

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta elektrotechnická  
Katedra elektroenergetiky



**Využití energie spalin v paroplynovém cyklu**  
**Recovering energy from exhaust gases in a**  
**combined cycle**

Diplomová práce

Studijní program: Elektrotechnika, energetika a management

Studijní obor: Elektroenergetika

Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Jan Kyncl

**Bc. Pavla Bednářová**

Praha, 2021



## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Bednářová** Jméno: **Pavla** Osobní číslo: **465882**  
Fakulta/ústav: **Fakulta elektrotechnická**  
Zadávající katedra/ústav: **Katedra elektroenergetiky**  
Studijní program: **Elektrotechnika, energetika a management**  
Specializace: **Elektroenergetika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Využití energie spalin v paroplýnovém cyklu**

Název diplomové práce anglicky:

**Recovering energy from exhaust gases in a combined cycle**

Pokyny pro vypracování:

1. Seznamte se s termodynamikou základních termodynamických oběhů a s relevantními principy sdílení tepla.
2. Provedte rešerši používaných HRSG systémů.
3. Naznačte možnosti simulace činnosti spalinového výměníku.
4. Zhodnoťte nasimulovaný systém z hlediska výroby elektrické energie.

Seznam doporučené literatury:

WOLFRAM, Stephen. An Elementary Introduction to the Wolfram Language [online]. 2nd ed. Wolfram Media, Inc., 2017. Dostupné také z: <https://www.wolfram.com/language/elementary-introduction/2nd-ed/>  
MICHEJEV, Michail Aleksandrovič. Základy sdílení tepla. Průmyslové vydavatelství, 1952.  
LIENHARD, J. H. IV; LIENHARD, J. H. V. A heat transfer textbook [online]. 5th ed. Cambridge, MA: Phlogiston press, 2020. ISBN 9780486837352. Dostupné také z: <http://ahtt.mit.edu>  
MORAN, Michael J., et al. Fundamentals of engineering thermodynamics. 3rd ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2018. ISBN 978-1-119-39138-8

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**doc. Dr. Ing. Jan Kyncl, katedra elektroenergetiky FEL**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **03.02.2021**

Termín odevzdání diplomové práce: **21.05.2021**

Platnost zadání diplomové práce: **30.09.2022**

doc. Dr. Ing. Jan Kyncl  
podpis vedoucí(ho) práce

podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Mgr. Petr Páta, Ph.D.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomantka bere na vědomí, že je povinna vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studentky



## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracovala samostatně a že jsem uvedla veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

V Praze dne .....

.....  
Pavla Bednářová

## **Poděkování**

Na tomto místě bych ráda poděkovala doc. Dr. Ing. Janu Kynclovi za odborné vedení a cenné rady při zpracovávání této diplomové práce.

## Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá problematikou využití energie spalin v rámci paroplynového cyklu. Klíčovým prvkem paroplynového oběhu je spalinový výměník, který zajišťuje propojení plynového a parního oběhu. Toto zařízení využívá odpadní teplo spalin na výstupu ze spalovací turbíny (popř. motorgenerátoru se spalovacím motorem) k výrobě páry, která následně pohání parní turbínu. Spalinový výměník významně ovlivňuje účinnost paroplynové elektrárny jako celku. Jeho fungování je hlavním předmětem této diplomové práce. V teoretické části jsou nejprve vyloženy základní principy vybraných termodynamických oběhů a sdílení tepla. Další část rešerše je věnována výměníkům tepla se zaměřením na spalinový výměník, označovaný zkratkou HRSG. Praktická část této práce se zabývá simulací činnosti spalinového výměníku v rámci paroplynového oběhu. V programu Wolfram Mathematica je vytvořen model HRSG průtočného typu a model parního oběhu. Nasimulovaný systém uvažovaného paroplynového zdroje je následně zhodnocen z hlediska výroby elektrické energie. Pomocí vytvořeného programu je nalezen optimální pracovní bod spalinového výměníku, definovaný hmotnostním průtokem a tlakem vody, při němž je výkon dodávaný do sítě maximální.

### **Klíčová slova:**

**paroplynový cyklus, paroplynová elektrárna, sdílení tepla, spalinový výměník, ekonomizér, výparník, přehřívák, využití odpadního tepla, výroba elektrické energie**

## Abstract

This master thesis deals with the topic of heat recovery from exhaust gases in a combined cycle. The key component in combined cycle power plants is the Heat Recovery Steam Generator (HRSG). This device recovers waste heat from hot exhaust gases exiting gas turbine (or combustion engine) to generate steam that drives a steam turbine. HRSG has a significant impact on the efficiency of the whole power plant. Therefore, the performance of HRSG is the main subject of this thesis. Firstly, the theoretical basics of chosen thermodynamic cycles and heat transfer are explained. Additionally, the theoretical part provides an introduction to heat exchangers with a special focus on Heat Recovery Steam Generators. In the practical part of this thesis, a model is developed for performance simulation of the once through HRSG in a combined cycle power plant application. The model is created using Wolfram Mathematica software. Subsequently, the developed model is applied to the performance simulation of a chosen combined cycle power plant in order to assess its electricity production. As a result, an optimal operating point of HRSG, given by the mass flow rate and pressure of water, is determined. The optimal operating point corresponds to the maximum power output.

### **Key words:**

**combined cycle, combined cycle power plant, heat transfer, heat recovery steam generator, economizer, evaporator, superheater, waste heat recovery, electricity generation**

# Obsah

Seznam tabulek	xi
Seznam obrázků	xii
Seznam symbolů a zkratk	xiv
Úvod	1
<b>1 Termodynamické oběhy</b>	<b>4</b>
1.1 Clausius-Rankineův cyklus . . . . .	4
1.2 Braytonův cyklus . . . . .	8
1.3 Paroplynový oběh . . . . .	11
<b>2 Sdílení tepla</b>	<b>14</b>
2.1 Radiace . . . . .	14
2.2 Kondukce . . . . .	15
2.3 Konvekce . . . . .	17
2.3.1 Přestup tepla při varu . . . . .	19
2.4 Průchod tepla stěnou . . . . .	22
2.4.1 Průchod tepla rovinnou stěnou . . . . .	22
<b>3 Tepelné výměníky</b>	<b>24</b>
3.1 Druhy tepelných výměníků . . . . .	24
3.1.1 Dělení dle způsobu přenosu tepla . . . . .	24
3.1.2 Dělení dle smyslu proudění . . . . .	25
3.1.3 Dělení dle konstrukce . . . . .	26
3.1.4 Dělení dle teplotních médií . . . . .	28
3.1.5 Dělení dle účelu . . . . .	28
3.2 Tepelný výpočet . . . . .	29
3.2.1 Energetická bilance . . . . .	29
3.2.2 Tepelný výkon . . . . .	30
3.3 Hydraulický výpočet . . . . .	31
3.3.1 Tlakové ztráty . . . . .	32
<b>4 HRSG</b>	<b>34</b>
4.1 Typy HRSG . . . . .	35
4.1.1 Dělení dle proudění ve výparníku . . . . .	35
4.2 Teplotní profil . . . . .	37
<b>5 Řešený paroplynový oběh</b>	<b>39</b>
5.1 Cíl a postup výpočtu . . . . .	39
5.2 Popis řešeného paroplynového oběhu . . . . .	40



5.2.1	Hranice . . . . .	40
5.2.2	Technologické celky . . . . .	41
5.3	Základní předpoklady . . . . .	41
<b>6</b>	<b>Model spalínového výměníku</b>	<b>42</b>
6.1	Vzorové zařízení . . . . .	42
6.1.1	Technická data . . . . .	43
6.2	Geometrické uspořádání . . . . .	44
6.2.1	Rozměry . . . . .	45
6.3	Matematický model . . . . .	45
6.3.1	Odvození rovnic . . . . .	45
6.3.2	Metoda střelby . . . . .	48
6.3.3	Rovnice modelu . . . . .	49
6.4	Součinitel prostupu tepla . . . . .	50
6.5	Korelace pro přestup tepla . . . . .	51
6.5.1	Součinitel přestupu tepla ze spalin . . . . .	52
6.5.2	Součinitel přestupu tepla z vody/páry . . . . .	52
6.6	Parametry teplotních médií . . . . .	53
6.6.1	Parametry spalin . . . . .	53
6.6.2	Parametry vody a páry . . . . .	54
6.6.3	Definiční teploty . . . . .	54
6.7	Kalibrace . . . . .	55
6.7.1	Ekonomizér . . . . .	56
6.7.2	Výparník . . . . .	56
6.7.3	Přehřívák . . . . .	57
6.7.4	Teplotní profil . . . . .	58
6.7.5	Ekvivalentní délka . . . . .	58
6.8	Tlakové ztráty . . . . .	58
6.8.1	Výpočet . . . . .	59
6.8.2	Výsledky . . . . .	59
<b>7</b>	<b>Simulace činnosti spalínového výměníku</b>	<b>60</b>
7.1	Program . . . . .	60
7.1.1	Podprogram MODEL . . . . .	61
7.1.2	Podprogram CELKOVÁ DÉLKA . . . . .	62
7.1.3	Podprogram VÝSTUP z HRSG . . . . .	64
7.2	Výstupy simulace činnosti HRSG . . . . .	66
7.2.1	Výstupní teploty spalin a páry a předávaný výkon . . . . .	66
7.2.2	Délka výparníku . . . . .	66
7.2.3	Délka přehříváku . . . . .	68
7.2.4	Zhodnocení modelu HRSG . . . . .	68
<b>8</b>	<b>Model parního oběhu</b>	<b>69</b>
8.1	Zapojení oběhu . . . . .	69
8.2	Zvolené hodnoty . . . . .	70
8.3	Matematický model . . . . .	71
8.3.1	Odvození rovnic . . . . .	71
8.3.2	Rovnice modelu . . . . .	72
8.4	Parametry páry . . . . .	74
8.5	Podprogram OBĚH . . . . .	74
<b>9</b>	<b>Zhodnocení z hlediska výroby elektrické energie</b>	<b>75</b>

9.1	Vzorové zařízení . . . . .	76
9.2	Namodelovaný HRSG . . . . .	76
9.2.1	Optimální pracovní bod HRSG . . . . .	78
9.3	Výsledky simulace pro jiné zdroje spalin . . . . .	79
9.4	Možnosti zlepšení oběhu . . . . .	80
<b>10</b>	<b>Závěr</b>	<b>82</b>
	<b>Literatura</b>	<b>84</b>
	<b>Seznam příloh</b>	<b>87</b>
	<b>Příloha A</b>	<b>88</b>
	<b>Příloha B</b>	<b>91</b>
	<b>Příloha C</b>	<b>91</b>
	<b>Příloha D</b>	<b>91</b>
	<b>Příloha E</b>	<b>91</b>

# Seznam tabulek

2.1	Typické hodnoty součinitele přestupu tepla konvekcí . . . . .	18
6.1	Data o vzorovém výměníku . . . . .	43
6.2	Koeficienty pro korelaci Nusseltova čísla . . . . .	52
6.3	Fyzikální vlastnosti spalin . . . . .	53
8.1	Tabulka hodnot pro parní oběh . . . . .	71

# Seznam obrázků

1	Základní blokové schéma paroplynového oběhu . . . . .	2
1.1	Blokové schéma Clausius-Rankineova cyklu . . . . .	4
1.2	T-s diagram Clausius-Rankineova cyklu . . . . .	5
1.3	Nevratná adiabatická expanze . . . . .	7
1.4	Blokové schéma Braytonova cyklu . . . . .	8
1.5	T-s diagram Braytonova cyklu . . . . .	9
1.6	Blokové schéma paroplynového oběhu . . . . .	11
1.7	T-s diagram paroplynového oběhu . . . . .	12
2.1	Elementární objem pro odvození rovnice vedení tepla . . . . .	15
2.2	Křivka varu . . . . .	19
2.3	Var při proudění potrubím . . . . .	21
2.4	Průchod tepla rovinnou stěnou . . . . .	22
3.1	Rekuperační, regenerační a směšovací výměník tepla . . . . .	25
3.2	Souproudý a protiproudý výměník . . . . .	25
3.3	Výměník s křížovým proudem . . . . .	26
3.4	Plášťový trubkový výměník tepla . . . . .	26
3.5	Deskový výměník s těsněním . . . . .	27
3.6	Energetická bilance výměníku . . . . .	29
3.7	Závislost výstupních teplot a předávaného výkonu na hmotnostním průtoku studeného média v protiproudém výměníku . . . . .	31
3.8	Colebrook-Moody-White diagram . . . . .	33
4.1	Bubnový HRSG s horizontálním prouděním spalin, vertikálními trubkami a přirozenou cirkulací . . . . .	36
4.2	Schémata různých typů HRSG . . . . .	37
4.3	Teplotní profil HRSG . . . . .	38
5.1	Základní blokové schéma řešeného paroplynového oběhu . . . . .	40
6.1	Schématické zobrazení spalinového výměníku Aalborg Micro . . . . .	43
6.2	Schématické zobrazení HRSG pro tvorbu modelu . . . . .	44
6.3	Předávání tepla na elementárním úseku potrubí . . . . .	45
6.4	Ilustrace k metodě střelby. . . . .	48
6.5	Závislost součinitele prostupu tepla na teplotě spalin a páry . . . . .	55
6.6	Průběh teploty v ekonomizéru . . . . .	56
6.7	Průběh teploty a suchosti ve výparníku . . . . .	57
6.8	Průběh teploty v přehříváku . . . . .	57
6.9	Teplotní profil při jmenovitém stavu vzorového HRSG . . . . .	58
7.1	Simulace činnosti HRSG . . . . .	60

7.2	Vývojový diagram podprogramu MODEL . . . . .	61
7.3	Vývojový diagram podprogramu CELKOVÁ DÉLKA . . . . .	63
7.4	Ukázka výstupů podprogramu CELKOVÁ DÉLKA . . . . .	64
7.5	Ukázka výstupů podprogramu VÝSTUP z HRSG . . . . .	65
7.6	Závislost výstupních teplot spalin a páry a předávaného výkonu na hmotnostním průtoku vody v namodelovaném HRSG . . . . .	66
7.7	Závislost délky výparníku na hmotnostním průtoku vody pro různé tlaky . . . .	67
7.8	Závislost délky přehříváku na hmotnostním průtoku vody pro různé tlaky . . . .	68
8.1	Blokové schéma parní části paroplynového oběhu . . . . .	70
8.2	T-s diagram řešeného parního oběhu . . . . .	71
8.3	Ilustrace pro sestavení výkonové bilance napájecí nádrže s odplynovákem . . . .	72
9.1	Výkon dodávaný do sítě při použití vzorového zařízení. . . . .	76
9.2	Výkon dodávaný do sítě pro různé stavy namodelovaného HRSG . . . . .	77
9.3	Vrstevnicový graf závislosti výkonu dodávaného do sítě na hmotnostním průtoku a tlaku admisní páry . . . . .	77
9.4	Optimální pracovní bod HRSG . . . . .	78
9.5	Teplotní profil HRSG při práci v optimálním bodě . . . . .	78
9.6	Výsledky pro jiné zdroje spalin . . . . .	79

# Seznam symbolů a zkratek

Symbol/ Zkratka	Význam	Jednotka
HRSG	Heat Recovery Steam Generator	/
$\alpha$	Součinitel přestupu tepla	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
$\epsilon$	Emisivita	-
$\delta$	Ekvivalentní drsnost povrchu	m
$\eta_T$	Tepelná účinnost	-
$\eta_G$	Účinnost generátoru	-
$\eta_m$	Mechanická účinnost	-
$\eta_s$	Izoentropická účinnost	-
$\kappa$	Adiabatický mocnitel	-
$\lambda$	Součinitel tepelné vodivosti	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
$\lambda_{tr}$	Součinitel třecích ztrát	-
$\mu$	Dynamická viskozita	$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$
$\nu$	Kinematická viskozita	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
$\xi$	Ztrátový součinitel	-
$\xi_m$	Součinitel místních ztrát	-
$\rho$	Hustota	$\text{kg m}^{-3}$
$\sigma$	Stefan-Boltzmannova konstanta	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-4}$
$\tau$	Čas	s
$\psi$	Korekční součinitel pro výměníky	-
$a$	Teplotní vodivost	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
$c$	Rychlost proudění tekutiny	$\text{m s}^{-1}$
$c_p$	Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku	$\text{J K}^{-1} \text{kg}^{-1}$
$c_v$	Měrná tepelná kapacita za konstantního objemu	$\text{J K}^{-1} \text{kg}^{-1}$
$D$	Průměr	m
$E_0$	Intenzita vyzařování (černého tělesa)	$\text{W m}^{-2}$
$Gr$	Grashofovo číslo	-
$H$	Entalpie	J
$h$	Měrná entalpie	$\text{J kg}^{-1}$
$k$	Součinitel prostupu tepla	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
$k_z$	Koeficient žebrování	-
$l$	Délka	m
$l_v$	Měrné výparné teplo	$\text{J kg}^{-1}$
LMTD	Logaritmický teplotní spád	K
$\dot{m}$	Hmotnostní průtok	$\text{kg s}^{-1}$
$Nu$	Nusseltovo číslo	-
$P$	Výkon	W
$p$	Tlak	Pa
$\Delta p_z$	Tlaková ztráta	Pa
$Pr$	Prandtlovo číslo	-

Symbol/ Zkratka	Význam	Jednotka
$Q$	Teplo	J
$q$	Měrné teplo	$\text{J kg}^{-1}$
$\dot{Q}$	Tepelný tok	W
$\dot{q}$	Hustota tepelného toku	$\text{W m}^{-2}$
$Re$	Reynoldsovo číslo	-
$r_p$	Tlakový poměr	-
$S$	Plocha	$\text{m}^2$
$s$	Měrná entropie	$\text{J K}^{-1} \text{kg}^{-1}$
$T$	Termodynamická teplota	K
$V$	Objem	$\text{m}^3$
$v$	Měrný objem	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$
$\dot{V}$	Objemový tok	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$
$W$	Práce	J
$w$	Měrná práce	$\text{J kg}^{-1}$
$\vec{w}$	Vektor rychlosti	$\text{m s}^{-1}$
$x$	Suchost	-





# Úvod

Elektrická energie je nedílnou součástí každodenního života moderní společnosti. Přístup k elektrické energii či její spotřeba na osobu jsou vzpjaty s životní úrovní a rozvojem obyvatelstva. Celosvětová produkce elektrické energie se každým rokem zvyšuje<sup>1</sup>. Podle dat ze studie Mezinárodní energetické agentury IEA vzrostlo množství vyrobené elektrické energie ze 6 298 TWh v roce 1974 na 26 730 TWh v roce 2018 [1]. S ohledem na rostoucí populaci a probíhající industrializaci rozvojových zemí lze očekávat růst poptávky po (nejen) elektrické energii i nadále. Volba vhodného zdroje energie tak nabývá na významu.

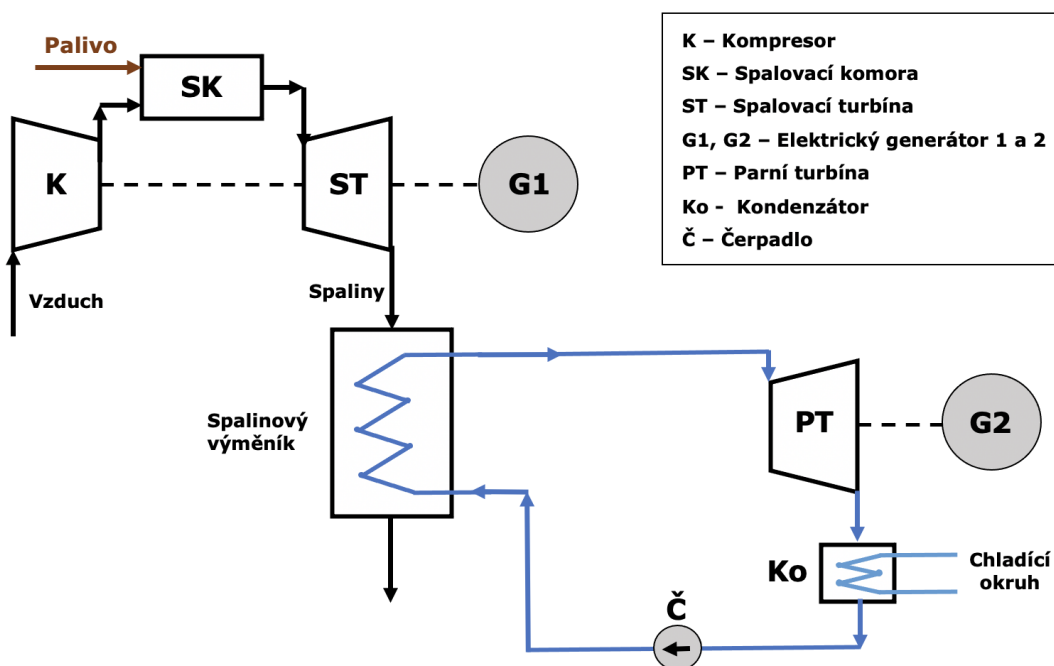
Energetika je významným strategickým odvětvím každého národního hospodářství. Při výstavbě zdrojů elektrické energie hrají roli nejenom aspekty jako technická proveditelnost, dostupnost paliva, ekonomická efektivita nebo dopad na životní prostředí, ale také národní či nadnárodní energetická politika. Současným trendem v evropské energetice je dekarbonizace a přechod na obnovitelné zdroje energie. Členské státy Evropské unie, včetně České republiky, se v rámci Pařížské dohody pod záštitou OSN zavázaly ke společnému snížení emisí skleníkových plynů nejméně o 40 % oproti roku 1990. Záměrem Pařížské dohody je ochrana klimatu, konkrétněji omezení nárůstu globální teploty pod hranici 1,5 °C ve srovnání s obdobím před průmyslovou revolucí [2]. Pro dodržení závazků vyplývajících z Pařížské dohody si EU stanovila do roku 2030 následující cíle: snížit emise skleníkových plynů o nejméně 40 % oproti roku 1990, dosáhnout minimálně 32% podílu obnovitelných zdrojů na konečné spotřebě energie a dále zvýšit energetickou účinnost o nejméně 32,5 % oproti předpokládaným scénářům. Dlouhodobá vize EU je dosáhnout klimatické neutrality do roku 2050 [3]. Mají-li být tyto cíle splněny, je zřejmé, že v blízké budoucnosti bude docházet ke změnám v energetickém mixu.

Postupné vyřazování konvenčních tepelných elektráren spalujících fosilní paliva a jejich nahrazování obnovitelnými zdroji energie (OZE) však naráží na nejrůznější překážky. Problémy, kterým čelí např. fotovoltaické či větrné elektrárny, jsou především závislost výroby elektrické energie na okolních klimatických podmínkách a s tím související obtížná regulace nebo také nízká výkonová hustota. Zdrojem, který je schopný krýt špičky v elektrizační soustavě způsobené intermitentními zdroji a zároveň se vyznačuje nižšími dopady na životní prostředí (ve srovnání s uhelnými elektrárnami), je paroplynová elektrárna.

---

<sup>1</sup>Během let 1974-2018 produkce elektřiny každoročně rostla s výjimkou období mezi lety 2008-2009, kdy finanční krize způsobila pokles [1].

Princip výroby elektrické energie v paroplynové elektrárně je založen na tzv. paroplynovém cyklu. Jedná se o spojení dvou tepelných oběhů, plynového (Braytonova) a parního (Clausius-Rankineova). Propojení těchto oběhů je realizováno pomocí spalínového výměníku, který využívá teplo spalin na výstupu z plynové turbíny pro generování páry, která následně pohání parní turbínu. Jednoduché blokové schéma paroplynového oběhu je znázorněno na obrázku 1. Ve většině aplikací dodává plynová turbína 65-70 % celkového výkonu, zbylých 30-35 % turbína parní [4]. Palivem pro paroplynové elektrárny je typicky zemní plyn.



Obrázek 1: Základní blokové schéma paroplynového oběhu. Vytvořeno na základě [4].

Využití odpadního tepla spalin přináší zvýšení účinnosti. Paroplynové elektrárny dosahují účinnosti až 60 %, což převyšuje účinnosti dosažené v moderních konvenčních tepelných elektrárnách<sup>2</sup> [5]. Paroplynové elektrárny, jakožto zdroj elektrické energie, jsou charakteristické vysokou flexibilitou. Lze je rychle uvést do provozu, a mohou tedy pružně reagovat na změny v elektrizační soustavě a přispívat k její stabilizaci. Z tohoto důvodu jsou paroplynové elektrárny využívány typicky jako pološpičkové zdroje. Další výhodou paroplynových elektráren je nižší dopad na životní prostředí ve srovnání s tepelnými elektrárnami spalujícími uhlí. Emise  $\text{SO}_2$  a oxidů dusíku  $\text{NO}_x$  způsobené provozem paroplynové elektrárny jsou nižší. Při výrobě 1 kWh elektrické energie je vyprodukováno zhruba 40 % emisí  $\text{CO}_2$ , které vypustí uhelná elektrárna [6]. V porovnání s uhelnými elektrárnami mají paroplynové elektrárny také nižší investiční náklady a kratší dobu výstavby [5]. Za nevýhodu paroplynových elektráren lze považovat nutnost spalování paliva pouze v plynné formě. Mnoho oblastí světa, včetně ČR, je také závislé na dovozu zemního plynu ze zahraničí, čímž se snižuje energetická soběstačnost.

<sup>2</sup>Konvenční tepelné elektrárny s moderními technologiemi dosahují účinnosti až 47 % [5].

Dle scénářů EU [7], namodelovaných za účelem dosažení stanovených energetických a klimatických cílů do roku 2050, bude plyn při transformaci energetiky hrát důležitou roli. Elektrárny spalující plyn (tj. plynové a paroplynové) v krátko- a střednědobých scénářích do jisté míry nahrazují uhelné elektrárny, což přispívá ke snižování emisí CO<sub>2</sub>. Pokud dojde k rozvoji a rozšíření technologií zachytávání a ukládání oxidu uhličitého (CCS<sup>3</sup>), stanou se elektrárny spalující zemní plyn nízkoemisními zdroji. Ve scénářích, které s širokým rozšířením CCS technologií nepočítají, mají plynové zdroje v elektrizační soustavě i nadále funkci flexibilní zálohy, která pokrývá špičky způsobené proměnlivou výrobou z OZE. Další vyhlídkou do budoucnosti je spalování biometanu či vodíku ve spalovací turbíně. Z namodelovaných scénářů vývoje energetiky EU [7] lze tedy vyvodit závěr, že paroplynové elektrárny budou mít své místo v energetickém mixu i do budoucna.

Klíčovým prvkem paroplynového cyklu je výše zmíněný spalínový výměník, často označovaný zkratkou HRSG<sup>4</sup>. Jedná se o zařízení, které zajišťuje výměnu tepla mezi spaliny a vodou/parou. Spalínový výměník nachází uplatnění v rámci plynové či paroplynové kogenerace nebo jako součást paroplynového zdroje. Tato práce se zaměřuje na činnost HRSG v paroplynovém oběhu, kde významně ovlivňuje chod celé elektrárny.

Cílem diplomové práce je vytvořit model spalínového výměníku, provést simulaci jeho činnosti v rámci paroplynového oběhu a následně zhodnotit nasimulovaný systém z hlediska výroby elektrické energie. Modely a simulace budou vytvořeny v softwaru Wolfram Mathematica. Výstupem praktické části této diplomové práce bude program, který na základě volitelných vstupních hodnot vypočítá parametry páry na výstupu ze spalínového výměníku, z nichž následně určí odpovídající výkon parní turbíny. Tímto způsobem budou nalezeny optimální parametry HRSG (tlak a hmotnostní průtok vody), které maximalizují množství vyráběné elektrické energie pomocí navazujícího parního oběhu. Popsaný postup bude aplikován na modelový paroplynový zdroj o celkovém výkonu v řádu jednotek MW, který nachází uplatnění v průmyslové energetice. HRSG použitý v uvažovaném paroplynovém oběhu pro rekuperaci odpadního tepla spalín je průtočného typu a neobsahuje přídavné hořáky.

První kapitola představuje teoretický úvod do problematiky termodynamických oběhů. Základy sdílení tepla jsou vyloženy v kapitole druhé. Třetí kapitola se zabývá výměníky tepla. V rámci ní je vytvořen přehled druhů tepelných výměníků a dále jsou zmíněny základy tepelného a hydraulického výpočtu. Čtvrtá kapitola se zaměřuje speciálně na spalínový výměník neboli HRSG. První čtyři kapitoly představují teoretický základ pro tvorbu modelů a simulace.

V 5. kapitole je představen řešený paroplynový oběh a vymezen předmět zkoumání této diplomové práce. Sestavení modelu spalínového výměníku je předmětem 6. kapitoly. V následující kapitole jsou popsány programy vytvořené pro simulaci činnosti HRSG a výsledky těchto simulací. Osmá kapitola se zabývá vytvářením modelu parního oběhu. V poslední kapitole je provedeno zhodnocení nasimulovaného systému z hlediska výroby elektrické energie.

