 \text{ }^\circ\text{C}$$

Kontrola NT pinch pointu

$$\Delta t_{pNT} = t'_6 - t_{10} = 198,326 - 183,319 = 15,007 \text{ }^\circ\text{C}$$

Společný ekonomizér

$$\dot{m}_S = \dot{m}_{NT} + \dot{m}_{VT} = 4,396 + 29,477 = 33,873 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Teplo potřebné pro ohřátí vody

$$q_{SE} = \dot{m}_{VT} \cdot (i_{11} - i_{12}) = 33,873 \cdot (755,827 - 184,297) = 19359,445 \text{ kW}$$

Stanovení entalpie spalin v bodě 7'

$$q_{SE} = \dot{m}_S \cdot (i'_6 - i'_7) \cdot (1 - z_S)$$

$$i'_7 = i'_6 - \frac{q_{SE}}{\dot{m}_S \cdot (1 - z_S)} = 622,720 - \frac{19359,445}{202,7 \cdot (1 - 0,225)} = 526,996 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$t'_7 = f(p'_7, i'_7, \text{složení}) = 108,959 \text{ }^\circ\text{C}$$

Pro bezproblémové fungování HRSG je nutné sledovat výstupní teplotu spalin t'_7 . Při nižších hodnotách této teploty, resp. při podkročení teploty rosného bodu spalin, může docházet vlivem kondenzace kyselin k vytváření usazenin na povrchu žebrovaných trubek. Tyto usazeniny mohou vést k zrychlené korozi materiálu trubek. Teplota rosného bodu spalin roste se zvyšujícím se obsahem oxidů síry ve spalinách, kdy se v tomto případě nedoporučuje volit výstupní teplotu spalin nižší než 140 °C. Zadané spaliny neobsahují žádné oxidy síry a teplota rosného bodu se pohybuje okolo 80 °C, což je bezpečně pod výstupní teplotou spalin t'_7 . [2]

3.1.6 Přehled vypočtených hodnot

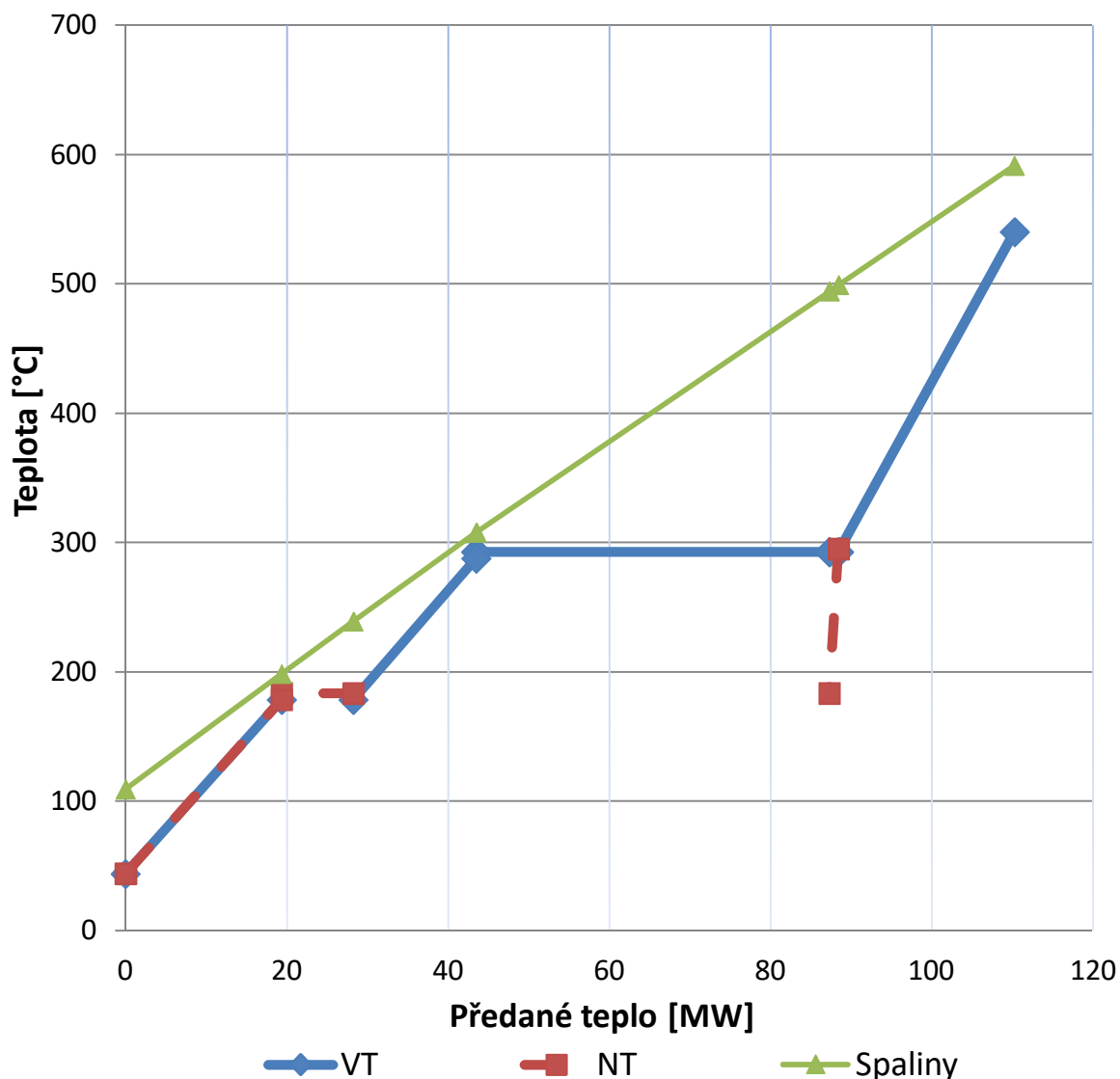
V následující tabulce jsou pro přehlednost sumarizovány vypočtené teoretické výkony jednotlivých výhřevných ploch a celkový teoretický výkon HRSG. V *Tab. 3* můžeme vidět souhrn vypočtených parametrů vody, páry a spalin. Na základě zde uvedených dat je možné sestavit diagram závislosti teploty na předaném tepelném výkonu, resp. pilový diagram, který lze vidět na *Obr. 5*. Z tohoto diagramu lze vyčíst, že maximální teoreticky využitelný tepelný výkon spalin byl po provedení optimalizace HRSG využit výrazně lépe než v případě předběžného návrhu.

Vypočtená veličina	Označení	Výkon [kW]
Výkon VT přehříváku	q_{VTP}	21810,785
Výkon NT přehříváku	q_{NTP}	1141,477
Výkon VT výparníku	q_{VTV}	43811,167
Výkon VT ekonomizéru	q_{VTE}	15237,190
Výkon NT výparníku	q_{NTV}	8898,468
Výkon společného ekonomizéru	q_{SE}	19359,445
Celkový výkon	q_c	110258,532

Tab. 2 Přehled vypočtených teoretických výkonů jednotlivých teplosměnných ploch

Výpočtový bod vody/páry	Odpovídající bod spalin	T_p [°C]	p_p [MPa]	i_p [kJ · kg ⁻¹]	T_s [°C]	i_s [kJ · kg ⁻¹]
1	1'	540,000	7,500	3502,558	591,200	1066,530
2	2'	292,577	7,725	2762,632	499,024	958,685
3	2'	295,037	1,050	3039,709	499,024	958,685
4	3'	183,319	1,082	2780,047	494,147	953,041
5	3'	292,577	7,725	3039,709	494,147	953,041
6	4'	292,577	7,725	1303,770	307,586	742,060
7	4'	287,577	7,725	1276,349	307,586	742,060
8	5'	178,319	8,025	759,431	238,911	666,719
9	5'	183,319	1,082	2780,047	238,911	666,719
10	6'	183,319	1,082	777,870	198,326	622,720
11	6'	178,319	1,082	755,827	198,326	622,720
12	7'	43,776	1,124	184,297	108,959	526,996

Tab. 3 Přehled vypočtených parametrů páry, vody a spalin



Obr. 5 Pilový diagram sestavený na základě vypočtených hodnot

3.2 Návrh spalínového kanálu

Rozměry spalínového kanálu HRSG se obvykle navrhují dle první výhřevné plochy ze strany spalín, a to VT přehříváku. Pro potřeby výpočtu je nejprve nutné zvolit uspořádání, rozměry trubek a rychlost proudění páry. Celkový průřez teplosměnné plochy lze vypočítat pomocí rovnice kontinuity.

$$S_p = \frac{\dot{m}_p \cdot v_p}{w_p} [m^2],$$

kde $\dot{m}_p [kg \cdot s^{-1}]$

$v_p [m^3 \cdot kg^{-1}]$

$w_p [m \cdot s^{-1}]$

hmotnostní průtok páry,

střední hodnota objemu páry,

rychlost proudění páry.

Na základě celkového průřezu trubek se vypočítá počet trubek v jedné podélné řadě dle následujícího vzorce a zpětně se determinuje skutečná rychlost proudění páry trubkami VT přehříváku.

$$n_{TR} = \frac{4 \cdot S_p}{\pi \cdot d^2} [-],$$

kde S_p [m^2] celkový průřez trubek,
 d [m] vnitřní průměr trubky.

Průtočná plocha spalínového kanálu se stanoví podílem skutečného objemového průtoku spalín a rychlosti spalín, kterou je opět nutno volit. Vztah pro určení průtočné plochy spalínového kanálu má tvar:

$$S_{KAN} = \frac{M_S^{sk}}{w_{sp}} [m^2],$$

kde M_S^{sk} [$m^3 \cdot s^{-1}$] skutečný objemový tok spalín,
 w_{sp} [$m \cdot s^{-1}$] rychlost proudění spalín.

Šířku spalínového kanálu lze poté vypočítat na základě zvolených rozměrů trubek a jejich uspořádání následovně:

$$s = \left(n_{TR} + \frac{1}{2} \right) \cdot s_1 [m],$$

kde s_1 [m] příčná rozteč trubek.

Na základě vypočítané šířky spalínového se volí skutečná šířka a stanoví se výška spalínového kanálu na základě vztahu:

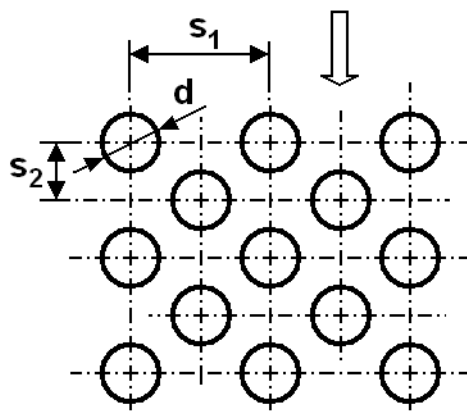
$$S_{KAN} = s \cdot l - l \cdot D \cdot n_{TR} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot l \cdot n_z \cdot n_{TR} [m^2],$$

kde l [m] výška spalínového kanálu,
 D [m] vnější průměr trubky,
 h_z [m] výška žeber trubek,
 t_z [m] tloušťka žeber trubek,
 n_z [m^{-1}] počet žeber na jednotkovou délku trubky.

Na základě skutečných rozměrů spalínového kanálu se stanoví skutečná průtočná plocha spalínového kanálu a skutečná rychlost proudění spalín. [8]

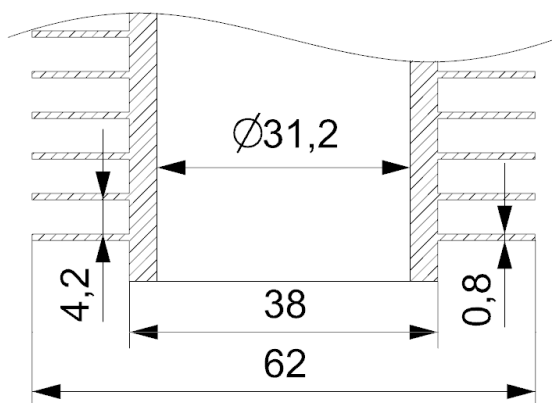
3.2.1 Návrh typu, rozměrů a uspořádání trubek

Součinitele přestupu tepla ze strany spalín jsou řádově nižší než součinitele přestupu tepla ze strany pracovního média cyklu. Z toho důvodu je nutné zintenzivnit přenos tepla ze strany spalín do pracovního média zvětšením vnějšího povrchu trubek. Současným standardem pro návrh spalínových kotlů je použití trubek opatřených zvětšenými povrchy, ať už se jedná o žebrování, páskové žebrování, či trnování. V této práci, pokud není řečeno jinak, jsou všechny teplosměnné plochy opatřeny trubkami s kruhovými žebry uspořádané střídavě. Toto uspořádání je vyobrazeno na Obr. 6.



Obr. 6 Střídavé uspořádání trubek [6]

Volené rozměry trubek VT přehříváku jsou shrnuty v Tab. 4 a vyobrazeny na Obr. 7.



Obr. 7 Rozměry žebrovaných trubek VT přehříváku

Rozměr trubky	Označení	Hodnota	Jednotka
Vnitřní průměr	d	31,2	mm
Tloušťka stěny trubky	t	3,4	mm
Vnější průměr	D	38	mm
Výška žebra	h_z	12	mm
Vnější průměr s žebry	D_z	62	mm
Počet žeber na 1 m trubky	n_z	200	m^{-1}
Tloušťka žebra	t_z	0,8	mm
Rozteč žeber	s_z	5	mm
Mezitrubková vzdálenost	a	15	mm

Tab. 4 Volené parametry žebrovaných trubek VT přehříváku

3.2.2 Počet trubek v jedné podélné řadě VT přehříváku

Pro stanovení celkového průřezu trubek je nutné zvolit rychlost proudění páry potrubím a stanovit střední hodnotu měrného objemu páry. Rychlost proudění páry byla zvolena.

$$w_p = 23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$v_1 = f(p_1, t_1) = 0,048 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$v_2 = f(p_2, x = 1) = 0,024 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$v_{stř} = \frac{v_1 + v_2}{2} = \frac{0,048 + 0,024}{2} = 0,036 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Celkový průřez trubek

$$S_p = \frac{\dot{m}_{VT} \cdot v_{střVT}}{w_p} = \frac{29,477 \cdot 0,036}{23} = 0,046 \text{ m}^2$$

Počet trubek v jedné podélné řadě

$$n_{TR} = \frac{4 \cdot S_p}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0,046}{\pi \cdot 0,031^2} = 60,454 \approx 60 \text{ trubek}$$

Skutečná rychlost proudění páry se vypočítá na základě voleného počtu trubek z následujícího vztahu.

$$w_p = \frac{\dot{m}_{VT} \cdot v_{střVT}}{S_p} = \frac{\dot{m}_{VT} \cdot v_{střVT}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{TR}} = \frac{29,477 \cdot 0,036}{\frac{\pi \cdot 0,031^2}{4} \cdot 60} = 23,174 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

3.2.3 Průtočná plocha spalínového kanálu

Pro potřeby výpočtu průtočné plochy spalínového kanálu je nutné zvolit rychlost proudění spalín a stanovit střední hodnotu hustoty spalín a skutečný objemový tok spalín.

$$w_s = 15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\rho'_1 = f(p'_1, t'_1, složení) = 0,415 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\rho'_2 = f(p'_2, t'_2, složení) = 0,465 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\rho'_{stř} = \frac{\rho'_1 + \rho'_2}{2} = 0,440 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Skutečný objemový tok spalín

$$M_S^{sk} = \frac{\dot{m}_s}{\rho'_{stř}} = \frac{202,7}{0,440} = 460,894 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Průtočná plocha spalínového kanálu

$$S_{KAN} = \frac{M_S^{sk}}{w_{sp}} = \frac{460,894}{15} = 30,726 \text{ m}^2$$

3.2.4 Rozměry spalínového kanálu

Volba rozměrů trubek a jejich uspořádání určuje příčnou rozteč trubek a na základě této hodnoty je možné stanovit šířku spalínového kanálu. Volené hodnoty jsou uvedeny v Tab. 4.

Příčná rozteč trubek

$$s_1 = D_z + a = 62 + 15 = 77 \text{ mm}$$

Šířka spalínového kanálu

$$s = \left(n_{TR} + \frac{1}{2} \right) \cdot s_1 = \left(60 + \frac{1}{2} \right) \cdot 0,077 = 4,659 \text{ m} \approx 4,7 \text{ m}$$

Výška spalínového kanálu

$$l = \frac{S_{KAN}}{s - n_{TR} \cdot (D + 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z)} = \frac{30,726}{4,7 - 60(0,038 + 2 \cdot 0,012 \cdot 0,0008 \cdot 200)}$$

$$l = 14,033 \text{ m} \approx 14,1 \text{ m}$$

Skutečný průřez spalínového kanálu

$$S_{KAN}^{sk} = s \cdot l - l \cdot D \cdot n_{TR} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot l \cdot n_z \cdot n_{TR}$$

$$S_{KAN}^{sk} = 4,7 \cdot 14,1 - 14,1 \cdot 0,038 \cdot 60 - 2 \cdot 0,012 \cdot 0,0008 \cdot 200 \cdot 60$$

$$S_{KAN}^{sk} = 30,873 \text{ m}^2$$

Kontrola skutečné rychlosti spalin

$$w_{sp} = \frac{M_S^{sk}}{S_{KAN}^{sk}} = \frac{460,894}{30,873} = 14,929 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

3.2.5 Přehled vypočítaných hodnot

V Tab. 5 jsou shrnuty důležité hodnoty výpočtu spalínového kanálu.