---

<sup>3</sup>Zkratka anglických slov: Carbon Capture and Storage

<sup>4</sup>Zkratka anglických slov: Heat Recovery Steam Generator

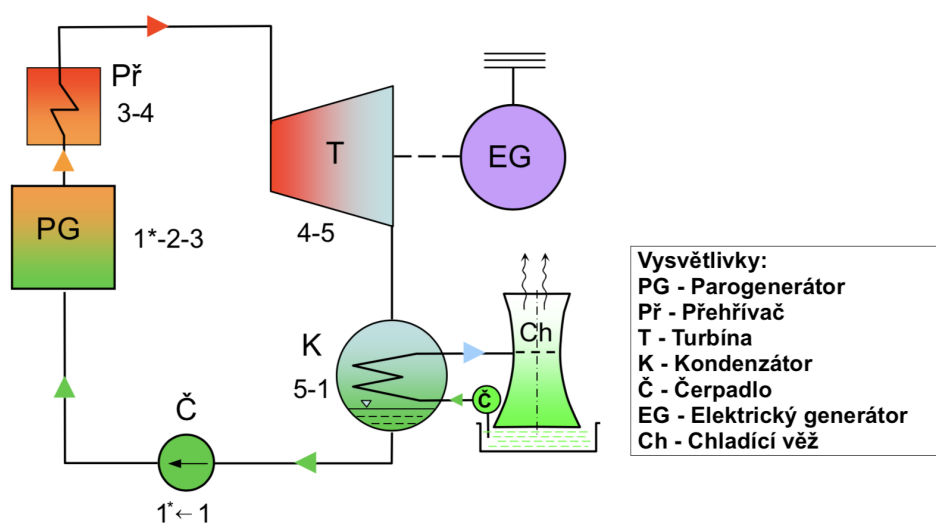
# Kapitola 1

## Termodynamické oběhy

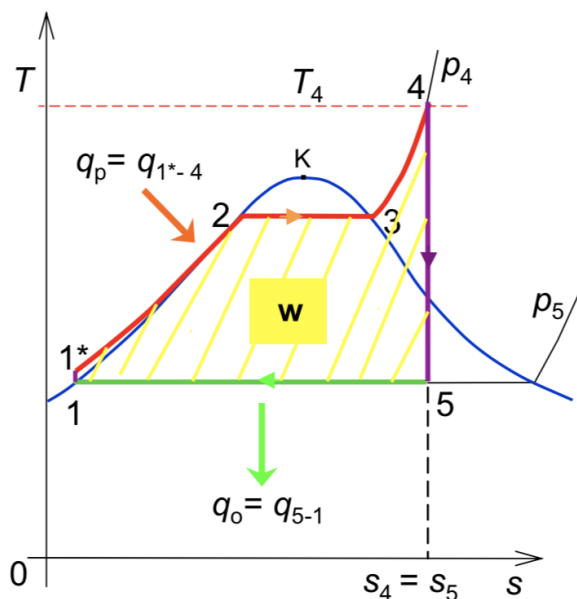
První kapitola se zabývá popisem termodynamických cyklů. Tato kapitola staví na základních znalostech z termodynamiky, které zde vzhledem k rozsahu práce nejsou vyloženy. Teoretickým základům termodynamiky se věnuje například následující literatura [8, 9].

### 1.1 Clausius-Rankineův cyklus

Clausius-Rankineův cyklus je ideální tepelný oběh, který využívá specifického sledu termodynamických dějů k přeměně energie páry na mechanickou práci turbíny. Tento tepelný oběh je základem procesu výroby elektrické energie v tepelných elektrárnách. Clausius-Rankineův oběh je realizován pomocí 4 základních komponent: parogenerátor, parní turbína, kondenzátor a čerpadlo [4, 6]. Schéma zobrazující propojení jednotlivých bloků v rámci Clausius-Rankineova tepelného oběhu je k vidění na následujícím obrázku 1.1.



Obrázek 1.1: Blokové schéma Clausius-Rankineova cyklu. Převzato z [10].



Obrázek 1.2:  $T$ - $s$  diagram vodní páry s vyznačeným Clausius-Rankineovým oběhem. Převzato z [10].

Pracovní látka, nejčastěji vodní pára, prochází několika stavovými změnami. Průběh termodynamických dějů je dobře patrný z  $T$ - $s$  diagramu<sup>1</sup> vodní páry na obrázku 1.2. V bodě 1 se pracovní látka nachází ve stavu syté kapaliny. Poté probíhají následující termodynamické děje [4, 6]:

- **1 - 1\***: Kondenzát je adiabaticky stlačen čerpadlem na pracovní tlak parogenerátoru  $p_4$ .
- **1\* - 2 - 3**: V parogenerátoru probíhá izobarický ohřev kondenzátu na sytou kapalinu (stav 2) a dále izobaricko-izotermický ohřev na sytou páru (stav 3).
- **3 - 4**: Sytá pára je pomocí přehříváku ohřívána na přehřátou páru. Přehřátá pára o tlaku  $p_4$  a teplotě  $T_4$  je často označována jako admisní.
- **4 - 5**: V turbíně dochází k adiabatické expanzi přehřáté páry na tlak  $p_5$  v kondenzátoru. Mokrá pára ve stavu 5 je často označována jako emisní. Právě v turbíně dochází k přeměně tepelné energie páry na energii kinetickou, která se posléze mění v mechanickou práci rotoru parní turbíny.
- **5 - 1**: V kondenzátoru mokrá pára izobaricko-izotermicky kondenzuje na sytou kapalinu (stav 1). Pracovní látka se po oběhu opět vrátila do počátečního stavu.

Jak již bylo zmíněno, Clausius-Rankineův cyklus je oběh ideální. Všechny výše uvedené procesy se považují za vratné, nedochází při nich tedy k disipaci energie [4]. S těmito předpoklady lze pro Clausius-Rankineův cyklus odvodit níže uvedené vztahy [8, 6, 4, 10]. V těchto vztazích vystupují měrné veličiny, tj. veličiny vztahované na 1 kg pracovní látky.

Nejprve vyjádřím teplo přivedené nebo odvedené při izobarickém ději. Úpravou 1. termodynamického zákona<sup>2</sup>  $\delta q = du + p dv$  pomocí definice měrné entalpie  $h = u + pv$  se získá rovnice

<sup>1</sup> $T$ - $s$  diagram je často používaný diagram pro zobrazování a analyzování termodynamických dějů. Na svislé ose je vynesena teplota  $T$  a na vodorovnou osu je vynesena měrná entropie  $s$ .

<sup>2</sup>Symbol  $\delta$  značí neúplný diferenciál, symbol  $d$  značí úplný diferenciál.

$\delta q = dh - v dp$ . Při izobarickém ději se tlak nemění, tj.  $dp = 0$ . Měrné sdělené teplo  $q$  je tudíž dáno rozdílem měrných entalpií v počátečním a koncovém stavu.

$$q = h_{end} - h_{start} \quad (1.1)$$

Teplo se do oběhu přivádí izobaricky v parogenerátoru a přehříváku (stavy 1\*-4). Měrné přivedené teplo lze vyjádřit jako:

$$q_p = h_4 - h_{1*} . \quad (1.2)$$

Druhá věta termodynamiky vylučuje možnost sestavení cyklicky pracujícího tepelného stroje, který by pouze přijímal teplo z jedné tepelné lázně a měnil ho v ekvivalentní práci. Část dodané tepelné energie se tedy nevyužije na konání užitečné práce a musí se z oběhu odvádět. Teplo se z Clausius-Rankineova oběhu odvádí izobaricky v kondenzátoru (stavy 5-1). Pro měrné odvedené teplo potom platí:

$$|q_o| = h_5 - h_1 . \quad (1.3)$$

Měrná práce oběhu lze vyjádřit následující rovnicí. V T-s diagramu této měrné práci odpovídá plocha ohraničená oběhem 1-1\*-2-3-4-5-1 (žlutě).

$$w = q_p - |q_o| = h_4 - h_5 + h_1 - h_{1*} \quad (1.4)$$

Tepelná účinnost Clausius-Rankineova cyklu je dána podílem měrné práce oběhu a měrného přivedeného tepla.

$$\eta_T = \frac{w}{q_p} = \frac{h_4 - h_5 + h_1 - h_{1*}}{h_4 - h_{1*}} \quad (1.5)$$

V čerpadle dochází k adiabatické kompresi syté kapaliny z tlaku kondenzátoru  $p_5$  na tlak v parogenerátoru  $p_4$ . Voda je téměř nestlačitelná. Jinými slovy, lze uvažovat  $v_1 = v_{1*}$ . Při ideálním adiabatickém ději (bez disipace energie) zůstává konstantní i entropie. Úpravou 1. termodynamického zákona pro ideální adiabatický děj ( $q = 0$  neboli  $ds = 0$ ) obdržíme následující rovnost  $dh = v dp$ . Potom měrnou práci čerpadla neboli měrnou energii, která se musí čerpadlu dodat, popisuje vztah:

$$w_{cerp} = h_{1*} - h_1 = v_1(p_{1*} - p_1) . \quad (1.6)$$

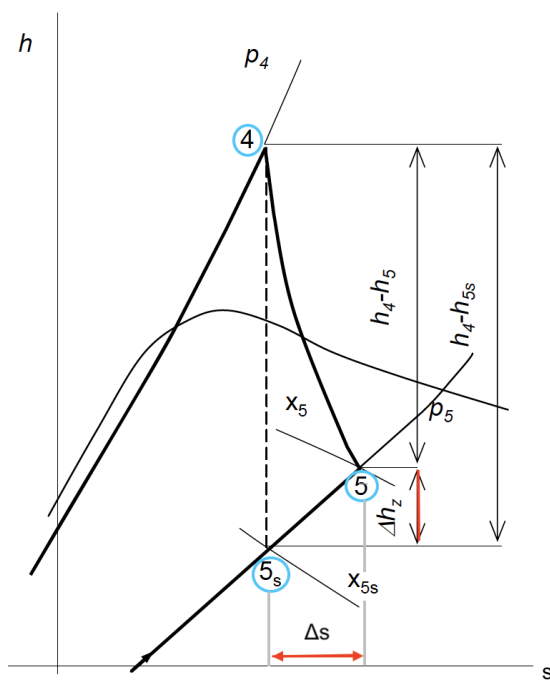
Měrná práce čerpadla je v porovnání s měrnou prací konanou turbínou zanedbatelná. Pro zjednodušení lze tedy uvažovat  $h_{1*} = h_1$ . Vztah pro tepelnou účinnost Clausius-Rankineova cyklu (1.5) se potom zjednoduší na:

$$\eta_T = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_1} . \quad (1.7)$$

Existuje několik možností, jak zvýšit účinnost Clausius-Rankineova cyklu. Cílem je zvýšit měrnou práci oběhu, což v T-s diagramu odpovídá zvětšování plochy ohraničené oběhem [11]. Jednou z možností je zvyšování teploty a tlaku admisní páry. S tímto nárůstem ale narůstají také požadavky na materiály, konstrukční řešení elektrárny a bezpečnost. Další možnost představuje

snížení tlaku (tedy i teploty) v kondenzátoru. Teplota v kondenzátoru je však limitována okolní teplotou. Snížení tlaku v kondenzátoru lze dosáhnout např. zvětšením teplosměnné plochy kondenzátoru, snížením teploty chladicí vody nebo zvětšením objemového průtoku chladicí vody. Volbu tlaku v kondenzátoru však také omezují určité faktory, a to jak technické, tak ekonomické. Zvýšit účinnost oběhu lze dále tzv. přihříváním. Přehřátá pára expanduje v prvním stupni turbíny pouze částečně, a to na vhodný tlak (blízko meze sytosti). Následně je vedena přes přihřívák, kde je izobaricky ohřívána. Pak probíhá expanze ve druhém stupni turbíny na tlak v kondenzátoru. Přihřívání kromě zvýšení účinnosti přináší i další výhodu, a sice snížení vlhkosti páry na konci expanze. Pro zvýšení účinnosti oběhu lze využít také regenerační ohřev napájecí vody. Napájecí voda je mezi kondenzátorem a parogenerátorem ohřívána odběrovou parou z turbíny o vhodné teplotě. Tento proces je také nazýván carnotizací oběhu [6, 10, 11].

Účinnost reálného Clausius-Rankineova cyklu je oproti ideálnímu cyklu nižší, jelikož ani expanze v turbíně, ani komprese čerpadlem neprobíhají izoentropicky. Nevratná adiabatická expanze je znázorněna v  $h$ - $s$  diagramu<sup>3</sup> na obrázku 1.3. Izoentropicky by expanze probíhala mezi body 4 – 5<sub>s</sub>. V reálu je však tento proces nevratný a dochází k nárůstu entropie  $\Delta s$ . Přehřátá pára z bodu 4 expanduje do bodu 5 na tlak  $p_5$ .  $\Delta h_z$  v obrázku symbolizuje ztracený entalpický spád.



Obrázek 1.3: Nevratná adiabatická expanze znázorněná v  $h$ - $s$  diagramu. Převzato z [10] a upraveno.

Míru vratnosti adiabatické expanze vyjadřuje izoentropická účinnost turbíny definovaná rovnicí (1.8). Její hodnota se pohybuje mezi 0,7 - 0,9 [4, 8]. Analogicky lze zavést i izoentropickou účinnost čerpadla.

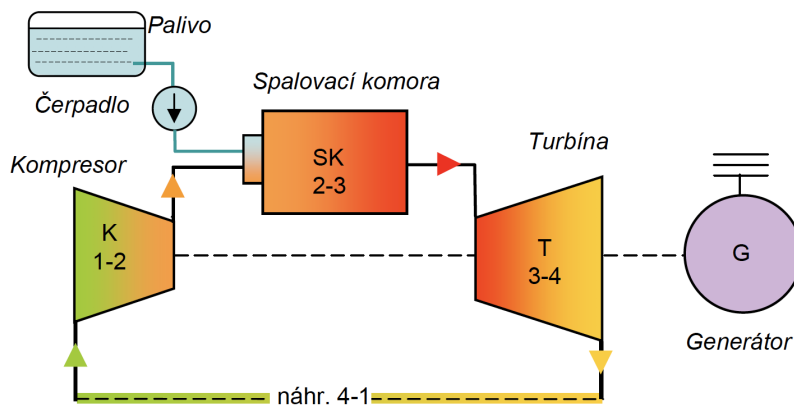
$$\eta_s = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \quad (1.8)$$

<sup>3</sup> $h$ - $s$  diagram je často používaný diagram pro zobrazování a analyzování termodynamických dějů. Na svislé ose je vynesena měrná entalpie  $h$  a na vodorovnou osu je vynesena měrná entropie  $s$ .

Dalším důležitým parametrem, který ovlivňuje účinnost parní turbíny, je suchost páry na konci expanze. Vodní kapky obsažené v páře způsobují erozi lopatek, a mají tak nepříznivý vliv na chod turbíny. K disipaci energie v reálném oběhu dochází zejména vlivem: tření v ložiscích, tlakových ztrát při dopravě páry a vody potrubím, tření v lopatkách turbíny a čerpadel aj. Účinnost elektráren s parním oběhem se typicky pohybuje v rozmezí od 0,28 do 0,42 [4].

## 1.2 Braytonův cyklus

Princip výroby elektrické energie v elektrárnách spalujících zemní plyn se modeluje pomocí Braytonova cyklu. Jedná se opět o ideální tepelný oběh, při němž pracovní látka prochází specifickými termodynamickými změnami a mění část své energie na mechanickou práci plynové turbíny, která roztáčí generátor elektrické energie. Hlavní konstrukční celky pro realizaci Braytonova oběhu jsou: kompresor, spalovací komora a plynová turbína. Blokové schéma zapojení těchto komponent je k vidění na obrázku 1.4. Turbína je umístěna na společné hřídeli s generátorem i kompresorem, jež pohání.



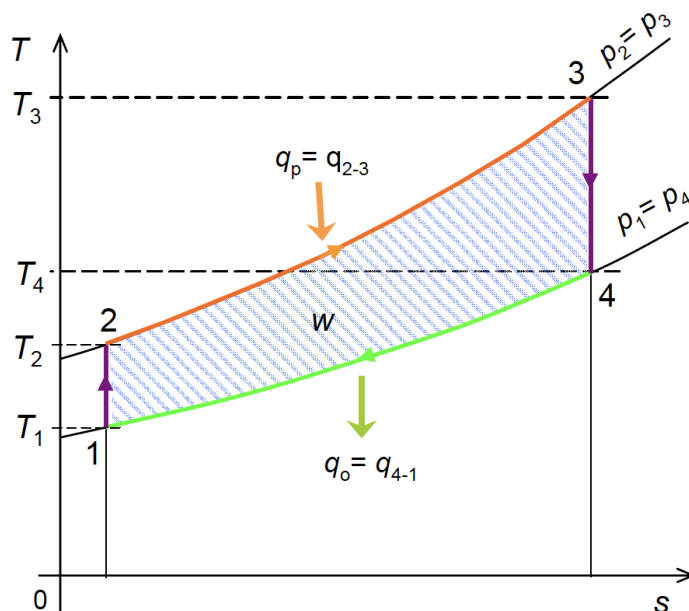
Obrázek 1.4: Blokové schéma Braytonova cyklu. Převzato z [10].

Elektrárny s plynovou turbínou mohou pracovat s otevřeným či s uzavřeným oběhem. V uzavřeném oběhu dochází k ochlazení pracovní látky po expanzi v turbíně mezi stavy 4-1 ve výměníku tepla. Otevřený oběh je častější. Vzduch je při něm nasáván z okolní atmosféry a po expanzi se do ní opět spaliny vypouští. Pro termodynamický popis se zavádí předpoklad, že plyn na výstupu z turbíny je opět použit pro sání kompresorem. Toto myšlenkové uzavření oběhu vychází z předpokladu, že po určité době se vzduch vypuštěný do okolní atmosféry vrátí do stejného stavu, v němž je nasáván kompresorem (stav 1). Proto lze ve schématu 1.4 zavést mezi stavem 4 a 1 náhradní termodynamický děj, který oběh uzavírá [4, 8].

Pracovní látka, směs vzduchu a paliva, během jednoho Braytonova cyklu prochází dvěma izoentropickými a dvěma izobarickými změnami. Průběh termodynamických dějů je dobře patrný z T-s diagramu 1.5. Jelikož se jedná o ideální tepelný oběh, všechny termodynamické děje jsou vratné [4, 8].



- **1 - 2:** Kompresor nasává okolní vzduch o tlaku  $p_1$  (stav 1) a izentropicky ho stlačuje na tlak  $p_2$ , čímž vzroste jeho teplota na hodnotu  $T_2$  (stav 2).
- **2 - 3:** Stlačený vzduch je veden do spalovací komory, kde se spaluje palivo (nejčastěji zemní plyn). Dochází k ohřevu pracovní látky na teplotu  $T_3$  za stálého tlaku.
- **3 - 4:** Stlačený a ohřátý plyn ve stavu 3 v turbíně izentropicky expanduje do stavu 4. Při expanzi dochází k přeměně tepelné energie produktů spalování na energii kinetickou, která se potažmo mění v mechanickou práci rotoru plynové turbíny.
- **4 - 1:** Po expanzi nastává izobarický odvod tepla. V uzavřených obězích se tento proces odehrává v tepelném výměníku, v otevřených obězích zastává funkci chladiče okolní atmosféra. Pracovní látka se po oběhu opět vrátila do počátečního stavu.



Obrázek 1.5:  $T$ - $s$  diagram Braytonova cyklu. Převzato z [10].

Pracovní látka ideálního Braytonova cyklu se považuje za ideální plyn. A to i přes to, že během oběhu mění svoje složení (kompresor nasává vzduch, spalováním vznikají spaliny, které expandují v turbíně). Při modelování Braytonova cyklu se také zjednodušuje proces spalování na pouhou výměnu tepla, přičemž množství dodaného tepla závisí pouze na množství paliva a jeho výhřevnosti [12]. Na základě výše uvedených zjednodušujících předpokladů nyní odvodím termodynamickou účinnost Braytonova cyklu [8, 4, 10]. Nejprve vyjádřím přivedené teplo, které se mezi stavy 2 a 3 dodává do oběhu izobaricky. Upravením rovnice (1.1) pomocí vztahů pro ideální plyn se získá následující rovnost

$$q_p = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2), \quad (1.9)$$

kde  $c_p$  značí měrnou tepelnou kapacitu při konstantním tlaku.

Analogicky se odvodí vztah pro teplo odvedené mezi stavy 4 a 1 za stálého tlaku  $p_4 = p_1$ .

$$|q_o| = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \quad (1.10)$$

Pro měrnou práci oběhu platí následující rovnice. V T-s diagramu této měrné práce odpovídá plocha ohraničená oběhem 1-2-3-4-1 (modře).

$$w = q_p - |q_o| = c_p(T_3 - T_2 - T_4 + T_1) \quad (1.11)$$

Tepelná účinnost Braytonova cyklu je dána podílem měrné práce oběhu a měrného přivedeného tepla.

$$\eta_T = \frac{w}{q_p} = \frac{T_3 - T_2 - T_4 + T_1}{T_3 - T_2} \quad (1.12)$$

Termodynamickou účinnost lze také vyjádřit jako funkci tlakového poměru  $r_p = \frac{p_2}{p_1}$ .

$$\eta_T = 1 - r_p^{-\frac{\kappa-1}{\kappa}}, \quad (1.13)$$

kde  $\kappa$  představuje adiabatický mocnitel. Tepelná účinnost se tedy s rostoucím tlakovým poměrem kompresoru zvyšuje. Kompresor v Braytonově oběhu zastává stejnou funkci jako čerpadlo v Clausius-Rankineově oběhu - cílem je stlačení pracovní látky na vyšší tlakovou úroveň. K vyvinutí stejného zvýšení tlaku potřebují kompresory dodat mnohem větší množství energie vztážené na 1 kilogram pracovní látky než čerpadla. Důvodem je mnohem vyšší měrný objem plynu<sup>4</sup> v porovnání s měrným objemem kapaliny. V Braytonově cyklu je relativně velká část energie vyrobené turbínou spotřebována na chod kompresoru. Poměr mezi energií dodávanou kompresoru a energií vyráběnou na turbíně se typicky pohybuje od 40 % do 80 %. Obdobný poměr pro čerpadlo v Clausius-Rankineově cyklu činí pouze 1 nebo 2 % [8].

V reálném Braytonově cyklu dochází k nevratným dějům, a jeho účinnost je tak oproti ideálnímu oběhu nižší. Expanze v turbíně a komprese v kompresoru neprobíhají izoentropicky. Izoentropické účinnosti turbín a kompresorů v oběhu elektráren dosahují hodnot 80 až 90 % [8]. Při dopravě pracovní látky mezi těmito dvěma celky také vznikají k tlakové ztráty. V reálném oběhu dochází rovněž k mechanickým ztrátám (tření v ložiscích) či k tepelným ztrátám (spalovací komora). Účinnost elektráren s čistě plynovým oběhem se pohybuje mezi 0,3 a 0,35 [12].

Elektrárny s plynovým oběhem mají mnoho výhod. Jsou ideální jakožto špičkové zdroje energie v elektrizační soustavě, jelikož jejich najíždění i odstavování je rychlé. Plynová turbína a potřebné příslušenství je oproti parním turbínám menší. To souvisí s nižšími pořizovacími náklady a kratší dobou stavby v porovnání s tepelnými elektrárnami s parním oběhem. Další výhodou plynových oběhů oproti parním je možnost využití vyšších teplot pracovní látky na vstupu do turbíny.

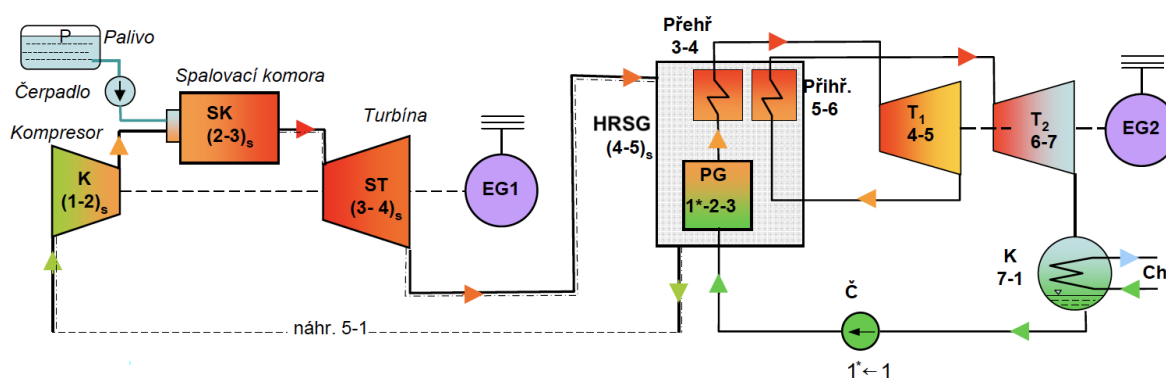
---

<sup>4</sup>Měrný objem odpovídá převrácené hodnotě hustoty.

Nevýhodou plynového oběhu je již zmíněná vysoká potřebná energie pro chod kompresoru. Mezi nevýhody lze také zařadit nemožnost spalování tuhých paliv. Palivo může mít pouze kapalnou či plynnou formu a nesmí obsahovat chemické nečistoty nebo tuhé látky, které by ničily lopatky turbíny a další zařízení. Nepříznivý vliv na celkovou účinnost plynových oběhů (bez regenerace) má velké množství odpadního tepla. Spaliny na výstupu z plynové turbíny mají stále poměrně vysokou teplotu (400-600 °C) a vysoký obsah kyslíku. Jejich výfukem do atmosféry se ztrácí více než 60 % dodaného tepla, které by ještě stále bylo možné využít.<sup>5</sup> Tyto skutečnosti vybízí k využití odpadního tepla horkých spalin jakožto zdroje tepla pro parní oběh. Paroplynovému oběhu se věnuje následující podkapitola. [4, 6, 8, 12]

### 1.3 Paroplynový oběh

Propojením plynového a parního oběhu vzniká tzv. paroplynový oběh, jehož schéma je k vidění na obrázku 1.6. Klíčový prvek paroplynového oběhu je spalinový výměník tepla HRSG (Heat Recovery Steam Generator), který oba oběhy spojuje. HRSG zajišťuje využití odpadního tepla spalin na výstupu z plynové turbíny k produkci páry, která pohání parní turbínu. Podrobnější popis HRSG nabízí kapitola 4.



Obrázek 1.6: Blokové schéma paroplynového oběhu. Převzato z [10].

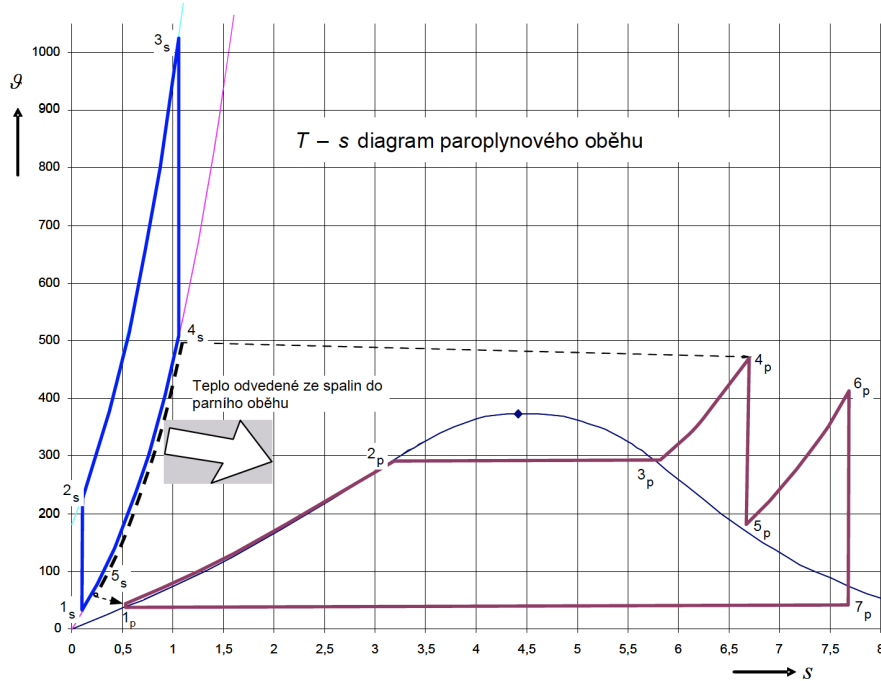
Zobrazení celého paroplynového cyklu v T-s diagramu je k vidění na obrázku 1.7. T-s diagram odpovídá schématu na obrázku 1.6, přičemž se nerozlišuje mezi stavy kondenzátu 1 a 1\*, jelikož  $h_{1*} \approx h_1$ . Jednotlivé termodynamické děje probíhající při Braytonově a Clausius-Rankineově oběhu byly rozebrány výše. Při popisu paroplynového oběhu rovnicemi lze tedy vyjít ze vztahů odvozených v podkapitolách 1.1 a 1.2.

Celková účinnost je daná podílem celkového výkonu (součet výkonu plynové turbíny  $P_s$  a parní turbíny  $P_p$ ) a celkového příkonu  $P_{in}$ .

$$\eta_T = \frac{P_s + P_p}{P_{in}} = \frac{\dot{m}_s w_s + \dot{m}_p w_p}{P_{in}} \quad (1.14)$$

<sup>5</sup>50 MW plynová turbína vypouští zhruba 280 kg/s spalin o teplotě okolo 480 °C. Každou hodinu je těmito spalinami odneseno přibližně 580 GJ energie, která není nijak využita [4].

Index s přísluší spalínám v rámci plynového oběhu a index p přísluší páře v rámci parního oběhu. Potom  $\dot{m}_s$  značí hmotnostní tok spalín a  $w_s$  měrnou práci plynového oběhu. Analogicky  $\dot{m}_p$  značí hmotnostní tok páry a  $w_p$  měrnou práci parního oběhu.



Obrázek 1.7: T-s diagram paroplynového oběhu. Převzato z [10].

Do uvažovaného oběhu se přivádí teplo mezi stavy 2s-3s.

$$P_{in} = \dot{m}_s q_{s,in} = \dot{m}_s c_p (T_{3s} - T_{2s}), \quad (1.15)$$

kde  $q_{s,in}$  označuje měrné přivedené teplo do plynového oběhu. Měrné odvedené teplo z plynového oběhu se určí jako

$$|q_{s,out}| = c_p (T_{4s} - T_{1s}). \quad (1.16)$$

Pro měrnou práci plynového oběhu platí následující rovnice.

$$w_s = q_{s,in} - |q_{s,out}| = c_p (T_{3s} - T_{2s} - T_{4s} + T_{1s}) \quad (1.17)$$

HRSG zprostředkovává výměnu tepla mezi spalínami a vodou. Dochází zde k izobarickému ohřevu vody na přehřátou páru (zde i s přihříváním). Bilanční rovnice HRSG vypadá pro výše uvedené zapojení a T-s diagram následovně:

$$\dot{Q}_{4s-5s} = \dot{Q}_{p,in} \quad (1.18)$$

$$\dot{m}_s c_p (T_{4s} - T_{5s}) = \dot{m}_p (h_{4p} - h_{1p} + h_{6p} - h_{5p}). \quad (1.19)$$

Pro měrné přivedené teplo  $q_{p,in}$ , měrné odvedené teplo  $|q_{p,out}|$  a měrnou práci  $w_p$  parního oběhu platí vztahy níže.

$$q_{p,in} = h_{4p} - h_{1p} + h_{6p} - h_{5p} \quad (1.20)$$

$$|q_{p,out}| = h_{7p} - h_{1p} \quad (1.21)$$

$$w_p = h_{4p} - h_{5p} + h_{6p} - h_{7p} \quad (1.22)$$

Získané vztahy lze dosadit do rovnice (1.14), a určit tak tepelnou účinnost paroplynového oběhu [6, 8, 10].

Kombinace Braytonova a Clausius-Rankinova cyklu přináší zvýšení účinnosti. Díky rekuperaci odpadního tepla ze spalin dosahují paroplynové elektrárny účinnosti 50 - 60 %. Ve většině aplikací dodává plynová turbína zhruba  $\frac{2}{3}$  výkonu, zbylou  $\frac{1}{3}$  turbína parní. Paroplynové elektrárny si zachovávají výhody elektráren s plynovým oběhem (diskutováno v podkapitole 1.2), jako např. nižší investiční náklady a kratší doba konstrukce v porovnání s konvenčními tepelnými elektrárnami. Velký přínos paroplynových elektráren je spatřován ve flexibilitě jejich provozu - jsou schopné rychlého najíždění i odstavování. Proto jsou vhodné ke krytí špiček v elektrizační soustavě. Tato schopnost nabývá s rostoucím podílem intermitentních zdrojů (větrné a fotovoltaické elektrárny) na významu. Dopad paroplynových elektráren na životní prostředí je v porovnání s uhelnými nižší. Emise  $\text{SO}_2$  a oxidů dusíku  $\text{NO}_x$  jsou relativně nízké. Při výrobě 1 kWh elektrické energie je vyprodukováno pouze 40 % emisí  $\text{CO}_2$ , které vypustí uhelná elektrárna [4, 5, 6].

# Kapitola 2

## Sdílení tepla

Tato kapitola se věnuje základním principům sdílení tepla. Rozlišují se 3 základními mechanismy sdílení tepla: vedení, proudění a sálání [13]. Vzhledem k zaměření této práce bude sdílení tepla sáláním popsáno jen stručně, sdílení tepla vedením a prouděním bude vyloženo podrobněji.

### 2.1 Radiace

Každé těleso<sup>1</sup> vyzařuje neustále energii, jejíž velikost je závislá na teplotě daného tělesa. Tato energie je vyzařována formou elektromagnetických vln. Přenos tepla sáláním (radiací či zářením) je realizován následovně. Těleso A vysílá na úkor své tepelné energie elektromagnetické záření, jehož část je pohlcena tělesem B. Část pohlcené energie se mění opět na teplo. Při přenosu tepla sáláním se uplatňuje zejména elektromagnetické záření o vlnových délkách odpovídajících viditelné a infračervené oblasti spektra [13]. Tepelné záření vzniká složitými přeměnami uvnitř atomů a molekul [8]. Na rozdíl od kondukcce či konvekce není ke sdílení tepla radiací potřebné látkové prostředí, a může tedy probíhat i ve vakuu. Pro popis vyzařování se zavádí model tzv. dokonale černého tělesa. Takové těleso pohlcuje veškerou energii, která na něj dopadá [14]. Intenzita vyzařování, tj. energie vyzářená z 1 m<sup>2</sup> povrchu černého tělesa za 1 s, je závislá pouze na jeho teplotě. Tuto skutečnost popisuje Stefan-Boltzmannův zákon:

$$E_0 = \sigma T^4, \quad (2.1)$$

kde  $\sigma$  je Stefan-Boltzmannova konstanta. Reálná tělesa vyzařují méně energie než dokonale černá tělesa. To zohledňuje veličina zvaná emisivita  $\epsilon$ , která udává poměr mezi intenzitou vyzařování reálného a dokonale černého tělesa při stejné teplotě. Emisivita nabývá hodnot  $0 \leq \epsilon \leq 1$ . Pro reálné těleso z materiálu o emisivitě  $\epsilon$  lze pak Stefan-Boltzmannův zákon modifikovat následovně [13]:  $E_R = \epsilon \sigma T^4$ . Tepelný tok mezi tělesem 1 o teplotě  $T_1$ , jehož povrch má plochu  $S_1$  a emisivitu  $\epsilon$ , a tělesem 2 o teplotě  $T_2 < T_1$  lze vyjádřit<sup>2</sup> jako [8]:

$$\dot{Q}_{12} = \epsilon \sigma S_1 (T_1^4 - T_2^4). \quad (2.2)$$

---

<sup>1</sup>přesněji každé těleso zahřáté na teplotu vyšší než absolutní nula (0 K)

<sup>2</sup>Pro případ výměny tepla mezi povrchem  $S_1$  a mnohem větším povrchem  $S_2$ , který jej obklopuje.

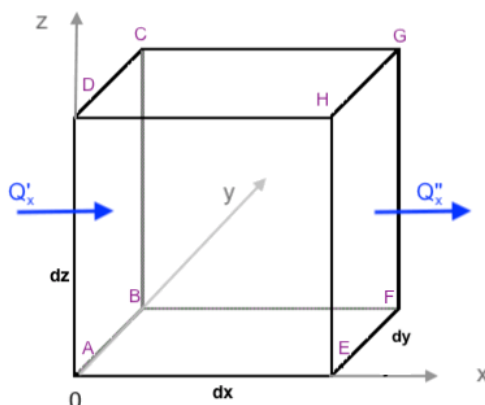
## 2.2 Konduktce

Ke sdílení tepla vedením neboli kondukcí dochází prostřednictvím vzájemných interakcí kmitajících částic látky. Částice o vyšší energii předávají srážkami část své energie částicím o nižší energii. Přenos tepla vedením může nastat u pevných, kapalných i plyných látek. Vedení tepla popisuje Fourierův zákon [13]:

$$\vec{q} = -\lambda \nabla T, \quad (2.3)$$

kde  $\vec{q}$  značí vektor hustoty tepelného toku, tj. množství tepla, které proteče za jednotku času jednotkou plochy ve směru proudění tepla. Znaménko mínus v rovnici 2.3 odpovídá skutečnosti, že teplo se šíří vždy směrem od teplejšího tělesa ke studenějšímu, tedy proti teplotnímu gradientu  $\nabla T$ . Konstanta úměrnosti  $\lambda$  se nazývá součinitel tepelné vodivosti a charakterizuje schopnost dané látky vést teplo. Tepelná vodivost je vlastnost dané látky, ale závisí také na dalších parametrech, např. na vlhkosti a tlaku [13].

Se znalostí Fourierova zákona lze odvodit rovnici vedení tepla, která vychází ze zákona zachování energie. Pro potřeby odvození bude v dané látce vytknut elementární objem  $dV$  ve tvaru kvádrů o délce hran  $dx$ ,  $dy$  a  $dz$  (viz obrázek 2.1). Dále se uvažuje, že hodnoty  $c_p$ ,  $\lambda$  a  $\rho$  jsou konstantní.



Obrázek 2.1: Vytyčený elementární objem pro odvození rovnice vedení tepla. Obrázek vytvořen na základě [13].

Množství tepla, které proteče plochou ABCD ve směru osy  $x$  za dobu  $d\tau$ , lze vyjádřit s pomocí Fourierova zákona (2.3) jako:

$$Q'_x = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} dy dz d\tau. \quad (2.4)$$

Teplota stěny EFGH je  $T + \frac{\partial T}{\partial x} dx$ . Teplo proteklé touto stěnou směrem ven z objemu  $dV$  je potom

$$Q''_x = -\lambda \frac{\partial}{\partial x} \left( T + \frac{\partial T}{\partial x} dx \right) dy dz d\tau. \quad (2.5)$$

Teplo sdělené ve směru osy  $x$  je dáno rozdílem přivedeného tepla  $Q'_x$  a odvedeného tepla  $Q''_x$ .

$$dQ_x = Q'_x - Q''_x = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} dx dy dz d\tau. \quad (2.6)$$

Stejným způsobem lze vyjádřit i sdělená tepla ve směrech osy  $y$  a  $z$ .

$$dQ_y = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} dx dy dz d\tau \quad (2.7)$$

$$dQ_z = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} dx dy dz d\tau \quad (2.8)$$

Součet udává celkové množství tepla přivedeného do objemu  $dV$  za dobu  $d\tau$  kondukcí.

$$dQ_k = dQ_x + dQ_y + dQ_z = \lambda \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) dx dy dz d\tau = \lambda \nabla^2 T dx dy dz d\tau \quad (2.9)$$

V objemu  $dV$  dochází také k akumulaci tepla, jejímž následkem se mění teplota elementárního objemu.

$$dQ_{aku} = c_p \rho \frac{dT}{d\tau} dx dy dz d\tau . \quad (2.10)$$

V elementárním objemu se mohou vyskytovat vnitřní zdroje tepla (např. chemické reakce) o objemové hustotě tepelného výkonu  $\dot{q}_{in}$ . Celkové teplo dodané těmito zdroji do objemu  $dV$  za dobu  $d\tau$  je

$$dQ_{in} = \dot{q}_{in} dx dy dz d\tau . \quad (2.11)$$

Na základě výše zavedených znaménkových konvencí má teplo sdělené kondukcí  $dQ_k$  kladnou hodnotu, převažuje-li přivedené teplo kondukcí nad teplem odvedeným do okolí. Zákon zachování energie lze tedy zapsat následovně:

$$dQ_{in} + dQ_k = dQ_{aku} \quad (2.12)$$

$$\dot{q}_{in} + \lambda \nabla^2 T = c_p \rho \frac{dT}{d\tau} \quad (2.13)$$

Diferenciál teploty na pravé straně výše uvedené rovnice je diferenciál úplný, tudíž

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{\partial T}{\partial \tau} + \frac{\partial T}{\partial x} \frac{dx}{d\tau} + \frac{\partial T}{\partial y} \frac{dy}{d\tau} + \frac{\partial T}{\partial z} \frac{dz}{d\tau} = \frac{\partial T}{\partial \tau} + \frac{\partial T}{\partial x} w_x + \frac{\partial T}{\partial y} w_y + \frac{\partial T}{\partial z} w_z, \quad (2.14)$$

zde  $w_i$  označují složky rychlosti v jednotlivých směrech. Pro tekutiny proudící rychlostí  $\vec{w}$  tedy dostáváme Fourier-Kirchhoffovu diferenciální rovnici vedení tepla:

$$\rho c_p \left( \frac{\partial T}{\partial \tau} + \vec{w} \nabla T \right) = \lambda \nabla^2 T + \dot{q}_{in} . \quad (2.15)$$

Pro tuhé těleso bez vnitřních objemových zdrojů výkonu se tato rovnice zjednoduší na:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \nabla^2 T = a \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right). \quad (2.16)$$

Konstanta  $a = \frac{\lambda}{\rho c_p}$  se nazývá teplotní vodivost. Je-li vedení tepla navíc stacionární, pak lze psát

$$\nabla^2 T = 0 . \quad (2.17)$$



## 2.3 Konvekce

Za sdílení tepla konvekcí se označuje proces výměny tepla mezi tuhým tělesem a okolní tekutinou. K této výměně dochází jednak prouděním (konvekcí), jednak vedením (kondukcí) [13]. Typickým příkladem konvekce je ochlazování tuhého tělesa okolním proudícím studenějším vzduchem. Vzduchové částice nejbliže k tělesu vytvoří tzv. mezní vrstvu, která se zahřívá. V mezní vrstvě se uplatňuje zejména vedení tepla. Teplejší částice pak přecházejí do míst o nižší teplotě, svým makroskopickým pohybem tedy odvádějí teplo prouděním [14].

Konvekce je velmi složitý děj, při němž hraje zásadní roli druh proudění. Podle toho, jakým způsobem pohyb tekutiny vzniká, rozlišujeme konvekci přirozenou, vynucenou a smíšenou. Při přirozené konvekci dochází k volnému pohybu důsledkem rozdílných hustot zahřáté a studené tekutiny. Při nucené konvekci je pohyb tekutiny vyvozen vnější silou (např. čerpadlo). Při smíšené konvekci dochází k volnému i k nucenému pohybu tekutiny zároveň. S rostoucí rychlostí  $w$  nuceného pohybu se vliv volné konvekce snižuje. Proces sdílení tepla se také liší pro laminární a turbulentní proudění. Při laminárním proudění je dominantním mechanismem sdílení tepla vedení. I při obtékání tělesa turbulentním prouděním se na jeho stěně vytvoří tenká mezní vrstva, v níž je pohyb laminární. V mezní vrstvě tedy opět dochází především ke kondukcí, v turbulentní části se teplo předává promícháváním částic tekutiny. Konvekci také ovlivňují fyzikální parametry tekutiny, jako např. součinitel tepelné vodivosti  $\lambda$ , měrné tepelné kapacity  $c_v$  a  $c_p$ , hustota  $\rho$ , kinematická viskozita  $\nu$  a součinitel teplotní objemové roztažnosti  $\beta$ . Množství sdíleného tepla závisí dále na geometrii teplosměnné plochy, kterou reprezentuje charakteristický rozměr  $d_{char}$ . Sdílení tepla konvekcí je popsáno empirickým Newtonovým vzorcem [13]:

$$\dot{q} = \alpha (T_w - T_o), \quad (2.18)$$

kde  $\dot{q}$  vyjadřuje hustotu tepelného toku,  $T_w$  je teplota tuhého tělesa (stěny) a  $T_o$  je teplota tekutiny v dostatečné vzdálenosti od tělesa, kde už není tělesem ovlivněna. Právě součinitel přestupu tepla  $\alpha$  v Newtonově vztahu respektuje výše zmíněné vlivy různých veličin na výměnu tepla konvekcí, tj.  $\alpha = f(d_{char}, w, \rho, \lambda, \beta, T_w, T_o, c_p, \nu, g, \dots)$ . Určení tohoto koeficientu je značně komplikované. Jeho velikost je závislá na mnoha parametrech, což znesnadňuje měření.

Sdílení tepla konvekcí je obecně popsáno soustavou diferenciálních rovnic (a)-(d) [13]:

(a) Zákon zachování energie čili Fourier-Kirchhoffova diferenciální rovnice vedení tepla (2.15) zmíněná výše

(b) Navier-Stokesova diferenciální pohybová rovnice (tvar pro nestlačitelnou tekutinu)

$$\frac{d\vec{w}}{d\tau} = \vec{g} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \vec{w} \quad (2.19)$$

(c) Diferenciální rovnice kontinuity

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} = 0 \quad (2.20)$$

## (d) Diferenciální rovnice přecházení tepla

V mezní laminární vrstvě na povrchu tělesa se uplatňuje pouze proces vedení tepla. Hustota tepelného toku vyjádřená Fourierovým zákonem (2.3) se musí rovnat hustotě tepelného toku vyjádřenou Newtonovým vztahem (2.18).

$$\dot{q} = -\lambda \nabla T = \alpha (T_w - T_o) \quad (2.21)$$

K výše uvedené soustavě diferenciálních rovnic je třeba doplnit tzv. okrajové podmínky, které specifikují geometrické podmínky (rozměry a tvar tělesa), fyzikální podmínky (fyzikální vlastnosti tekutiny a tělesa), mezní podmínky (podmínky v mezní vrstvě) a časové podmínky (časový průběh např. teploty, pokud se nejedná o stacionární děj) [13].

Systém výše uvedených rovnic s okrajovými podmínkami lze však analyticky vyřešit jen v některých případech, a to ještě se zavedením zjednodušujících předpokladů. Proto se při určování součinitele přestupu tepla  $\alpha$  vychází z teorie podobnosti [13]. Jejím výsledkem jsou podobnostní kritéria - bezrozměrné konstanty, díky kterým se sníží počet nezávisle proměnných. Součinitel přestupu tepla  $\alpha$  lze potom určit následovně:

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d_{char}}. \quad (2.22)$$

$Nu$  označuje Nusseltovo číslo, které je funkcí dalších podobnostních čísel  $Nu = f(Gr, Pr, Re, Fo)$ . Zde  $Gr$  je Grashofovo číslo,  $Pr$  je Prandtlovo číslo,  $Re$  je Reynoldsovo číslo a  $Fo$  je Fourierovo číslo. Pokud je proudění stacionární, zjednoduší se výpočet Nusseltova čísla následovně: pro přirozenou konvekci  $Nu = f(Gr, Pr)$ , pro nucenou konvekci  $Nu = f(Re, Pr)$  a pro smíšenou konvekci  $Nu = f(Re, Pr, Gr)$ . Konkrétní tvar funkčních závislostí je k dohledání např. v [13]. Jedná se o korelace vytvořené na základě experimentálních dat [12].

$$Gr = \frac{\beta |T_w - T_o| g d_{char}^3}{\nu^2} \quad (2.23)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (2.24)$$

$$Re = \frac{w d_{char}}{\nu} \quad (2.25)$$

$$Fo = \frac{a \tau}{d_{char}^2} \quad (2.26)$$

V tabulce níže jsou pro různé tekutiny a druhy konvekce uvedena orientační rozmezí velikosti součinitele přestupu tepla  $\alpha$ .

Situace	$\alpha$ [W m <sup>-2</sup> K]
Vzduch, přirozená konvekce	6 - 30
Vzduch, nucená konvekce	30 - 300
Voda, nucená konvekce	300 - 12 000
Voda, var	3 000 - 120 000
Pára, nucená konvekce	1 800 - 4 800
Olej, nucená konvekce	30 - 1 800

Tabulka 2.1: Typické hodnoty součinitele přestupu tepla konvekci. Hodnoty převzaty z [12].

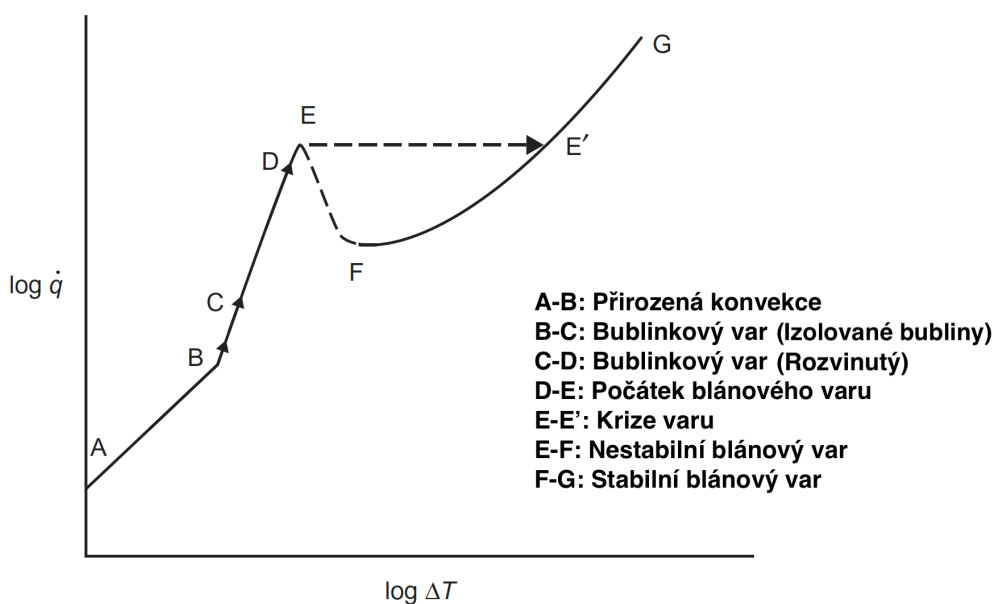
### 2.3.1 Přestup tepla při varu

Změna skupenského stavu tekutiny ovlivňuje množství tepla sděleného konvekcí. Jak je patrné z tabulky 2.1, při varu je přenos tepla zintenzivněn. Tento proces je z hlediska výroby páry v HRSG důležitý a bude nyní podrobněji vysvětlen.

Dodáváme-li kapalině teplo, ohřeje se maximálně na teplotu syté páry  $T_{sat}$  odpovídající danému tlaku. Následně se dodávané teplo spotřebovává na skupenskou přeměnu kapaliny v plyn. Tento proces, odehrávající se za stále teploty<sup>3</sup> a tlaku, se nazývá var [12]. Nejdříve bude vyloženo sdílení tepla při varu ve velkém objemu, následně při varu v potrubí.

#### Var ve velkém objemu

V tomto případě se jedná o jednoduchou konfiguraci: výhřevná plocha je ponořena do kapaliny o velkém objemu. Bublinky vznikající na rozhraní výhřevné plochy a kapaliny stoupají vzhůru, čímž dochází k promíchávání kapaliny. Teplo se tedy šíří přirozenou konvekcí. Z výhřevné plochy se teplo sděluje především kapalině. Z hlediska přestupu tepla je důležitý poznatek, že vroucí kapalina je mírně přehřátá - má tedy vyšší teplotu než je teplota vznikající páry [13]. Následkem toho dochází kromě sdílení tepla konvekcí v kapalině samotné i k přestupu tepla mezi kapalinou a bučkami páry. Proces varu ve velkém objemu je charakterizován křivkou varu (viz obrázek 2.2), která vyjadřuje závislost hustoty tepelného toku  $\dot{q}$  sdělovaného z výhřevné plochy do tekutiny na teplotním rozdílu  $\Delta T = T_w - T_{sat}$ , kde  $T_w$  je teplota stěny a  $T_{sat}$  je teplota syté páry. Křivku varu lze rozdělit na několik oblastí s charakteristickými vlastnostmi [4, 12, 13, 15]:



Obrázek 2.2: Křivka varu. Převzato z [4] a upraveno.

<sup>3</sup>Bod (teplota) varu za daného tlaku  $p$  odpovídá teplotě syté páry  $T_{sat}[p]$ .

- **Přirozená konvekce:** V této oblasti je tepelný tok malý a nedochází k varu či vzniku bublinek. Ke sdílení tepla dochází přirozenou konvekcí jako u jednofázové kapaliny. Velikost součinitele přestupu tepla je malá.

- **Bublínkový var:**

**B-C:** Při dalším zvyšování teploty stěny se začnou formovat bublinky. Pro var vody při atmosférickém tlaku je potřebný teplotní rozdíl zhruba  $\Delta T_B = 5 \text{ }^\circ\text{C}$  [13]. Bod B je označován jako počátek bublínkového varu. V oblasti B-C se tvoří pouze izolované bublinky. Tyto bublinky stoupají a předávají teplo okolní kapalině, čímž zanikají. Kapalina ve většině svého objemu ještě nedosahuje teploty  $T_{sat}$ . K varu dochází pouze v mezní vrstvě.

**C-D:** V oblasti C-D již teplota v celém objemu kapaliny dosahuje teploty  $T_{sat}$ . Bublinky při stoupání nezanikají a jejich objem se zvětšuje. Přestup tepla je v této oblasti intenzivní, přitom teplota výhřevné plochy  $T_w$  je pouze mírně vyšší než  $T_{sat}$ . Právě kvůli vysoké hodnotě koeficientu přestupu tepla je výhodné provozovat zařízení právě v této oblasti.

- **Blánový var**

**D-E:** V bodě D dochází ke změně průběhu varu. Bublinky vznikají ve stále větší míře a spojují se do parních objemů. Následkem toho roste hustota tepelného toku s rostoucím  $\Delta T$  pomaleji. Bod D tedy symbolizuje přechod z bublínkového varu na blánový. Velikost hustoty tepelného toku v tomto bodě je označována jako kritické tepelné zatížení. Pro kritický teplotní rozdíl platí  $\Delta T_{krit} \approx 25^\circ\text{C}$  (var vody při atmosférickém tlaku).

**Bod E:** V bodě E již dochází k plnému blánovému varu: na výhřevné ploše se vytvořila tenká vrstva páry oddělující výhřevnou plochu od kapaliny. Tato tenká blána se chová jako izolant, jelikož pára má nízkou tepelnou vodivost. Přestup tepla je výrazně zhoršen.

**E-E':** Pokud množství dodávaného tepelného toku nezávisí na  $T_w$ , způsobí zhoršené podmínky přestupu tepla náhlý "skok" teploty  $T_w$  (bod E').  $\Delta T_{E'}$  překračuje  $1000^\circ\text{C}$  a může způsobit tavení výhřevné plochy. Bod E je označován jako "burn-out point".

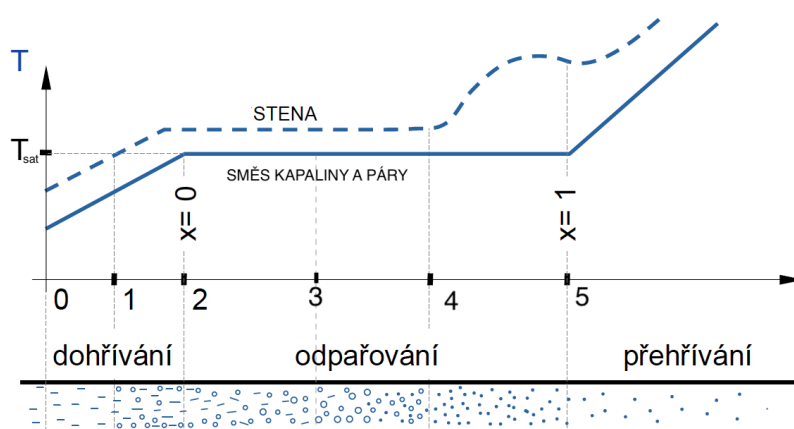
**E-F:** Úsek E-F odpovídá opačné možnosti, a sice že množství dodávaného tepelného toku závisí na  $T_w$ , kterou lze řídit. Zhoršené podmínky přestupu tepla se projevují poklesem hustoty tepelného toku s rostoucím  $\Delta T$ . Blána tvořená parou se v tomto úseku trhá a opět obnovuje. V této oblasti dochází k tzv. nestabilnímu blánovému varu.

**E-F:** V oblasti E-F dochází ke stabilnímu blánovému varu. Tloušťka blány se stabilizuje a opět lze pozorovat nárůst v hustotě tepelného toku. Při přenosu tepla z výhřevné plochy se uplatňuje konvekce, kondukce i sálání.

### Var při proudění potrubím

Často používaná konfigurace pro výrobu páry je průtok kapaliny potrubím, které je ohříváno z vnějšku např. spalinami (případ HRSG). Při tomto procesu se uplatňuje zejména nucená konvekce. Jedná se o komplexní děj. Do problematiky sdílení tepla vstupuje mnoho parametrů, jako například rychlost proudění, suchost  $x$ , geometrie potrubí aj. Přenos tepla podél potrubí se liší - z jednofázového proudění (kapalina) se stává dvoufázové (směs kapaliny a páry) a posléze opět jednofázové proudění syté či přehřáté páry.

Zjednodušený proces varu při proudění potrubím je znázorněn na obrázku 2.3. Modré křivky zobrazují teplotu stěny a směsi kapaliny podél potrubí zobrazeného v dolní části obrázku. Jednotlivé fáze varu budou stručně popsány níže [4, 12, 13, 15].



Obrázek 2.3: Var při proudění potrubím. Převzato z [16].

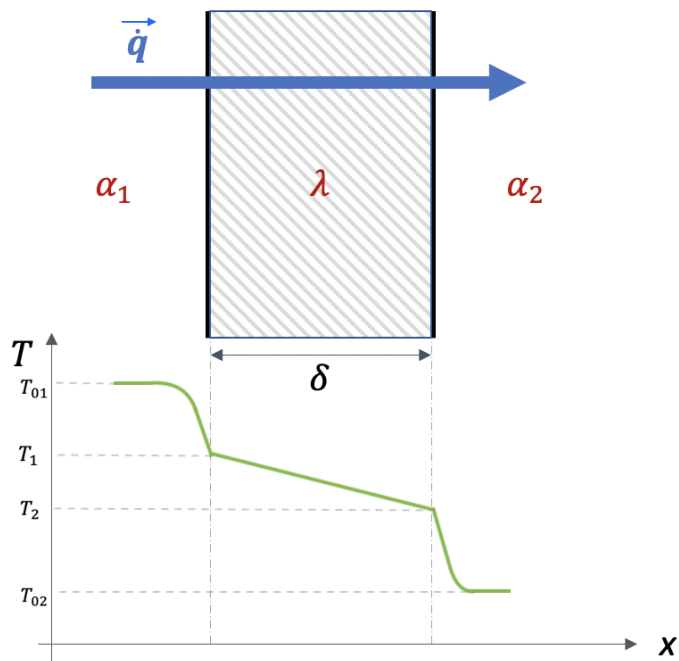
- **0-1:** Do potrubí vstupuje kapalina o teplotě nižší než  $T_{sat}$ . Dochází k ohřevu kapaliny.
- **1-2:** Teplota stěny již dosáhla teploty syté páry  $T_{sat}$  a začínají tvořit bublinky. Bublinky předávají teplo kapalině a zanikají.
- **2-3:** Kapalina již v celém průřezu dosahuje teploty  $T_{sat}$ . Nastává bublinkový var, který se drží do určité suchosti  $x$ . Součinitel přestupu tepla nabývá v této oblasti velkých hodnot.
- **3-4:** Bublinky se postupně slučují až se vznikne proudění, při němž kapalina vytváří souvislou tenkou blánu na povrchu potrubí a středem protéká pára unášející kapky vody. Při přestupu tepla se v této oblasti uplatňuje konduktce a nucená konvekce. Tato oblast je nazývána jako konvektivní var. Součinitel přestupu tepla nabývá velkých hodnot.
- **4-5:** Kapalina se postupně odpařuje, až se na stěně neudrží souvislá vrstva kapaliny. Voda je v páře již přítomna pouze jako mlha. "Vysušení" stěny (bod 4, označováno jako "dry-out") je typicky doprovázeno skokovým vzrůstem teploty stěny. Součinitel přestupu tepla v této oblasti klesá. Přesné umístění bodu, kde ke skokové změně teploty dojde, a velikost tohoto teplotního skoku závisí na mnoha parametrech, zejména na hustotě tepelného toku, hmotnostním toku, suchosti a geometrii.
- **5 → :** V bodě 5 je již veškerá kapalná složka odpařena a potrubím proudí pouze sytá pára, která může být dále přehřívána.