Vypočtená veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Počet trubek v jedné podélné řadě	n_{tr}	60	-
Skutečná rychlost proudění páry	w_p	23,174	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Skutečná šířka spalínového kanálu	s	4,7	m
Skutečná výška spalínového kanálu	l	14,1	m
Skutečný průřez spalínového kanálu	S_{KAN}^{sk}	30,873	m^2
Skutečná rychlost spalin	W_{sp}	14,929	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

Tab. 5 Přehled vypočítaných hodnot spalínového kanálu

3.3 Návrh teplosměnných ploch

Prvním krokem návrhu teplosměnných ploch HRSG je volba rozměrů a uspořádání trubek. Volba rozměrů trubek a parametrů žebek byla prováděna s ohledem na vyráběné rozměry uvedené v literatuře. Parametry trubek se napříč teplosměnnými plochami liší, společným parametrem všech žebrovaných trubek je tloušťka žebek 0,8 mm a střídavé uspořádání, viz. Obr. 6. Vysokotlaký okruh byl opatřen trubkami s tloušťkou stěny 3,4 mm a nízkotlaký jednotně 2 mm. Ostatní parametry žebrovaných trubek se různí a jsou uvedeny dále. [8]

Teplosměnné plochy HRSG lze považovat za příčně obtékaný svazek trubek. Pro determinování velikosti těchto ploch na základě předaného tepelného výkonu určeného v kapitole 3.1.5 je klíčové stanovení součinitelů přestupu tepla, jak ze strany trubkového prostoru, resp. pracovního média, tak ze strany mezitrubkového prostoru, resp. spalin.

3.3.1 Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany trubkového prostoru

Nezbytným krokem pro určení součinitele přestupu tepla ze strany trubkového prostoru, resp. vody/páry, je výpočet Nusseltova čísla. Následně se využije vztah vycházející z definice Nusseltova podobnostního kritéria pro vyčíslení součinitele přestupu tepla. Tvar kritériální rovnice stanovující Nusseltovo číslo závisí na charakteru proudění pracovní látky. Jelikož je součinitel přestupu tepla ze strany páry mimo oblast plně vyvinutého turbulentního proudění velice vysoký a vstupuje do vztahu pro výpočet součinitele přestupu tepla v převrácené hodnotě, je možné jeho převrácenou hodnotu po jistém zjednodušení uvažovat jako nulovou. Pro plně vyvinuté turbulentní proudění, jež se vyskytuje převážně v přehřívácích, tomu tak není a je proto nutné determinovat Nusseltovo číslo, resp. součinitel přestupu tepla následovně. [9]

Nusseltovo číslo ze strany pracovního média dle Dittus – Boeltera [9]

$$Nu_p = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} [-],$$

kde $Re [-]$ Reynoldssovo číslo páry,
 $Pr [-]$ Prandtlovo číslo páry.

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w_p \cdot d_e}{\nu_p} [-],$$

kde $w_p [m \cdot s^{-1}]$ rychlost proudění páry,
 $d_e [m]$ ekvivalentní průměr,
 $\nu_p [m^2 \cdot s^{-1}]$ součinitel kinematické viskozity páry.

Prandtlovo číslo

$$Pr = \frac{\rho_p \cdot c_p \cdot \nu_p}{\lambda_p} [-],$$

kde $\rho_p [kg \cdot m^{-3}]$ hustota páry,
 $c_p [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ měrná tepelná kapacita páry při stálém tlaku,

$\nu_p [m^2 \cdot s^{-1}]$ součinitel kinematické viskozity páry,
 $\lambda_p [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$ součinitel tepelné vodivosti páry.

Součinitel přestupu tepla ze strany pracovního média

$$\alpha_p = \frac{Nu_p \cdot \lambda_p}{d_e} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}],$$

kde $Nu_p [-]$ Nusseltovo číslo páry,
 $\lambda_p [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$ součinitel tepelné vodivosti páry,
 $d_e [m]$ ekvivalentní průměr.

3.3.2 Výpočet součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru

Pro potřeby výpočtu součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru je opět nutné vyčíslit Nusseltovo podobnostní kritérium. Vztahy pro výpočet Nusseltova čísla jsou závislé na řadě faktorů, ať už se jedná o uspořádání, rozměry, typ trubek, či podélné a příčné rozteči. Pro případ vysokého žebrování a střídavým uspořádáním trubek je Nusseltovo číslo dáno následujícím vztahem. [10]

Nusseltovo číslo ze strany spalin

$$Nu_s = 0,242 \cdot Re^{0,658} \cdot \left(\frac{e_z}{h_z}\right)^{0,297} \cdot \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{-0,091} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot F_1 \cdot F_2 [-],$$

kde $Re [-]$ Reynoldsovo číslo spalin,
 $e_z [m]$ vzdálenost mezi žebry,
 $h_z [m]$ výška žebra,
 $s_1 [m]$ příčná rozteč trubek,
 $s_2 [m]$ podélná rozteč trubek,
 $Pr [-]$ Prandtlovo číslo spalin,
 $F_1 [-]$ koeficient změny vlastností média,
 $F_2 [-]$ koeficient počtu řad trubek.

Koeficient F_1 má v tomto případě vliv pouze při vysokých teplotách, které se v HRSG nevyskytují, jeho hodnota je tudíž uvažována jako 1. Hodnota koeficientu F_2 závisí na počtu řad trubek dle Tab. 6.

Počet řad trubek	1	2	3	4 a více
Koeficient F_2	0,76	0,84	0,92	1

Tab. 6 Závislost koeficientu F_2 na počtu řad trubek [10]

Teoretický součinitel přestupu tepla ze strany spalin [10]

$$\alpha_s = \frac{Nu_s \cdot \lambda_s}{d_e} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}],$$

kde	$Nu_s [-]$	Nusseltovo číslo spalin,
	$\lambda_s [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	součinitel tepelné vodivosti spalin,
	$d_e [m]$	ekvivalentní průměr.

Pro stanovení skutečného součinitele přestupu tepla spalin je nutné vyčíslit účinnost žeber. To lze učinit dle následujícího vztahu. [10]

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tgh} \left(\sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_s}{t_z \cdot \lambda_z}} \cdot \psi_f \right)}{\sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_s}{t_z \cdot \lambda_z}} \cdot \psi_f} [-],$$

kde	$t_z [m]$	tloušťka žeber trubek,
	$\alpha_s [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	teoretický součinitel přestupu tepla ze strany spalin,
	$\lambda_z [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	součinitel tepelné vodivosti žeber,
	$\psi_f [-]$	korekční koeficient žebrovaných trubek.

Korekční koeficient žebrovaných trubek [10]

$$\psi_f = \frac{D}{2} \cdot \left(\frac{D_z}{D} - 1 \right) \cdot \left(1 + 0,35 \cdot \ln \frac{D_z}{D} \right) [-],$$

kde	$D [m]$	vnější průměr trubky,
	$D_z [m]$	vnější průměr trubky včetně žebrování.

Skutečný součinitel přestupu tepla ze strany spalin [10]

$$\alpha_s^{sk} = \left(\frac{\eta_z \cdot S_z + S_w}{S_c} \right) \cdot \alpha_s [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}],$$

kde	$\eta_z [-]$	účinnost žeber,
	$S_z [m^2]$	plocha povrchu žeber,
	$S_w [m^2]$	plocha trubky mezi žebry,
	$S_c [m^2]$	celková plocha žebrované trubky,
	$\alpha_s [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	teoretický součinitel přestupu tepla ze strany spalin.

Pro potřeby výpočtu skutečného součinitele přestupu tepla je nutné znát všechny uvedené plochy částí trubek, ty se vyčíslí následovně. [9]

Plocha povrchu žebor pro jednotkovou délku trubky

$$S_z = \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot (D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot t_z \right) \cdot n_z \text{ [m}^2\text{]},$$

kde	D_z [m]	vnější průměr trubky včetně žebrování,
	D [m]	vnější průměr trubky,
	t_z [m]	tloušťka žebor trubek,
	n_z [-]	počet žebor na jednotkovou délku trubky.

Plocha trubky mezi žebory pro jednotkovou délku trubky

$$S_w = n_z \cdot e_z \cdot \pi \cdot D \text{ [m}^2\text{]},$$

kde	n_z [-]	počet žebor na jednotkovou délku trubky,
	e_z [m]	vzdálenost mezi žebory,
	D [m]	vnější průměr trubky.

Celková plocha žebrované trubky pro jednotkovou délku

$$S_c = S_z + S_w \text{ [m}^2\text{]},$$

kde	S_z [m ²]	plocha povrchu žebor,
	S_w [m ²]	plocha trubky mezi žebory.

Vnitřní plocha trubky

$$S_i = \pi \cdot d \text{ [m}^2\text{]},$$

kde	d [m]	vnitřní průměr trubky.
-----	---------	------------------------

3.3.3 Výpočet vnější teplosměnné plochy a počtu podélných řad trubek

Součinitel prostupu tepla [9]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s^{sk}} + \frac{1}{\alpha_p} \cdot \frac{S_c}{S_i}} \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\text{]},$$

kde	α_s^{sk} [W · m ⁻² · K ⁻¹]	skutečný součinitel přestupu tepla ze strany spalin,
	α_p [W · m ⁻² · K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla ze strany pracovního média,
	S_c [m ²]	celková plocha žebrované trubky,
	S_i [m ²]	vnitřní plocha trubky.

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} [K],$$

kde	$\Delta t_1 [K]$	teplotní diference mezi výstupními spalinami a vstupním pracovním médiem,
	$\Delta t_2 [K]$	teplotní diference mezi vstupními spalinami a výstupním pracovním médiem.

Vnější teplosměnná plocha

$$S = \frac{q}{k \cdot \Delta t_{ln}} [m^2],$$

kde	$q [W]$	výkon dané teplosměnné plochy,
	$k [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	součinitel prostupu tepla,
	$\Delta t_{ln} [K]$	logaritmický teplotní spád.

Počet podélných řad trubek

$$n_R = \frac{S}{S_R} [-],$$

kde	$S [m^2]$	vnější teplosměnná plocha,
	$S_R [m^2]$	teplosměnná plocha jedné podélné řady trubek.

Teplosměnná plocha jedné podélné řady trubek

$$S_R = l \cdot S_c \cdot n_{TR} [m^2],$$

kde	$l [m]$	skutečná výška spalínového kanálu,
	$S_c [m^2]$	celková plocha žebrované trubky pro jednotkovou délku,
	$n_{TR} [-]$	počet trubek v jedné podélné řadě.

Na základě výpočtu se volí skutečný počet řad trubek. Dále je nutné provést kontrolu volby počtu řad trubek, a to výpočtem skutečné vnější teplosměnné plochy a skutečného výkonu teplosměnné plochy. Poměrná odchylka navrženého tepelného výkonu a skutečného nesmí přesahovat toleranci 5 %. Na základě skutečného tepelného výpočtu se stanoví skutečná teplota výstupních spalin a opět se provede kontrola odchylky výstupních teplot spalin s dovolenou tolerancí 3 °C. [9]

3.3.4 Výpočet teplosměnné plochy VT přehříváku

3.3.4.1 Návrh typu, rozměrů a uspořádání trubek včetně výpočtů ploch

Použité trubky VT přehříváku již byly navrženy v kapitole 3.2.1 a jejich parametry byly uvedeny v *Tab. 4*.

Příčná rozteč trubek

$$s_1 = D_z + a = 62 + 15 = 77 \text{ mm}$$

Podélná rozteč trubek (voleno)

$$s_2 = 95 \text{ mm}$$

Plocha povrchu žeber pro jednotkovou délku trubky

$$S_z = \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot (D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot t_z \right) \cdot n_z$$

$$S_z = \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot (0,062^2 - 0,038^2)}{4} + \pi \cdot 0,062 \cdot 0,0008 \right) \cdot 200 = 0,785 \text{ m}^2$$

Plocha trubky mezi žebry pro jednotkovou délku trubky

$$S_w = n_z \cdot e_z \cdot \pi \cdot D = 200 \cdot 0,0042 \cdot \pi \cdot 0,038 = 0,100 \text{ m}^2$$

Celková plocha žebrované trubky pro jednotkovou délku

$$S_c = S_z + S_w = 0,785 + 0,100 = 0,885 \text{ m}^2$$

Vnitřní plocha trubky

$$S_i = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0312 = 0,098 \text{ m}^2$$

3.3.4.2 Součinitel přestupu tepla ze strany páry

Střední tlak páry

$$p_{pstř} = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{7,5 + 7,725}{2} = 7,613 \text{ MPa}$$

Střední teplota páry

$$t_{pstř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{540 + 292,577}{2} = 416,288 \text{ °C}$$

Střední měrný objem páry

$$v_{pstř} = f(p_{pstř}, t_{pstř}) = 0,036 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Střední součinitel tepelné vodivosti páry

$$\lambda_{pstř} = f(p_{pstř}, t_{pstř}) = 0,064 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední součinitel dynamické viskozity páry

$$\mu_{pstř} = f(p_{stř}, t_{stř}) = 2,513 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Součinitel kinematické viskozity páry

$$\nu_{pstř}' = \mu_{pstř} \cdot \nu_{pstř} = 2,513 \cdot 10^{-5} \cdot 0,036 = 9,064 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Střední měrná tepelná kapacita páry při stálém tlaku

$$c_{ppstř} = f(p_{stř}, t_{stř}) = 2670,068 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Reynoldsovo číslo páry

$$Re_p = \frac{w_p \cdot d_e}{\nu_{pstř}'} = \frac{23,174 \cdot 0,0312}{9,06 \cdot 10^{-7}} = 797721,755$$

Prandtlovo číslo páry

$$Pr_p = \frac{\rho_{pstř} \cdot c_{pstř} \cdot \nu_{pstř}'}{\lambda_{pstř}} = \frac{c_{pstř} \cdot \nu_{pstř}'}{\lambda_{pstř} \cdot \nu_{pstř}'} = \frac{2670,068 \cdot 9,064 \cdot 10^{-7}}{0,064 \cdot 0,036} = 1,041$$

Nusseltovo číslo páry

$$Nu_p = 0,023 \cdot Re_p^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} = 0,023 \cdot 797721,755^{0,8} \cdot 1,041^{0,4} = 1231,015$$

Součinitel přestupu tepla ze strany páry

$$\alpha_p = \frac{Nu_p \cdot \lambda_{pstř}}{d_e} = \frac{1231,015 \cdot 0,064}{0,0312} = 2542,328 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

3.3.4.3 Součinitel přestupu tepla ze strany spalín

Střední tlak spalín

$$p_{sstř} = 0,105 \text{ MPa}$$

Střední teplota spalín

$$t_{sstř} = \frac{t_1' + t_2'}{2} = \frac{591,2 + 499,024}{2} = 545,112 \text{ }^\circ\text{C}$$

Střední hustota spalín

$$\rho_{sstř} = f(p'_{sstř}, t'_{sstř}, složení) = 0,438 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Střední součinitel tepelné vodivosti spalín

$$\lambda_{sstř} = f(p'_{sstř}, t'_{sstř}, složení) = 0,058 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední součinitel dynamické viskozity spalín

$$\mu_{sstř} = f(p'_{sstř}, t'_{sstř}, složení) = 3,669 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Součinitel kinematické viskozity spalin

$$\nu_{sstř} = \frac{\mu_{sstř}}{\rho_{sstř}} = \frac{3,669 \cdot 10^{-5}}{0,438} = 8,368 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Střední měrná tepelná kapacita páry při stálém tlaku

$$c_{psstř} = f(p'_{sstř}, t'_{sstř}, složení) = 1066,530 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Ekvivalentní průměr pro výpočet podobnostních čísel

$$d_e = \frac{S_i \cdot d + S_z \cdot \sqrt{\frac{S_z}{2 \cdot n_z}}}{S_c} = \frac{0,098 \cdot 0,0312 + 0,785 \cdot \sqrt{\frac{0,785}{2 \cdot 200}}}{0,885} = 0,043 \text{ m}$$

$$d_e = 43,493 \text{ mm}$$

Reynoldsovo číslo spalin

$$Re_s = \frac{w_s \cdot d_e}{\nu_{sstř}} = \frac{14,929 \cdot 0,043}{8,368 \cdot 10^{-5}} = 7759,274$$

Prandtlovo číslo spalin

$$Pr_s = \frac{\rho_{sstř} \cdot c_{psstř} \cdot \nu_{sstř}}{\lambda_{sstř}} = \frac{0,438 \cdot 1066,530 \cdot 8,368 \cdot 10^{-5}}{0,058} = 0,739$$

Koeficient F_2 (voleno zpětně po přepočtu dle Tab. 6)

$$F_2 = 1$$

Nusseltovo číslo ze strany spalin

$$Nu_s = 0,242 \cdot Re_s^{0,658} \cdot \left(\frac{e_z}{h_z}\right)^{0,297} \cdot \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{-0,091} \cdot Pr_s^{\frac{1}{3}} \cdot F_1 \cdot F_2$$

$$Nu_s = 0,242 \cdot 7759,274^{0,658} \cdot \left(\frac{0,0042}{0,012}\right)^{0,297} \cdot \left(\frac{0,077}{0,095}\right)^{-0,091} \cdot 0,739^{\frac{1}{3}} \cdot 1 \cdot 1$$

$$Nu_s = 59,215$$

Teoretický součinitel přestupu tepla ze strany spalin

$$\alpha_s = \frac{Nu_s \cdot \lambda_{sstř}}{d_e} = \frac{59,215 \cdot 0,058}{0,043} = 79,353 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Korekční koeficient žebrovaných trubek

$$\psi_f = \frac{D}{2} \cdot \left(\frac{D_z}{D} - 1\right) \cdot \left(1 + 0,35 \cdot \ln \frac{D_z}{D}\right) = \frac{0,038}{2} \cdot \left(\frac{0,062}{0,038} - 1\right) \cdot \left(1 + 0,35 \cdot \ln \frac{0,062}{0,038}\right)$$

$$\psi_f = 0,014$$

Účinnost žeber

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tgh}\left(\sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_s}{t_z \cdot \lambda_z}} \cdot \psi_f\right)}{\sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_s}{t_z \cdot \lambda_z}} \cdot \psi_f} = \frac{\operatorname{tgh}\left(\sqrt{\frac{2 \cdot 79,353}{0,0008 \cdot 40}} \cdot 0,014\right)}{\sqrt{\frac{2 \cdot 79,353}{0,0008 \cdot 40}} \cdot 0,014} = 0,765 = 76,505 \%$$

Skutečný součinitel přestupu tepla ze strany spalín

$$\alpha_s^{sk} = \left(\frac{\eta_z \cdot S_z + S_w}{S_c}\right) \cdot \alpha_s = \left(\frac{0,765 \cdot 0,785 + 0,100}{0,885}\right) \cdot 79,353 = 62,820 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

3.3.4.4 Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s^{sk}} + \frac{1}{\alpha_p} \cdot \frac{S_c}{S_i}} = \frac{1}{\frac{1}{62,820} + \frac{1}{2542,328} \cdot \frac{0,885}{0,098}} = 51,357 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

3.3.4.5 Vnější teplosměnná plocha a počet podélných řad trubek

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_1 = t_2' - t_2 = 499,024 - 292,577 = 206,448 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_1' - t_1 = 591,2 - 540 = 51,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{206,448 - 51,2}{\ln\left(\frac{206,448}{51,2}\right)} = 111,344 \text{ }^\circ\text{C}$$

Vnější teplosměnná plocha

$$S = \frac{q_{VTP}}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{21810784,957}{51,357 \cdot 111,344} = 3814,217 \text{ m}^2$$

Vnější teplosměnná plocha jedné podélné řady trubek

$$S_R = l \cdot S_c \cdot n_{TR} = l \cdot S_c \cdot n_{TR} = 14,1 \cdot 0,885 \cdot 60 = 749,071 \text{ m}^2$$

Počet podélných řad trubek

$$n_R = \frac{S}{S_R} = \frac{3814,217}{749,071} = 5,092 \approx 5$$

3.3.4.6 Kontrola skutečného předaného tepla

Skutečná vnější teplosměnná plocha

$$S_{VTP}^{sk} = n_R \cdot n_{TR} \cdot l \cdot S_c = 5 \cdot 60 \cdot 14,1 \cdot 0,885 = 3745,354 \text{ m}^2$$

Skutečné předané teplo

$$q_{VTP}^{sk} = k \cdot S_{VTP}^{sk} \cdot \Delta t_{ln} = 51,357 \cdot 3745,354 \cdot 111,344 = 21417,011 \text{ kW}$$

Poměrná odchylka tepelného výkonu

$$\Delta q = \frac{q_{VTP}^{sk} - q_{VTP}}{q_{VTP}^{sk}} = \frac{21417,011 - 21810,785}{21417,011} = -0,0184 = -1,839 \%$$

Poměrná odchylka tepelného výkonu VT přehříváku je v toleranci 5 %, zvolený počet podélných řad trubek vyhovuje.