## 2.4 Průchod tepla stěnou

Průchod tepla stěnou je kombinovaný způsob sdílení tepla, při němž přechází teplo z jedné tekutiny do druhé skrze stěnu. Mezi kapalinou a stěnou dochází ke sdílení tepla konvekcí, uvnitř stěny se teplo šíří kondukcí. Jedná se o děj odehrávající se v rekuperačních výměnících tepla. Výměníkům tepla je věnována následující kapitola.

### 2.4.1 Průchod tepla rovinnou stěnou

Situace při průchodu tepla rovinnou stěnou je patrná z obrázku 2.4. Teplo přechází z tekutiny o teplotě  $T_{01}$  do tekutiny o teplotě  $T_{02}$  skrze stěnu o tloušťce  $\delta$ . Stěna je z materiálu o tepelné vodivosti  $\lambda$ . Teplota levého okraje stěny je označena jako  $T_1$ , teplota pravého okraje jako  $T_2$ . Většinou jsou známy teploty tekutiny 1 a 2, nikoliv teploty povrchů stěny. Cílem následujícího odvození je vyjádřit množství tepla procházejícího stěnou v závislosti na teplotě horké a studené tekutiny [13].



Obrázek 2.4: Průchod tepla rovinnou stěnou: Geometrie a rozložení teploty. Vytvořeno na základě [13].

Pro ustálený průchod tepla platí, že teplo předané horkou tekutinou stěně se rovná teplu, které projde stěnou, a to se rovněž rovná teplu sdělenému mezi stěnou a studenou tekutinou. Jinými slovy, hustota tepelného toku  $\dot{q}$  je konstantní. Pro přestup tepla konvekcí lze vyjádřit její velikost Newtonovým vztahem (2.18):

$$\dot{q} = \alpha_1 (T_{01} - T_1) \quad (2.27)$$

$$\dot{q} = \alpha_2 (T_2 - T_{02}). \quad (2.28)$$

Při určování velikosti hustoty tepelného toku při stacionárním vedení tepla rovinnou stěnou se vychází z rovnice (2.17) neboli  $\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0$ . Řešením této diferenciální rovnice pro počáteční podmínky  $T[x = 0] = T_1$  a  $T[x = \delta] = T_2$  získáme průběh teploty:

$$T(x) = T_1 - \frac{T_1 - T_2}{\delta} x \quad (2.29)$$

Aplikací Fourierova zákona vedení tepla (2.3) obdržíme velikost hustoty tepelného toku.

$$\dot{q} = \frac{\lambda}{\delta} (T_1 - T_2) \quad (2.30)$$

S pomocí rovnic (2.27), (2.28) a (2.30) lze vyjádřit hustotu tepelného toku v závislosti na teplotním rozdílu horké a studené tekutiny.

$$\dot{q} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} (T_{01} - T_{02}) \quad (2.31)$$

Zlomek na pravé straně se nazývá součinitel prostupu tepla<sup>4</sup>  $k$ . Vztah pro jeho výpočet, a tedy i jeho velikost, se mění v závislosti na konfiguraci. Převrácená hodnota  $\frac{1}{k}$  odpovídá celkovému tepelnému odporu  $R_{th}$ .

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2.32)$$

$$R_{th} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (2.33)$$

---

<sup>4</sup>Někdy (zejména v anglické literatuře) se tento koeficient značí písmenem  $U$ .

# Kapitola 3

## Tepelné výměníky

Tepelný výměník je zařízení sloužící k přenosu tepla z jedné tekutiny do druhé. Tepelné výměníky jsou využívány v řadě aplikací - od vytápění a klimatizace, přes technologické postupy v různých průmyslových odvětvích, až po výrobu elektrické energie. Každá aplikace klade na výměníky tepla jiné požadavky, a tak vzniklo mnoho různých typů výměníků. Základní klasifikaci nabízí následující podkapitola [15].

### 3.1 Druhy tepelných výměníků

Existuje velké množství druhů tepelných výměníků a také mnoho kritérií, na jejichž základě je lze dělit. Nyní budou uvedena základní rozdělení tepelných výměníků [13, 14, 15, 17].

#### 3.1.1 Dělení dle způsobu přenosu tepla

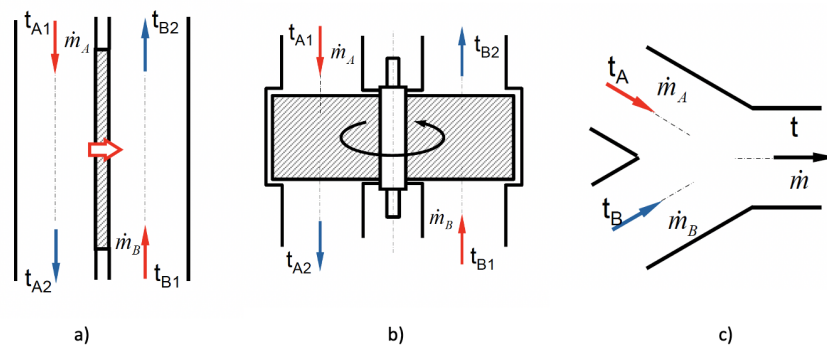
1. **Výměníky povrchové:** Teplo v této konfiguraci přechází povrchem pevného tělesa.

(a) **Rekuprační:** Proud horké tekutiny je v tomto uspořádání od proudu studené tekutiny oddělen pevnou stěnou, nedochází tedy k jejich smísení. Teplo se sdílí konvekcí (tekutina-stěna) a kondukcí (průtok tepla stěnou). Situace je naznačena v obrázku 2.4 a vysvětlena v podkapitole 2.4. Jedná se o nejrozšířenější typ výměníků tepla [17].

(b) **Regenerační:** Regenerační výměníky využívají akumulaci tepelné energie do pevné látky. Dle konstrukce se regenerační výměníky dělí na rotační a statické. Obě média střídavě protékají stejným prostorem s akumulacním prvkem (statické), nebo akumulacní prvek rotuje a jeho části střídavě procházejí horkým a studeným proudem (rotační). Tyto podskupiny jsou blíže vysvětleny v sekci 3.1.3.

2. **Výměníky směšovací:** V této konfiguraci se horká tekutina dostává do bezprostředního kontaktu s tekutinou studenou. Smísením obou tekutin dochází k výměně tepla.

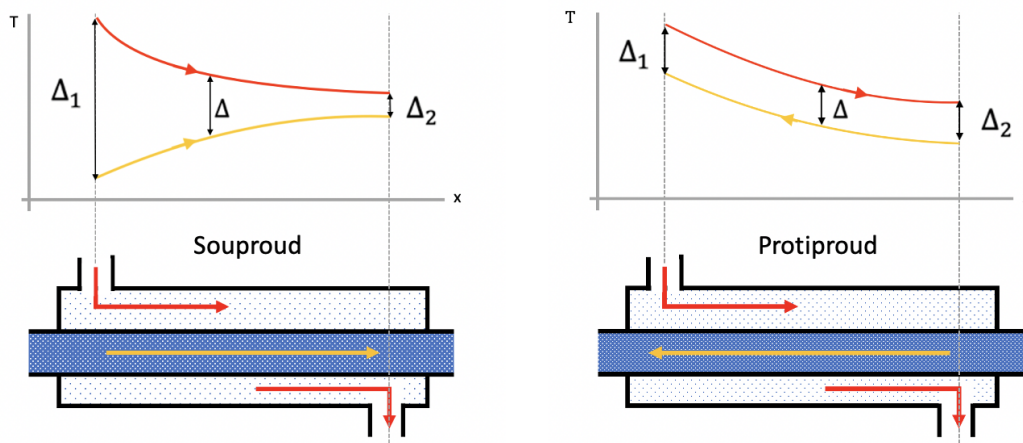




Obrázek 3.1: a) Rekuperační, b) regenerační, c) směšovací výměník tepla. Převzato z [18].

### 3.1.2 Dělení dle smyslu proudění

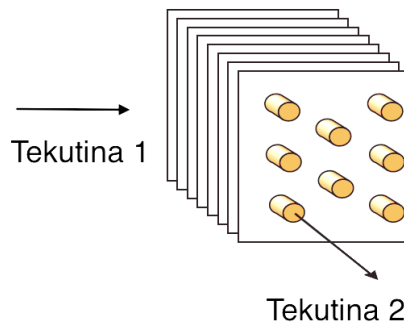
Smysl proudění ovlivňuje průběh velikosti teploty tekutin podél výměníku. Tato skutečnost je dobře viditelná na obrázku 3.2. Pro jednoduchost jsou uvažovány změny teploty pouze v jednom směru.  $\Delta$  reprezentuje teplotní rozdíl mezi tekutinami.  $\Delta_1$ , resp.  $\Delta_2$ , značí teplotní rozdíl na vstupu, resp. výstupu, výměníku.



Obrázek 3.2: Schéma souproudého a protiproudého výměníku. Průběh teplot studené a horké tekutiny podél výměníku. Vytvořeno na základě [15].

- 1. Souproudé výměníky:** V tomto uspořádání vstupují obě tekutiny do výměníku na stejném konci, dále proudí souběžně a opouští výměník na konci druhém. Teplota studené tekutiny na výstupu nikdy nepřekračuje nejnižší teplotu horké tekutiny. Pomocí souproudého výměníku nelze přenést maximální využitelné teplo.
- 2. Protiproudé výměníky:** Tekutiny proudí sice paralelně, ale v opačném směru. Studenou tekutinu lze zahřát na vyšší teplotu než při použití souproudého uspořádání. Tato výstupní teplota studeného média může být vyšší než konečná teplota média horkého. Protiproudé uspořádání je nejúčinnější [15]. Další výhodou oproti souproudému výměníku je nižší tepelné namáhání teplosměnné plochy. Maximální teplotní rozdíl mezi horkou a studenou tekutinou je totiž při použití protiproudu nižší.

3. **Výměník s křížovým proudem:** Tekutiny proudí ve většině výměníku navzájem kolmo. Účinností se řadí mezi souproudý a protiproudý výměník.



Obrázek 3.3: Výměník s křížovým proudem. Převzato z [15].

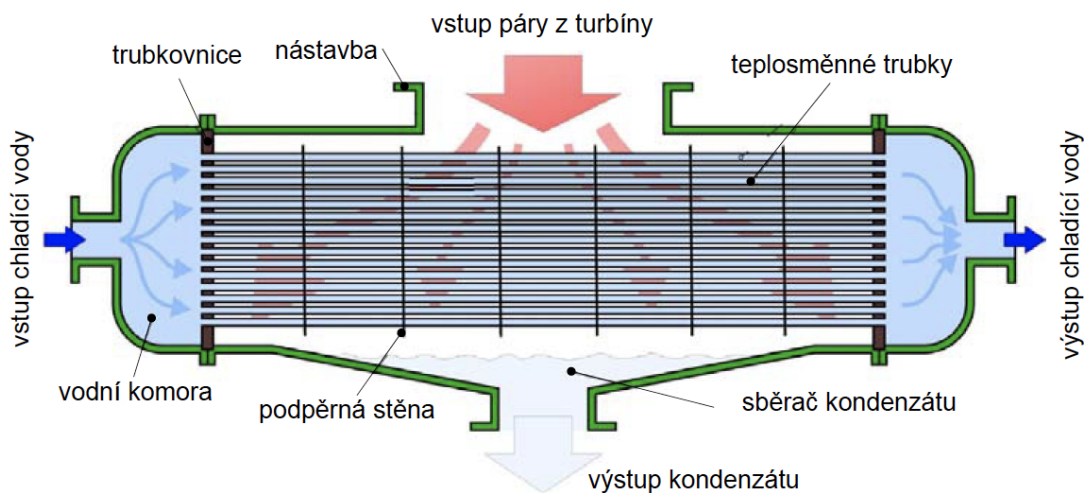
4. **S kombinovaným prouděním:** Výměníky mají často složitější tvary a vzájemný smysl proudění tekutin se mění. Příkladem může být např. současný souproud a protiproud nebo mnohonásobný křížový proud.

### 3.1.3 Dělení dle konstrukce

Existují četná konstrukční řešení výměníků tepla. Základní rozdělení dle literatury [17] je následovné:

#### 1. Trubkové

- (a) **Dvoutrubkové:** Tento výměník se skládá ze dvou koncentrických trubek. Vnitřní trubkou proudí jedna tekutina a prostorem mezi trubkami proudí tekutina druhá. Dvoutrubkový výměník se většinou konstruuje jako protiproudý. Schéma odpovídá obrázku 3.2.

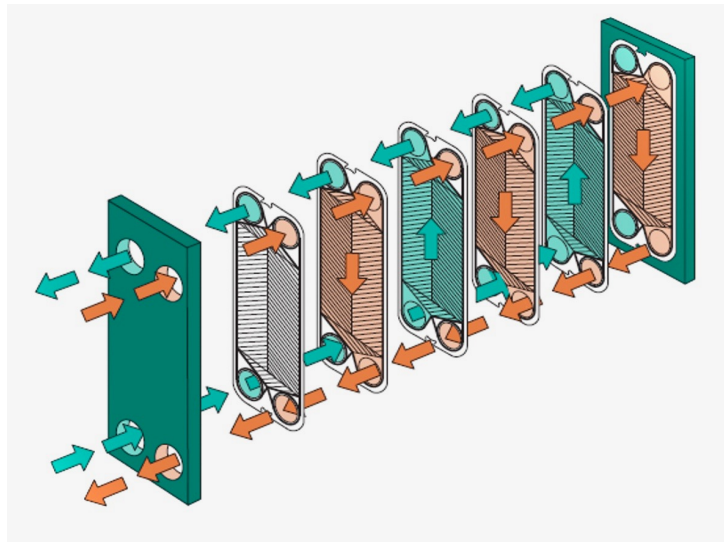


Obrázek 3.4: Plášťový trubkový výměník tepla, také označován jako Shell and Tube. Převzato z [18].

- (b) **Plášťové trubkové:** Základem je svazek trubek, který je upevněn v plášti válcového tvaru. Teplosměnnými trubkami proudí jedna tekutina. Druhá tekutina proudí v okolním prostoru, a to buď podélně nebo příčně k trubkám. Schéma jedné z konfigurací plášťového trubkového výměníku s vyznačenými hlavními komponenty je k vidění na obrázku 3.4. V tomto případě se jedná o kondenzátor v parní elektrárně.

## 2. Deskové

- (a) **S těsněním:** Tento výměník se skládá z tenkých kovových desek, které jsou různými způsoby zvlněné (žebrované). Desky mají v rozích prolisy. Poskládáním jednotlivých desek za sebe vznikají kanály pro průtok studené a horké tekutiny. Těsnění se nachází pouze okolo 2 otvorů ze 4. Otvorem bez těsnění vtéká tekutina, teče mezi deskami a vystupuje neutěsněným otvorem na druhé straně. Následující deska má utěsněny 2 opačné otvory, a dovoluje tak průtok podél desky druhému médiu. Tímto způsobem jsou desky vždy z jedné strany obtékány studenou, z druhé strany horkou tekutinou<sup>1</sup>. Svazek desek je zakotven ve společném rámu, jehož jeden konec může být pohyblivý, a upevněn šrouby.



Obrázek 3.5: Deskový výměník s těsněním. Převzato z [19].

- (b) **Pájené:** Jedná se o podobný typ výměníku, jako je deskový výměník s těsněním. Utěsnění je v tomto případě realizováno pájením.
- (c) **Spirálové:** V tomto uspořádání jsou 2 kanály (jeden pro každou tekutinu) koncentricky spirálovitě stočeny.
- (d) **Lamelové:** Výměník se skládá z vnějšího pláště, uvnitř něhož se nacházejí obdélníkové kanálky-lamely. Jedno médium protéká lamelami, druhé prostorem mezi nimi.

<sup>1</sup>Příklad nejjednoduššího výměníku, kde se typy desek pravidelně střídají.

### 3. S rozšířeným povrchem

V určitých aplikacích je požadována vysoká efektivita výměníku<sup>2</sup> a zároveň jsou limitovány rozměry výměníku. Rozšířit teplosměnnou plochu a zvýšit tak množství sdíleného tepla lze pomocí žebor. Žebrování může být použito jak pro deskové, tak pro trubkové výměníky.

### 4. Regenerační

- (a) **Rotační:** V tomto uspořádání teplosměnný prvek rotuje. Část disku nacházející se v horkém proudu akumuluje teplo. Po otočení se o definovaný úhel se nachází ve studeném proudu, jemuž teplo předává.
- (b) **Statické:** Vymezeným prostorem s prvkem o vysoké tepelné kapacitě střídavě proudí horké a studené médium. Jejich průtok je řízen ventily, které tekutiny do kanálu vpouštějí periodicky. Celková perioda se skládá z horké a studené periody. Během horké periody proudí kanálem horká tekutina, která předává teplo akumulárnímu elementu. Během studené periody proudí kanálem studená tekutina, která se díky teplu uloženému do akumulárního prvku ohřívá. V této konfiguraci dochází k částečnému kontaktu obou tekutin. Pro dosažení kontinuálního provozu je třeba paralelní spolupráce dvou akumulárních prvků.

#### 3.1.4 Dělení dle teplonosných médií

Dosud byl vždy uvažován výměník se dvěma teplonosnými médii, existují však i konstrukce, které využívají více tekutin. Kromě počtu teplonosných médií, lze výměníky dělit i dle jejich kombinace. Jedná se kupříkladu o typy výměníků tepla: voda-voda, vzduch-vzduch, spaliny-voda, pára-voda, atd.

#### 3.1.5 Dělení dle účelu

Tepelné výměníky mohou v různých aplikacích plnit různou funkci. Níže je základní rozdělení dle účelu:

1. **Ohříváky/Chladiče:** Teplota ohřívané/ochlazované tekutiny se zvyšuje/snižuje, přičemž nedochází ke změně fáze.
2. **Přehříváky:** Slouží ke zvyšování teploty syté či přehřáté páry.
3. **Výparník:** Slouží k přeměně kapalného média na sytou páru. Dochází tedy ke změně fáze.
4. **Kondenzátor:** Slouží ke změně fáze mokré páry na kapalnou.
5. **Sušárny:** Účelem je snížit vlhkost obsaženou v látce pevného skupenství.

---

<sup>2</sup>Efektivita je definována jako poměr využitého tepla ku maximálnímu využitelnému teplu [15].

## 3.2 Tepelný výpočet

Vztahy uvedené v této podkapitole se týkají rekuperačních výměníků tepla. Jedná se o nej-používanější druh tepelných výměníků. Mechanismus sdílení tepla v rekuperačním výměníku byl pro jednoduché geometrické uspořádání (rovinná stěna) vyložen v podkapitole 2.4. Nyní budou zmíněny vztahy nutné k výpočtu chodu tepelného výměníku či k jeho návrhu [13, 14, 15].

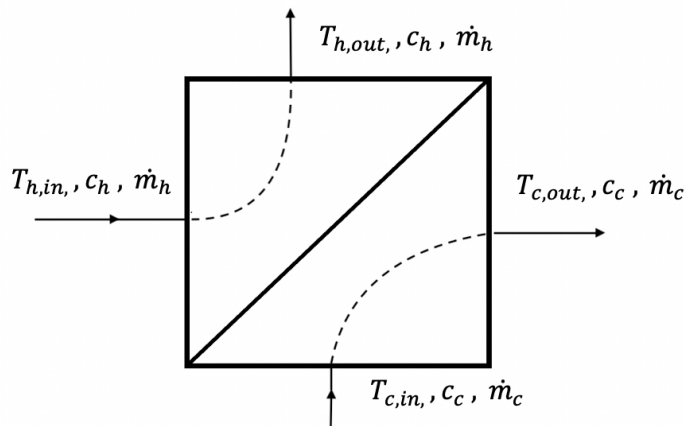
### 3.2.1 Energetická bilance

Energetická bilance vychází ze zákona zachování energie aplikovaného na výměník tepla. Pokud zanedbáme tepelné ztráty, potom se vstupní tok energie se musí rovnat výstupnímu toku energie. Pro výměník na obrázku 3.6 platí rovnice (3.1), častěji upravovaná do formy (3.2).

$$\dot{m}_h c_h T_{h,in} + \dot{m}_c c_c T_{c,in} = \dot{m}_h c_h T_{h,out} + \dot{m}_c c_c T_{c,out} \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_h c_h (T_{h,in} - T_{h,out}) = \dot{m}_c c_c (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (3.2)$$

Význam veličin je patrný z obrázku 3.6. Index h označuje horkou tekutinu, index c tekutinu studenou.  $\dot{m}$  a  $c$  jsou hmotnostní tok a měrná tepelná kapacita dané tekutiny. Indexy u teplot značí navíc vstup (in) a výstup (out).



Obrázek 3.6: Energetická bilance souproudého výměníku. Vytvořeno na základě [15].

Výše uvedené vztahy platí pouze pro situaci, kdy žádná z tekutin neprochází změnou fáze (kondenzace, var) a měrné tepelné kapacity lze považovat za konstantní. Pokud ke změně fáze dochází, je třeba použít obecnější tvar energetické bilance:

$$\dot{m}_h (h_{h,in} - h_{h,out}) = \dot{m}_c (h_{c,out} - h_{c,in}) . \quad (3.3)$$

### 3.2.2 Tepelný výkon

Pro návrh či výpočet parametrů při chodu výměníku je vhodné dát do souvislosti výkon předávaný výměníkem s následujícími veličinami: vstupní a výstupní teplota tekutin, celkový součinitel prostupu tepla a velikost teplosměnné plochy. Cílem je tedy získat následující vztah:

$$P = kS \Delta T_m, \quad (3.4)$$

kde  $P$  je výkon předávaný výměníkem a  $k$  je součinitel prostupu tepla.  $S$  značí velikost teplosměnné plochy. Teplotní spád mezi horkou a studenou tekutinou se podél výměníku mění, to je patrné např. z obrázku 3.2.  $\Delta T_m$  reprezentuje "vhodný" střední teplotní spád. Z tepelné bilance a s uvažováním konstantní hodnoty součinitele prostupu tepla a měrných tepelných kapacit lze odvodit následující vztah:

$$\Delta T_m = \text{LMTD} = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\ln \frac{\Delta_1}{\Delta_2}}. \quad (3.5)$$

$\Delta_1$ , resp.  $\Delta_2$  označují teplotní spád na vstupu, resp. výstupu, výměníku. Takto zavedený střední teplotní spád se nazývá logaritmický teplotní spád a často se označuje zkratkou LMTD z anglického "Logarithmic Mean Temperature Difference". Jestliže  $0.5 < \frac{\Delta_1}{\Delta_2} < 2$ , pak lze s relativní chybou menší než 4 % použít jako střední teplotní spád aritmetickou střední hodnotu  $\frac{\Delta_1 + \Delta_2}{2}$ .

Výše uvedený vztah pro výpočet LMTD platí jak pro souproudou, tak pro protiproudou konfiguraci. Z průběhů velikosti teploty podél výměníku zobrazených v obrázku 3.2 vyplývá, že pro souproudý výměník platí:  $\Delta_1 = T_{h,in} - T_{c,in}$  a  $\Delta_2 = T_{h,out} - T_{c,out}$ , kdežto pro protiproudý výměník platí:  $\Delta_1 = T_{h,in} - T_{c,out}$  a  $\Delta_2 = T_{h,out} - T_{c,in}$ .

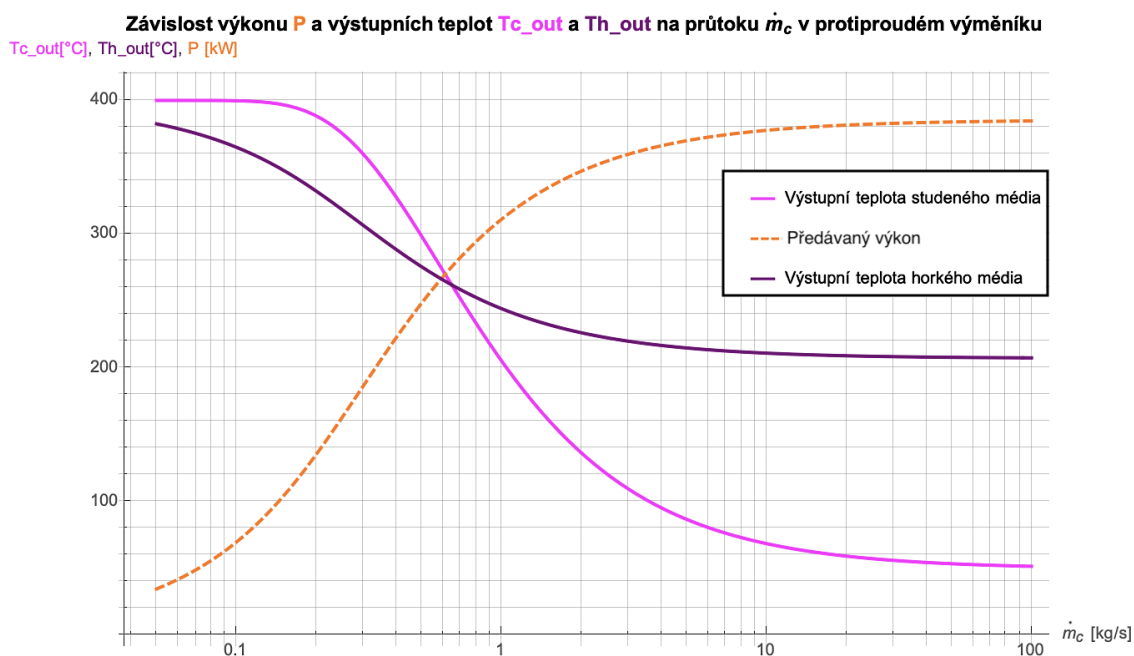
Výpočet středního teplotního spádu pro výměník s křížovým nebo kombinovaným prouděním je značně složitější. Pro tyto typy výměníku je třeba LMTD definovaný vztahem (3.5) modifikovat. V praxi se k tomuto problému přistupuje vynásobením výše zavedeného LMTD koeficientem  $\psi$ . Tento korekční faktor je závislý na vstupních a výstupních teplotách obou médií a vyjadřuje se jako funkce dvou parametrů  $P_\psi$  a  $R_\psi$ . Hodnotu  $\psi = f(P_\psi, R_\psi)$  lze odečíst z příslušných diagramů [13]. Výkon předávaný křížovým výměníkem či výměníkem s kombinovaným prouděním je potom vyjádřen vztahem 3.8.

$$P_\psi = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \quad (3.6)$$

$$R_\psi = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{c,out} - T_{c,in}} \quad (3.7)$$

$$P = kS \psi(P_\psi, R_\psi) \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\ln \frac{\Delta_1}{\Delta_2}} \quad (3.8)$$

K přiblížení mechanismu sdílení tepla a činnosti výměníku slouží následující obrázek. Graf byl vytvořen pro protiproudé uspořádání rekuperačního výměníku tepla, zvolené (konstantní)  $kS$ , zvolený hmotnostní průtok horkého média, vstupní teplotu horkého média  $T_{h,in} = 400^\circ\text{C}$  a vstupní teplotu studeného média  $T_{c,in} = 50^\circ\text{C}$ . Do grafu jsou vyneseny závislosti výstupních teplot obou médií  $T_{h,out}$  a  $T_{c,out}$  a předávaného tepelného výkonu  $P$  pro různé hmotnostní průtoky studené tekutiny  $\dot{m}_c$ . Ze zobrazených průběhů je patrné, že pro nízké hmotnostní průtoky studeného média lze toto médium ohřát na vysokou teplotu (blízkou  $T_{h,in} = 400^\circ\text{C}$ ). Horké médium se však ochladí jen málo a celkový předávaný výkon je malý. Naopak pro velké hmotnostní průtoky  $\dot{m}_c$  se studená tekutina ohřeje jen nepatrně nad  $50^\circ\text{C}$ . Předávaný tepelný výkon je však vysoký. Požadavky vysoké výstupní teploty studeného média a vysokého předaného výkonu jsou tedy (pro neměnné výše zmíněné vstupní parametry) protikladné [19].



Obrázek 3.7: Závislost výstupních teplot a předávaného výkonu na hmotnostním průtoku studeného média v protiproudém výměníku.

### 3.3 Hydraulický výpočet

Ve většině aplikací je nutné zajistit oběh tekutin (1 či obou) výměníkem pomocí čerpadel nebo kompresorů. Potřebný příkon těchto zařízení je úměrný tlakovým ztrátám  $\Delta p_z$ , které vznikají při proudění tekutiny výměníkem. Pro zařízení (čerpadlo či kompresor) pracující s účinností  $\eta_p$ , které skrze výměník dopravuje tekutinu o hustotě  $\rho$  a hmotnostním průtoku  $\dot{m}$ , se potřebný příkon  $P_p$  určí následovně<sup>3</sup> [14]:

$$P_p = \frac{\dot{m} \Delta p_z}{\rho \eta_p} = \frac{\dot{V} \Delta p_z}{\eta_p} \quad (3.9)$$

<sup>3</sup>Vzorec neuvažuje překonávání výškového rozdílu či zvedání tlakové úrovně, ale pouze překonávání hydraulických odporů při proudění skrze výměník tepla.

### 3.3.1 Tlakové ztráty

Při proudění tekutiny potrubím dochází k disipaci energie, která se projevuje úbytkem tlaku<sup>4</sup>  $\Delta p_z$ . Disipovaná energie  $e_{dis}$  je úměrná druhé mocnině rychlosti proudění  $c$ . Vzorec pro výpočet tlakových ztrát lze obecně zapsat jako [14]:

$$\Delta p_z = \rho e_{dis} = \xi \rho \frac{c^2}{2}, \quad (3.10)$$

kde  $\xi$  je ztrátový součinitel. Ztráty v potrubí se dělí na dva typy: délkové (třecí) a místní [20].

#### A) Třecí ztráty

Při průtoku kanálem dochází ke vzniku tření mezi proudící tekutinou a stěnou kanálu. Ve skutečných tekutinách dochází při proudění navíc také vlivem viskozity k vnitřnímu tření, jehož příčinou je vzájemné silové působení částic [20]. Ztrátový součinitel pro délkové ztráty se stanoví pomocí vztahu 3.11.

$$\xi_{tr} = \lambda_{tr} \frac{l}{D} \quad (3.11)$$

$\lambda_{tr}$  se nazývá součinitel třecích ztrát a jeho velikost závisí na druhu proudění. O tom, zda je proudění laminární či turbulentní, rozhoduje velikost Reynoldsova čísla  $Re$  definovaného vztahem (2.25). Pro kanál kruhového průřezu je kritická hodnota bezrozměrného Reynoldsova čísla přibližně 2300.

- **Laminární proudění:** Pro laminární proudění, tj.  $Re < 2300$ , platí:

$$\lambda_{tr,L} = \frac{64}{Re} \quad (3.12)$$

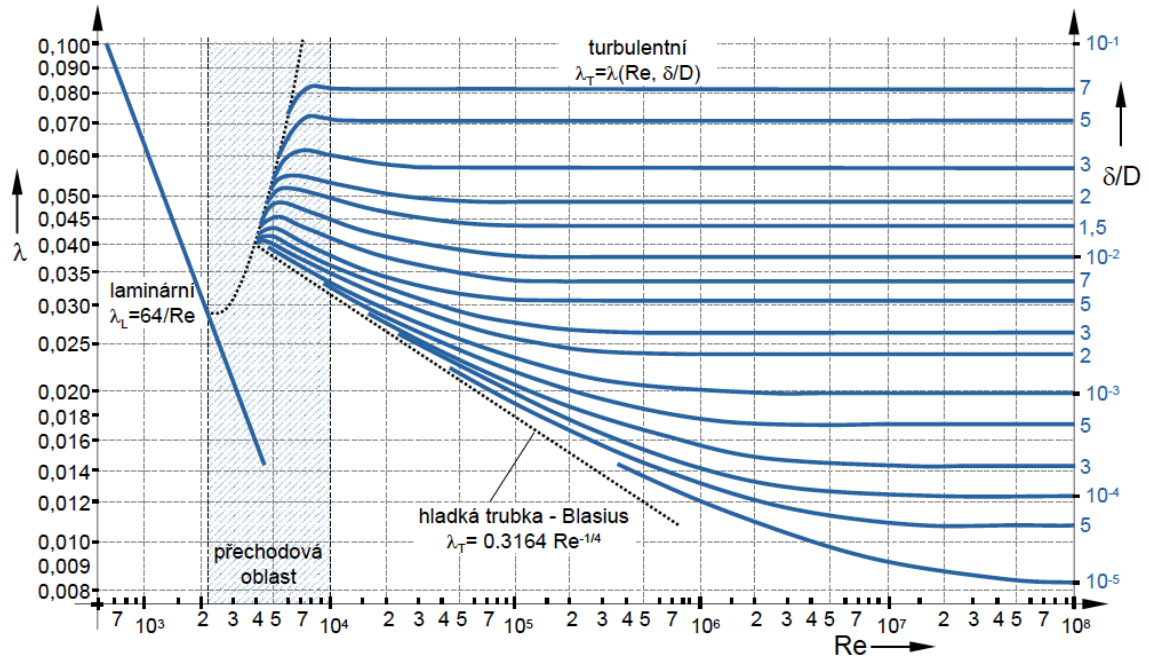
- **Turbulentní proudění:** Pro turbulentní proudění, tj.  $Re > 2300$ , nelze určit hodnotu tlakové ztráty analyticky. Součinitel třecích ztrát je kromě Reynoldsova čísla závislý také na poměru ekvivalentní drsnosti povrchu  $\delta$  a průměru trubice  $D$ . Závislost  $\lambda_{tr,T} = \lambda(Re, \frac{\delta}{D})$  je určena experimentálně a lze aproximovat pomocí různých vztahů [20]. Jedním z nich je např. Colebrookova korelace. Součinitel třecích ztrát  $\lambda_{tr,T}$  pro turbulentní proudění se získá jako řešení následující rovnice [15]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{tr}}} = -2 \log \left[ \frac{\delta}{3.7 D} + \frac{2.51}{Re_D \sqrt{\lambda_{tr}}} \right] \quad (3.13)$$

Hodnotu  $\lambda_{tr,T}$  lze také odečíst z Colebrook-Moody-White diagramu (viz obrázek 3.8).

<sup>4</sup>Toto platí pro vynucené proudění. Obecně se disipace energie může projevit i úbytkem kinetické či potenciální energie.





Obrázek 3.8: Colebrook-Moody-White diagram pro určení součinitele třecích ztrát. Převzato z [21].

## B) Místní ztráty

V místech, kde se mění tvar či rozměry potrubí nebo směr proudění, vznikají víry, v nichž se maří část energie. Součinitel místních ztrát  $\xi_m$  se určuje experimentálně. Pro různé situace, např. zúžení/rozsíření kanálu, vtok, výtok či ohyb potrubí, lze odečíst hodnotu  $\xi_m$  z konkrétních diagramů [20].

**Celková tlaková ztráta** v potrubí výměníku je potom dána součtem jednotlivých tlakových ztrát, tj. tlakových ztrát vlivem třecích a místních odporů [13]:

$$\Delta p_z = \sum \Delta p_{z,tr} + \sum \Delta p_{z,m} = \rho \left( \sum \lambda_{tr,i} \frac{l_i}{D_i} \frac{c_i^2}{2} + \sum \xi_{m,i} \frac{c_i^2}{2} \right) \quad (3.14)$$

Určení tlakové ztráty je důležité nejen z hlediska výpočtu potřebného příkonu čerpadla či kompresoru, tlaková ztráta má také vliv na přestup tepla při kondenzaci či varu. S poklesem tlaku klesá také teplota syté páry, která množství sděleného tepla přímo ovlivňuje.

# Kapitola 4

## HRSG

HRSG (zkratka anglických slov: Heat Recovery Steam Generator) zastává klíčovou roli v paroplynovém cyklu. Jedná se o výměník tepla typu spaliny-voda, který využívá odpadní teplo horkých spalin ke generování páry. Toto zařízení bývá označováno různými názvy: spalínový kotel, spalínový výměník, spalínový parogenerátor nebo také kotel na odpadní teplo. Jeho funkce, tj. zprostředkovat výměnu tepla mezi spalinami a vodou/parou, však zůstává stejná. V této práci bude používán název spalínový výměník či zkratka HRSG.

Spalínové výměníky nacházejí široké uplatnění. Horké spaliny mohou pocházet z různých zdrojů, např. z plynové turbíny, motorgenerátoru se spalovacím motorem, z průmyslových procesů aj. Díky rekuperaci odpadního tepla ze spalin dochází k zefektivnění využití energie v palivu. Kromě toho přináší využití HRSG možnost zlepšení ekonomiky provozu a snížení dopadu na životní prostředí. HRSG pracují typicky jako součást [5, 22]:

- **Plynové kogenerace**<sup>1</sup>: spalínový výměník využívá odpadní teplo spalin na výstupu ze spalovací turbíny (popř. spalovacího motoru) a vytvořená pára (případně teplá voda) se využije pro vytápění či různé technologické procesy. Dochází tedy ke kombinované výrobě elektřiny a tepla.
- **Paroplynové elektrárny**: spalínový výměník propojuje plynový a parní oběh, a zastává tedy funkci zdroje tepla pro parní oběh. Pára na jeho výstupu pohání parní turbínu. Při výrobě elektrické energie se uplatňuje spalovací i parní turbína.
- **Paroplynové kogenerace**: jedná se o modifikaci předchozího. Za HRSG je zařazeno parní protitlaké soustrojí (popř. parní turbína s regulovanými odběry). Pára se po expanzi v turbíně využívá na další účely. Dochází ke kombinované výrobě elektřiny a tepla.

Následující text je vzhledem k tématu této diplomové práce zaměřen zejména spalínové výměníky používané pro rekuperaci odpadního tepla ze spalin v paroplynovém cyklu. Tato situace odpovídá blokovému schématu na obrázku 1.6. Jednotky HRSG využívané pro účely kogenerace se však od těch využívaných v paroplynových obězích zásadně neliší [5].

---

<sup>1</sup>Kogenerace neboli KVET (kombinovaná výroba elektřiny a tepla) umožňuje vyšší využití energie v palivu.

Ve spalínovém výměníku dochází k izobarickému ohřevu vody na sytou, popř. přehřátou, páru. Z tohoto hlediska rozlišujeme 3 základní části HRSG [5]:

- **Ekonomizér:** Zde dochází k ohřevu vody na teplotu blízkou teplotě varu.
- **Výparník (Evaporizér):** V této části dochází ke změně fáze kapaliny na sytou páru.
- **Přehřívák:** Zde dochází k dalšímu ohřevu syté páry na přehřátou.

V případě parního oběhu s přehříváním obsahuje HRSG navíc také přehřívák. Pokud spaliny na výstupu z plynové turbíny nepřivádějí dostatek tepla, může být do spalínového výměníku zařazen navíc hořák, díky němuž se zvýší množství generované páry. Dále lze do HRSG instalovat zařízení s katalyzátory, které sníží obsah CO či NO<sub>x</sub> ve spalínách na výstupu [5].

Jelikož se plynové turbíny vyrábějí o výkonech od jednotek až po stovky MW, výkony HRSG, které na ně navazují, se pohybují v širokých mezích. Největší spalínové výměníky mohou být přibližně 40 m dlouhé, 25 m široké a 40 m vysoké [5].

HRSG zprostředkovává spojení mezi plynovým a parním oběhem, a jeho návrh má tedy přímý vliv na účinnost oběhu, na množství vyráběné elektrické energie a také na ekonomiku celého paroplynového zdroje. Zvláštností HRSG používaného ve větších paroplynových elektrárnách je to, že musí být pro daný projekt speciálně navržen. Plynové a parní turbíny se většinou vyrábějí ve standardizovaných výkonových řadách. HRSG však bývá vyroben na zakázku. Malé jednotky mohou být vyráběny jako modulární [5].

## 4.1 Typy HRSG

Různé aplikace kladou na HRSG různé požadavky. Proto vzniklo mnoho typů spalínových výměníků. V prvním přiblížení lze HRSG rozdělit do dvou hlavních skupin, a to dle využití vygenerované páry. První skupinu představují zařízení generující páru, která se dále využívá k roztáčení parní turbíny a potažmo výrobě elektrické energie. Pára na výstupu zařízení druhé skupiny se používá k zásobování teplem či k různým technologickým účelům. Společným rysem všech variant HRSG zůstává to, že jsou konstruovány jako vodotrubnaté. Voda tedy proudí uvnitř potrubí a spaliny vně. Podle směru proudění spalín, lze zavést klasifikaci na HRSG s vertikálním či horizontálním prouděním spalín [5]. Dále lze HRSG, podobně jako kotle obecně, dělit dle proudění ve výparníku.

### 4.1.1 Dělení dle proudění ve výparníku

#### A) Bubnové

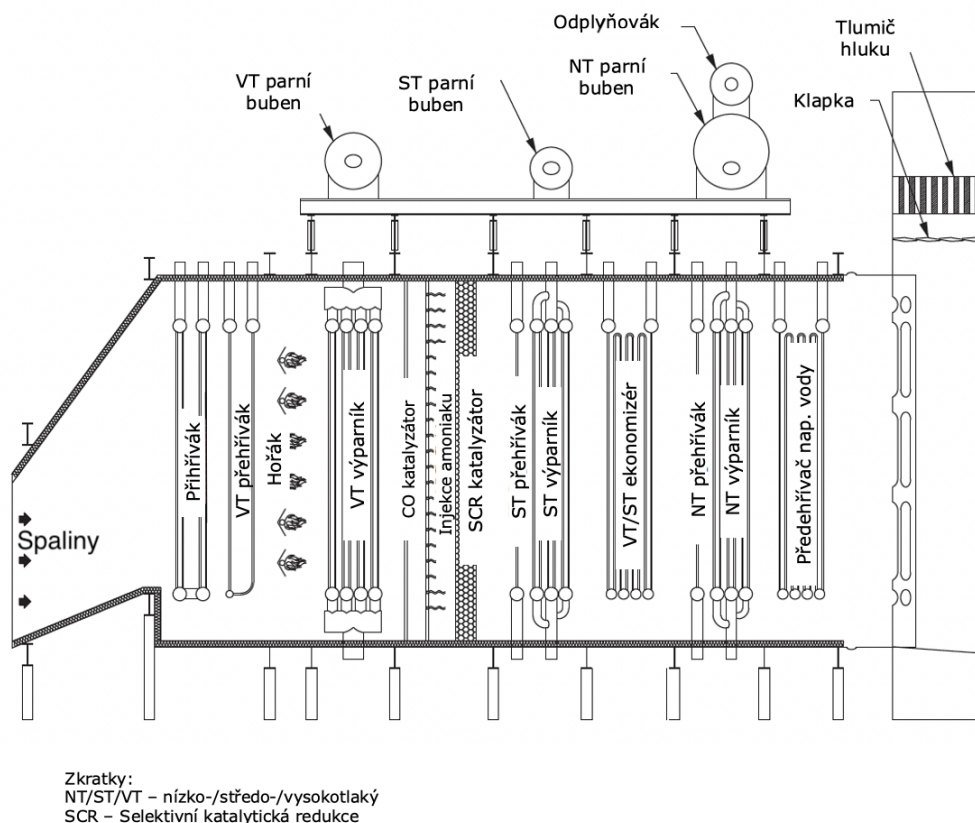
Ohřátá voda z ekonomizérů proudí do bubnu z části zaplněného vodou. Hlavní funkcí bubnu je separace vody a syté páry. Voda z bubnu klesá tzv. spádovými trubkami, které nejsou otápené. Následně voda prochází otápenými trubkami výparníku, tzv. varnicemi, v nichž se přeměňuje na

směs vody a páry a stoupá opět do bubnu, kde se tyto dvě složky oddělí. Sytá pára opouštějící buben je nahrazena vodou přitékající z ekonomizéru. Výše popsany oběh vody může být realizován dvěma způsoby [5, 11]:

- a. **Přirozená cirkulace:** Přirozená cirkulace je důsledkem rozdílu hustoty vody ve spádových trubkách a hustoty mokré páry ve varnicích.
- b. **Nucená cirkulace:** Oběh vody je zajištěn čerpadlem.

Sytá pára z bubnu může být vedena do přehříváku, který je již realizován pouze pomocí trubek. Část vody z bubnu je odebírána jako odluh, kterým se snižuje obsah pevných látek v pracovní látce. Buben mimo jiné zajišťuje dobré akumulční a regulační vlastnosti. Nevýhodou těchto typů HRSG je však poměrně složitá konstrukce bubnu a také omezení admisního tlaku.

Na obrázku 4.1 je schématicky zobrazen HRSG s horizontálním prouděním spalin, vertikálními trubkami a přirozenou cirkulací v bubnu. Jedná se o často používaný typ pro větší výkony [5]. Zatímco běžné kotle mívají pouze jeden buben, HRSG typicky obsahují 2 až 3 bubny pracující na různém tlaku [23]. Ze schématu na obrázku 4.1 je patrné zařazení hořáku a katalyzátorů pro snížení emisí CO a emisí oxidů dusíku  $\text{NO}_x^2$ . Dalším, často používaným, typem je HRSG s vertikálním prouděním vzduchu, horizontálními trubkami a bubnem s nucenou cirkulací. Schéma této konfigurace nabízí obrázek 4.2 (a).



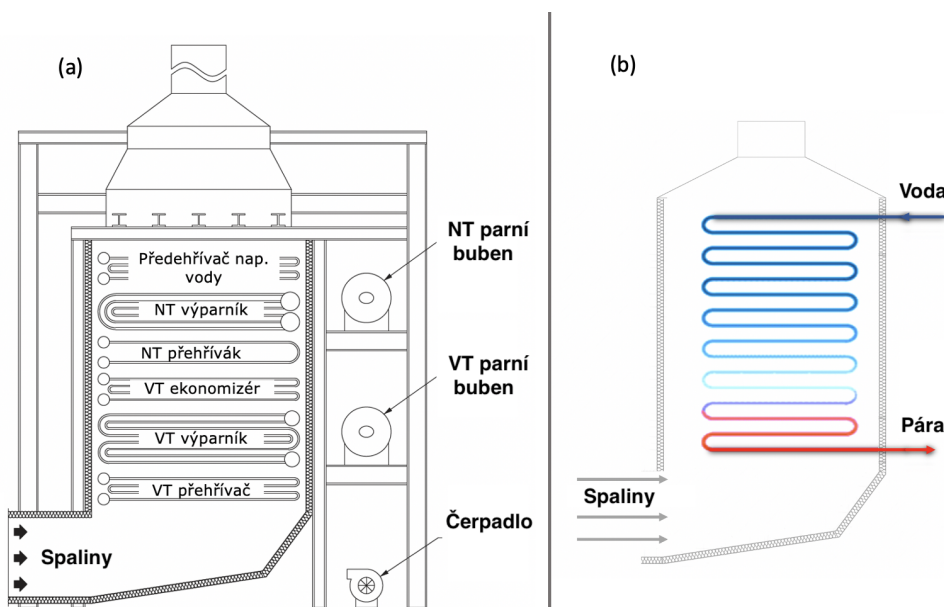
Obrázek 4.1: Schéma bubnového HRSG s horizontálním prouděním spalin, vertikálními trubkami a přirozenou cirkulací. Přepracováno [5].

<sup>2</sup>SCR neboli selektivní katalytická redukce je metoda pro odstraňování  $\text{NO}_x$  ze spalin

## B) Průtočné

Průtočný typ<sup>3</sup> má mnohem jednodušší konstrukci. Je tvořen pouze soustavou trubek, v nichž probíhá ohřev, var a popř. i přehřívání. Hranice mezi jednotlivými částmi (ekonomizér, evaporizér, přehřívák) není pevně daná. Oběh pracovní látky je vynucen čerpadlem. Průtočné HRSG se hůře regulují a také mají vyšší požadavky na kvalitu demineralizace napájecí vody. Pevné znečišťující látky nemohou být v této konfiguraci odvedeny odluhem. Výhodou těchto konstrukcí je absence bubnu a možnost práce s nadkritickými tlaky.

Na obrázku 4.2 (b) je k vidění malá jednotka HRSG průtočného typu. Spaliny v této konfiguraci proudí vertikálně, existují však i obdobná zařízení s horizontálním prouděním spalin. Tyto malé jednotky se dodávají jako modulární. Za výparníkem mohou být navíc instalovány separátory, které se uplatňují zejména při najíždění. Také průtočné HRSG mohou pracovat na více tlakových úrovních. Taková varianta by byla oproti obrázku 4.2 (b) realizována přídatnou trubkou, v níž by proudila voda/pára pod jiným tlakem [5, 11, 23].



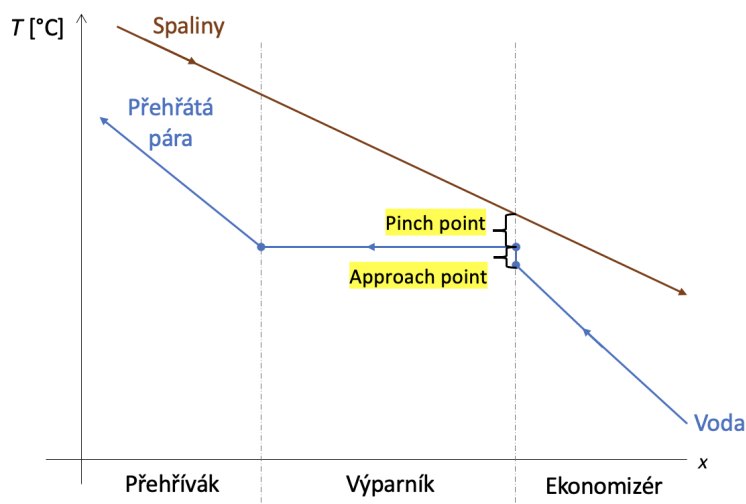
Obrázek 4.2: (a) Schéma HRSG s vertikálním prouděním vzduchu, horizontálními trubkami a bubnem s nucenou cirkulací. (b) Průtočný HRSG. Přepřacováno [5].

## 4.2 Teplotní profil

Na obrázku 4.3 je zobrazen typický teplotní profil spalínového výměníku s bubnovou konstrukcí výparníku pracujícího na jedné tlakové hladině. Jedná se o grafické zobrazení teploty obou médií (spalin a vody/páry) v jednotlivých částech výměníku. HRSG je typicky konstruován jako protiproudý [12]. Napájecí voda vstupuje nejprve do ekonomizéru, kde je spalinami ohřáta na teplotu blízkou bodu varu. Ve výparníku dochází k varu, teplota směsi voda/pára zůstává konstantní. Výparník opouští sytá pára, jejíž teplota je dále zvyšována v přehříváku. Popsané procesy ohřevu a varu probíhají za stálého tlaku. V grafu 4.3 si lze povšimnout dvou zvláštních bodů [5, 12].

<sup>3</sup>Průtočné HRSG se někdy označují zkratkou OTSG (Once Through (Heat Recovery) Steam Generator).

Prvním z nich je tzv. *Pinch point*  $\Delta T_{pp}$ , který představuje rozdíl mezi teplotou spalin na výstupu z výparníku a teplotou syté páry. Z hlediska využití energie spalin se jeví výhodnější co nejmenší  $\Delta T_{pp}$ . Přestup tepla však nastává pouze při rozdílné teplotě horkého a studeného média. Pro nulové  $\Delta T_{pp}$  by byla teoreticky potřebná nekonečně velká teplosměnná plocha. S ohledem na účinnost přenosu tepla, ale také na ekonomiku, se většinou volí  $\Delta T_{pp}$  v rozmezí od 10 K do 30 K. Druhý zvýrazněný teplotní rozdíl, tzv. *Approach point*  $\Delta T_{app}$ , a udává rozdíl mezi teplotou vody na výstupu z ekonomizéru a teplotou syté páry. Teplotní rozdíl  $\Delta T_{app}$  je udržován jako rezerva pro nenávrhové stavy, aby nedošlo k odpaření vody již v ekonomizéru, či příliš brzy ve výparníku, což by mohlo způsobit poškození potrubí. Typická hodnota  $\Delta T_{app}$  se pohybuje mezi 5 K a 20 K. Z hlediska účinnosti parního cyklu jsou preferovány vyšší tlaky páry. Při vyšším tlaku je však vyšší i teplota sytosti, což limituje množství tepla získané ze spalin. Dalším negativním důsledkem vyššího admissního tlaku páry je nižší suchost směsi po expanzi v turbíně. Za účelem ochlazení spalin na co nejnižší teplotu pracují některé spalinové výměníky na více tlakových hladinách. HRSG v paroplynových elektrárnách pracují běžně se třemi různými tlaky (viz obr. 4.1) [5, 12].



Obrázek 4.3: Teplotní profil HRSG pracujícího na jedné hladině tlaku. Vytvořeno na základě [12].

Teplotní profil průtočného HRSG vypadá principiálně stejně. Rozdílem však je, že rozhraní mezi jednotlivými částmi výměníku není pevně (konstrukčně) dáno. Se změnou parametrů spalin a vody se budou hranice mezi jednotlivými částmi posouvat. Uvažujme konfiguraci na obrázku 4.2 (b) o dané délce trubky a konstantním tlaku generované páry. Zvýšením hmotnostního průtoku vody se např. prodlouží délka ohřívací a vypařovací části. Na přehřátí páry tedy zůstane menší teplosměnná plocha a pára se ohřeje na nižší teplotu.

Z výše uvedeného vyplývají základní požadavky na regulaci. Je třeba udržovat správný poměr mezi teplem dodávaným spalinami a hmotnostním průtokem napájecí vody, aby nedošlo k nežádoucímu přehřátí trubek či k proudění mokré páry na výstupu [23]. Teplota spalin na výstupu z HRSG by měla být udržována nad rosným bodem (zhruba 60 °C [5]). Při poklesu teploty pod rosný bod dochází ke kondenzaci vodní páry ve spalinách, což způsobuje korozi potrubí. Tomuto nežádoucímu jevu lze zabránit vyšší teplotou napájecí vody vstupující do HRSG.

## Kapitola 5

# Řešený paroplynový oběh

Pátá kapitola slouží jako úvod do výpočetní části této diplomové práce. Je zde představen modelový paroplynový oběh, pro nějž budou prováděny výpočty a simulace. V rámci této kapitoly jsou také specifikovány cíle výpočetní části, naznačen postup řešení a zmíněny základní zavedené předpoklady včetně vymezení hranice zkoumaného systému.

Podrobnější vysvětlení postupu řešení nebo konkrétní parametry jednotlivých komponent oběhu jsou upřesněny v odpovídajících kapitolách, které následují.

### 5.1 Cíl a postup výpočtu

Řešení problematiky posouzení využití energie spalin v paroplynovém cyklu bude v této diplomové práci rozděleno do dvou fází: simulace spalinového výměníku a simulace parní části paroplynového oběhu. Plynová část paroplynového oběhu bude myšlenkově nahrazena zdrojem spalin pro spalinový výměník (více v podkapitole Hranice). Předmětem výpočtů bude tudíž pouze HRSG a na něj navazující parní oběh. Cílem této práce je najít optimální parametry HRSG (tlak a hmotnostní průtok vody), při nichž bude vyráběné množství elektrické energie pomocí navazujícího parního oběhu maximální.

- **Fáze 1: Simulace spalinového výměníku**

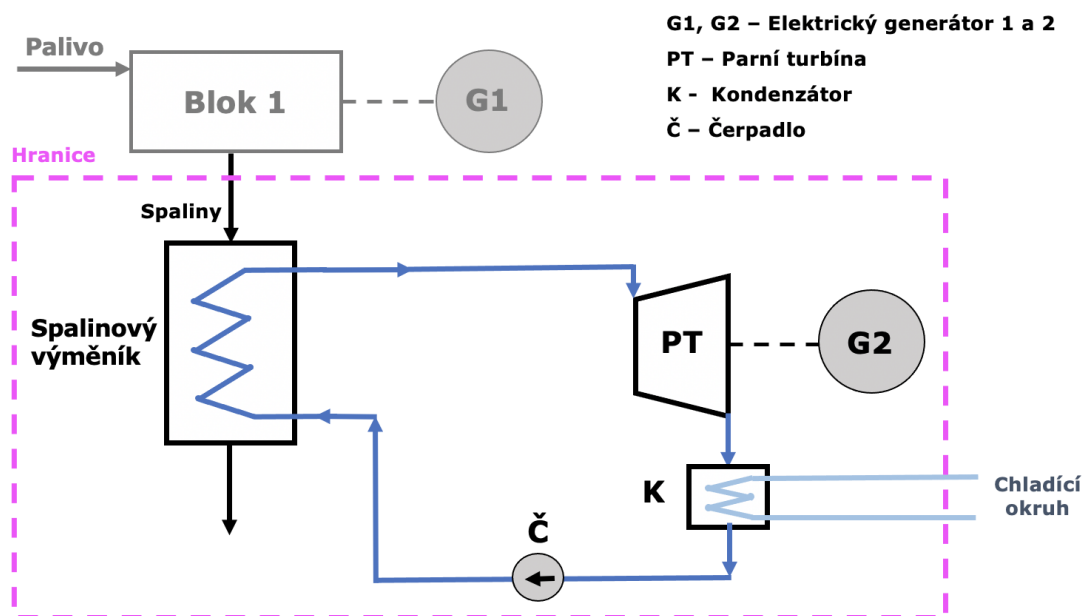
Nejprve bude vytvořen model HRSG, který se pomocí údajů o konkrétním spalinovém výměníku, používaném v průmyslu, zkalibruje. Následně bude vytvořen program, který na základě vstupních údajů pro HRSG (tlak a hmotnostní průtok vody) určí parametry páry na výstupu.

- **Fáze 2: Simulace parního oběhu**

Pro posouzení různých vstupních (resp. výstupních) parametrů spalinového výměníku z hlediska výroby elektrické energie bude za spalinový výměník přiřazen modelový Clausius-Rankineův parní oběh. Dle parametrů páry na výstupu HRSG bude stanoven elektrický výkon na svorkách generátoru spojeného s parní turbínou.