3.3.4.7 Kontrola skutečné teploty spalin v bodě 2'

Teoretická teplota spalin v bodě 2' (stanoveno v kapitole 3.1.5)

$$t'_2 = f(p'_2, i'_2, složení) = 499,024 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Skutečná entalpie spalin v bodě 2'

$$i_2^{sk} = i'_1 - \frac{q_{VTP}^{sk}}{\dot{m}_s \cdot (1 - z_s)} = 1066,527 - \frac{21417,011}{202,7 \cdot (1 - 0,225)} = 960,632 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Skutečná teplota spalin v bodě 2'

$$t_2^{sk} = f(p'_2, i_2^{sk}, složení) = 500,706 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kontrola skutečné teploty spalin v bodě 2'

$$\Delta t = t'_2 - t_2^{sk} = -1,681 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Odchylka skutečné teploty spalin v bodě 2' je v dané toleranci 3 °C, zvolený počet podélných řad trubek vyhovuje.

3.3.4.8 Přehled vypočtených hodnot VT přehříváku

V následující tabulce je uveden přehled vypočítaných hodnot VT přehříváku.

Vypočítána veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Součinitel prostupu tepla	k	51,357	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Skutečná vnější teplosměnná plocha	S_{VTP}^{sk}	3745,354	m^2
Počet podélných řad trubek	n_R	5	—
Skutečný výkon	q_{VTP}^{sk}	21417,011	kW
Skutečná teplota v bodě 2'	t_2^{sk}	500,706	$^\circ\text{C}$

Tab. 7 Přehled vypočítaných hodnot VT přehříváku

3.3.5 Výpočet ostatních teplosměnných ploch a celkové plochy

Jelikož výpočty ostatních teplosměnných ploch jsou velice obdobné, nejsou v této práci již detailně popisovány. Přehledové tabulky výsledných hodnot jsou uvedeny v příloze (Příloha 1 - Příloha 10). Postupem výpočtu se liší pouze plocha NT přehříváku, kde byly použity hladké trubky bez žebek, což ovlivní výpočty ploch metrových délek trubky a použité kritériální rovnice.

Celkový skutečný výkon celého HRSG je dán součtem výkonů jednotlivých výměníků.

$$q_c^{sk} = q_{VTP}^{sk} + q_{NTP}^{sk} + q_{VTV}^{sk} + q_{NTV}^{sk} + q_{VTE}^{sk} + q_{VTNTE}^{sk}$$

$$q_c^{sk} = 21417,011 + 1152,542 + 42631,722 + 8847,090 + 15234,926 + 19402,683$$

$$q_c^{sk} = 108685,973 \text{ kW} = 108,686 \text{ MW}$$

Celková skutečná teplosměnná plocha HRSG je dána součtem skutečných ploch jednotlivých výměníků.

$$S_c^{sk} = S_{VTP}^{sk} + S_{NTP}^{sk} + S_{VTV}^{sk} + S_{NTV}^{sk} + S_{VTE}^{sk} + S_{VTNTE}^{sk}$$

$$S_c^{sk} = 3745,354 + 69,014 + 9138,664 + 6090,671 + 9893,572 + 13122,940$$

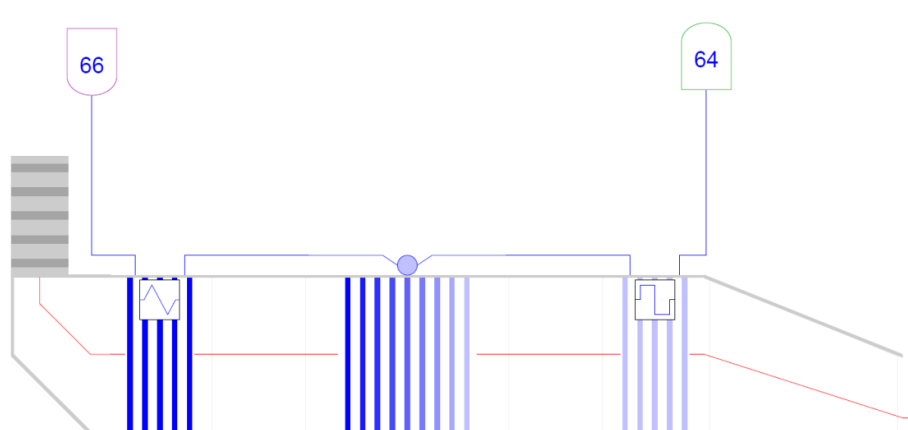
$$S_c^{sk} = 42060,214 \text{ m}^2$$

3.4 Porovnání jednotlivých variant HRSG

Jelikož neexistuje žádný obecně optimální návrh HRSG, bylo nutné provést výpočty různých variant a provést jejich analýzu. V rámci této práce byly navrženy celkem čtyři varianty HRSG. Jednotlivé varianty se diferencují počtem tlakových hladin a uspořádáním teplosměnných ploch. Ve variantě 1 byl HRSG navržen jako jednotlakový a ve variantě 2 jako dvoutlakový. Pro spalinový kotel se dvěma tlakovými hladinami byly počítány další tři varianty s rozdílným uspořádáním teplosměnných ploch. Všechny varianty disponují stejnými parametry VT páry a to 7,5 MPa a 540 °C, parametry NT páry se liší a byly stanoveny na základě optimalizace, jejíž postup je uveden v kapitole 3.1.2.2. Detailní výpočty v této práci nejsou z rozsahových důvodů uvedeny a všechny varianty budou zhodnoceny na základě výsledkových tabulek. Pro výpočet výkonu parní turbíny byla v této fázi výpočtu uvažována účinnost 85 % a kondenzační tlak 0,009 MPa. V této kapitole je dále uveden výčet jednotlivých variant s krátkým popisem včetně výsledkových tabulek. V závěru této kapitoly je provedena analýza těchto variant.

3.4.1 Varianta 1

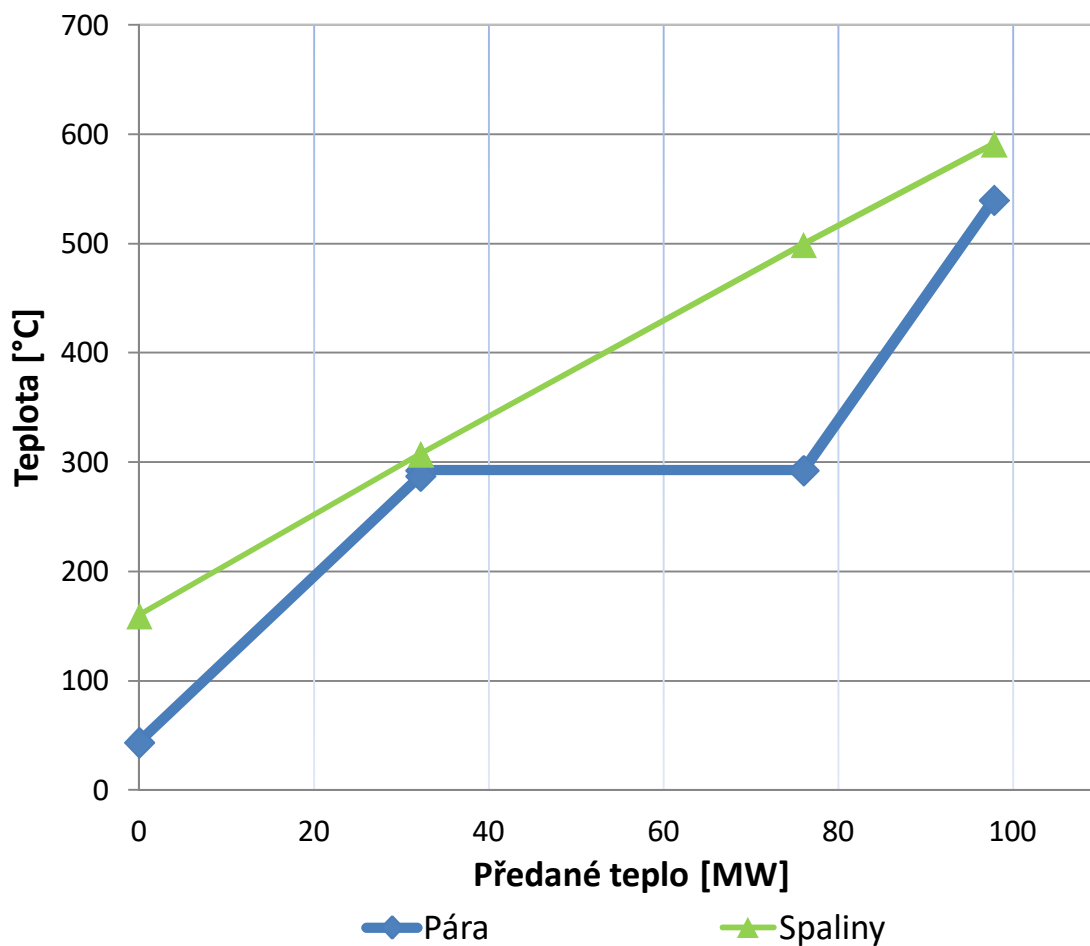
V této variantě je HRSG navržen jako jednotlakový. Uspořádání teplosměnných ploch je možné vidět na Obr. 8, kde větev 66 označuje přívod kondenzátu a větev 64 odvod přehřáté páry z HRSG. Vypočítané hodnoty jsou uvedeny v Tab. 8 a pilový diagram na Obr. 9.



Obr. 8 Schéma uspořádání teplosměnných ploch pro variantu 1

Vypočítaná veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Celkový výkon HRSG	q_c^{sk}	97534,421	kW
Celková plocha HRSG	S_c^{sk}	27798,044	m^2
Poměr výkonu a plochy HRSG	r_1	3,509	$kW \cdot m^{-2}$
Výkon parní turbíny (ST)	P_{ST}	66303,368	kW
Poměr výkonu ST a plochy HRSG	r_2	1,193	$kW \cdot m^{-2}$
Množství VT páry	\dot{m}_{VT}	29,477	$kg \cdot s^{-1}$
Teplota v bodě 7'	$t'_{7'}$	162,099	$^{\circ}C$

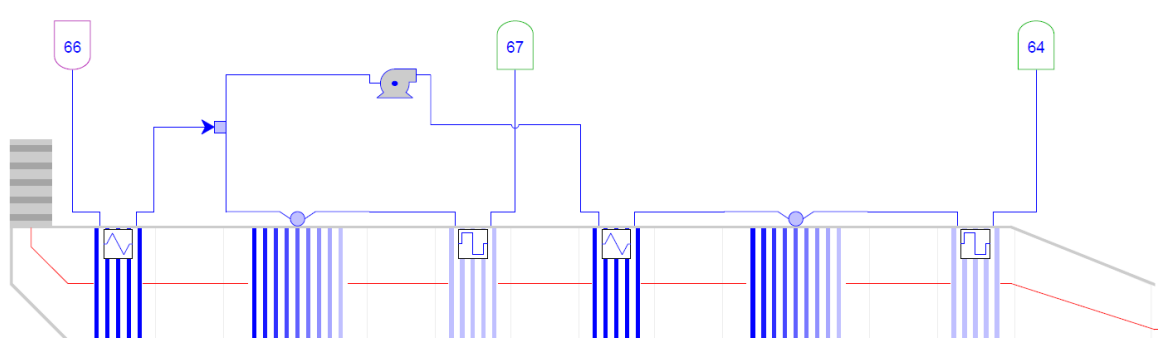
Tab. 8 Vypočítané parametry HRSG pro variantu 1



Obr. 9 Pilový diagram pro jednotlakový HRSG

3.4.2 Varianta 2A

V této variantě je HRSG řešen jako dvoutlakový. Uspořádání teplosměnných ploch můžeme vidět na *Obr. 10*, kde větev 66 označuje přívod kondenzátu, větev 67 odvod NT páry a větev 64 odvod VT páry do parní turbíny. Kondenzát se nejdříve ohřívá ve společném ekonomizéru na tlakové úrovni NT páry, dále se rozděluje do trasy NT páry a VT páry. Vypočítané hodnoty jsou uvedeny v *Tab. 9*.



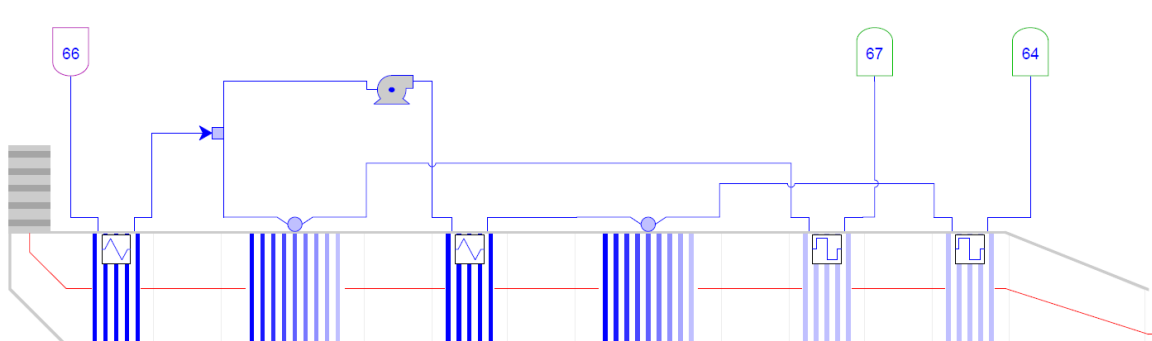
Obr. 10 Schéma uspořádání teplosměnných ploch pro variantu 2A

Vypočítaná veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Celkový výkon HRSG	q_c^{sk}	112670,235	kW
Celková plocha HRSG	S_c^{sk}	43854,978	m^2
Poměr výkonu a plochy HRSG	r_1	2,569	$kW \cdot m^{-2}$
Výkon parní turbíny (ST)	P_{ST}	70619,029	kW
Poměr výkonu ST a plochy HRSG	r_2	0,805	$kW \cdot m^{-2}$
Množství VT páry	\dot{m}_{VT}	29,477	$kg \cdot s^{-1}$
Množství NT páry	\dot{m}_{NT}	5,623	$kg \cdot s^{-1}$
Tlak NT páry	p_3	0,350	MPa
Teplota NT páry	t_3	193,081	$^{\circ}C$
Teplota v bodě 7'	$t'_{7'}$	92,427	$^{\circ}C$

Tab. 9 Vypočítané parametry HRSG pro variantu 2A

3.4.3 Varianta 2B

Tato varianta se od varianty 2A liší umístěním NT přehříváku. Schéma HRSG pro tuto variantu je možné vidět na Obr. 11 a výsledné hodnoty HRSG v Tab. 10.



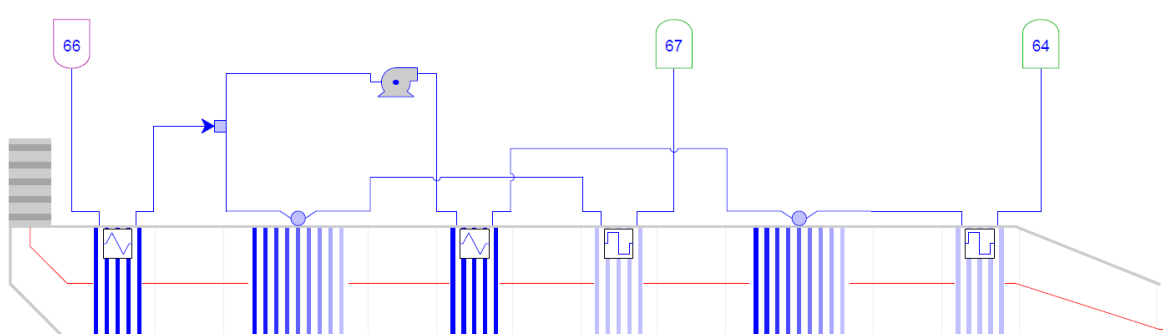
Obr. 11 Schéma uspořádání teplosměnných ploch pro variantu 2B

Vypočítaná veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Celkový výkon HRSG	q_c^{sk}	108685,974	kW
Celková plocha HRSG	S_c^{sk}	42060,214	m^2
Poměr výkonu a plochy HRSG	r_1	2,584	$kW \cdot m^{-2}$
Výkon parní turbíny (ST)	P_{ST}	71652,516	kW
Poměr výkonu ST a plochy HRSG	r_2	0,852	$kW \cdot m^{-2}$
Množství VT páry	\dot{m}_{VT}	29,477	$kg \cdot s^{-1}$
Množství NT páry	\dot{m}_{NT}	4,396	$kg \cdot s^{-1}$
Tlak NT páry	p_3	1,050	MPa
Teplota NT páry	t_3	295,037	$^{\circ}C$
Teplota v bodě 7'	t'_7	108,959	$^{\circ}C$

Tab. 10 Vypočítané parametry HRSG pro variantu 2B

3.4.4 Varianta 2C

Varianta 2C se od ostatních liší opět umístěním NT přehříváku, které lze vidět na schématu na Obr. 12. Výsledné hodnoty můžeme vidět v Tab. 11.



Obr. 12 Schéma uspořádání teplosměnných ploch pro variantu 2C

Vypočítaná veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Celkový výkon HRSG	q_c^{sk}	109523,848	kW
Celková plocha HRSG	S_c^{sk}	44069,565	m^2
Poměr výkonu a plochy HRSG	r_1	2,485	$kW \cdot m^{-2}$
Výkon parní turbíny (ST)	P_{ST}	71081,358	kW
Poměr výkonu ST a plochy HRSG	r_2	0,806	$kW \cdot m^{-2}$
Množství VT páry	\dot{m}_{VT}	29,477	$kg \cdot s^{-1}$
Množství NT páry	\dot{m}_{NT}	4,160	$kg \cdot s^{-1}$
Tlak NT páry	p_3	0,900	MPa
Teplota NT páry	t_3	279,191	$^{\circ}C$
Teplota v bodě 7'	t'_7	107,376	$^{\circ}C$

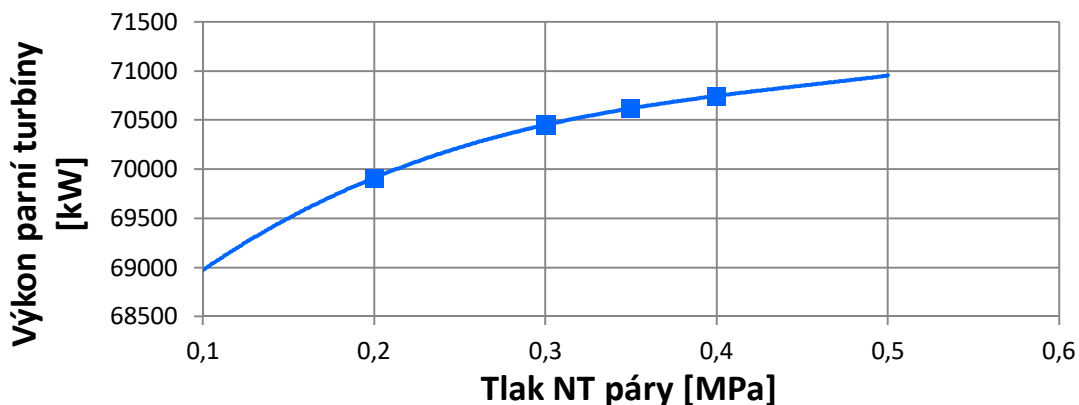
Tab. 11 Vypočítané parametry HRSG pro variantu 2C

3.4.5 Analýza jednotlivých návrhů HRSG

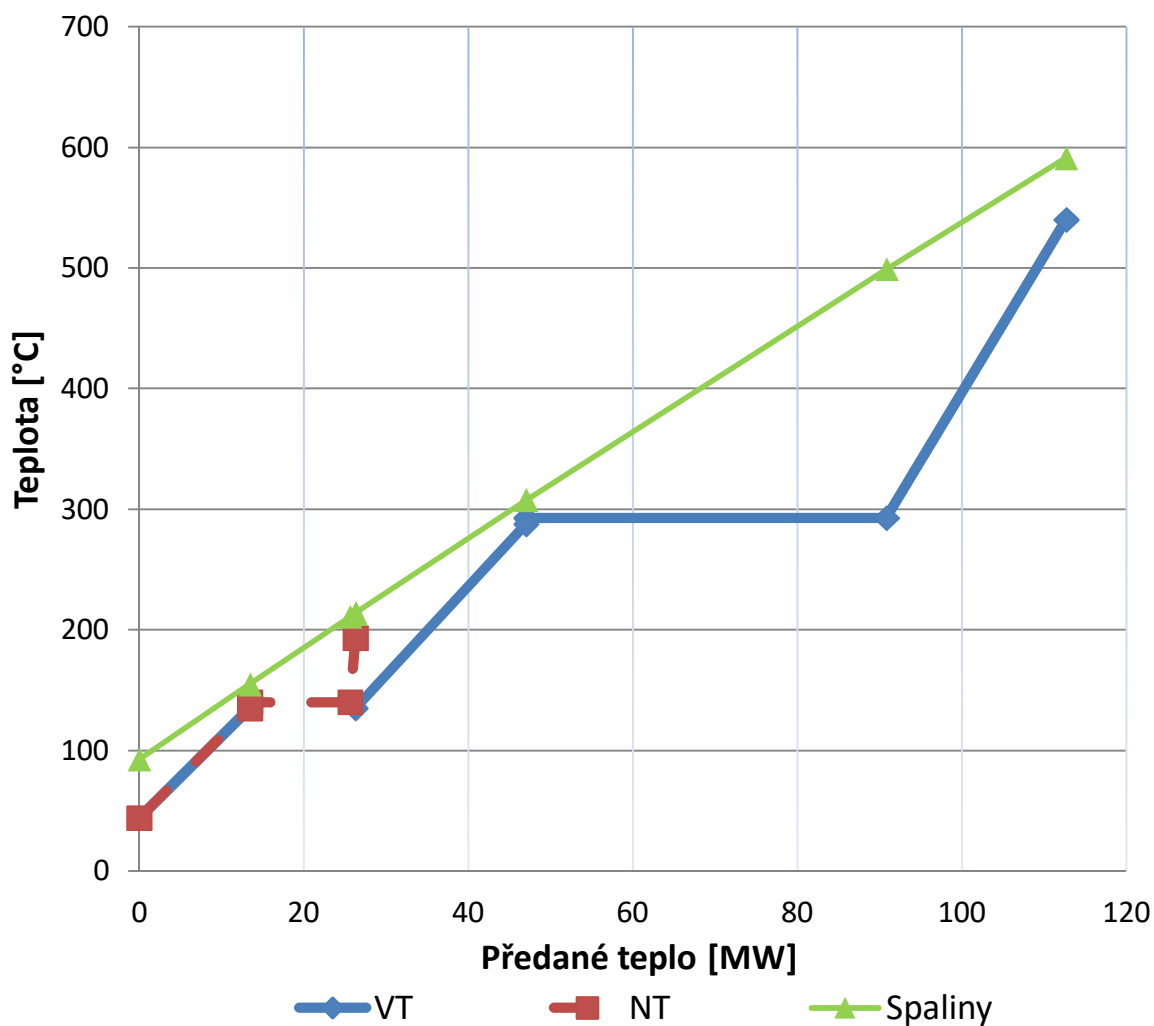
Pro volbu optimálního návrhu HRSG by bylo žádoucí použít nástroje pro hodnocení investic, či kalkulace doby návratnosti investic. Jeden z nejpoužívanějších nástrojů pro výběr varianty investice je tzv. čistá současná hodnota (NPV). Tento ukazatel počítá pouze s budoucím cashflow a jeho hodnota prozrazuje investorovi výnosy, či náklady za dobu životnosti projektu. Pro výpočet NPV je nutné kvalifikovaně odhadnout budoucí finanční toky související s investicí. V případě HRSG by bylo nutné na straně výdajů stanovit investiční náklady a jejich nárůst dle velikosti plochy HRSG, náklady na údržbu, lidskou obsluhu, palivo atd. Na straně příjmů by bylo nezbytné stanovit výnosnost z prodeje elektrické energie. Další naprosto klíčovou položkou je doba životnosti projektu, jež významně ovlivňuje hodnotu NPV. Dalším nezanedbatelným parametrem výpočtu NPV je Diskont, který zohledňuje inflaci. Zběžným studiem této problematiky je zřejmé, že výpočet NPV pro volbu nejhodnějších parametrů a varianty HRSG, je v rámci této práce neproveditelný. [11] [12]

Jednotlivé návrhy HRSG jsou tudíž porovnány zjednodušeně, a to pomocí zavedených parametrů r_1 a r_2 . Parametr r_1 udává poměr celkového výkonu HRSG k celkové teplosměnné ploše HRSG, resp. množství předaného tepla na $1 m^2$ plochy HRSG. Vyjadřuje kvalitu návrhu HRSG bez připojených technologií. Druhý zavedený parametr r_2 vyjadřuje poměr výkonu parní turbíny a celkové plochy HRSG. Pomocí tohoto parametru je možné si udělat představu o náležitém návrhu celého cyklu.

Porovnáme-li jednotlivé varianty dle výkonu HRSG, dojdeme k závěru, že nejvyšší tepelný výkon vykazuje varianta 2A. V této variantě byla nejlépe využita tepelná energie spalin, což potvrzuje nejnižší výstupní teplota spalin t_7' , jež nabývá hodnoty přibližně $92,4^\circ C$. Nárůst výkonu HRSG, oproti ostatním variantám, je zapříčiněn nárůstem teplosměnné plochy. I přestože tato varianta vykazuje nejvyšší tepelný výkon HRSG, výkon parní turbíny však nejvyšší není. Z pilového diagramu této varianty (Obr. 14) a z diagramu závislosti výkonu parní turbíny na tlaku NT páry (Obr. 13) lze vše vyčíst. Z těchto dvou diagramů je patrné, že tlak NT páry je pro tuto variantu omezen velikostí approach pointu NT přehříváku. Pro hodnotu tlaku $0,35 MPa$ byl stanoven tento approach point na hodnotu $20,737^\circ C$. Z diagramu na Obr. 13 je možno vidět, že tento tlak není optimální z hlediska výkonu parní turbíny a bylo by žádoucí tento tlak zvýšit. Se zvyšujícím se tlakem NT páry roste teplota NT páry, klesá approach point NT přehříváku a roste velikost teplosměnné plochy. Pro hodnoty tlaku NT páry nad $0,5 MPa$ nabývá approach point NT přehříváku záporných hodnot a docházelo by k výměně tepla opačně.



Obr. 13 Diagram závislosti výkonu ST na tlaku NT páry pro variantu 2A



Obr. 14 Pilový diagram pro variantu 2A

Provedeme-li porovnání uvedených variant z hlediska investičních nákladů, jeví se nejvýhodněji varianta 1 a to z důvodu nejmenší teplosměnné plochy a nejnižší ceny HRSG. Menší teplosměnná plocha zapříčiňuje značně nižší výkon HRSG a výkon parní turbíny oproti řešením s dvěma tlakovými hladinami. Bez kalkulace NPV není možné na základě dostupných vypočtených hodnot exaktně determinovat, zda by se měl z hlediska výnosnosti projektu investor rozhodnout pro variantu s jednou, či dvěma tlakovými hladinami. Snížení výkonu varianty 1 oproti dvoutlakovým variantám je značné (až 5,5 MW výkonu ST) a potencionální ušlé zisky z prodeje elektrické energie by pravděpodobně převážily úsporu investičních nákladů.

Při srovnání jednotlivých variant dle zavedených parametrů r_1 a r_2 , vyjadřující v podstatě měrné výkony, se jako nejvhodnější jeví varianta 2B. Varianta 1 byla z těchto úvah vyčleněna z důvodů uvedených v předchozím odstavci. Varianta 2B disponuje 0,852 kW elektrické energie generované generátorem ST na 1 m² plochy HRSG, což je o více než 5 % více než ostatní počítané varianty s dvěma tlakovými hladinami. Tato varianta disponuje nejen nejvyššími poměrnými výkony, ale i nejvyšším výkonem parní turbíny a nejnižší velikostí teplosměnné plochy HRSG z dvoutlakových variant.

3.4.5.1 Závěr analýzy jednotlivých variant

Nejvýhodnější variantou z hlediska investičních nákladů je varianta 1, a to návrh HRSG s jednou tlakovou hladinou. Nejlépe využita energie odpadního tepla spalovacích turbín byla ve variantě 2A, jejíž potenciál je však anulován omezeními zmiňovanými v předchozí kapitole. Z hlediska komplexního pohledu na problematiku byla jako nejprůhodnější zvolena varianta 2B, jež disponuje nejvyšším výkonem parní turbíny a nejmenší teplosměnnou plochou z dvoutlakých návrhů HRSG. Pro tuto variantu bude v kapitole 4.3 zpracován podrobný výpočet průtočné části parní turbíny.

3.5 Porovnání vlastního výpočtu HRSG s výpočtem v Thermoflex

Pro ověření správnosti a přesnosti vlastních výpočtů HRSG je v této kapitole porovnán tento výpočet s výpočtem v komerčním programu Thermoflex. Výpočty realizované v programu Thermoflex byly provedeny ve společnosti DŠPW, kde se tento program využívá k návrhům PPZ. V tomto softwaru byla vypočítaná varianta vyhodnocena výše jako nejvhodnější (varianta 2B) a následně porovnána s výsledky vlastního výpočtu HRSG.

3.5.1 Program Thermoflex

Thermoflex je program s grafickým rozhraním, který zahrnuje výpočty návrhových i nenávrhových stavů. V rámci programu je možné modelovat všechny typy elektráren, včetně paroplynových cyklů, konvenčních parních cyklů či tzv. repowering. Program dále umožňuje kalkulace všeobecných energetických systémů a termálních sítí. [13]

3.5.2 Porovnání vypočítaných hodnot

Výpočet HRSG v programu Thermoflex byl realizován se stejnými okrajovými podmínkami jako vlastní výpočet. Stejnými okrajovými podmínkami jsou míněny parametry spalin spalovacích turbín, parametry VT a NT páry, uspořádání celého HRSG, způsob odplynění a tlakové ztráty. Nejpodstatnější výsledky obou výpočtů jsou shrnuty a porovnány v Tab. 12, kde lze vidět nepatrný rozdíl v celkovém výkonu HRSG (0,4 %). Procentuální odchylka množství NT páry byla stanovena na hodnotu 6,8 %, což odpovídá relativně nevýraznému rozdílu cca $0,3 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Odchylka ve velikosti celkové plochy HRSG je značná a je pravděpodobně způsobena použitým typem trubek. V programu Thermoflex jsou v defaultním nastavení použity trubky trnové, jež svým tvarem podporují turbulizaci spalinového proudu a zvyšují prostup tepla. Ve vlastním výpočtu byly uvažovány trubky s plnými žebry. Diference ve velikostech teplosměnných ploch může být způsobena volbou rozdílného typu trubek. Další rozdíly mohou být zapříčiněny například použitými databázemi vlastností spalin, vody a vodní páry či metodikou výpočtu.

Vypočtená veličina	Označení	Jednotka	Thermoflex	Vlastní výpočet	Odchylka [%]
Celkový výkon HRSG	q_c^{sk}	kW	109148,900	108685,974	-0,424
Celková plocha HRSG	S_c^{sk}	m^2	37823,750	42060,214	11,201
Množství VT páry	\dot{m}_{VT}	$kg \cdot s^{-1}$	28,950	29,477	1,820
Množství NT páry	\dot{m}_{NT}	$kg \cdot s^{-1}$	4,715	4,396	-6,766
Tlak NT páry	p_3	MPa	1,050	1,050	0,000
Teplota NT páry	t_3	$^{\circ}C$	295,000	295,037	0,013
Teplota v bodě 7'	t'_7	$^{\circ}C$	109,400	108,959	-0,403

Tab. 12 Porovnání výsledků vlastního výpočtu a výsledku programu Thermoflex

4 Návrh parní turbíny

Parní turbína byla navržena dle zadání jako jednotělesová kondenzační bez přehřívání a regenerace.

4.1 Průběh expanze v turbíně

Stanovení začátku a konce expanze parní turbíny je nezbytné pro návrh její průtočné části. Parametry vstupní páry a NT páry zaváděné do turbíny na nižší tlakové úrovni byly určeny v rámci návrhu HRSG. Jedná se o parametry páry na výstupu z HRSG, tzn. před dvojicí rychlozávěrného (RZV) a regulačního ventilu (RV). Samotná expanze v ST začíná vstupem pracovního média do rozváděcího kola regulačního stupně. Také v případě plně otevřených ventilů na vstupu do ST je vstupní pára škrcena a dochází ke ztrátám. Jedná se o ztráty škrcením a tento děj probíhá izoentalpicky, tzn. hodnota entalpie před a za dvojicí ventilů je konstantní.

Parametry VT páry před RZV:

$$p_1 = 7,5 \text{ MPa}$$

$$t_1 = 540 \text{ }^{\circ}C$$

$$i_1 = 3502,558 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Parametry VT páry za RV:

$$\Delta p = 3 \%$$

$$i_0 = i_1 = 3502,558 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$p_0 = p_1 \cdot \left(1 - \frac{\Delta p}{100}\right) = 7,5 \cdot \left(1 - \frac{3}{100}\right) = 7,275 \text{ MPa}$$

$$t_0 = f(p'_1, i_1) = 539,052 \text{ }^{\circ}C$$

$$s_0 = f(p'_1, i_1) = 6,898 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Parametry NT páry před RZK:

$$p_3 = 1,05 \text{ MPa}$$

$$t_3 = 295,037 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_3 = 3039,709 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Parametry NT páry za RV:

$$\Delta p = 3 \%$$

$$i'_3 = i_3 = 3039,709 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$p'_3 = p_3 \cdot \left(1 - \frac{\Delta p}{100}\right) = 1,05 \cdot \left(1 - \frac{3}{100}\right) = 1,019 \text{ MPa}$$

$$t'_3 = f(p'_3, i_3) = 294,636 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$s'_3 = f(p'_3, i_3) = 7,095 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Parametry média na konci expanze jsou v případě kondenzační turbíny určeny tlakem kondenzace. Kondenzační tlak závisí na způsobu chlazení kondenzátoru a na teplotě chladicího média. Chlazení kondenzátoru je realizováno dle zadání prostřednictvím chladících věží s teplotou chladicí vody na vstupu do kondenzátoru $30 \text{ }^\circ\text{C}$ a předepsaným ohřátím $10 \text{ }^\circ\text{C}$. V rámci návrhu kondenzátoru je nutné zvolit koncový teplotní rozdíl, tzv. TTD. Obvyklé hodnoty TTD se pohybují v rozmezí $2,8 - 4,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$t_{cv} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{cv} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$TTD = 3,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_k = t_{cv} + \Delta t_{cv} + TTD = 30 + 10 + 3,8 = 43,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_k = f(t_k) = 0,009 \text{ MPa}$$

$$i_k = f(t_k, x = 0) = 183,262 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Tlak na výstupu z turbíny je však nutné navýšit o tlakovou ztrátu ve výstupní části turbíny. Výstupní tlak lze určit: [14]

$$p_v = p_k + \Delta p = p_k + \zeta \cdot \left(\frac{c}{100}\right)^2 \cdot p_k = 0,009 + 0,1 \cdot \left(\frac{100}{100}\right)^2 \cdot 0,009 = 0,0099 \text{ MPa}$$

kde $\zeta [-]$

ztrátový součinitel

$c [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

odhad rychlosti páry v hrdle kondenzátoru
($80 - 120 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$)

Parametry páry na výstupu z turbíny:

$$p_v = 0,0099 \text{ MPa}$$

Ostatní parametry média na výstupu z turbíny jsou určeny na základě výpočtu průtočné části ST.