## 5.2 Popis řešeného paroplynového oběhu

Jako modelový oběh byl zvolen oběh paroplynového zdroje o výkonu v řádech jednotek MW. Takové paroplynové zdroje nacházejí uplatnění např. v průmyslových podnicích s poměrně velkou spotřebou elektrické energie. Pro daný podnik může být z různých důvodů prospěšnější pořízení vlastního zdroje elektrické energie oproti odběru z distribuční soustavy. Výhodou paroplynových zdrojů o výkonu řádově jednotky MW je modulárnost. Hlavní komponenty oběhu lze v tomto výkonovém rozmezí jednoduše zvolit z výkonových řad. Další výhodou představuje možnost řazení více jednotek. Výstavba například 4 x 5 MW paroplynového zdroje namísto 1 x 20 MW zdroje může být upřednostněna z různých důvodů (ekonomika, diagram odběru elektrické energie, potřeba zálohy a podob.).



Obrázek 5.1: Základní blokové schéma řešeného paroplynového oběhu.

Zjednodušené blokové schéma uvažovaného paroplynového oběhu je znázorněno na obrázku 5.1. Hlavní celky jsou představeny níže. Princip paroplynového cyklu z termodynamického hlediska a funkce jednotlivých komponent byly vysvětleny v první kapitole.

### 5.2.1 Hranice

V obrázku 5.1 je růzovou přerušovanou čarou naznačena hranice, která vymezuje předmět této diplomové práce. Jak je z obrázku patrné, do hranice modelu vstupují spaliny. Z hlediska sestavení modelu ohraničeného celku není důležitý zdroj spalin, ale pouze parametry spalin na vstupu do spalínového výměníku, jmenovitě teplota a hmotnostní průtok. Proto je v obrázku plynová část paroplynového oběhu reprezentována pouze zjednodušeně.



V rámci parního oběhu je také vymezena hranice. Chladicí okruh a jeho parametry (teplota a hmotnostní průtok chladicí vody) do výpočtů vstupovat nebudou, proto jsou mimo hranici řešeného systému. To vychází z předpokladu, že chladicí okruh a kondenzátor jsou nadimenzovány tak, že pro všechny zkoumané stavy je chladicí okruh schopen odvést potřebné teplo.

### 5.2.2 Technologické celky

Hlavní komponenty řešeného paroplynového oběhu jsou patrné z obrázku 5.1. Lze je seskupit do 3 technologických celků:

- **Plynový oběh**

Plynová část paroplynového oběhu je v obrázku 5.1 nahrazena blokem 1 a elektrickým generátorem. Blok 1 zastává z pohledu dalšího řešení, směřujícího k simulaci spalínového výměníku, funkci zdroje spalín. Na jeho místě může být buď soustrojí plynové (spalovací) turbíny<sup>1</sup> s kompresorem nebo spalovací motor. Do bloku 1 vstupuje palivo, tj. zemní plyn. Na společné hřídeli se spalovací turbínou nebo spalovacím motorem<sup>2</sup> se nachází elektrický generátor G1. Jak již bylo zmíněno, celá tato část se nachází vně hranice.

- **Parní oběh**

Na spalínový výměník v obrázku 5.1 navazuje parní oběh. Přesnější schéma a parametry jednotlivých komponent budou uvedeny v kapitole 8.

- **Spalínový výměník**

Spalínový výměník zajišťuje propojení plynového a parního oběhu. Tvorba modelu HRSG je předmětem kapitoly 6.

## 5.3 Základní předpoklady

Základní předpoklady pro vytvoření modelu a simulaci zkoumaného systému lze shrnout do následujících bodů.

- Model a simulace jsou vytvořeny v prostředí softwaru Mathematica firmy Wolfram [24]. Verze 11.3.0.0.
- Hranice na obrázku 5.1 vymezuje část paroplynového oběhu, která je předmětem simulace.
- Vždy se jedná výhradně o výpočty a simulace ustáleného stavu.
- Změny parametrů plynové části (zdroje spalín pro HRSG) nejsou dále uvažovány. Výkon generátoru G1 v plynové části je konstantní. Parametry spalín (teplota a hmotnostní průtok) na vstupu do HRSG jsou rovněž konstantní.

---

<sup>1</sup>Jedná se o zjednodušené schéma (spalovací komora není naznačena). Přesnější schéma odpovídá obr. 1.4.

<sup>2</sup>Soustrojí spalovacího motoru a generátoru se označuje jako motorgenerátor (se spalovacím motorem).

## Kapitola 6

# Model spalínového výměníku

Tato kapitola se zabývá sestavením modelu spalínového výměníku. Modelovaný HRSG má být součástí paroplynového zdroje o výkonu v řádech jednotek MW. Aby parametry modelu co nejvíce odpovídaly řešením, která se uplatňují v praxi, bylo pro vytvoření modelu vybráno vzorové reálné zařízení, které je představeno v podkapitole 6.1. Cílem však není namodelovat toto konkrétní zařízení s uvažováním identické konstrukce, geometrického uspořádání a podobně. Vzorové zařízení slouží ke kalibraci modelu tak, aby pro stejné vstupní parametry spalín a vody měl namodelovaný HRSG stejné výstupní parametry jako vzorový HRSG.

### 6.1 Vzorové zařízení

Předlohou pro vytvoření modelu spalínového výměníku bylo zařízení Aalborg Micro od firmy Alfa Laval [25]. Jedná se o kompaktní výměník tepla používaný pro rekuperaci odpadního tepla ze spalín. Tato zařízení se vyrábějí o tepelných výkonech v rozmezí 250 - 5000 kW. Jednotlivé modulární jednotky lze také řadit za sebe. Mezi typické aplikace uváděné výrobcem patří: rekuperace odpadního tepla z malých plynových turbín, malých motorů nebo z průmyslových procesů s čistými spalínami. Zařízení tedy lze zařadit i do paroplynového oběhu.

Vnitřní systém jednotky Aalborg Micro ve vertikálním uspořádání znázorňuje obr. 6.1. Zobrazené zařízení odpovídá spalínovému výměníku na obr. 4.2, tj. **HRSG průtočného typu**. Trubky protékané vodou se nacházejí uvnitř pláště<sup>1</sup> a jsou zakruženy do šroubovice. Vně trubek proudí spaliny. Stočení trubek do šroubovice zlepšuje parametry výměníku hned ve dvou ohledech: je dosaženo větší teplosměnné plochy v omezeném prostoru pláště a většího součinitele přestupu tepla ze strany spalín (spaliny proudí vůči trubkám kolmo). Popsané uspořádání kombinuje křížový proud a protiproud. Ve vytyčeném úseku trubky proudí spaliny vůči vodě/páře kolmo (křížový proud). Avšak z hlediska celkového směru proudění se jedná o protiproudé uspořádání. Zařízení neobsahuje přídavné hořáky.

---

<sup>1</sup>Takové uspořádání se označuje mj. Shell and Helical Coil.



Obrázek 6.1: Schématické zobrazení spalínového výměníku Aalborg Micro ve vertikálním uspořádání. Převzato z [26].

### 6.1.1 Technická data

Součástí přílohy A jsou data pro jeden (jmenovitý) stav jednotky Aalborg Micro použité pro rekuperaci odpadního tepla ze spalín za účelem generování přehřáté páry. Celkový tepelný výkon tohoto zařízení při parametrech specifikovaných v příloze A je 1654 kW. Spaliny o vstupní teplotě 456°C pocházejí ze spalování zemního plynu. Výše popsaná aplikace zařízení Aalborg Micro tedy odpovídá zkoumanému paroplynovému oběhu.

Pro jednotlivé části HRSG (ekonomizér, výparník, přehřívák) jsou v příloze A uvedeny vstupní a výstupní teploty obou médií, hmotnostní průtoky, maximální hodnoty některých veličin (tlak, teplota) a další. Ty nejdůležitější jsou shrnuty do následující tabulky. Index v značí vodu/páru a index sp značí spaliny.

Veličina	Jednotka	Přehřívák	Výparník	Ekonomizér
$\dot{m}_{sp}$	kg/hod	17 631		
$\dot{m}_v$	kg/hod	2 260		
$P$	kW	80	1 376	198
$T_{sp}$ IN	°C	456	442	202
$T_{sp}$ OUT	°C	442	202	167
$T_{sp}$ MAX	°C	550	550	250
$T_v$ IN	°C	188	165	95
$T_v$ OUT	°C	240	188	165
$T_v$ MAX	°C	250	-	-
$p_v$	MPa	1.2		
$p_v$ MAX	MPa	1.5		
$p_{sp}$ MAX	MPa	0.11		

Tabulka 6.1: Data o vzorovém výměníku. Hodnoty převzaty z přílohy A a upraveny.

V dokumentu s daty o vzorovém HRSG (příloha A) je několik nesrovnalostí. Na straně 1 došlo k záměně popisu, které médium protéká uvnitř trubek a které vně. Uvedený hmotnostní průtok v ekonomizéru se liší od hmotnostního průtoku ve zbylých částech. Všechny části na sebe však přímo navazují a hmotnostní průtok vody tedy musí být zachován konstantní. Teplota spalin na výstupu výparníku by měla odpovídat teplotě spalin na vstupu ekonomizéru, v datech je však rozdíl  $2^{\circ}\text{C}$ . Tabulka 6.1 obsahuje již zkorigované hodnoty.

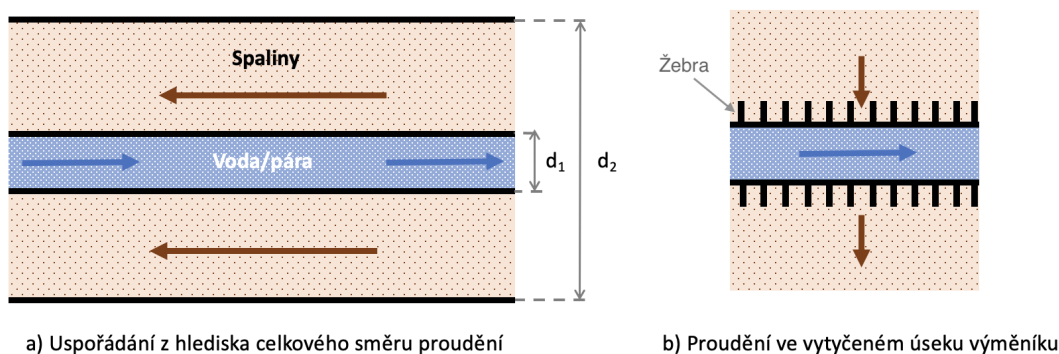
Na rozdíl od obrázku 6.1 se v případě tohoto konkrétního zařízení jedná o horizontální HRSG. Vnější plášť, válec, je přibližně 7,5 m dlouhý a má průměr 1,4 m. Bližší informace o geometrickém uspořádání (délka a tloušťka trubky, dělení trubek do řad, parametry šroubovice, žebrování atd.) nejsou k dispozici. Trubky jsou vyrobeny z oceli a v části přehříváku z nerezové oceli.

## 6.2 Geometrické uspořádání

Z obecných vlastností průtočných HRSG uvedených v podkapitole 4.1.1 a z informací o vzorovém HRSG na obrázku 6.1, vyplývají následující základní rysy modelovaného zařízení. Tyto rysy budou brány v úvahu při sestavování modelu.

- HRSG je rekuperační výměník tepla typu spaliny-voda.
- HRSG je konstruován jako vodotrubnatý. Voda proudí uvnitř trubky a spaliny vně.
- HRSG využívá (celkově) protiproudého uspořádání.
- Modelovaný HRSG je průtočného typu (absence bubnu) a pracuje na jedné tlakové hladině.

Pro vytvoření modelu činnosti spalínového výměníku je zvolena dvoutrubková konfigurace, tzv. trubka v trubce, která je schématicky znázorněna na obrázku 6.2. Voda protéká vnitřní trubkou o průměru  $d_1$ . Dělení na více řad trubek a stočení do šroubovice není uvažováno. Spaliny protékají vně - vnější trubkou o průměru  $d_2$ , která reprezentuje vnější plášť. Tímto způsobem je zachováno protiproudé uspořádání. Reálná konfigurace (obr. 6.1) však kombinuje křížový proud a protiproud. Tato skutečnost je respektována tím, že při volbě korelací pro výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí ze spalin je uvažováno, že spaliny proudí kolmo k trubce (obr. 6.2 (b)).



Obrázek 6.2: Schématické zobrazení HRSG pro tvorbu modelu. Pozn. průměry trubek či velikost žeber nejsou v měřítku.

### 6.2.1 Rozměry

Průměry trubek byly zvoleny s ohledem na údaje o zařízení Aalborg Micro uvedené v příloze A. Hodnoty DN (Diameter Nominal) udávají přibližný vnitřní průměr potrubí v mm. Pro vnitřní trubku (dle ilustrace na obr. 6.1 se zde nachází více řad trubek) je u ekonomizéru a výparníku uvedeno DN 25, pro přehřívák DN 125. Vzhledem k tomu, že s vytvořeným modelem budou dále prováděny simulace a rozhraní mezi jednotlivými částmi se bude měnit, je zvolen průměr vnitřní trubky po celé délce HRSG konstantní. Pro vnitřní trubku byl zvolen průměr  $d_1 = 50$  mm, pro vnější<sup>2</sup> trubku  $d_2 = 1000$  mm. Tloušťka stěny vnitřní trubky není v datech od výrobce uvedena. Dle [27] a katalogů různých výrobců se tloušťka trubek o DN 50 pohybuje okolo 2 - 4 mm. Délka potrubí (a tedy velikost teplosměnné plochy) bude stanovena v podkapitole 6.7.

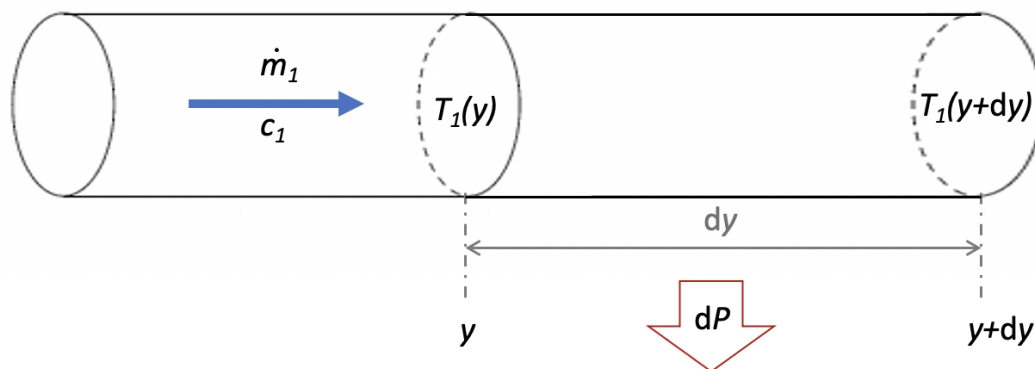
Největší tepelný odpor při přestupu tepla představuje rozhraní mezi stěnou vnitřní trubky a spaliny. Tento tepelný odpor lze snížit pomocí žebrování - na vnějším povrchu trubky jsou vytvořena tzv. žebra, která zvětšují teplosměnnou plochu. Koefficient  $k_z$  udává, kolikrát se zvětší teplosměnná plocha vlivem žebrování. Na základě literatury [5] byla zvolena hodnota  $k_z = 10$ . Žebra se nacházejí na vnějším povrchu vnitřní trubky (viz obr. 6.2b).

## 6.3 Matematický model

### 6.3.1 Odvození rovnic

Základní předpoklady pro následující odvození přestupu tepla jsou:

- Jedná se o ustálený stav rekuperačního výměníku tepla.
- Výměník je izolován od okolí, tj. tepelná výměna probíhá pouze mezi horkou a studenou tekutinou. Tepelné ztráty nejsou uvažovány.
- Veškeré procesy (ohřev, var) jsou izobarické.
- Vzdálenosti ve výměníku popisuje souřadnice  $y$ .



Obrázek 6.3: Předávání tepla na elementárním úseku potrubí. Ilustrace pro odvození rovnic.

<sup>2</sup>Pro plášť je uvedeno DN 700, ale dle obrázku 6.1 se plášť rozšiřuje. Celkový průměr i s izolací činí 1400 mm.

**A) Beze změny fáze**

Uvažujme tekutinu 1 o hmotnostním průtoku  $\dot{m}_1$  a konstantní měrné tepelné kapacitě  $c_1$ . Tekutina 1 má teplotu  $T_{in}$ , poté (ve výměníku tepla) předá tepelný výkon  $P$ , čímž se ochladí na teplotu  $T_{out}$ . Tato výkonová bilance je vyjádřena následující rovnicí:

$$\dot{m}_1 c_1 (T_{in} - T_{out}) = P. \quad (6.1)$$

Nyní uvažme, že k výměně tepla dochází na elementárním úseku teplosměnné plochy o délce  $dy$ . Tato situace je znázorněna na obrázku 6.3. Z předpokladu, že průběh teploty na elementárním úseku  $dy$  je lineární, lze teplotu tekutiny 1 ve vzdálenosti<sup>3</sup>  $[y+dy]$  vyjádřit pomocí prvních 2 členů Taylorovy řady:

$$T_1[y + dy] = T_1[y] + \frac{dT_1}{dy} dy \quad (6.2)$$

Potom výkonová bilance (analogie k rovnici 6.1) má tvar:

$$\dot{m}_1 c_1 (T_1[y] - T_1[y + dy]) = -\dot{m}_1 c_1 \frac{dT_1}{dy} dy = dP \quad (6.3)$$

Nechť tekutina 1 předává teplo tekutině 2 (o hmotnostním průtoku  $\dot{m}_2$  a konstantní měrné tepelné kapacitě  $c_2$ ) proudící ve stejném směru. Na úseku  $dy$  tedy tekutina 2 přijme tepelný výkon  $dP$  a příslušnou výkonovou bilanci lze zapsat jako:

$$-\dot{m}_2 c_2 \frac{dT_2}{dy} dy = -dP \quad (6.4)$$

Výkon  $dP$  lze pro ustálený stav vyjádřit pomocí hustoty tepelného toku.

$$dP = \dot{q} dS \quad (6.5)$$

$dS$  označuje elementární teplosměnnou plochu. Dle obrázku 6.3 tedy odpovídá ploše pláště vytknutého válce, tj.  $dS = o dy$ , kde  $o$  značí obvod kruhové podstavy válce a  $dy$  jeho výšku. Hustota tepelného toku je úměrná teplotnímu rozdílu tekutin 1 a 2. Výsledný vztah pro výkon  $dP$  potom nabývá tvaru:

$$dP = k (T_1 - T_2) o dy, \quad (6.6)$$

kde  $k$  reprezentuje celkový součinitel přestupu tepla z tekutiny 1 skrze stěnu trubky do tekutiny 2 (konvekce - vedení tepla - konvekce).

Pro výše popsany případ sdílení tepla mezi tekutinami 1 a 2 dostáváme následující soustavu diferenciálních rovnic, které přísluší počáteční podmínky  $T_1[y = 0]$  a  $T_2[y = 0]$ .

$$\begin{aligned} -\dot{m}_1 c_1 \frac{dT_1}{dy} &= k (T_1 - T_2) o \\ \dot{m}_2 c_2 \frac{dT_2}{dy} &= k (T_1 - T_2) o \end{aligned} \quad (6.7)$$

<sup>3</sup>Teplota tekutiny je po celém průřezu stejná.

Pokud bychom provedli stejné odvození, avšak s uvažováním protiproudého uspořádání, dostali bychom modifikovanou soustavu rovnic (6.9). Ta vychází z předpokladu, že tekutina 2 proudí v kladném směru osy  $y$  a tekutina 1 ve směru opačném. Tato skutečnost se projeví změnou rovnice (6.3) na následující tvar:

$$\dot{m}_1 c_1 (T_1[y + dy] - T_1[y]) = \dot{m}_1 c_1 \frac{dT_1}{dy} dy = dP \quad (6.8)$$

Výslednou soustavu rovnic<sup>4</sup> pro protiproudé uspořádání můžeme zapsat jako:

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 c_1 \frac{dT_1}{dy} &= k (T_1 - T_2) o \\ \dot{m}_2 c_2 \frac{dT_2}{dy} &= k (T_1 - T_2) o \end{aligned} \quad (6.9)$$

Problematika stanovení počátečních podmínek pro výše uvedené diferenciální rovnice je blíže popsána v části 6.3.2.

### B) Změna fáze jednoho média

Nyní uvažujme, že médium 2 (voda), prochází změnou fáze. To odpovídá situaci ve výparníku HRSG. Tepelný výkon  $dP$  předávají spaliny směsi vody a páry, jejíž teplota je rovna teplotě sytosti a zůstává konstantní. V průběhu vypařování se mění suchost směsi. Suchost udává hmotnostní podíl suché páry ve směsi (viz vzorec (6.10)). Pro sytou kapalinu tedy platí  $x = 0$ , pro sytou páru  $x = 1$ . Teplo potřebné pro přeměnu 1 kg kapaliny zahřáté na bod varu v sytou páru se nazývá měrné výparné teplo  $l_v$ . Určí se jako rozdíl entalpie syté páry  $h''$  a syté kapaliny  $h'$ , a je tedy funkcí tlaku.

$$x = \frac{m_{syta\ para}}{m_{syta\ para} + m_{kapalina}} \quad (6.10)$$

$$l_v[p] = h''[p] - h'[p] \quad (6.11)$$

Pro potřeby sestavení modelu je průběh suchosti na malém elementárním úseku zlinearován. Pokud tekutina 2 přijme na úseku  $dy$  tepelný výkon od tekutiny 1 o velikosti  $dP$ , pak dojde ke změně suchosti  $dx$  podle:

$$\frac{dP}{\dot{m}_2 l_v} = dx \quad (6.12)$$

V rozmezí  $0 \leq x \leq 1$  a s uvažováním protiproudého uspořádání lze psát následující soustavu diferenciálních rovnic<sup>4</sup>. Teplota  $T_2$  je konstantní a odpovídá teplotě sytosti pro daný tlak, při němž probíhá odpařování.

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 c_1 \frac{dT_1}{dy} &= k (T_1 - T_2) o \\ \frac{dx}{dy} \dot{m}_2 l_v &= k (T_1 - T_2) o \end{aligned} \quad (6.13)$$

K uvedené soustavě diferenciálních rovnic náleží počáteční podmínky  $T_1[y = 0]$  a  $x[y = 0]$ .

<sup>4</sup>Zkrácený zápis.  $T_1 = T_1[y]$ ,  $T_2 = T_2[y]$  a  $x = x[y]$

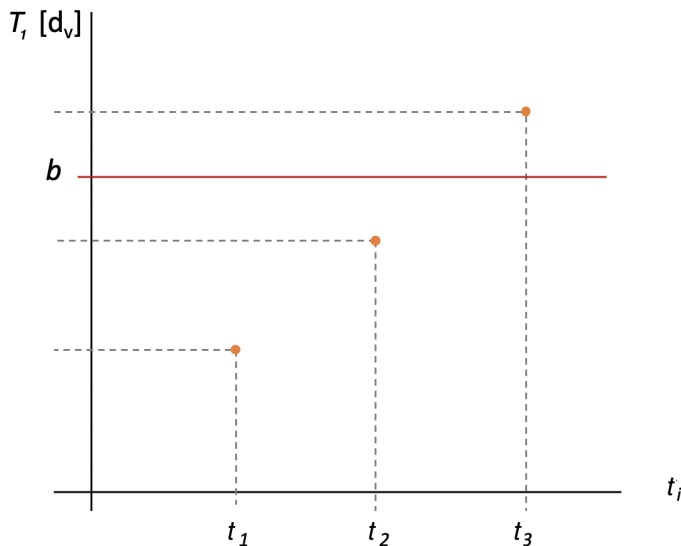
### 6.3.2 Metoda střelby

V protiproudém uspořádání nejsou k dispozici klasické počáteční podmínky pro soustavu diferenciálních rovnic (6.9), tj.  $T_1[y = 0]$  a  $T_2[y = 0]$ . Zadané hodnoty v protiproudém výměníku jsou vstupní teploty tekutin 1 a 2, které ale vstupují do výměníku na opačném konci. Známé fyzikální okrajové podmínky pro délku potrubí výměníku  $d_v$  jsou tedy  $T_2[y = 0]$  a  $T_1[y = d_v]$ .

Pro řešení okrajové úlohy se využívají numerické metody, např. metoda střelby [28]. Metoda střelby spočívá v odhadu ("nastřelení") počáteční podmínky a její korekci dle známé hodnoty v bodě mimo počátek. Princip a postup metody spočívá zjednodušeně v následujících krocích.

0. Máme soustavu diferenciálních rovnic, např. soustavu 6.9. Známe hodnoty  $T_2[y = 0] = a$  a  $T_1[y = d_v] = b$ , hodnotu  $T_1[y = 0]$  neznáme.
1. Odhad počáteční podmínky  $T_1[y = 0] = t_i$
2. Řešení soustavy rovnic s počátečními podmínkami  $T_2[y = 0] = a$  a  $T_1[y = 0] = t_i$ . Výsledkem jsou průběhy  $T_1[y]$  a  $T_2[y]$ .
3. Kontrola řešení v bodě  $d_v$ . Pokud  $T_1[y = d_v] = b$ , pak byl odhad  $T_1[y = 0] = t_i$  správný. Pokud ne, je nutno provést nový odhad (zpět na bod 1).

Grafické znázornění metody střelby nabízí graf níže. Na horizontální ose se nachází odhadované hodnoty počáteční podmínky  $T_1[y = 0] = t_i$ . Na vertikální osu jsou vyneseny hodnoty  $T_1[y = d_v]$  pro zvolené  $t_i$ . Cílem je správným odhadem  $t_i$  získat  $T_1[y = d_v] = b$ . Z grafu je patrné, že správný odhad  $t_i$  se nachází mezi odhady  $t_2$  a  $t_3$ .



Obrázek 6.4: Ilustrace k metodě střelby.

Využití metody střelby při řešení okrajové úlohy (tj. nalezení řešení soustavy diferenciálních rovnic, které splňuje okrajové podmínky) v konkrétních částech HRSG je blíže popsáno v následující podkapitole.



### 6.3.3 Rovnice modelu

Ve spalínovém výměníku dochází k izobarickému ohřevu vody na sytou, popř. přehřátou, páru. Model HRSG je sestaven ze 3 částí: ekonomizéru, výparníku a přehříváku. Důvodem je odlišnost procesů v jednotlivých částech (ohřev, var, ohřev). Vzhledem k tomu, že parametry vody na vstupu do HRSG, konkrétně hmotnostní průtok a tlak, se mohou měnit, mění se i délka jednotlivých částí. Rozhraní mezi částmi průtočného HRSG není pevně (konstrukčně) dáno.

Rovnice popisující danou část vychází z odvození výše. Index  $v$ , resp.  $sp$ , náleží vodě/páře, resp. spalínám. Souřadnicový systém je zaveden tak, že voda/pára teče v kladném smyslu osy  $y$  a spaliny proti. Pro řešení diferenciálních rovnic je počátek dané části ztotožněn s počátkem souřadnic ( $y=0$ ). Kromě rovnic jsou níže uvedeny také okrajové podmínky a postup při metodě střelby. Při simulaci průtočného HRSG je nutné začít s řešením v přehřívací části - teplota spalín je totiž známá pouze na vstupu do přehříváku.

#### Přehřívák

Do přehříváku vstupuje sytá pára a je dále přehřívána. Soustava diferenciálních rovnic vychází ze soustavy (6.9).

$$\begin{aligned} \dot{m}_{sp} c_{sp} \frac{dT_{sp}}{dy} &= k (T_{sp} - T_v) o \\ \dot{m}_v c_v \frac{dT_v}{dy} &= k (T_{sp} - T_v) o \end{aligned} \quad (6.14)$$

Znamé okrajové podmínky jsou: vstupní teplota páry  $T_v[y=0] = T_{sat}[p]$  a vstupní teplota spalín (dle zdroje)  $T_{sp}[y = d_{SUP}] = T_{spIN}$ , kde  $d_{SUP}$ <sup>5</sup> je zvolená délka přehříváku.

Ve vytvořeném programu (příloha C) je problém okrajové úlohy řešen následovně: je vytvořena funkce<sup>6</sup>  $T_d = f[T_{poc}]$ , která představuje hodnotu  $T_{sp}[y = d_{SUP}]$  získanou řešením soustavy diferenciálních rovnic s odhadnutou počáteční podmínkou  $T_{sp}[y = 0] = T_{poc}$  a známou počáteční podmínkou  $T_v[y = 0] = T_{sat}$ . Správná počáteční podmínka  $T_{SUP0}$  je získána jakožto řešení rovnice  $T_d[T_{poc}] = T_{spIN}$ . Tato počáteční podmínka představuje vstupní teplotu spalín do výparníku.

#### Výparník

Do výparníku vstupuje sytá kapalina a vystupuje sytá pára. Dochází zde ke změně fáze 1 teplosného média, a proto soustava diferenciálních rovnic vychází ze soustavy (6.13). Teplota sytosti  $T_{sat}[p]$  a měrné výparné teplo  $l_v[p]$  odpovídají příslušnému tlaku.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{sp} c_{sp} \frac{dT_{sp}}{dy} &= k (T_{sp} - T_{sat}) o \\ \frac{dx}{dy} \dot{m}_v l_v &= k (T_{sp} - T_{sat}) o \end{aligned} \quad (6.15)$$

<sup>5</sup>Přehřívák, anglicky SUPERHEATER.

<sup>6</sup>Názvy funkcí jsou pro větší přehlednost ilustrativní. V programu se názvy mohou lišit.

Znamé okrajové podmínky jsou: vstupní suchost  $x[y = 0] = 0$ , výstupní suchost  $x[y = d_{EVA}] = 1$  a vstupní teplota spalin (získaná v sekci Přehřívák)  $T_{sp}[y = d_{EVA}] = T_{SUP0}$ . Délka výparníku  $d_{EVA}$ <sup>7</sup> není známa.

Oproti přehříváku a postupu při metodě střelby vyloženém v podkapitole 6.3.2 se okrajová úloha komplikuje, jelikož není předem známa délka výparníku. Ve vytvořeném programu (příloha C) je problém okrajové úlohy řešen následovně: pro odhadnutou počáteční podmínku teploty spalin  $T_{poc}$  a (známou) počáteční podmínku suchosti  $x[y = 0] = 0$  je vyřešena soustava (6.15). Z vypočteného průběhu  $x[y]$  je stanovena délka výparníku  $d_{EVA}$  jakožto řešení rovnice  $x[y] = 1$  (na konci výparníku je suchost rovna 1). Tímto způsobem je vytvořena funkce  $D[T_{poc}]$ , která udává délku výparníku pro různé počáteční podmínky  $T_{poc}$ . Následně je vyčísleno řešení soustavy (6.15),  $T_{sp}[y]$ , s odhadnutou počáteční podmínkou  $T_{poc}$  v bodě  $D[T_{poc}]$  čili na konci výparníku. Takto je sestavena funkce  $T_d[T_{poc}]$ , která představuje teplotu spalin na konci výparníku s uvažováním počáteční podmínky  $T_{poc}$ . Správná počáteční podmínka  $T_{EVA0}$  je získána jakožto řešení rovnice  $T_d[T_{poc}] = T_{SUP0}$ . Tato hodnota odpovídá zároveň vstupní teplotě spalin do ekonomizéru. Délka výparníku se získá dosazením nalezené počáteční podmínky do funkce  $D[T_{poc}]$ .

### Ekonomizér

Ekonomizér je část spalínového výměníku, do nějž vstupuje voda o dané teplotě  $T_{NV}$  (dle teploty napájecí nádrže) a ohřívá se na teplotu sytosti. Soustava diferenciálních rovnic vychází ze soustavy (6.9).

$$\begin{aligned} \dot{m}_{sp} c_{sp} \frac{dT_{sp}}{dy} &= k (T_{sp} - T_v) o \\ \dot{m}_v c_v \frac{dT_v}{dy} &= k (T_{sp} - T_v) o \end{aligned} \quad (6.16)$$

Znamé okrajové podmínky jsou: vstupní teplota vody  $T_v[y = 0] = T_{NV}$ , výstupní teplota vody  $T_v[y = d_{EKO}] = T_{sat}$  a vstupní teplota spalin (získaná v sekci Výparník)  $T_{sp}[y = d_{EKO}] = T_{EVA0}$ . Délka ekonomizéru  $d_{EKO}$  není známa.

Metoda střelby je aplikována analogicky jako v případě výparníku. Je znám stejný počet okrajových podmínek.

## 6.4 Součinitel prostupu tepla

V rovnicích výše vystupuje součinitel prostupu tepla  $k$ . V případě průchodu tepla rovinnou stěnou byl vzorec pro určení  $k$  odvozen v sekci 2.4 (rovnice 2.32). Tento vztah lze za předpokladu, že tloušťka stěny trubky  $\delta$  je mnohem menší než průměr trubky  $d$ , použít i pro průchod tepla stěnou trubky [13]. Uvedený předpoklad je pro modelovaný HRSG splněn.

<sup>7</sup>Výparník, anglicky EVAPORATOR.

Součinitel tepelné vodivosti oceli se pohybuje (dle složení) v rozmezí  $\lambda = 13 - 60 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$  [17]. Tloušťka stěny ocelové trubky je přibližně 2-3 mm. Tepelný odpor stěny vyjádřený podílem  $\frac{\delta}{\lambda}$  je v porovnání s tepelným odporem na rozhraní spaliny-stěna trubky mnohem menší, a proto se při výpočtu tepelných výměníků často zanedbává [17]. Vztah (2.32) lze tudíž dále zjednodušit do tvaru (6.17).

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_v} + \frac{1}{k_z \alpha_{sp}}} \quad (6.17)$$

Součinitel prostupu tepla  $k$  je vztažen k teplosměnné ploše<sup>8</sup>  $A_1$  dané poloměrem vnitřní trubky. Koeficient  $k_z$  udává poměr vnější plochy vnitřní trubky  $A_2$ , zvětšené žebrováním, ku ploše bez žebrování  $A_1$ . Vzorec<sup>9</sup> (6.17) je použit pro oblasti HRSG ekonomizér a přehřívák.

Problematika přestupu tepla při varu byla přiblížena v podkapitole 2.3.1. Vypařování při proudění v trubce je složitý proces, při němž mohou nastat různé druhy varu s odlišnými koeficienty přestupu tepla. Rozmezí součinitele přestupu tepla pro var vody je  $3\,000 - 120\,000 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  [12]. Podrobné studium procesu varu v trubce není předmětem této diplomové práce. Proto je zaveden předpoklad, že se součinitel přestupu tepla při varu vody  $\alpha_v$  pohybuje v řádech deseti tisíců  $\text{W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ . Vzhledem k tomu, že součin  $k_z \alpha_{sp}$  nabývá hodnot  $300-600 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ , bude zlomek  $\frac{1}{\alpha_v}$  ve výsledném vztahu pro  $k$  zanedbán. I pro nízký odhad  $\alpha_v = 20\,000 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  a  $(k_z \alpha_{sp}) = 500 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  bude relativní chyba menší než 3 %. Pro výparník HRSG je tedy součinitel prostupu tepla vyjádřen vztahem:

$$k = k_z \alpha_{sp} \quad (6.18)$$

Typické rozmezí velikosti celkového součinitele prostupu tepla pro průtočné HRSG je (40 - 60)  $\text{W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  [29]. Těchto hodnot je s použitými korelacemi a při zadání  $k_z = 1$  rovněž dosaženo.

## 6.5 Korelace pro přestup tepla

Pro určení součinitele prostupu tepla je nutné znát součinitele přestupu tepla konvekcí ze strany vody/páry  $\alpha_v$  a ze strany spalin  $\alpha_{sp}$ . Jak bylo zmíněno v kapitole 2.3, velikost součinitele přestupu tepla se vypočítá pomocí vztahu (6.19).

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d_{char}} \quad (6.19)$$

Při určování Nusseltova čísla  $Nu$  se vychází z korelací vytvořených pro konkrétní případ proudění tekutiny. Jedná se o kriteriální funkce dalších bezrozměrných podobnostních čísel představených v kapitole 2.3.

<sup>8</sup>Při určování ploch je tloušťka stěny zanedbána.

<sup>9</sup>Zjednodušený vzorec. Konkrétní návrh geometrie žebrování (a tedy výpočet účinnosti žebra atd.) není předmětem této diplomové práce.

### 6.5.1 Součinitel přestupu tepla ze spalin

Pro válec (trubku) obtékaný tekutinou ve směru kolmém na osu válce byla nalezena v literatuře [15] následující korelace.

$$Nu = C Re_D^m Pr^{1/3} \quad (6.20)$$

Konstanty  $C$  a  $m$  závisí na velikosti Reynoldsova čísla a jejich hodnoty jsou uvedeny v tabulce 6.2. Reynoldsovo číslo  $Re_D$  se stanovuje pro charakteristický rozměr  $d_{char}$ , který v tomto případě odpovídá průměru válce [15]. Veškeré termodynamické vlastnosti se určují pro tzv. teplotu filmu (tenká laminární vrstva tekutiny v blízkosti stěny) definovanou jako:

$$T_f = \frac{T_w + T_\infty}{2}, \quad (6.21)$$

kde  $T_w$  je teplota stěny a  $T_\infty$  je teplota tekutiny (spalin) daleko od stěny (kde se vliv stěny neprojevuje). Vzhledem k tomu, že součinitel přestupu tepla ze strany vody/páry je několikanásobně větší než ze strany spalin<sup>10</sup> a stěna trubky je tenká, bude teplota stěny ztotožněna s teplotou vody/páry uvnitř trubky.

Re [-]	C [-]	m [-]
0.4 - 4	0.989	0.330
4 - 40	0.911	0.385
40 - 4 000	0.683	0.466
4000 - 40 000	0.193	0.618
40 000 - 400 000	0.027	0.805

Tabulka 6.2: Koeficienty pro korelaci Nusseltova čísla. Hodnoty převzaty z [15].

### 6.5.2 Součinitel přestupu tepla z vody/páry

Jelikož ve spalinovém výměníku dochází ke změně fáze vody v sytou, popř. přehřátou, páru, jsou korelace pro přestup tepla uvedeny zvlášť pro jednotlivé části HRSG.

#### Ekonomizér

Pro turbulentní proudění uvnitř kruhového potrubí je použita korelace (6.22). Jedná se tvar obecnější korelace odpovídající ohřevu [12, 13, 15].

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (6.22)$$

Tato korelace je vhodná pro případy, kdy:  $0.6 \leq Pr \leq 160$ ,  $Re \geq 10\,000$  a  $\frac{L}{D} \geq 10$ . Tyto podmínky jsou pro proudění vody ekonomizérem splněny. Veškeré termodynamické vlastnosti se určují pro lokální střední<sup>11</sup> teplotu tekutiny [30]. Charakteristický rozměr je průměr trubky.

<sup>10</sup>i s uvažováním žebrování vnější plochy

<sup>11</sup>střední v daném průřezu

### Výparník

Rozmezí součinitele přestupu tepla pro var vody je  $3\,000 - 120\,000 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  [12]. Jak bylo vysvětleno v části 6.4, přesná hodnota  $\alpha_v$  při varu se ve výsledném vztahu (6.18) pro výpočet celkového součinitele prostupu tepla nebude uplatňovat.

### Přehřívák

Pro proudění přehřáté páry byla vybrána následující kritériální rovnice pro výpočet Nusseltova čísla [4]:

$$Nu = 0.0133 Re^{0.84} Pr^{0.33} \quad (6.23)$$

Veškeré termodynamické vlastnosti se určují pro lokální střední teplotu tekutiny. Charakteristický rozměr je průměr trubky.

## 6.6 Parametry teplonosných médií

Pro výpočet bezrozměrných podobnostních čísel (viz vztahy 2.23 až 2.26), a tedy součinitele přestupu tepla, je třeba znát hodnoty některých fyzikálních parametrů teplonosných médií. Jejich hodnoty či způsob jejich získání jsou uvedeny níže.

### 6.6.1 Parametry spalin

Přesné složení spalin zemního plynu na vstupu do HRSG není známo. Pro potřeby této diplomové práce byly vybrané fyzikální vlastnosti spalin převzaty z literatury [12], která uvádí hodnoty pro spaliny zemního plynu za atmosférického tlaku při koeficientu přebytku vzduchu 1,15. Objemovém složení spalin je: 71,44 %  $\text{N}_2$ , 8,22 %  $\text{CO}_2$ , 2,44 %  $\text{O}_2$ , 17,9 %  $\text{H}_2\text{O}$  [12].

T [°C]	$\rho$ [kg m <sup>3</sup> ]	$c_p$ [J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	$\mu$ [kg m <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup> ]	Pr [-]	$\lambda$ [W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
148,9	0,798	1135	$2,06 \cdot 10^{-5}$	0,694	0,034
260,0	0,631	1164	$2,45 \cdot 10^{-5}$	0,694	0,041
537,8	0,415	1248	$3,32 \cdot 10^{-5}$	0,694	0,060

Tabulka 6.3: Fyzikální vlastnosti spalin v závislosti na teplotě. Hodnoty převzaty z [12].

Pomocí interpolace (popř. extrapolace) dat z tabulky 6.3 jsou v programu zjišťovány hodnoty  $\rho[T]$ ,  $c_p[T]$ , atd. pro různé teploty  $T$ .

Při kalibraci modelu (viz část 6.7) bylo zjištěno, že výše uvedené hodnoty  $c_p[T]$  jsou nadhodnocené. Ve vlastním programu jsou hodnoty  $c_p[T]$  z tabulky 6.3 přenásobeny koeficientem 0,945. Získané výsledky jsou potom více ve shodě s daty od výrobce.

### 6.6.2 Parametry vody a páry

Potřebné fyzikální vlastnosti vody a páry ( $\rho, c_p, \nu, \lambda$ ) jsou získány v prostředí programu Mathematica Wolfram. Zabudovaná funkce "ThermodynamicData" vrací hodnotu výše zmíněných fyzikálních parametrů pro danou teplotu a tlak vody/páry. Jedná se o hodnoty pro vodu, která se nachází v oblasti kapaliny, nebo pro páru v oblasti přehřáté páry. Při dosažení teploty sytosti se tedy skokovitě změní hodnota. Funkce "ThermodynamicData" vrací požadované hodnoty pouze při připojení k internetu.

Tento způsob získávání dat byl vybrán proto, aby bylo možné získat parametry vody při libovolné teplotě a tlaku. Tímto způsobem je možné provádět simulace výměníku pro zvolený tlak (až do kritického tlaku). To představuje výhodu oproti interpolaci v nahraných datech s krokem tlaku např. 1 MPa.

### 6.6.3 Definiční teploty

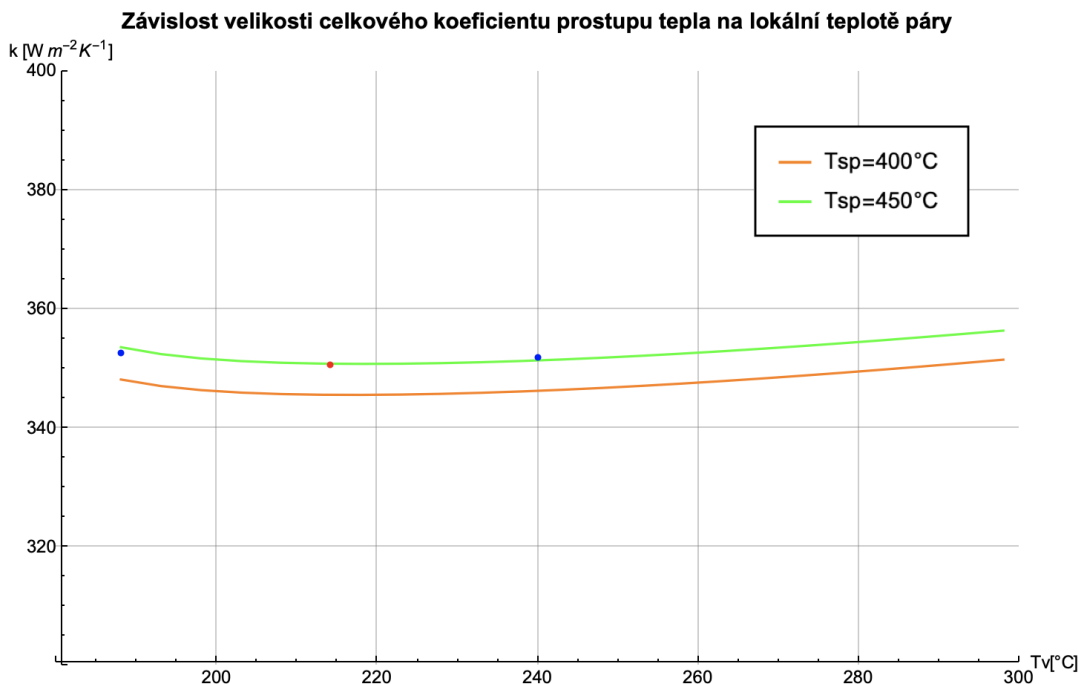
Výše zmíněné parametry vykazují závislost na teplotě (a tlaku). Důsledkem toho jsou součinitele přestupu tepla  $\alpha$  rovněž závislé na teplotě. Teplota obou médií se podél výměníku mění. Celkový součinitel prostupu tepla je tudíž funkcí souřadnice  $k[y]$ .

Respektování závislostí na teplotě všech parametrů by vedlo na řešení nelineárních soustav diferenciálních rovnic, což by přidalo na výpočetní náročnosti programu. Jak bude ukázáno níže, závislost součinitele prostupu tepla na teplotě (a tedy na souřadnici) není výrazná. Proto na daném úseku budou veškeré fyzikální parametry vypočítány pro jednu definiční teplotu. Ta bude pro daný úsek výměníku a danou tekutinu určena jako střední teplota dle vzorce:

$$T_{def} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}, \quad (6.24)$$

kde  $T_{in}$  je lokální teplota tekutiny na začátku dané části a  $T_{out}$  na konci úseku.

Graf na obrázku 6.5 zobrazuje velikost součinitele prostupu tepla v závislosti na lokální teplotě páry pro dvě různé lokální teploty spalin. Na základě údajů o vzorovém zařízení z tabulky 6.1 byly vypočítány lokální součinitele prostupu tepla na vstupu ( $T_v = 188^\circ C$ ,  $T_{sp} = 442^\circ C$ ) a výstupu ( $T_v = 240^\circ C$ ,  $T_{sp} = 456^\circ C$ ) přehříváku. Tyto hodnoty jsou do grafu umístěny jako modré tečky. Červená tečka reprezentuje hodnotu součinitele prostupu tepla vypočítanou pro střední teploty obou médií. Z grafu je tedy patrné, že střední součinitel prostupu tepla se od lokálních součinitelů prostupu tepla na začátku a konci přehříváku neliší o více než 1 %. Analogická analýza byla provedena pro ekonomizér vzorového HRSG a krajní lokální součinitelé prostupu tepla se od středního nelišily o více než 4%. Pro výparník se jednalo o rozdíl menší než 6%.



Obrázek 6.5: Závislost součinitele prostupu tepla na teplotě spalin a páry. Význam vyznačených bodů je vysvětlen výše. Pro větší přehlednost byla v grafu potlačena nula.

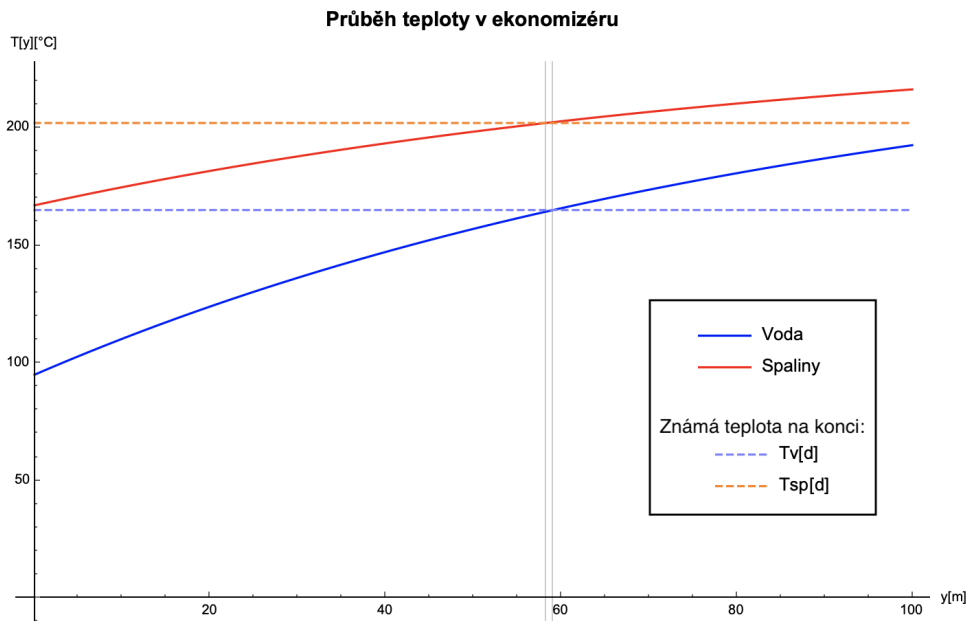
## 6.7 Kalibrace

Cílem kalibrace je zjistit délku potrubí, tj. délku vnitřní a vnější trubky modelovaného spalinového výměníku (konfigurace trubka v trubce). Za tímto účelem jsou využity informace o vzorovém zařízení (příloha A). Půjde o ekvivalentní délku potrubí  $l_{eq}$  modelovaného HRSG, na které se uskuteční stejný přenos tepla jako při jmenovitém stavu vzorového zařízení. Ekvivalentní délka tedy stanovuje, jak dlouhé musí být potrubí modelované konfigurace trubka v trubce, aby, stejně jako ve vzorovém HRSG, došlo k ohřevu a přeměně daného množství vody na přehřátou páru o daných parametrech se znalostí teploty a množství spalin na vstupu. Potřebné informace o jmenovitém stavu vzorového zařízení Aalborg Micro jsou obsaženy v tabulce 6.1.

Při stanovování potřebné délky daného úseku nemusí být použita metoda střelby, jelikož z tabulky 6.1 jsou známy klasické počáteční podmínky. Zároveň jsou známy i teploty na konci daného úseku. Se znalostí počátečních podmínek jsou vyřešeny příslušné soustavy diferenciálních rovnic. Jejich řešením jsou průběhy teplot vody/páry  $T_v[y]$  a spalin  $T_{sp}[y]$  podél dané části výměníku. Ekvivalentní délka dané části odpovídá hodnotě souřadnice  $y$ , při níž  $T_v[y]$ , resp.  $T_{sp}[y]$ , dosahuje známé teploty na konci dané části výměníku. V ideálním případě by tato délka byla v obou případech stejná. Ve výpočtech níže se získané ekvivalentní délky z pohledu spalin a vody/páry nepatrně liší. Důvodem je, že hodnoty fyzikálních parametrů vstupujících do výpočtů výrobce skoro jistě nejsou totožné s těmi použitými pro tuto práci. Jak bude ukázáno, rozdíl v ekvivalentních délkách z pohledu spalin a vody/páry je zanedbatelný. Níže jsou zobrazeny výsledky pro jednotlivé části výměníku. Program s výpočty je obsahem přílohy B.

### 6.7.1 Ekonomizér

Průběhy teplot v ekonomizéru jsou zobrazeny v grafu níže. Svislé čáry určují souřadnici, kdy  $T_v[y]$ , resp.  $T_{sp}[y]$ , dosáhne zadané teploty na výstupu. Pro vodu je tato délka 59,08 m, pro spaliny 58,25 m. Pokud jako délku ekonomizéru  $d_{EKO}$  vezmeme délku z pohledu vody, bude  $T_{sp}[d_{EKO}] = 202,36 \text{ °C}$ , oproti výrobcem uváděným  $202 \text{ °C}$ . Jedná se tedy o zanedbatelný rozdíl.



Obrázek 6.6: Průběh teploty v ekonomizéru.

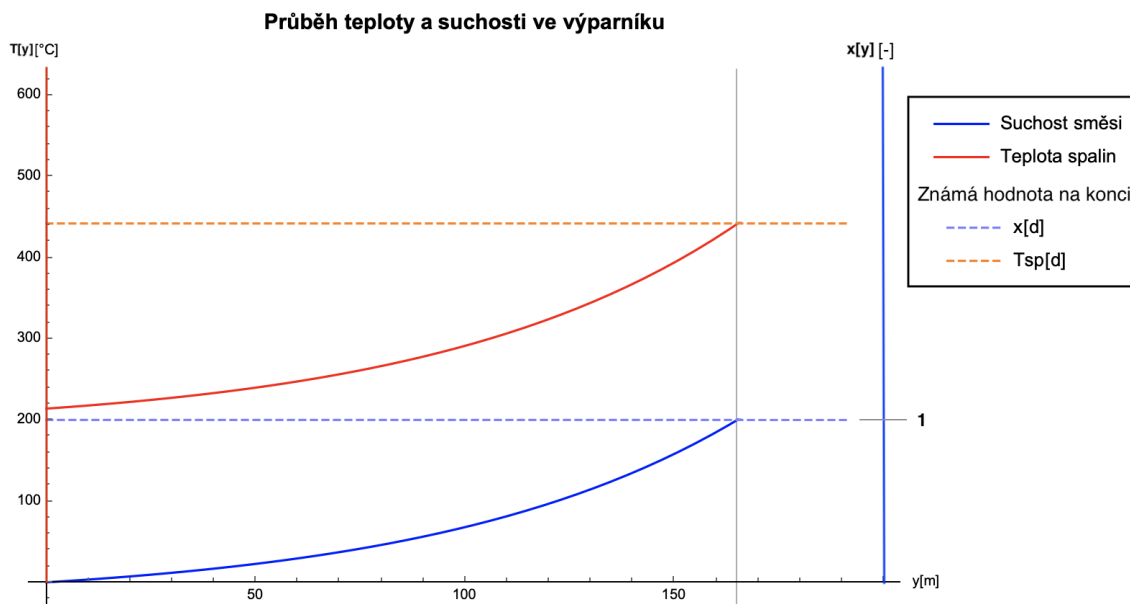
Stanovenou délku ekonomizéru je však nutné upravit. Dle definice výše je za ekonomizér v tomto modelu považována část HRSG, do níž vstupuje voda o určité teplotě a vystupuje voda zahřátá na bod varu (teplotu sytosti). Pro tlak 1,2 MPa je  $T_{sat} = 188 \text{ °C}$ . Teplota vody na výstupu z ekonomizéru výrobce dosahuje pouze  $165 \text{ °C}$ . Zbylý ohřev je v datech od výrobce započítán do části výparníku. Aby ekvivalentní délka ekonomizéru odpovídala definici pro tento model, je nalezena délka, při níž teplota vody dosahuje teploty sytosti. Tomu odpovídá  $d_{EKO} = 91,75 \text{ m}$  a  $T_{sp}[d_{EKO}] = 213,95 \text{ °C}$ . Teplota  $T_{sp}[d_{EKO}]$  představuje novou počáteční podmínku pro teplotu spaliny ve výparníku. Celkový předávaný tepelný výkon<sup>12</sup> v ekonomizéru je 251 kW.

### 6.7.2 Výparník

Stejným způsobem jako výše je stanovena také ekvivalentní délka výparníku. Průběh teploty spaliny a suchosti podél výparníku je vyneseno do grafu na obrázku 6.7. Délka, na níž suchost dosáhne koncové hodnoty  $x = 1$ , je 164,98 m. Spaliny dosáhnou známé teploty na konci výparníku ( $442 \text{ °C}$ ) ve vzdálenosti  $y = 165,11 \text{ m}$ . Pro  $d_{EVA} = 164,98 \text{ m}$  je teplota spaliny na konci výparníku  $T_{sp}[d_{EVA}] = 441,6 \text{ °C}$  oproti výrobcem uvedeným  $442 \text{ °C}$ . Tento rozdíl je opět zanedbatelný. Celkový předávaný tepelný výkon<sup>12</sup> ve výparníku činí 1249 kW.

<sup>12</sup>Hodnota není vzhledem k jinému pojetí ekonomizéru a výparníku s hodnotou udanou výrobcem porovnatelná.

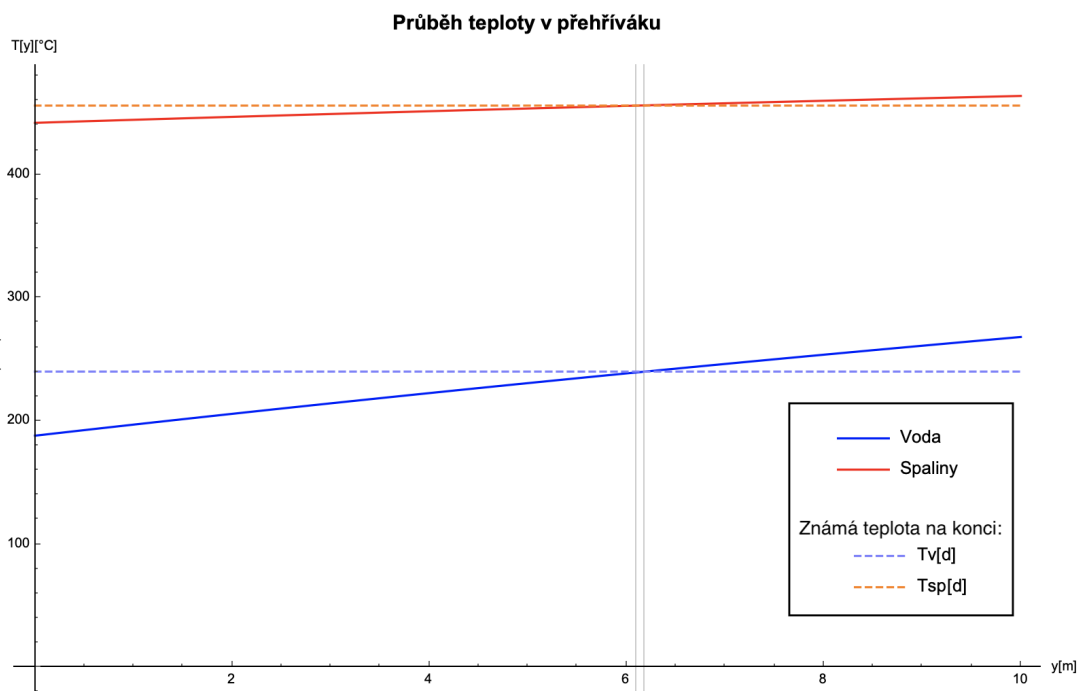




Obrázek 6.7: Průběh teploty a suchosti ve výparníku.