4.2 Volba otáček turbíny

Pro potřeby návrhu průtočné části parní turbíny je nutné zvolit její otáčky. Volba otáček zásadně ovlivňuje koncepci stroje. Turbíny na zvýšené otáčky spojené s generátorem přes převodovku jsou moderním trendem návrhu turbín menších výkonů (do cca 60 MW). Vysokootáčkový návrh je však omezen možnostmi návrhu posledního stupně z hlediska namáhání odstředivými silami a hodnotou maximálního přeneseného výkonu převodovkou. Navrhovaná turbína překračuje limitní výkon pro vysokootáčkovou konstrukci a tudíž je navržena synchronní s otáčkami generátoru. Zadané frekvenci sítě 50 Hz odpovídají nominální otáčky 3000 min^{-1} . [5]

4.3 Návrh průtočné části parní turbíny

Průtočný kanál parní turbíny je tvořen jednotlivými stupni, jež se skládají ze statorové a rotorové řady lopatek. Moderní trend návrhu parních turbín se přiklání stále častěji k přetlakovému designu lopatek. Přetlakové lopatkování disponuje větší účinností a i přes větší investiční náklady je často preferováno na úkor rovnotlakého. Použití reakčního lopatkování pro návrh průtočné části by bylo žádoucí. Veřejně dostupná literatura moderního návrhu přetlakového lopatkování je však značně omezena a na základě doporučení DŠPW byl zvolen pro účely této práce rovnotlaký design lopatek. [5]

4.3.1 Postup výpočtu základních parametrů průtočného kanálu

Základními parametry jsou míněny základní rozměry jednotlivých stupňů, jejich termodynamické účinnosti, vnitřní výkony atd. V rámci návrhu průtočné části parní turbíny je nutné volit některé parametry, jako například patní průměry, poměr obvodové rychlosti a izentropické výstupní rychlosti, výstupní úhel z rozváděcích lopatek, ztrátové či korekční součinitele. Při volbě rychlostního poměru byl kladen důraz na maximalizaci termodynamické účinnosti jednotlivých stupňů. Dále je v této kapitole popsán postup výpočtu základních parametrů průtočného kanálu a výsledky jsou shrnuty v přehledových tabulkách či grafech. [14]

Střední průměr lopatkování

$$D_s = D_p + L_p \text{ [m]},$$

kde D_p [m]

patní průměr lopatkování (voleno),

L_p [m]

skutečná délka rozváděcí lopatky.

Obvodová rychlost na středním průměru

$$u = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]},$$

kde n [min^{-1}]

otáčky parní turbíny.

Rychlostní poměr na patním průměru (voleno)

$$\left(\frac{u}{c_0}\right)_p \text{ [-]},$$

kde c_0 [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

izentropická výstupní rychlost z rov. kola.

Rychlostní poměr na středním průměru

$$\left(\frac{u}{c_0}\right)_s = \left(\frac{u}{c_0}\right)_p \cdot \frac{D_s}{D_p} [-]$$

Izoentropická výstupní rychlost z rozváděcího kola

$$c_0 = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_0}\right)_s} [m \cdot s^{-1}]$$

Skutečná výstupní rychlost z rozváděcího kola

$$c_1 = \varphi \cdot c_0 [m \cdot s^{-1}],$$

kde $\varphi [-]$ rychlostní ztrátový součinitel (voleno 0,95).

Izoentropický spád zpracovaný stupněm

$$i_{iz} = \frac{c_0^2}{2} [J \cdot kg^{-1}]$$

Izoentropická entalpie za rozváděcím kolem

$$i_{1iz} = i_0 - i_{iz} [J \cdot kg^{-1}],$$

kde $i_0 [J \cdot kg^{-1}]$ entalpie na vstupu do rozváděcího kola.

Ztráta v rozváděcím kole

$$z_r = (1 - \varphi^2) \cdot i_{iz} [J \cdot kg^{-1}]$$

Měrný objem za rozváděcím kolem

$$v_1 = f(p_2, i_1) [m^3 \cdot kg^{-1}],$$

kde $p_2 [MPa]$ tlak na výstupu z oběžného kola.

Délka rozváděcí lopatky při totálním ostříku [14]

$$L_t = \frac{m \cdot v_1}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon_r \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} [m],$$

kde $m [kg \cdot s^{-1}]$ hmotnostní tok páry stupněm,
 $\varepsilon_r [-]$ součinitel zohledňující zaplnění výstupního průřezu tloušťkou výstupní hrany rozv. lopatek (voleno 0,87).
 $\alpha_1 [^\circ]$ výstupní úhel z rozváděcích lopatek (voleno).

Optimální délka rozváděcí lopatky [15]

$$L_{opt} = \sqrt{\frac{\left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_s\right) \cdot D_s \cdot L_t}{1,26 \cdot n_{os} + 14,697 \cdot D_s \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s^2}} [m],$$

kde $n_{os} [-]$ míra parciálního ostříku.

Parciálnost

$$\varepsilon = \frac{L_t}{L_{opt}} [-]$$

Redukovaná délka rozváděcí lopatky [m] [15]

$$L_{red} = \frac{\left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_s\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s}{\left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_s\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s \cdot \frac{1}{L_{opt}} + 0,784 + \frac{1,26 \cdot n_{os}}{D_s \cdot \varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s + 14,97 \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s^3}$$

Redukovaná délka rozváděcí lopatky slouží jako porovnávací kritérium, na základě kterého se volí parciální ostřík. Jedná se o fiktivní délku lopatky s totálním ostříkem, jejíž účinnost se rovná účinnosti lopatky optimální délky s parciálním ostříkem. Skutečná délka rozváděcí lopatky je pak volena na základě nerovnosti.

$L_{red} < L_t$ totální ostřík a $L_p = L_t$

$L_{red} > L_t$ parciální ostřík a $L_p = L_{opt}$

Jedná se pouze o orientační pravidlo pro volbu parciálního ostříku. V komerční praxi je volba parciálního ostříku závislá na dalších faktorech, jako například provozní rozsah stroje, způsob regulace turbíny, výpočtová délka rozváděcí lopatky regulačního stupně. Pokud délka lopatky regulačního stupně přesahuje hodnotu 18 mm, nemají již ztráty konečnou délkou lopatky tak kritický dopad na její účinnost, a proto je možné volit totální ostřík i v případě $L_{red} > L_t$.

Účinnost nekonečně dlouhé lopatky [14]

$$\eta_n = 3,74 \cdot \left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_s\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s [-]$$

Ztráta okrajová a netěsností v bandáži lopatek pro těsněný stupeň [14]

$$Z_L = \frac{0,0029}{L_p} \cdot \eta_n$$

Ztráta parciálností [14]

$$Z_p = 0,0085 + \frac{0,0137}{D_s} \cdot \frac{1}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s [-]$$

Ztráta ventilací neostříknutých lopatek [14]

$$Z_v = \frac{0,0377}{\sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s^3 [-]$$

Ztráta rozvějířením [14]

$$Z_{roz} = 0,5 \cdot \left(\frac{L_p}{D_s}\right)^2 [-]$$

Ztráta třením v disku [14]

$$Z_T = 0,003 \cdot \frac{D_s}{L_t} \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s^3 [-]$$

Oprava vlivem $D_s < 1 \text{ m}$ [14]

$$\Delta\eta_D = 0,05 \cdot (1 - D_s) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s [-]$$

Ztráta vlhkostí páry [14]

$$Z_x = 1 - x_2 [-],$$

kde $x_2 [-]$

vlhkost páry.

Termodynamická účinnost stupně

$$\eta_{td} = \eta_n - (Z_L - Z_p - Z_v - Z_{roz} - Z_T - \Delta\eta_D - Z_x) [-]$$

Užitečný spád zpracovaný ve stupni

$$i = i_{1iz} \cdot \eta_{td} [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Vnitřní výkon stupně

$$P = m \cdot i [kW]$$

Parametry páry na výstupu z oběžného kola stupně je pak možné určitě následovně.

$$i_2 = i_0 - i [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$p_2 = f(i_{1iz}, s_0) [MPa]$$

$$t_2 = f(p_2, i_2) [^\circ C]$$

$$v_2 = f(p_2, i_2) [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

$$s_2 = f(p_2, i_2) [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

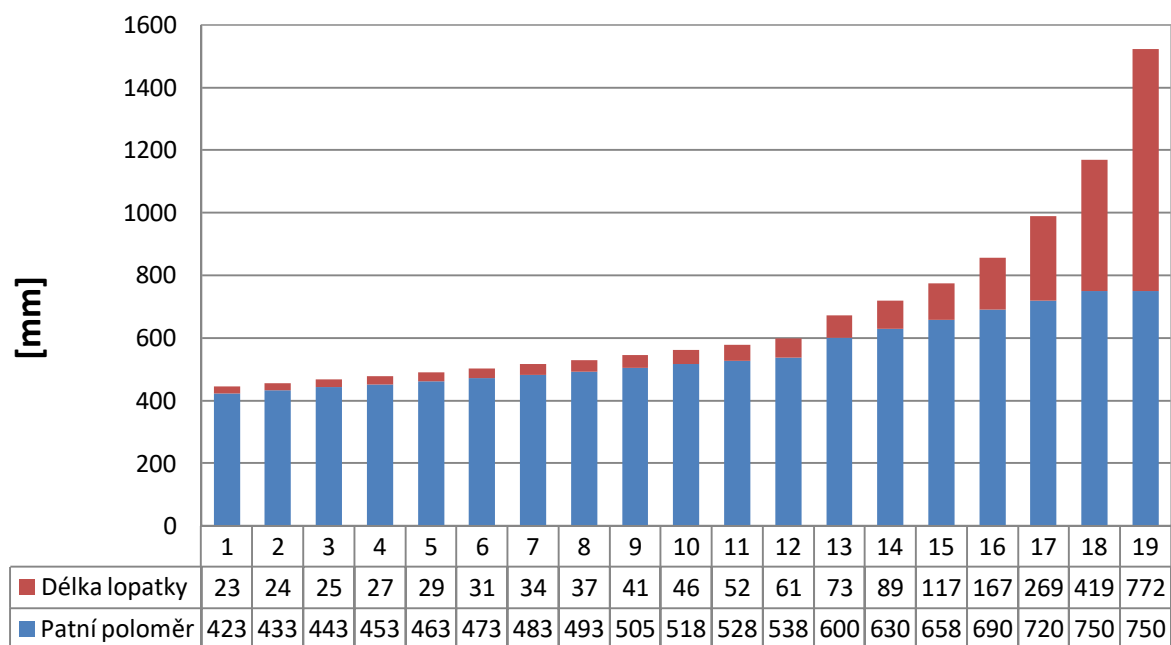
$$x_2 = f(p_2, i_2) [-]$$

4.3.2 Přehled vypočítaných hodnot základních parametrů průtočného kanálu

Z rozsahových důvodů nejsou uvedeny detailní výpočty průtočného kanálu včetně hodnot. Navržený průtočný kanál je tvořen 19 rovnotlakými stupni kolového designu. Mezi dvanáctým a třináctým stupněm parní turbíny je umístěno zavádění

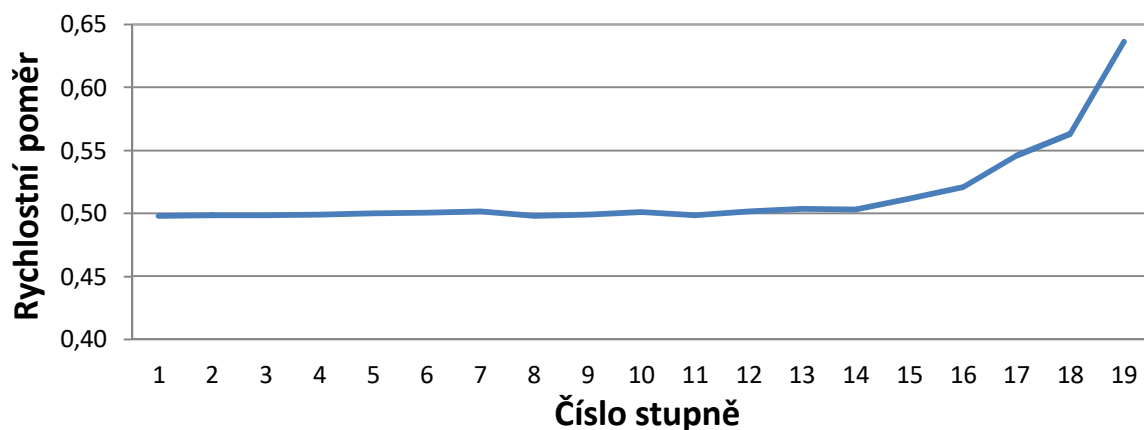
NT páry. Z toho důvodu je zde možné navýšit výrazněji patní průměr, aniž by došlo k narušení plynulosti proudění páry průtočným kanálem. Odběr pro účely odplynění ve sběrači kondenzátu je umístěn za šestnáctým stupněm. Umístění odběru a množství odběrové páry pro tyto účely bylo stanoveno na základě konzultací ve společnosti DŠPW. Výsledné hodnoty základních parametrů jsou uvedeny v *Tab. 13* a *Tab. 14*.

Schematické zobrazení navrženého průtočného kanálu je uvedeno na *Obr. 15*. Tento graf se nazývá lopatkový plán a jedná se o meridiální řez průtočnou částí parní turbíny. Na tomto obrázku jsou pro přehlednost uvedeny navržené délky lopatek včetně patních průměrů.



Obr. 15 Lopatkový plán

Na *Obr. 16* je možné vidět rozložení poměru obvodové rychlosti ku izoentropické výstupní rychlosti jednotlivých stupňů na středním průměru. Volba rychlostního poměru byla prováděna s ohledem na maximalizaci termodynamické účinnosti jednotlivých stupňů. Použité stupně dosahují nejvyšších účinností okolo hodnoty 0,5 tohoto poměru. Nárůst rychlostního poměru na posledních stupních je dán rostoucí délkou lopatky, u modulových stupňů jsou navržené hodnoty standardem.



Obr. 16 Rozložení rychlostního poměru v průtočné části ST

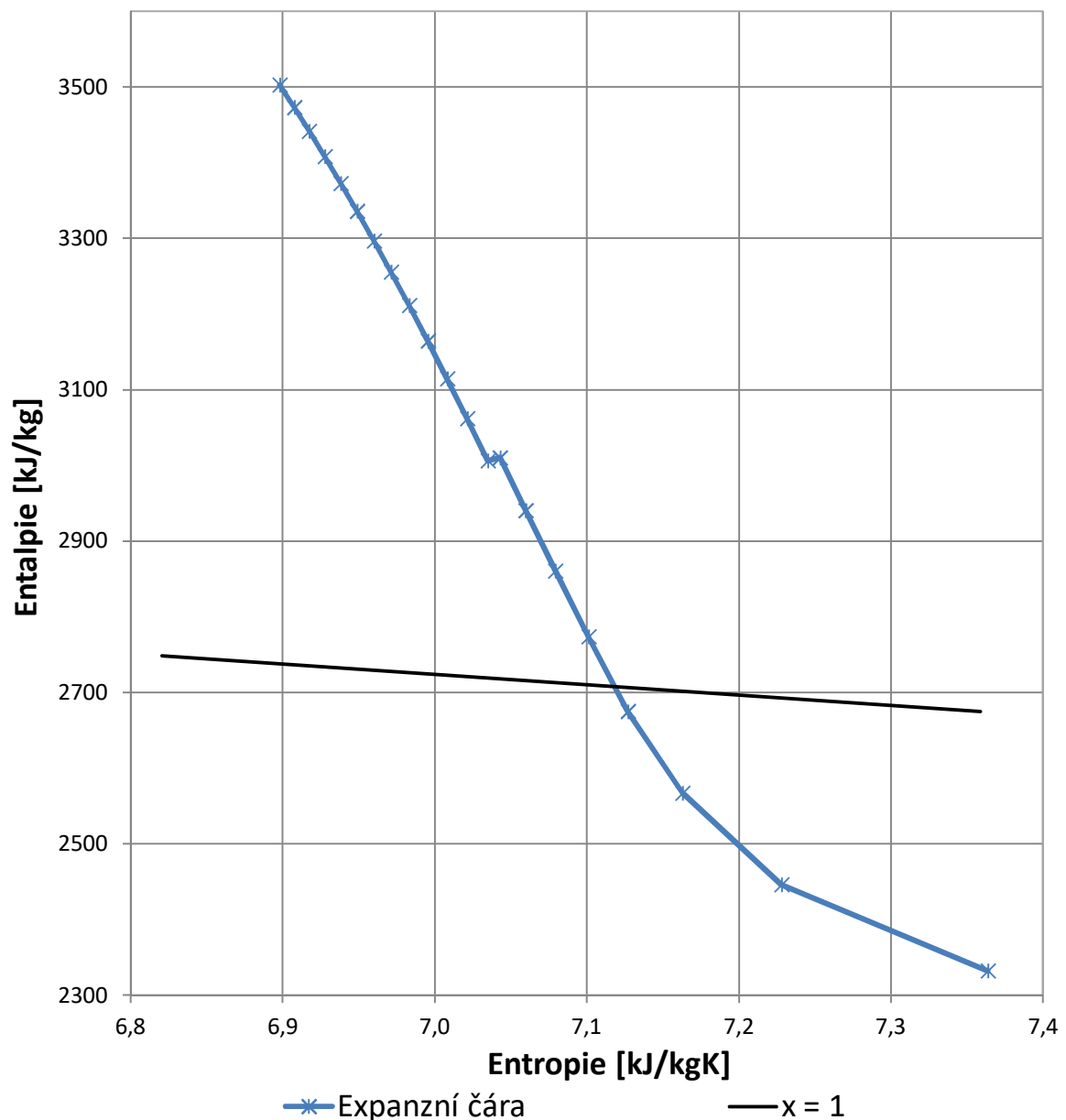
Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p_0 [MPa]	7,275	6,543	5,843	5,177	4,549	3,961	3,416	2,914	2,447	2,024
t_0 [°C]	539,052	523,407	506,901	489,489	471,126	451,758	431,356	409,857	386,758	362,221
i_0 [kJ/kg]	3502,56	3472,68	3441,12	3407,81	3372,66	3335,59	3296,52	3255,38	3211,21	3164,35
s_0 [kJ/kgK]	6,898	6,908	6,917	6,928	6,938	6,949	6,960	6,971	6,983	6,995
v_0 [m ³ /kg]	0,049	0,054	0,059	0,065	0,072	0,081	0,092	0,104	0,120	0,140
x_0 [-]	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
m [kg/s]	58,954	58,954	58,954	58,954	58,954	58,954	58,954	58,954	58,954	58,954
D_p [mm]	845	865	885	905	925	945	965	985	1010	1035
D_s [mm]	868	889	910	932	954	976	999	1022	1051	1081
u [m/s]	136,304	139,615	142,961	146,349	149,788	153,288	156,863	160,490	165,029	169,731
$(u/c_0)_s$ [-]	0,498	0,498	0,499	0,499	0,500	0,501	0,502	0,498	0,499	0,501
$(u/c_0)_p$ [-]	0,485	0,485	0,485	0,485	0,485	0,485	0,485	0,480	0,480	0,480
c_0 [m/s]	273,675	280,152	286,630	293,107	299,585	306,062	312,540	322,340	330,522	338,703
φ [-]	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
c_1 [m/s]	259,991	266,145	272,298	278,452	284,606	290,759	296,913	306,223	313,996	321,768
i_{iz} [kJ/kg]	37,449	39,243	41,078	42,956	44,876	46,837	48,841	51,952	54,622	57,360
i_{1iz} [kJ/kg]	3465,11	3433,43	3400,04	3364,85	3327,78	3288,75	3247,68	3203,42	3156,59	3106,99
z_0 [kJ/kg]	3,651	3,826	4,005	4,188	4,375	4,567	4,762	5,065	5,326	5,593
i_1 [kJ/kg]	3468,76	3437,26	3404,05	3369,04	3332,16	3293,32	3252,44	3208,49	3161,91	3112,59
p_1 [MPa]	6,543	5,843	5,177	4,549	3,961	3,416	2,914	2,447	2,024	1,645
v_1 [m ³ /kg]	0,053	0,059	0,065	0,072	0,081	0,091	0,104	0,120	0,140	0,165
α_1 [°]	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13
L_t [mm]	22,737	23,814	25,117	26,688	28,581	30,861	33,621	36,714	40,609	45,541
ε_r [-]	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87
L_{opt} [mm]	47,005	48,230	49,643	51,266	53,125	55,251	57,685	61,061	64,212	67,917
ε [-]	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
L_{red} [mm]	36,626	37,459	38,400	39,458	40,647	41,978	43,469	45,518	47,383	49,512
L_p [mm]	23	24	25	27	29	31	34	37	41	46
L_p/D_s	0,026	0,027	0,028	0,029	0,030	0,032	0,034	0,036	0,039	0,042
Typ lop.	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V
η_n [-]	0,935	0,935	0,935	0,935	0,935	0,935	0,935	0,935	0,935	0,935
Z_l [-]	0,119	0,114	0,108	0,102	0,095	0,088	0,081	0,074	0,067	0,060
Z_p [-]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Z_v [-]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Z_{roz} [-]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
Z_T [-]	0,014	0,014	0,013	0,013	0,013	0,012	0,011	0,010	0,010	0,009
$\Delta\eta_D$ [-]	0,003	0,003	0,002	0,002	0,001	0,001	0,000	0,000	0,000	0,000
Z_x [-]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
η_{td} [-]	0,798	0,804	0,811	0,818	0,826	0,834	0,842	0,850	0,858	0,866
i [kJ/kg]	29,882	31,557	33,312	35,149	37,068	39,067	41,147	44,168	46,856	49,651
P_{st} [kW]	1761,69	1860,39	1963,86	2072,15	2185,28	2303,18	2425,77	2603,90	2762,35	2927,14
i_2 [kJ/kg]	3472,68	3441,12	3407,81	3372,66	3335,59	3296,52	3255,38	3211,21	3164,35	3114,70
p_2 [MPa]	6,543	5,843	5,177	4,549	3,961	3,416	2,914	2,447	2,024	1,645
t_2 [°C]	523,407	506,901	489,489	471,126	451,758	431,356	409,857	386,758	362,221	336,179
v_2 [m ³ /kg]	0,054	0,059	0,065	0,072	0,081	0,092	0,104	0,120	0,140	0,165
s_2 [kJ/kgK]	6,908	6,917	6,928	6,938	6,949	6,960	6,971	6,983	6,995	7,008
x_2 [-]	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Tab. 13 Přehled základních parametrů průtočného kanálu

Stupeň	11	12	13	14	15	16	17	18	19
p_0 [MPa]	1,645	1,308	1,018	0,733	0,491	0,305	0,167	0,081	0,031
t_0 [°C]	336,179	308,240	281,003	244,037	202,037	155,893	114,637	93,713	70,085
i_0 [kJ/kg]	3114,70	3061,53	3010,21	2940,19	2860,70	2773,49	2674,90	2567,16	2446,11
s_0 [kJ/kgK]	7,008	7,021	7,043	7,060	7,079	7,101	7,127	7,163	7,228
v_0 [m ³ /kg]	0,165	0,199	0,244	0,317	0,435	0,634	1,037	1,981	4,635
x_0 [-]	1	1	1	1	1	1	0,990	0,957	0,923
m [kg/s]	58,954	58,954	67,746	67,746	67,746	67,746	66,746	66,746	66,746
D_p [mm]	1055	1075	1200	1260	1315	1380	1440	1500	1500
D_s [mm]	1107	1136	1273	1349	1432	1547	1709	1919	2272
u [m/s]	173,871	178,386	199,913	211,862	224,914	242,966	268,481	301,434	356,866
$(u/c_0)_s$ [-]	0,498	0,502	0,504	0,503	0,512	0,521	0,546	0,563	0,636
$(u/c_0)_p$ [-]	0,475	0,475	0,475	0,470	0,470	0,465	0,460	0,440	0,420
c_0 [m/s]	348,882	355,496	396,833	421,107	439,489	466,172	491,728	535,499	560,999
φ [-]	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
c_1 [m/s]	331,438	337,721	376,991	400,052	417,514	442,863	467,141	508,724	532,949
i_{iz} [kJ/kg]	60,859	63,189	78,738	88,666	96,575	108,658	120,898	143,379	157,360
i_{1iz} [kJ/kg]	3053,84	2998,34	2931,47	2851,52	2764,13	2664,84	2554,01	2423,78	2288,75
z_0 [kJ/kg]	5,934	6,161	7,677	8,645	9,416	10,594	11,788	13,979	15,343
i_1 [kJ/kg]	3059,78	3004,50	2939,15	2860,17	2773,54	2675,43	2565,79	2437,76	2304,10
p_1 [MPa]	1,308	1,018	0,733	0,491	0,305	0,167	0,081	0,031	0,010
v_1 [m ³ /kg]	0,199	0,243	0,316	0,435	0,634	1,037	1,980	4,617	13,089
α_1 [°]	13	13	13	13	13	13	13	16	20
L_t [mm]	51,900	60,641	72,683	88,757	116,846	166,773	269,200	418,988	771,880
ε_r [-]	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87
L_{opt} [mm]	73,218	78,691	86,781	96,629	109,012	127,903	153,310	184,159	206,098
ε [-]	1	1	1	1	1	1	1	1	1
L_{red} [mm]	52,457	55,337	60,044	65,083	70,854	78,980	88,423	98,827	102,424
L_p [mm]	52	61	73	89	117	167	269	419	772
L_p/D_s	0,047	0,053	0,057	0,066	0,082	0,108	0,158	0,218	0,340
Typ lop.	V	V	V	V	V	Z	Z	Z	Z
η_n [-]	0,935	0,935	0,935	0,935	0,934	0,933	0,927	0,920	0,866
Z_l [-]	0,052	0,045	0,037	0,031	0,023	0,016	0,010	0,006	0,003
Z_p [-]	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Z_v [-]	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Z_{roz} [-]	0,001	0,001	0,002	0,002	0,003	0,006	0,012	0,024	0,058
Z_T [-]	0,008	0,007	0,007	0,006	0,005	0,004	0,003	0,002	0,002
$\Delta\eta_D$ [-]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Z_x [-]	0	0	0	0	0	0	0,010	0,043	0,077
η_{td} [-]	0,874	0,882	0,889	0,896	0,903	0,907	0,891	0,844	0,725
i [kJ/kg]	53,174	55,717	70,022	79,484	87,211	98,590	107,739	121,050	114,124
P_{st} [kW]	3134,85	3284,72	4743,68	5384,71	5908,17	6679,06	7191,17	8079,60	7617,31
i_2 [kJ/kg]	3061,53	3005,81	2940,19	2860,70	2773,49	2674,90	2567,16	2446,11	2331,99
p_2 [MPa]	1,308	1,018	0,733	0,491	0,305	0,167	0,081	0,031	0,0099
t_2 [°C]	308,240	278,910	244,037	202,037	155,893	114,637	93,713	70,085	45,597
v_2 [m ³ /kg]	0,199	0,243	0,317	0,435	0,634	1,037	1,981	4,635	13,262
s_2 [kJ/kgK]	7,021	7,035	7,060	7,079	7,101	7,127	7,163	7,228	7,364
x_2 [-]	1	1	1	1	1	0,990	0,957	0,923	0,895

Tab. 14 Přehled základních parametrů průtočného kanálu

Na základě vypočtených hodnot je možné sestavit graf závislosti entalpie média při průchodu jednotlivými stupni na entropii, tzv. expanzní čaru parní turbíny, viditelnou na *Obr. 17*. Na tomto grafu je možné vidět narušení plynulosti expanzní čary přimícháváním NT páry do hlavního proudu. Poslední čtyři stupně pracují v oblasti mokré páry, je zde nutné aplikovat opatření pro omezení účinků eroze (např. povrchová úprava materiálu lopatek). Nižší účinnost poslední lopatky je dána použitím výpočtových modelů na základě veřejně dostupné literatury, jež přistupuje k modulovým stupňům zjednodušeně. Detailní výpočet modulových stupňů dle metodiky DŠPW není v rozsahu DP zvládnutelný.



Obr. 17 Expanzní čára

4.3.3 Výpočet základních parametrů parní turbíny

Na základě návrhu průtočné části ST je možné vyčíslit základní parametry celé parní turbíny, jimiž je vnitřní výkon a termodynamická účinnost. [14]

Vnitřní výkon

$$P_i = \sum_{j=1}^z P_{STj} = [kW],$$

kde z [-] počet stupňů.

$$P_i = \sum_{j=1}^{19} P_{STj} = 74888,955 \text{ kW}$$

Užitečný spád

$$I = \sum_{j=1}^z i_j [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$I = \sum_{j=1}^{19} i_j = 1174,966 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Izoentropický spád

$$I_{iz} = i_0 - i_{2iz} [kJ \cdot kg^{-1}],$$

kde $i_0 [kJ \cdot kg^{-1}]$ entalpie na začátku expanze,
 $i_{2iz} [kJ \cdot kg^{-1}]$ izoentropická entalpie na konci expanze.

$$I_{iz} = i_0 - i_{2iz} = 1318,952 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Termodynamická účinnost

$$\eta_{td} = \frac{I}{I_{iz}} \cdot 100 [\%]$$

$$\eta_{td} = \frac{I}{I_{iz}} \cdot 100 = 89,083 \%$$

Vnitřní výkon navržené parní turbíny byl stanoven na hodnotu 74,89 MW_e a termodynamická účinnost na hodnotu 89,083 %. Návrh turbíny byl prováděn s ohledem na realizovatelnou ložiskovou vzdálenost, rizika souvisejícími s kritickými otáčkami rotoru a cenu. Zvýšení účinnosti by bylo možné dosáhnout zvýšením počtu stupňů, což by vyústilo v možnost snížení patních průměrů a prodloužení lopatek. S rostoucím počtem stupňů roste ložisková vzdálenost, riziko synchronizace kritických otáček s nominálními a cena ST.

4.3.4 Výkon turbosoustrojí

$$P_{ST} = P_i \cdot \eta_M \cdot \eta_G$$

kde $\eta_M [-]$ mechanická účinnost (voleno 0,9975),
kde $\eta_G [-]$ účinnost generátoru (voleno 0,99).

$$P_{ST} = 74888,955 \cdot 0,9975 \cdot 0,99 = \mathbf{73954,715 \text{ kW}}$$

Výkon celého turbosoustrojí byl stanoven na hodnotu 73,95 MW_e. Na základě výše uvedených výpočtů je možné sestavit tepelné bilanční schéma navrženého PPC. Bilanční schéma s dvoutlakým HRSG je uvedeno v *Příloha 11*. Bilanční schéma jednotlakového návrhu HRSG je uvedeno v *Příloha 12*, výkon TG pro tuto variantu byl stanoven s identickou účinností. Pro tvorbu grafického rozhraní bilančního schématu byl použit program Thermoflex, vypočítané hodnoty na základě vlastního výpočtu byly do bilančního schématu doplněny pomocí programu CAD-KAS PDF Editor 5.5.

4.4 Volba profilů lopatek

Pro volbu vhodných profilů lopatek disponujících minimálními aerodynamickými ztrátami je nutné znát charakter proudění v lopatkových mřížích. Volba lopatkových profilů se provádí na základě výpočtu rychlostních trojúhelníků jednotlivých stupňů s ohledem na Machova čísla. [14]

4.4.1 Výpočet rychlostních trojúhelníků

Výpočet veškerých hodnot pro potřeby sestavení rychlostních trojúhelníků válcových lopatek je možné provést na středním průměru. U válcových lopatek se tímto postupem do výpočtu zavede pouze nepatrná chyba. U zkroucených lopatek by bylo žádoucí provádět výpočet rychlostních trojúhelníků na více průměrech, to přesahuje rámec zadání DP a proto je kalkulace zkroucených lopatek provedena pouze na patním průměru. V komerční praxi se i pro rovnotlaké stupně zavádí reakce stupně, a to z důvodů stabilizace proudu v oběžné mříži a snížení tlakových ztrát. Reakce na patním průměru byla na základě konzultací stanovena na hodnotu 0,05. [5]

Stupeň reakce na středním průměru

$$R_s = 1 - \left(\frac{D_p}{D_s}\right)^{2 \cdot (\varphi \cdot \cos \alpha_1)^2} \cdot (1 - R_p) [-],$$

kde $R_p [-]$ stupeň reakce na patním průměru (voleno).

Absolutní rychlost na výstupu z rozváděcího kola

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2000 \cdot (1 - R_s) \cdot i_{iz}} [m \cdot s^{-1}]$$

Axiální složka absolutní rychlosti c_1

$$c_{1ax} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 [m \cdot s^{-1}]$$

Obvodová složka absolutní rychlosti c_1

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 [m \cdot s^{-1}]$$

Obvodová rychlost pro válcové lopatky

$$u = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60} [m \cdot s^{-1}]$$

Obvodová rychlost pro zkroucené lopatky

$$u = \frac{\pi \cdot D_p \cdot n}{60} [m \cdot s^{-1}]$$

Obvodová složka relativní rychlosti w_1

$$w_{1u} = c_{1u} - u [m \cdot s^{-1}]$$

Axiální složka relativní rychlosti w_1

$$w_{1ax} = c_{1ax} [m \cdot s^{-1}]$$

Relativní rychlost na výstupu z rozváděcího kola

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1ax}^2} [m \cdot s^{-1}]$$

Úhel relativní rychlosti w_1

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{w_{1ax}}{w_{1u}}\right) [^\circ]$$

Ztrátový součinitel v oběžném kole

$$\psi = -1,0714 \cdot 10^{-5} \cdot (\beta_1 + \beta_2)^2 + 0,002964 \cdot (\beta_1 + \beta_2) + 0,7507 [-],$$

kde $\beta_2 [^\circ]$

úhel relativní rychlosti w_2 (voleno na základě volby profilu).

Relativní rychlost na výstupu z oběžného kola

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + 2000 \cdot R_s \cdot i_{iz}} [m \cdot s^{-1}]$$

Axiální složka relativní rychlosti w_2

$$w_{2ax} = w_2 \cdot \sin \beta_2 [m \cdot s^{-1}]$$

Obvodová složka relativní rychlosti w_2

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 [m \cdot s^{-1}]$$

Axiální složka absolutní rychlosti c_2

$$c_{2ax} = w_{2ax} [m \cdot s^{-1}]$$

Obvodová složka absolutní rychlosti c_2

$$c_{2u} = w_{2u} - u [m \cdot s^{-1}]$$

Absolutní rychlost na výstupu z oběžného kola

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2a}^2} [m \cdot s^{-1}]$$

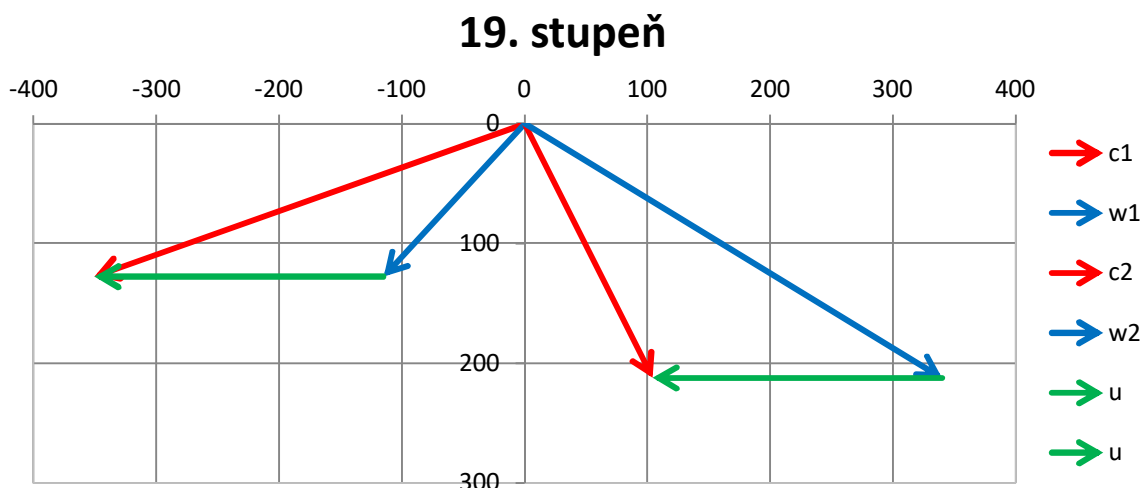
Úhel absolutní rychlosti c_2

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{c_{2u}}{c_2}\right) [^\circ]$$

V Tab. 15 a Tab. 16 jsou shrnuty vypočtené hodnoty charakterizující proudění ve stupních. Na základě vypočítaných hodnot byly sestaveny rychlostní trojúhelníky pro první a poslední stupeň a jsou vyobrazeny na Obr. 18 a Obr. 19. V ideálním případě by výstupní úhel z oběžných lopatek měl nabývat pro většinu stupňů hodnoty 90 °. Z důvodu omezené volby parametrů stupňů pouze z veřejně dostupné literatury nebylo možné optimální hodnoty dosáhnout.

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
R_p [-]	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
R_s [-]	0,092	0,093	0,094	0,096	0,098	0,101	0,104	0,108	0,112	0,118
c_1 [m/s]	247,708	253,439	259,115	264,726	270,260	275,700	281,026	289,256	295,881	302,260
α_1 [°]	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13
c_{1ax} [m/s]	55,722	57,011	58,288	59,550	60,795	62,019	63,217	65,068	66,559	67,994
c_{1u} [m/s]	241,359	246,944	252,474	257,941	263,333	268,634	273,824	281,843	288,297	294,513
u [m/s]	136,304	139,615	142,961	146,349	149,788	153,288	156,863	160,490	165,029	169,731
w_{1u} [m/s]	105,055	107,329	109,513	111,592	113,545	115,346	116,961	121,352	123,268	124,782
w_{1ax} [m/s]	55,722	57,011	58,288	59,550	60,795	62,019	63,217	65,068	66,559	67,994
w_1 [m/s]	118,918	121,531	124,059	126,487	128,797	130,962	132,952	137,696	140,090	142,105
β_1 [°]	27,942	27,977	28,024	28,086	28,166	28,266	28,391	28,200	28,367	28,586
β_2 [°]	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
ψ [-]	0,876	0,876	0,876	0,876	0,876	0,876	0,877	0,876	0,877	0,877
w_2 [m/s]	127,064	130,154	133,279	136,445	139,661	142,936	146,285	152,160	156,472	160,942
w_{2ax} [m/s]	51,681	52,938	54,209	55,497	56,805	58,137	59,500	61,889	63,643	65,461
w_{2u} [m/s]	116,078	118,901	121,756	124,649	127,586	130,579	133,638	139,005	142,944	147,028
c_{2ax} [m/s]	51,681	52,938	54,209	55,497	56,805	58,137	59,500	61,889	63,643	65,461
c_{2u} [m/s]	-20,225	-20,713	-21,205	-21,701	-22,202	-22,709	-23,225	-21,486	-22,085	-22,703
c_2 [m/s]	55,498	56,846	58,209	59,589	60,990	62,415	63,872	65,512	67,366	69,286
α_2 [°]	111,373	111,369	111,363	111,356	111,348	111,336	111,322	109,145	109,138	109,128
α_{2id} [°]	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90

Tab. 15 Přehled vypočtených hodnot rychlostních trojúhelníků



Obr. 19 Rychlostní trojúhelníky posledního stupně

4.4.2 Volba profilů

Lopátkové profily byly voleny na základě výstupního úhlu absolutní rychlosti z rozváděcí mříže (α_1) u rozváděcích lopatek, resp. na základě výstupního úhlu relativní rychlosti z oběžné mříže (β_2) u oběžných lopatek. Dalším kritériem pro volbu profilů je charakter rychlosti proudění, jež vyjadřuje Machovo číslo. Profily byly voleny z katalogu profilů uvedených v literatuře. Machovo číslo a charakteristiky profilů se vyčíslí následovně. [14]

Machovo číslo za rozváděcí mříží

$$Ma_1 = \frac{c_1}{a_1} [-],$$

kde $a_1 [m \cdot s^{-1}]$

rychlost zvuku za rozváděcí mříží.

Machovo číslo za oběžnou mříží

$$Ma_2 = \frac{w_2}{a_2} [-],$$

kde $a_2 [m \cdot s^{-1}]$

rychlost zvuku za oběžnou mříží.

Příklad volby profilu

Označení profilu

S - 90 - 15A

Vstupní úhel absolutní rychlosti do rozv. mříže

$\alpha_1 = 13$ až 14°

Výstupní úhel absolutní rychlosti z oběž. mříže

$\alpha_2 = 70$ až 120°

Optimální poměrná rozteč lopatek

$t_{opt} = 0,70$ až $0,85$

Machovo číslo za rozváděcí mříží

$Ma_1 = 0$ až $0,85$

Délka tětiny profilu

$b_0 = 5,15$ cm

Plocha profilu na patním průměru

$S_0 = 3,3$ cm²

Průřezový modul v ohybu

$W_{0min} = 0,45$ cm³

Úhel nastavení profilu

$$\gamma = \arccos\left(\frac{B_0}{b_0}\right) [^\circ],$$

kde B_0 [cm]

šířka lopatky (pro dané profily 25 mm).

Rozteč lopatek

$$t = t_{opt} \cdot b_0 [mm]$$

Počet lopatek

$$z = \frac{\pi \cdot D_s}{t} [-]$$

Na základě tohoto výpočtu se stanoví skutečný počet lopatek a určí se skutečná rozteč lopatek. Počet rozváděcích lopatek se zaokrouhluje na liché číslo z důvodu omezení vzniku vibrační vlivem vzniku rotujícího odtržení, počet oběžných lopatek se z výrobních důvodů zaokrouhluje na sudé číslo. V *Tab. 17 - Tab. 20* jsou uvedeny vypočítané charakteristiky profilů, skutečné počty lopatek a jejich rozteče. Šířky profilů lopatek byly stanoveny na základě provedení pevnostního výpočtu, který v této práci není uveden. Charakteristiky volených profilů byly následně přepočítány na základě skutečné šířky lopatek a v těchto tabulkách jsou tedy uvedeny finální počty lopatek a jejich rozteče.

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
c_1 [m/s]	247,70 8	253,43 9	259,11 5	264,72 6	270,26 0	275,70 0	281,02 6	289,25 6	295,88 1	302,26 0
a_1 [m/s]	668,87 7	662,72 3	656,16 6	649,16 5	641,67 5	633,64 7	625,03 0	615,57 0	605,27 7	594,07 0
Ma_1 [-]	0,370	0,382	0,395	0,408	0,421	0,435	0,450	0,470	0,489	0,509
B [mm]	40	40	40	40	40	40	35	35	35	35
Označení	S-90- 15A	S-90- 15A	S-90- 15A	S-90- 15A	S-90- 15A	S-90- 15A	S-90- 15A	S-90- 15A	S-90- 15A	S-90- 15A
α_1 [°]	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13
t_{opt} [-]	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80
b [cm]	82,4	82,4	82,4	82,4	82,4	82,4	72,1	72,1	72,1	72,1
S [cm ²]	8,448	8,448	8,448	8,448	8,448	8,448	6,468	6,468	6,468	6,468
W_{min} [cm ²]	1,843	1,843	1,843	1,843	1,843	1,843	1,235	1,235	1,235	1,235
γ [°]	60,959	60,959	60,959	60,959	60,959	60,959	60,959	60,959	60,959	60,959
t [mm]	65,920	65,920	65,920	65,920	65,920	65,920	57,680	57,680	57,680	57,680
z [-]	41,354	42,359	43,374	44,402	45,445	46,507	54,391	55,649	57,222	58,853
z_{sk} [-]	43	43	45	45	47	47	55	57	59	59
t_{sk} [mm]	63,397	64,937	63,538	65,044	63,740	65,229	57,041	56,312	55,942	57,536

Tab. 17 Přehled charakteristik rozváděcích lopatek

Stupeň	11	12	13	14	15	16	17	18	19
c_1 [m/s]	310,023	314,051	349,390	367,830	378,317	391,451	393,129	403,765	373,135
a_1 [m/s]	581,722	568,337	552,221	531,553	507,601	493,635	520,490	549,550	574,200
Ma_1 [-]	0,533	0,553	0,633	0,692	0,745	0,793	0,755	0,735	0,650
B [mm]	35	35	45	45	45	50	60	65	75
Označení	S-90-15A	S-90-15A	S-90-15A	S-90-15A	S-90-15A	S-90-15A	S-90-15A	S-55-20A	S-55-20A
α_1 [°]	13	13	13	13	13	13	13	16	20
t_{opt} [-]	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,78
b [cm]	72,1	72,1	92,7	92,7	92,7	103,0	123,6	117,0	124,5
S [cm ²]	6,468	6,468	10,692	10,692	10,692	13,200	19,008	29,812	19,350
W_{min} [cm ²]	1,235	1,235	2,624	2,624	2,624	3,600	6,221	16,029	7,425
γ [°]	60,959	60,959	60,959	60,959	60,959	60,959	60,959	56,251	52,957
t [mm]	57,680	57,680	74,160	74,160	74,160	82,400	98,880	93,600	97,110
z [-]	60,288	61,854	53,914	57,137	60,656	58,972	54,304	64,409	73,497
z_{sk} [-]	61	63	55	59	61	59	55	65	75
t_{sk} [mm]	57,007	56,630	72,695	71,818	73,742	82,362	97,629	92,749	95,164

Tab. 18 Přehled charakteristik rozváděcích lopatek

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
w_1 [m/s]	118,91 8	121,53 1	124,05 9	126,48 7	128,79 7	130,96 2	132,95 2	137,69 6	140,09 0	142,10 5
a_2 [m/s]	668,52 9	662,34 8	655,75 7	648,71 4	641,17 0	633,08 2	624,38 8	614,83 4	604,41 8	593,05 2
Ma_2 [-]	0,178	0,183	0,189	0,195	0,201	0,207	0,213	0,224	0,232	0,240
B [mm]	15	15	15	15	15	15	15	15	20	20
Označení	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A
β_2 [°]	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
t_{opt} [-]	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62
b [cm]	15,4	15,4	15,4	15,4	15,4	15,4	15,4	15,4	20,5	20,5
S [cm ²]	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	1,18	1,18
W_{min} [cm ²]	0,051	0,051	0,051	0,051	0,051	0,051	0,051	0,051	0,120	0,120
γ [°]	12,429	12,429	12,429	12,429	12,429	12,429	12,429	12,429	12,429	12,429
t [mm]	9,523	9,523	9,523	9,523	9,523	9,523	9,523	9,523	12,698	12,698
z [-]	286,25 6	293,20 9	300,23 7	307,35 3	314,57 5	321,92 5	329,43 3	337,05 2	259,93 8	267,34 3
z_{sk} [-]	288	294	302	308	316	322	330	338	260	268
t_{sk} [mm]	9,466	9,498	9,468	9,503	9,480	9,521	9,507	9,496	12,695	12,666

Tab. 19 Přehled charakteristik oběžných lopatek

Stupeň	11	12	13	14	15	16	17	18	19
w_1 [m/s]	145,947	145,865	161,009	168,287	167,015	186,717	180,071	188,796	171,798
a_2 [m/s]	580,490	566,817	550,095	528,645	503,375	488,416	514,957	543,337	568,072
Ma_2 [-]	0,251	0,257	0,293	0,318	0,332	0,382	0,350	0,347	0,302
B [mm]	20	20	25	30	35	40	50	60	90
Označení	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-46-29A
β_2 [°]	24	24	24	24	24	24	24	28	32
t_{opt} [-]	0,62	0,62	0,62	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,50
b [cm]	20,5	20,5	25,6	30,5	35,6	40,6	50,8	61,0	92,2
S [cm ²]	1,18	1,18	1,85	2,33	3,18	4,15	6,48	9,33	15,81
W_{min} [cm ²]	0,120	0,120	0,234	0,290	0,461	0,688	1,344	2,322	5,225
γ [°]	12,429	12,429	12,429	10,182	10,182	10,182	10,182	10,182	12,429
t [mm]	12,698	12,698	15,872	18,288	21,336	24,384	30,480	36,576	46,080
z [-]	273,865	280,976	251,906	231,695	210,830	199,284	176,168	164,826	154,890
z_{sk} [-]	274	282	252	232	212	200	178	166	156
t_{sk} [mm]	12,691	12,651	15,866	18,264	21,218	24,297	30,166	36,317	45,752

Tab. 20 Přehled charakteristik oběžných lopatek

5 Výpočet elektrického výkonu a tepelné účinnosti PPC

Elektrický výkon PPC je dán součtem elektrických výkonů na svorkách jednotlivých generátorů. Elektrický výkon použitých spalovacích turbín byl zadán a elektrický výkon parní turbíny byl vyčíslen v kapitole 4.3.4. Tepelná účinnost PPC je vyjádřena poměrem elektrické energie a tepla přivedeného v palivu.

Elektrický výkon spalovací turbíny (zadáno)

$$P_{GT} = 70683 \text{ kW}$$

Elektrický výkon parní turbíny

$$P_{ST} = 73954,715 \text{ kW}$$

Celkový elektrický výkon

$$P_{PPC} = 2 \cdot P_{GT} + P_{ST} = 215320,715 \text{ kW}$$

$$\mathbf{P_{PPC} = 215,321 \text{ MW}}$$

Teplo přivedené v palivu pro jednu GT

$$Q_{pv} = H \cdot m_{pv} [\text{kJ} \cdot \text{s}^{-1}],$$

$$\text{kde } H [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

výhřevnost paliva [13] ,

$$m_{pv} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

hmotnostní tok paliva (zadáno).

$$Q_{pv} = 500047 \cdot 4,028 = 201589,316 \text{ kJ} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tepelná účinnost PPC

$$\eta_{PPC} = \frac{P_{PPC}}{Q} = \frac{215320,715}{2 \cdot 201589,316} = 0,534$$

$$\eta_{PPC} = 53,406 \%$$

Hodnoty elektrického výkonu a tepelné účinnosti byly kalkulovány bez uvažování vlastní spotřeby PPZ. Vlastní spotřeba PPZ podobného rozsahu se obvykle pohybuje okolo 2,5 % hrubého elektrického výkonu. Přesné vyčíslení vlastní spotřeby elektrárenského bloku je nad rámec zadání DP a je možné pouze konstatovat, že hodnota čistého elektrického výkonu a čisté tepelné účinnosti by následně byla snížena o cca 2,5 procentních bodů. [5]

5.1 Možnosti zdokonalení navrženého PPC

Komponenty PPC byly navrženy s ohledem na investiční náklady. Je zřejmé, že celý cyklus by bylo možné zdokonalit za cenu zvýšených investičních nákladů. Rozhodnutí o aplikaci dále uvedených zdokonalení je závislé na řadě dalších faktorů a jsou zde nastíněny jen způsoby, kterými by bylo možné zvýšit účinnost celého PPC bez větších ohledů na počáteční investice projektu.

5.1.1 Možnosti zdokonalení HRSG

Zvýšení výkonu HRSG, resp. produkce páry HRSG je možné například změnou počtu tlakových hladin či zavedením přehřívání. Aplikací tří tlakových hladin je možné zvýšit tepelnou účinnost cyklu přibližně o 1 %. Zavedením přehřívání páry po částečné expanzi lze získat dalších 0,8 % tepelné účinnosti PPC. [16]

Dalším způsobem zvýšení výkonu HRSG, resp. výkonu PPC je snižování pinch approach pointů. Pro jednotlakový HRSG narůstá výkon PPC přibližně o 0,54 %, pro dvoutlakový a třítlakový HRSG o 0,21 % resp. 0,17 % při snížení pinch pointu o 1°C. Snížení approach pointu ekonomizéru o 1°C má za následek zvýšení výkonu PPC o 0,09% pro jednotlakový HRSG, 0,037 % a 0,018% pro dvoutlakový, resp. přítlakový HRSG. [17]

Další zvýšení výkonu HRSG je možné docílit rozdělením jednotlivých teplosměnných ploch, přesněji řečeno použitím například dvou VT ekonomizérů na různých tlakových úrovních či dvoustupňovým přehříváním páry. Se všemi zde uvedenými zdokonaleními spalínového kotle však roste velikost teplosměnných ploch, resp. investičních nákladů HRSG.

5.1.2 Možnosti zdokonalení parní turbíny

Výkon parní turbíny v rámci navrženého PPC lze zvýšit třemi základními způsoby, a to zvýšením průtočného množství, zvětšením entalpického spádu či zvýšením účinnosti průtočné části parní turbíny. Průtočné množství páry je dáno návrhem HRSG, jehož způsoby zdokonalení jsou popsány v předchozí kapitole. Jelikož tlak admisní páry byl zadán, zvětšování entalpického spádu je možné pouze snížením kondenzačního tlaku. Navržením kondenzátoru s nižším TTD, například 1,5°C, což je pod hranicí doporučených hodnot, by bylo možné snížit kondenzační tlak o 0,001 MPa. Snížení kondenzačního tlaku by mělo za následek prodloužení expanzní čáry a při zachování termodynamické účinnosti ST nárůst výkonu o cca 800 kW.

Účinnost parní turbíny lze zvýšit různými způsoby. Ať už se jedná o použití moderního 3D či přetlakového lopatkování, snižování ucpávkových a nadbandážových vůlí, nebo zvyšování počtu stupňů. V rozsahu této práce byl vyčíslen pouze dopad zvýšení počtu stupňů na termodynamickou účinnost ST. Navýšením počtu stupňů o 2, došlo k nárůstu termodynamické účinnosti navržené parní turbíny až o 0,4 %, což odpovídá cca 250 kW. Zvýšení počtu stupňů však má za následek zvýšení investičních nákladů a rizik spojených se zvětšující se ložiskovou vzdáleností. Detailní popis dalších způsobů zvyšování účinnosti parní turbíny přesahuje rámec zadání této práce.

6 Závěr

Úlohou této diplomové práce byl návrh spalínového kotle a parní turbíny do paroplynového cyklu zadaného na straně spalín. Jedním z hlavních cílů práce bylo navržení jednotlakového a dvoutlakového HRSG a porovnání výkonu parní turbíny pro oba návrhy. Dvoutlakový HRSG byl navržen ve třech variantách, jež se odlišovaly rozdílným uspořádáním teplosměnných ploch. Zvolená varianta HRSG byla porovnána s výpočtem HRSG v komerčním programu Thermoflex. Pro tuto variantu byl dále zpracován podrobný výpočet průtočné části parní turbíny a stanoven celkový výkon a tepelná účinnost PPC.

V rámci DP byly navrženy celkem čtyři varianty HRSG. Jednotlivé varianty byly mezi sebou porovnány s ohledem na výkon parní turbíny, výkon HRSG a celkovou velikost teplosměnné plochy. Z analýzy jednotlivých navržených variant vyplývá nejlépe varianta 2B s řazením teplosměnných ploch dle *Obr. 11*. Tato varianta disponuje nejvyšším výkonem parní turbíny a nejmenší velikostí teplosměnné plochy z dvoutlakových návrhů HRSG. Nárůst výkonu parní turbíny zavedením druhé tlakové úrovně HRSG byl stanoven cca na 4,8 MWe, což činí téměř 7 % výkonu parní turbíny. Dvoutlakový návrh rovněž vykazuje vyšší tepelnou účinnost celého PPZ, a to o 1,2 %.

Pro zvolený návrh HRSG bylo provedeno porovnání vlastního výpočtu s výpočtem v komerčním programu Thermoflex. Výpočet v programu Thermoflex byl realizován s totožnými okrajovými podmínkami právě z důvodu možnosti porovnání. Nezanedbatelná odchylka byla stanovena pouze ve velikosti celkové plochy HRSG (cca 11 %). Tato odchylka je pravděpodobně způsobena rozdílnou volbou typu trubek, kdy v programu Thermoflex jsou v defaultním nastavení použity trubky trnové na rozdíl od vlastního výpočtu, ve kterém byly aplikovány trubky s plnými kruhovými žebry. Trnové trubky podporují turbulizaci spalínového proudu, zvyšují tak prostup tepla a jejich použití vstřuje ve zmenšení teplosměnné plochy. Diference ostatních vypočtených parametrů lze označit za nepatrné. Příkladem může být odchylka celkového výkonu HRSG nabývající hodnoty 0,4 %, jež potvrzuje správnost vlastního výpočtu. Další nepatrné odchylky mohou být zapříčiněny například použitými databázemi vlastností spalín, vody a vodní páry či metodikou vlastního výpočtu.

Dílčím cílem práce byl návrh jednotělesové kondenzační parní turbíny bez přihřívání pracující s parametry páry danými návrhem HRSG. Průtočná část parní turbíny je tvořena 19 stupni opatřenými rovnotlakovým lopatkováním kolového designu. V práci je uveden detailní postup návrhu průtočné části a vykresleny základní grafické výstupy, jimiž je například lopatkový plán, expanzní čára, či rychlostní trojúhelníky. Vnitřní výkon parní turbíny byl stanoven na hodnotu 74,889 MW, jež parní turbína generuje s účinností 89,083 %.

V závěrečné části práce byl stanoven celkový hrubý výkon PPZ pro dvoutlakový návrh HRSG na hodnotu 215,321 MW a hrubá tepelná účinnost PPZ odpovídající hodnotě 53,406 %. Návrh celého PPZ byl realizován s ohledem na investiční náklady a v závěrečné části práce byly dále nastíněny možnosti zdokonalení celého PPZ. Zvýšení výkonu HRSG by bylo možné dosáhnout zavedením dalších tlakových hladin, snížením volených hodnot pinch a approach pointu, či použitím většího počtu teplosměnných ploch na různých tlakových úrovních. Výkon parní turbíny by bylo možné navýšit například zvětšením entalpického spádu, zvýšením počtu stupňů, použitím bubnové konstrukce či aplikací přetlakového lopatkování.

Použitá literatura

- [1] Bell, I. CoolProp. An open-source thermophysical property library. . [online]. 2013 [cit. 2017-01-01]. Dostupné z: <http://coolprop.sf.net>
- [2] COGENERATION and COMBINED-CYCLE PRINCIPLES WORKSHOP INTRODUCTION to HRSGs. *INDUSTRIAL APPLICATION OF GAS TURBINES COMMITTEE: IAGT* [online]. 2003 [cit. 2017-01-02]. Dostupné z: <http://www.iagtcommittee.com/downloads/2009papers/Training%20Session4%20-%20More%20Heat%20Recovery%20Steam%20Generators.pdf>
- [3] KONEČNÝ, Václav a Miloš ZACHYSTAL. *Návrh paroplynového zařízení*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2007. ISBN 978-80-7043-532-8.
- [4] *Excel Engineering: X Steam - Properties for water and steam*. [online]. [cit. 2017-01-02]. Dostupné z: <http://xsteam.sourceforge.net/>
- [5] Konzultace ve společnosti Doosan Škoda Power
- [6] Staggered tube bundles. In: *Wikimedia Commons* [online]. 2017 [cit. 2017-03-12]. Dostupné z: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/0/0f/In-line_and_staggered_tube_bundles.png
- [7] Horlock J.H.. *Advanced Gas Turbine Cycles*. Whittle Laboratory Cambridge, U.K.: PERGAMON, 2003. ISBN 0-08-044273-0.
- [8] FLORIAN BUDAJ, VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ. *PARNÍ KOTLE: Podklady pro tepelný výpočet*. čtvrté přepracované. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1992, 200 s. ISBN 80-214-0426-4.
- [9] LIENHARD, J.H. IV, LIENHARD, J.H. V: *A Heat Transfer Handbook*, 3rd. Edition, USA Massachusetts, Phlogiston Press, 2006.
- [10] HEWITT, G.F.: *Process Heat Transfer*, New York: Fairmon Press, Inc., 1992. 399 s. ISBN 0-88173-122-6.
- [11] SCHOLLEOVÁ, Hana. *Ekonomické a finanční řízení pro neekonomy*. 1. vyd. [s.l.] : Grada Publishing, a. s., 2008. 256 s. ISBN 978-80-247-2424-9.
- [12] Net present value. In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, [cit. 2017-20-03]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Net_present_value
- [13] THERMOFLEX: COMBINED CYCLE. In: *Thermoflow Inc.* [online]. 2 Willow Street, Suite 100, Southborough, MA 01745-1020, USA: Thermoflow Europe GmbH Gartenstrasse 18, D-35469 Allendorf, GERMANY [cit. 2017-03-21]. Dostupné z: https://www.thermoflow.com/combinedcycle_TFX.html
- [14] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína: Tepelný a pevnostní výpočet*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2007, 107 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.
- [15] KUBIŠ, Z. *Protitlaková parní turbína*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 79 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

[16] IBRAHIM, Thamir K. and M.M. RAHMAN. Effective Parameters on Performance of Multipressure Combined Cycle Power Plants. *Hindawi Publishing Corporation: Advances in Mechanical Engineering* [online]. 2014, , 13 [cit. 2017-04-09]. DOI: 781503. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/35366496.pdf>

[17] RAHIM, Murad A. Combined Cycle Power Plant Performance Analyses Based on the Single-Pressure and Multipressure Heat Recovery Steam Generator. *Journal of Energy Engineering: 2012 American Society of Civil Engineers* [online]. 2011 [cit. 2017-04-09]. DOI: [http://dx.doi.org/10.1061/\(ASCE\)EY.1943-7897.0000063#sthash.bzshqQaI.dpuf](http://dx.doi.org/10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000063#sthash.bzshqQaI.dpuf). Dostupné z: <http://ascelibrary.org/doi/abs/10.1061/%28ASCE%29EY.1943-7897.0000063>

Seznam obrázků

Obr. 1 Molární složení spalin	13
Obr. 2 Očekávaná závislost výkonu parní turbíny na tlaku NT páry	15
Obr. 3 Předběžný návrh pilového diagramu.....	17
Obr. 4 Graf závislosti výkonu parní turbíny na tlaku NT páry	20
Obr. 5 Pilový diagram sestavený na základě vypočtených hodnot	25
Obr. 6 Střídavé uspořádání trubek [6].....	27
Obr. 7 Rozměry žebrovaných trubek VT přehříváku	27
Obr. 8 Schéma uspořádání teplosměnných ploch pro variantu 1	40
Obr. 9 Pilový diagram pro jednotlakový HRSG.....	41
Obr. 10 Schéma uspořádání teplosměnných ploch pro variantu 2A	42
Obr. 11 Schéma uspořádání teplosměnných ploch pro variantu 2B.....	43
Obr. 12 Schéma uspořádání teplosměnných ploch pro variantu 2C.....	44
Obr. 13 Diagram závislosti výkonu ST na tlaku NT páry pro variantu 2A	45
Obr. 14 Pilový diagram pro variantu 2A.....	46
Obr. 15 Lopatkový plán	54
Obr. 16 Rozložení rychlostního poměru v průtočné části ST	54
Obr. 17 Expanzní čára.....	57
Obr. 18 Rychlostní trojúhelníky regulačního stupně.....	62
Obr. 19 Rychlostní trojúhelníky posledního stupně	63

Seznam tabulek

Tab. 1 Přehled volených parametrů	16
Tab. 2 Přehled vypočtených teoretických výkonů jednotlivých teplosměnných ploch.....	24
Tab. 3 Přehled vypočtených parametrů páry, vody a spalin	24
Tab. 4 Volené parametry žebrovaných trubek VT přehříváku.....	27
Tab. 5 Přehled vypočítaných hodnot spalinového kanálu.....	29
Tab. 6 Závislost koeficientu F_2 na počtu řad trubek [10].....	31
Tab. 7 Přehled vypočítaných hodnot VT přehříváku.....	39
Tab. 8 Vypočítané parametry HRSG pro variantu 1	41
Tab. 9 Vypočítané parametry HRSG pro variantu 2A.....	42
Tab. 10 Vypočítané parametry HRSG pro variantu 2B.....	43
Tab. 11 Vypočítané parametry HRSG pro variantu 2C.....	44
Tab. 12 Porovnání výsledků vlastního výpočtu a výsledku programu Thermoflex.....	48
Tab. 13 Přehled základních parametrů průtočného kanálu	55
Tab. 14 Přehled základních parametrů průtočného kanálu	56
Tab. 15 Přehled vypočtených hodnot rychlostních trojúhelníků.....	61
Tab. 16 Přehled vypočtených hodnot rychlostních trojúhelníků.....	62
Tab. 17 Přehled charakteristik rozváděcích lopatek	64
Tab. 18 Přehled charakteristik rozváděcích lopatek	65
Tab. 19 Přehled charakteristik oběžných lopatek.....	65
Tab. 20 Přehled charakteristik oběžných lopatek.....	66

Seznam příloh

Příloha 1 Volené parametry trubek NT přehříváku	75
Příloha 2 Přehled vypočítaných hodnot NT přehříváku.....	75
Příloha 3 Volené parametry trubek VT výparníku	76
Příloha 4 Přehled vypočítaných hodnot VT výparníku.....	76
Příloha 5 Volené parametry trubek NT výparníku	77
Příloha 6 Přehled vypočítaných hodnot NT výparníku.....	77
Příloha 7 Volené parametry trubek VT ekonomizéru.....	78
Příloha 8 Přehled vypočítaných hodnot VT ekonomizéru	78
Příloha 9 Volené parametry trubek společného ekonomizéru.....	79
Příloha 10 Přehled vypočítaných hodnot společného ekonomizéru	79
Příloha 11 HBD pro dvoutlaký návrh HRSG	80
Příloha 12 HBD pro jednotlakový návrh HRSG	80

Přílohy

NT přehřívák

Rozměr trubky	Označení	Hodnota	Jednotka
Vnitřní průměr	d	34	mm
Tloušťka stěny trubky	t	2	mm
Vnější průměr	D	38	mm
Výška žebra	h_z	0	mm
Vnější průměr s žebry	D_z	38	mm
Počet žeber na 1 m trubky	n_z	0	m^{-1}
Tloušťka žebra	t_z	0	mm
Rozteč žeber	s_z	0	mm
Mezitrubková vzdálenost	a	75	mm
Počet trubek v jedné řadě	n_{tr}	41	—

Příloha 1 Volené parametry trubek NT přehříváku

Vypočtená veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Součinitel prostupu tepla	k	65,834	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Skutečná vnější teplosměnná plocha	S_{NTP}^{sk}	69,014	m^2
Počet podélných řad trubek	n_R	1	—
Skutečný výkon	q_{NTP}^{sk}	1152,542	kW
Skutečná teplota v bodě 3'	$t_3'^{sk}$	494,099	$^{\circ}C$

Příloha 2 Přehled vypočítaných hodnot NT přehříváku

VT výparník

Rozměr trubky	Označení	Hodnota	Jednotka
Vnitřní průměr	d	31,2	mm
Tloušťka stěny trubky	t	3,4	mm
Vnější průměr	D	38	mm
Výška žebra	h_z	12	mm
Vnější průměr s žebry	D_z	62	mm
Počet žeber na 1 m trubky	n_z	200	m^{-1}
Tloušťka žebra	t_z	0,8	mm
Rozteč žeber	s_z	5	mm
Mezitrubková vzdálenost	a	15	mm
Počet trubek v jedné řadě	n_{tr}	61	—

Příloha 3 Volené parametry trubek VT výparníku

Vypočtená veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Součinitel prostupu tepla	k	59,352	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Skutečná vnější teplosměnná plocha	S_{VTV}^{sk}	9138,664	m^2
Počet podélných řad trubek	n_R	12	—
Skutečný výkon	q_{VTV}^{sk}	42631,722	kW
Skutečná teplota v bodě 4'	$t_4'^{sk}$	307,755	$^{\circ}C$

Příloha 4 Přehled vypočítaných hodnot VT výparníku

NT výparník

Rozměr trubky	Označení	Hodnota	Jednotka
Vnitřní průměr	d	34	mm
Tloušťka stěny trubky	t	2	mm
Vnější průměr	D	38	mm
Výška žebra	h_z	15	mm
Vnější průměr s žebry	D_z	68	mm
Počet žeber na 1 m trubky	n_z	230	m^{-1}
Tloušťka žebra	t_z	0,8	mm
Rozteč žeber	s_z	4	mm
Mezitrubková vzdálenost	a	15	mm
Počet trubek v jedné řadě	n_{tr}	56	—

Příloha 5 Volené parametry trubek NT výparníku

Vypočtená veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Součinitel prostupu tepla	k	41,716	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Skutečná vnější teplosměnná plocha	S_{NTV}^{sk}	6090,671	m^2
Počet podélných řad trubek	n_R	6	—
Skutečný výkon	q_{NTV}^{sk}	8847,090	kW
Skutečná teplota v bodě 6'	$t_6'^{sk}$	198,561	$^{\circ}C$

Příloha 6 Přehled vypočítaných hodnot NT výparníku

VT ekonomizér

Rozměr trubky	Označení	Hodnota	Jednotka
Vnitřní průměr	d	24,2	mm
Tloušťka stěny trubky	t	3,4	mm
Vnější průměr	D	31	mm
Výška žebra	h_z	15	mm
Vnější průměr s žebry	D_z	61	mm
Počet žeber na 1 m trubky	n_z	215	m^{-1}
Tloušťka žebra	t_z	0,8	mm
Rozteč žeber	s_z	5	mm
Mezitrubková vzdálenost	a	15	mm
Počet trubek v jedné řadě	n_{tr}	61	—

Příloha 7 Volené parametry trubek VT ekonomizéru

Vypočtená veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Součinitel prostupu tepla	k	42,041	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Skutečná vnější teplosměnná plocha	S_{VTE}^{sk}	9893,572	m^2
Počet podélných řad trubek	n_R	11	—
Skutečný výkon	q_{VTE}^{sk}	15234,926	kW
Skutečná teplota v bodě 5°	t'_5^{sk}	238,921	$^{\circ}C$

Příloha 8 Přehled vypočítaných hodnot VT ekonomizéru

Společný ekonomizér

Rozměr trubky	Označení	Hodnota	Jednotka
Vnitřní průměr	d	27	mm
Tloušťka stěny trubky	t	2	mm
Vnější průměr	D	31	mm
Výška žebra	h_z	15	mm
Vnější průměr s žebry	D_z	61	mm
Počet žebek na 1 m trubky	n_z	225	m^{-1}
Tloušťka žebra	t_z	0,8	mm
Rozteč žebek	s_z	4	mm
Mezitrubková vzdálenost	a	15	mm
Počet trubek v jedné řadě	n_{tr}	61	—

Příloha 9 Volené parametry trubek společného ekonomizéru

Vypočtená veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Součinitel prostupu tepla	k	38,656	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Skutečná vnější teplosměnná plocha	S_{VTNTE}^{sk}	13122,940	m^2
Počet podélných řad trubek	n_R	14	—
Skutečný výkon	q_{VTNTE}^{sk}	19402,683	kW
Skutečná teplota v bodě 7°	t_7^{sk}	108,758	$^{\circ}C$

Příloha 10 Přehled vypočítaných hodnot společného ekonomizéru

Příloha 11 HBD pro dvoutlaký návrh HRSG

Příloha 12 HBD pro jednotlakový návrh HRSG