### 6.7.3 Přeřívák

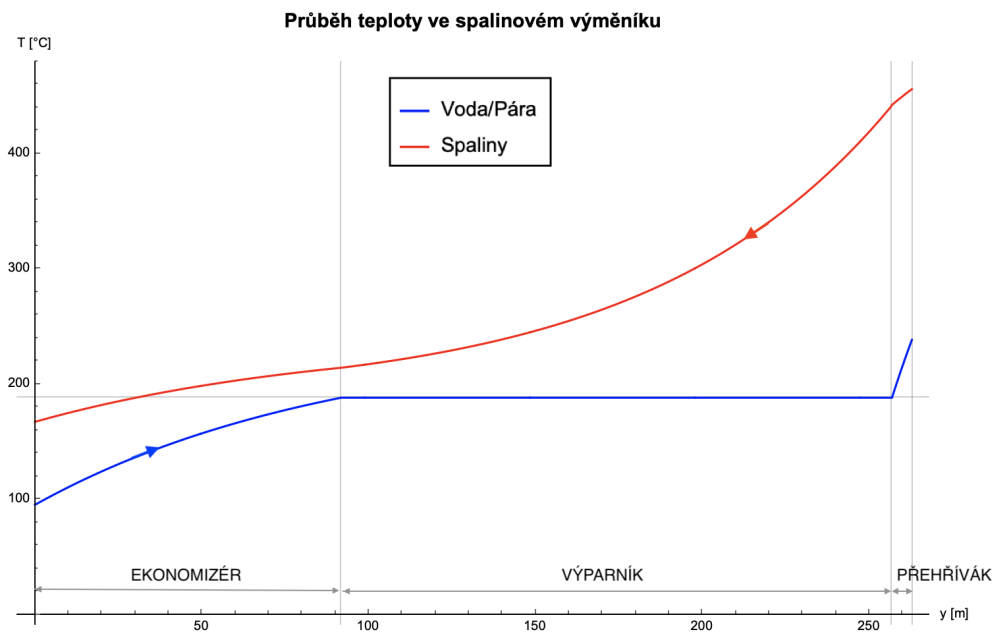
Analogicky je stanovena délka přeříváku. Průběh teploty spalin a páry podél přeříváku je vyneseno do grafu na obrázku 6.8. Ekvivalentní délka, na níž pára, resp. spaliny, dosáhne známé teploty na konci přeříváku, je 6,19 m, resp. 6,11 m. Pro  $d_{SUP} = 6,19$  m je teplota spalin na konci výparníku  $T_{sp}[d_{SUP}] = 456,17^\circ\text{C}$  oproti výrobcem uvedeným  $456^\circ\text{C}$ . Tento rozdíl lze opět považovat za zanedbatelný. Celkový předávaný výkon v přeříváku je 80 kW.



Obrázek 6.8: Průběh teploty v přeříváku.

### 6.7.4 Teplotní profil

Průběh teploty vody/páry a spalin podél celého výměníku, tzv. teplotní profil, je zobrazen níže. Svislé čáry představují hranice mezi jednotlivými částmi HRSG. Šipky naznačují směr proudění. Nejintenzivnější přestup tepla probíhá v přehříváku. Koeficient přestupu tepla konvekcí  $\alpha_v$  pro páru nabývá nižších hodnot než v ekonomizéru pro vodu, ale  $\alpha_{sp}$  ze strany spalin s teplotou spalin roste. Předávaný výkon je navíc úměrný teplotnímu rozdílu mezi médii, který je na tomto úseku největší. Celkový tepelný výkon namodelovaného spalinového výměníku je 1,58 MW. Odchylku 74 kW (zhruba 4,5 %) od celkového výkonu uvedeného výrobcem lze přisoudit mírně odlišným hodnotám fyzikálních parametrů ( $c_p, \rho, \dots$ ) vstupujících do výpočtů výše a výpočtů výrobce.



Obrázek 6.9: Teplotní profil při jmenovitém stavu vzorového HRSG

### 6.7.5 Ekvivalentní délka

Součet ekvivalentních délek jednotlivých částí HRSG, odpovídajících jmenovitému stavu vzorového zařízení, činí 262,92 m. Pro další úvahy bude uvažována zaokrouhlená hodnota. Výsledky kalibrace, tj. chybějící parametry modelovaného HRSG, jsou:

- Ekvivalentní délka potrubí (vnitřní i vnější trubky):  $l_{eq} = 263$  m
- Ekvivalentní teplosměnná plocha:  $S_{eq} = 41,3 \text{ m}^2$  (vnitřní trubka, vnitřní strana-bez žebrování)

## 6.8 Tlakové ztráty

Tlakové ztráty při proudění spalin pláštěm jsou zanedbány. Jejich výše má vliv především na plynovou část paroplynového cyklu, která je mimo hranici zkoumaného problému. Níže je popsán postup výpočtu tlakových ztrát při dopravě vody/páry potrubím HRSG.

### 6.8.1 Výpočet

Součinitel třecích ztrát  $\lambda_{tr}$  pro turbulentní proudění je určován pomocí Colebrookovy korelace (viz rovnice (3.13)). Drsnost povrchu trubky je uvažována  $\delta = 0.05$  mm. Zvolená konfigurace trubka v trubce horizontálního HRSG se skládá ze dvou koncentrických rovných trubek. V modelovaném HRSG tudíž nedochází ke tlakovým ztrátám vlivem místních odporů v ohybech, zúžením či rozšířením kanálu, atd. Je uvažován pouze místní ztrátový součinitel vtokem o velikosti  $\xi_m = 0,5$ .

Celková tlaková ztráta na úseku ekonomizéru a přehříváku je určena pomocí rovnice (3.14). Výpočet tlakových ztrát ve výparníku je značně komplikovanější, jelikož se jedná o dvoufázové proudění s proměnnou suchostí směsi. Tato problematika je nad rámec této diplomové práce, a tlaková ztráta ve výparníku tedy nebude stanovena. Velikost tlakové ztráty ve výparníku je dle údajů od výrobce (příloha A) o řád nižší než pro ekonomizér a přehřívák. Jejím zanedbáním tudíž nedojde k významné nepřesnosti.

### 6.8.2 Výsledky

Výsledné tlakové ztráty v namodelovaném HRSG při stavu shodném s jmenovitým stavem vzorového zařízení jsou shrnuty níže:

- Ekonomizér:  $\Delta p_z = 2,32$  kPa
- Přehřívák:  $\Delta p_z = 26,72$  kPa

V datech o vzorovém zařízení od výrobce (příloha A) jsou uvedeny i tlakové ztráty. V ekonomizéru činí 13 kPa, ve výparníku 2 kPa a v přehříváku 40 kPa. Z postupu při výpočtu tlakových ztrát, vyloženém v sekci 3.3.1, vyplývá, že velikost tlakových ztrát je mj. závislá na geometrickém uspořádání. Tlakové ztráty modelu jsou počítané pro zjednodušené geometrické uspořádání (bez dělení trubek do více řad a stočení do šroubovice) a odlišné průměry trubek. Nelze je tudíž s hodnotami uvedenými výrobcem přímo porovnávat.

Pro model HRSG byla zvolena stejná velikost průměru vnitřní trubky ve všech částech výměníku. V oblasti přehříváku se však běžně používá potrubí o větším průměru (viz vzorový HRSG). Jedním z důvodů je snížení tlakových ztrát. Sestavený model má především simulovat tepelnou výměnu. Neuvažuje tedy konstrukční úpravy pro minimalizaci tlakových ztrát, které reálná zařízení obsahují. Pro různé průtoky vody se navíc délka částí HRSG mění, proto nelze do modelu vytvořeného pro simulace zadefinovat, na jaké délce se má širší potrubí nacházet.

Vlivem tlakových ztrát při proudění vody/páry spalínovým výměníkem se změní entropie páry na jeho výstupu, tj. páry vstupující do turbíny. Tlakové ztráty o velikosti uvedené výše nezpůsobí zásadní změnu práce konané turbínou. I pro další simulované stavy zůstávají tlakové ztráty řádově stejné. Proto budou tlakové ztráty dále zanedbány.

## Kapitola 7

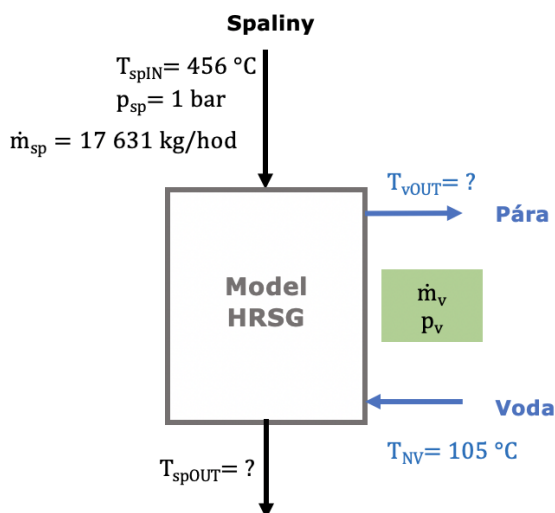
# Simulace činnosti spalínového výměníku

Vytvořený model spalínového výměníku slouží k simulaci jeho činnosti. Kalibrací pro jmenovitý stav vzorového zařízení byla stanovena ekvivalentní délka potrubí HRSG, a tedy celková teplosměnná plocha. Nyní budou při zachování teplosměnné plochy měněny vstupní parametry modelu a pozorovány změny na výstupu.

Princip simulace je schématicky znázorněn na obrázku 7.1. Parametry spalín na vstupu do HRSG jsou konstantní. Teplota vody na vstupu do HRSG odpovídá teplotě v napájecí nádrži. Změnou hmotnostního průtoku a tlaku vody uvnitř potrubí HRSG se bude měnit teplota páry a spalín na výstupu, a tudíž i množství rekuperovaného odpadního tepla ze spalín.

### 7.1 Program

Simulování spalínového výměníku se komplikuje tím, že se jedná o průtočný typ. Rozhraní mezi částmi HRSG není pevně dáno. Při změně parametrů vody na vstupu do HRSG, konkrétně hmotnostního průtoku a tlaku, se mění i délka jednotlivých částí (např. při větším  $\dot{m}_v$  se prodlouží ekonomizér a výparník), avšak celkový součet délek ekonomizéru, výparníku a přehříváku musí být roven ekvivalentní délce. Tělo programu, který simuluje činnost HRSG, lze rozdělit do 3 hlavních částí. Tyto části jsou představeny níže. Program je obsahem přílohy C.

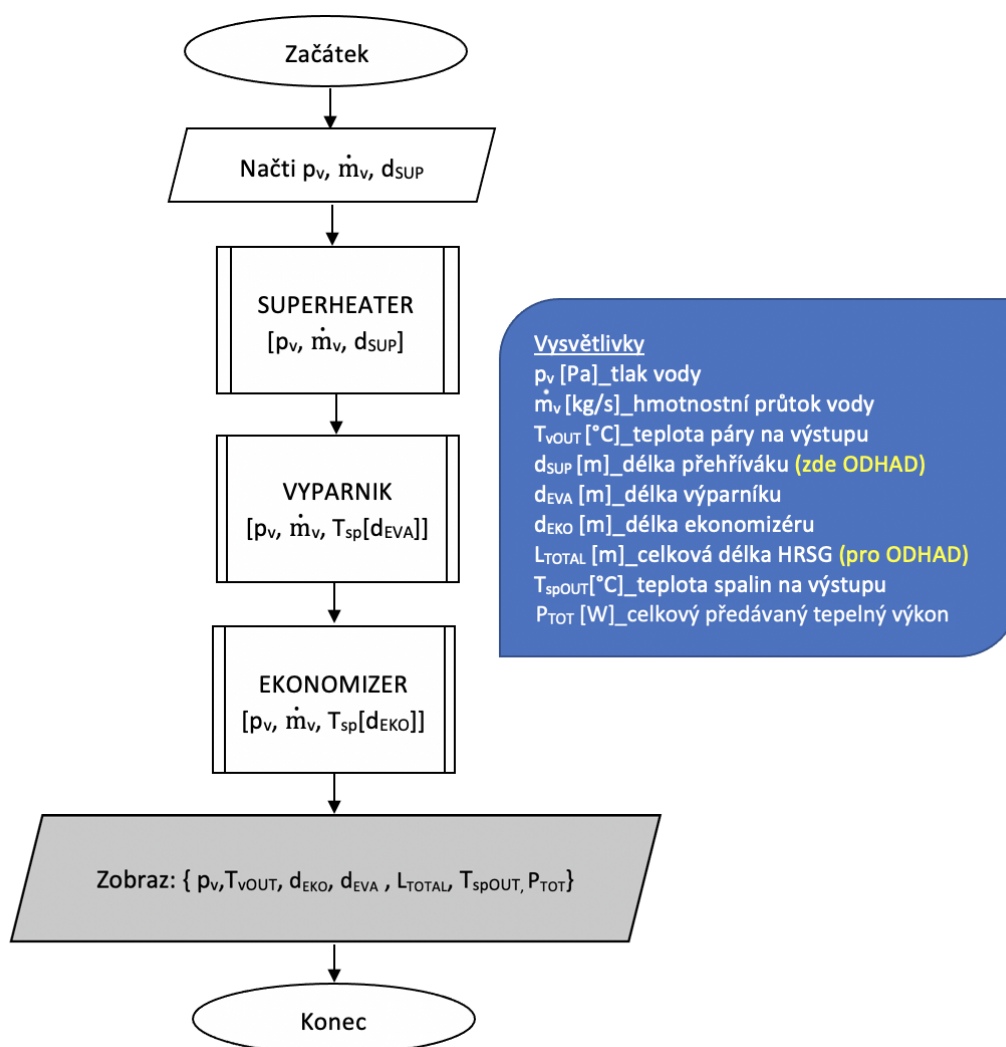


Obrázek 7.1: Simulace činnosti HRSG.

### 7.1.1 Podprogram MODEL

Tento podprogram řeší rovnice modelu popsané v části 6.3.3 při zadaném tlaku a hmotnostním průtoku vody. Průběh a stavbu tohoto programu zobrazuje vývojový diagram na obrázku 7.2.

Při simulaci průtočného HRSG je nutné začít s řešením v přehřívací části - teplota spalin je známa pouze na vstupu do přehříváku. Pro zvolenou (odhadnutou) délku přehříváku  $d_{SUP}$  je vyřešena soustava diferenciálních rovnic (6.14) s okrajovými podmínkami. Tím se v bloku SUPERHEATER mj. získá neznámá teplota páry na výstupu  $T_{vOUT}$  a teplota spalin na počátku přehříváku, která představuje vstupní teplotu spalin do výparníku a je předána další funkci VÝPARNÍK. Funkce VÝPARNÍK řeší soustavu diferenciálních rovnic (6.15) s okrajovými podmínkami. Výstupem je mj. potřebná délka odpařovací části  $d_{EVA}$  a teplota spalin na počátku výparníku. Tato teplota představuje vstupní teplotu spalin do ekonomizéru a je předána funkci EKONOMIZÉR, která řeší soustavu diferenciálních rovnic (6.16) s okrajovými podmínkami. Výstupem je mj. potřebná délka ekonomizéru  $d_{EKO}$  a teplota spalin na počátku ekonomizéru, která odpovídá  $T_{spOUT}$ . Důležitým výstupem podprogramu MODEL je součet délek všech částí HRSG.



Obrázek 7.2: Vývojový diagram podprogramu MODEL.

Před vyřešením soustavy diferenciálních rovnic s okrajovými podmínkami není známa teplota spalin (popř. páry) na konci a zároveň na začátku úseku. Nelze tudíž přesně určit definiční teplotu  $T_{def}$  potřebnou pro stanovení hodnot fyzikálních parametrů tekutin na daném úseku. Tento problém je možné řešit iteračně: odhadnout  $T_{def0}$  a vypočítat soustavu rovnic, z výsledků určit novou  $T_{def1}$  a proces několikrát opakovat. To však přidává na výpočetní náročnosti programu.

Měrná tepelná kapacita spalin a součinitel přestupu tepla ze strany spalin nevykazují pro dosahovanou rozmezí teplot v jednotlivých částech HRSG výraznou teplotní závislost. Proto je definiční teplota spalin na daném úseku odhadnuta (bez iteračního procesu). V přehříváku se spaliny zásadně neochladí, tudíž je na tomto úseku zvolena  $T_{def,sp} = T_{spIN}$ . Na úseku výparníku se spaliny mohou ochladit maximálně na teplotu varu  $T_{sat}$  vody uvnitř potrubí. Jejich teplota je reálně o něco vyšší. Definiční teplota spalin  $T_{def,sp}$  pro výparník je stanovena ze známé vstupní teploty a odhadnuté výstupní teploty spalin ( $T_{sat}[p] + 20^\circ\text{C}$ ). V ekonomizéru již opět nedochází k zásadnímu ochlazení spalin. Definiční teplota je zde stanovena následovně  $T_{def,sp} = T_{sp}[d_{eko}] - 10^\circ\text{C}$ , kde  $T_{sp}[d_{eko}]$  značí známou vstupní teplotu spalin.

Problém s určením definiční teploty se na straně vody/páry vyskytuje pouze v přehříváku, kde není předem známa teplota páry na výstupu  $T_{vOUT}$ . Zejména měrná tepelná kapacita páry zde vykazuje znatelnou teplotní závislost<sup>1</sup>. Proto je v rámci funkce SUPERHEATER aplikován výše popsaný iterační proces. Jako  $T_{def0}$  páry je zvolena teplota  $T_{sat} + 10^\circ\text{C}$  (rezerva  $10^\circ\text{C}$  zajišťuje, že se parametry budou bezpečně nacházet v oblasti přehřáté páry). S touto teplotou je provedeno řešení soustavy rovnic. Pokud se nová  $T_{def1}$  liší od  $T_{def0}$  o více než  $20^\circ\text{C}$ , pak je soustava rovnic pro přehřívák řešena ještě jednou, tentokrát s uvažováním  $T_{def1}$ . S ohledem na výpočetní náročnost celého programu (funkce SUPERHEATER je volána opakovaně) je výpočet opakován maximálně jednou. Pro několik vybraných případů došlo opravou  $T_{def0}$  na  $T_{def1}$  k výraznému zpřesnění výsledku  $T_{vOUT}$ . Následné iterace  $T_{def2}$  a  $T_{def3}$  přinesly zpřesnění o méně než  $4^\circ\text{C}$ .

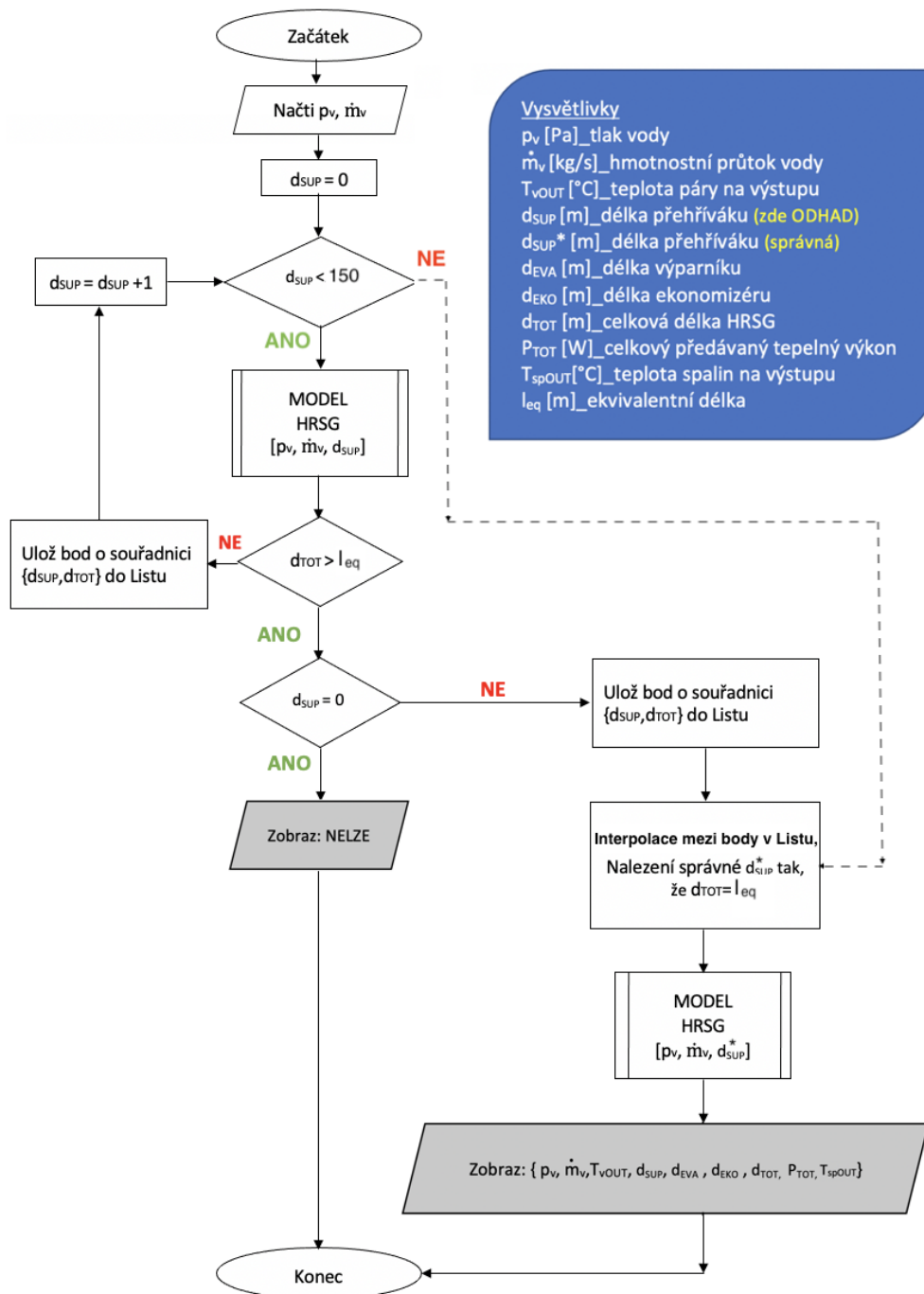
### 7.1.2 Podprogram CELKOVÁ DÉLKA

Podprogram CELKOVÁ DÉLKA<sup>2</sup> stanovuje délku přehřívací části HRSG pro dané  $p_v$  a  $\dot{m}_v$  tak, aby celkový součet všech částí odpovídal ekvivalentní délce  $l_{eq}$ . Stavbu tohoto programu zobrazuje vývojový diagram na obrázku 7.3. Během jeho chodu dochází k volání podprogramu MODEL, jenž byl představen výše.

Nejprve je odhadnuta délka přehříváku, začíná se na  $d_{SUP} = 0$ . Tento parametr vstupuje do podprogramu MODEL. Pro velké hmotnostní průtoky  $\dot{m}_v$  je tepelný výkon předávaný spalinami na teplosměnné ploše menší, než výkon potřebný pro ohřev  $\dot{m}_v$  na sytou páru. Pokud tedy součet délky ekonomizéru a výparníku  $d_{TOT}$  (při  $d_{SUP} = 0$ ) překračuje  $l_{eq}$ , pak je výstupem programu **NELZE** - daný  $\dot{m}_v$  při tlaku  $p_v$  nelze pomocí modelového HRSG ohřát ani na sytou páru. Proudění mokré páry na výstupu HRSG je z pohledu navazujícího parního oběhu nevyhovující.

<sup>1</sup>Změna  $T_{def}$  páry (pro konstantní tlak) o  $100^\circ\text{C}$  znamená změnu  $c$  o více než 20 %.

<sup>2</sup>v programu v příloze C pod zkráceným názvem delkaTOT



Obrázek 7.3: Vývojový diagram podprogramu CELKOVÁ DÉLKA.

Pokud  $d_{TOT} \leq l_{eq}$ , znamená to, že na teplosměnné ploše spalinového výměníku dojde k ohřátí vody alespoň na sytou páru. Bod o souřadnici  $[d_{SUP}, d_{TOT}]$  se uloží do seznamu s názvem List. Následně se zvýší odhad  $d_{SUP}$  a znovu proběhne výpočet v podprogramu MODEL.  $d_{SUP}$  se může zvyšovat až do 150 m. Tato horní mez představuje dostatečnou rezervu a nebude překročena. Pokud  $d_{TOT} > l_{eq}$ , pak dojde k opuštění cyklu. Bod o souřadnici  $[d_{SUP}, d_{TOT}]$  se uloží do seznamu s názvem List. Interpolací mezi uloženými body je vytvořena funkce  $d_{TOT} = f[d_{SUP}]$ . Správná délka  $d_{SUP}^*$  představuje řešení rovnice  $d_{TOT}[d_{SUP}] = l_{eq}$ . Nalezená  $d_{SUP}^*$  vstupuje do podprogramu MODEL a výstupem programu jsou vybrané veličiny (viz obr. 7.3 a 7.4).

Popsaným postupem je zajištěno, že pro volitelné parametry vody ( $p_v$  a  $\dot{m}_v$ ) je nalezena teplota páry  $T_{vOUT}$  na výstupu modelového HRSG. Ukázka výsledků programu CELKOVÁ DÉLKA, včetně mezivýstupů v podobě hodnot uložených do seznamu List, je k vidění níže.

Hodnoty v listu:

dSUP [m] (odhad)	dTOT [m] (pro odhad)
0	195.537
1	203.172
2	211.052
3	219.2
4	227.638
5	236.392
6	245.494
7	254.979
8	264.889

Mezi těmito odhady dSUP se musí nacházet správné řešení dSUP\*, protože  $l_{eq} = 263$  m

Výsledné řešení:

p [Pa]	mv [kg/s]	TvOUT [°C]	dSUP [m]	dEVA [m]	dEKO [m]	dTOT [m]	Ptot [W]	TspOUT [°C]
2 000 000	0.59	265.915	7.81285	160.281	94.9056	263.	$1.47444 \times 10^6$	185.281

Obrázek 7.4: Ukázka výstupů podprogramu CELKOVÁ DÉLKA.

### 7.1.3 Podprogram VÝSTUP z HRSG

Do výše zmíněných podprogramů vstupovala vždy dvojice parametrů  $p_v$  a  $\dot{m}_v$ . Velikost hmotnostního průtoku vody, který je možné v modelovém HRSG izobaricky ohřát alespoň na sytou páru, je na tlaku vody  $p_v$  závislá. To je patrné např. z obrázku 7.8 níže.

S rostoucím tlakem vody ve spalinovém výměníku roste i teplota sytosti  $T_{sat}[p_v]$ . Následkem toho klesá teplotní rozdíl mezi spaliny a mokrou parou při varu ve výparníku, což limituje předávaný tepelný výkon. Pro vyšší hodnoty  $\dot{m}_v$  (než určitá mezní hodnota) nedojde na teplosměnné ploše modelového HRSG k ohřevu vody na sytou páru. Z druhé strany je možné hmotnostní průtok vody spalínovým výměníkem omezit z hlediska maximální teploty páry uvnitř potrubí  $T_{MAX}$ . S klesajícím  $\dot{m}_v$  se pára přehřívá na vyšší teplotu.

Do podprogramu VÝSTUP tudíž vstupuje pouze hodnota tlaku vody a následně je určeno rozmezí  $\dot{m}_{MIN} \leq \dot{m}_v \leq \dot{m}_{MAX}$ . Pro 10 hodnot  $\dot{m}_v$  v tomto intervalu je volán podprogram CELKOVÁ DÉLKA a jsou zobrazeny výsledky. Pokud pro  $\dot{m}_{vi}$  výstup programu CELKOVÁ DÉLKA zní "NELZE" nebo  $T_{vOUTi} > T_{MAX}$ , je i-tý výsledek smazán. Zavedením intervalu pro hmotnostní průtok při každém tlaku zvlášť je docíleno toho, že nebude podprogram CELKOVÁ DÉLKA opakovaně volán pro nevhodné  $\dot{m}_v$ , čímž se zkrátí výpočetní doba.

Přesné určení mezních hodnot hmotnostního průtoku vody je možné provést iteračně: s určitým krokem zvyšovat  $\dot{m}_v$  a určit  $\dot{m}_{MIN}$  jako  $\dot{m}_v$ , při němž je  $T_{vOUT} = T_{MAX}$ , a  $\dot{m}_{MAX}$  jako  $\dot{m}_v$ , při němž je  $T_{vOUT} = T_{sat}[p_v]$  (při  $d_{SUP} = 0$  a zároveň výsledkem programu CELKOVÁ DÉLKA není "NELZE"). Tímto postupem však dochází k mnohonásobnému volání podprogramu CELKOVÁ DÉLKA a v rámci něho opět k mnohonásobnému volání podprogramu MODEL, což prodlužuje výpočetní dobu programu VÝSTUP. Z tohoto důvodu jsou spodní a horní mez intervalu pro daný tlak určeny orientačně.



Maximální přijatelná hodnota hmotnostního průtoku vody odpovídá stavu, kdy na výstupu HRSG proudí sytá pára. Průtok  $\dot{m}_{MAX}$  je odhadnut pomocí výkonové bilance výparníku při  $d_{SUP} = 0$ . Spaliny vstupují do výparníku o známé teplotě  $T_{spIN}$ . Ve výparníku se mohou ochladit maximálně na teplotu  $T_{sat}[p_v]$ . Ve výpočtu je uvažována rezerva  $\Delta T = 10^\circ\text{C}$  nad  $T_{sat}[p_v]$ . Tepelný výkon předaný spaliny ve výparníku slouží k přeměně  $\dot{m}_{MAX}$  syté vody na sytou páru.

$$\dot{m}_{MAX}[p_v] = \frac{c_{sp} \dot{m}_{sp} (T_{spIN} - (T_{sat}[p_v] + \Delta T))}{l_v[p_v]} \quad (7.1)$$

Minimální hodnota hmotnostního průtoku vody je odhadnuta z celkové bilance HRSG při ohřevu páry na maximální teplotu<sup>3</sup>  $T_{vOUT} = T_{MAX}$ . Do HRSG vstupuje voda o entalpii  $h_{NV}$  a vystupuje přehřátá pára o entalpii  $h_{MAX}$ , odpovídající tlaku  $p_v$  a  $T_{MAX} = 400^\circ\text{C}$ . Je zaveden předpoklad, že spaliny se ochladí na teplotu  $T_{sat}[p_v] - \Delta T$ , zde  $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ .

$$\dot{m}_{MIN}[p_v] = \frac{c_{sp} \dot{m}_{sp} (T_{spIN} - (T_{sat}[p_v] - \Delta T))}{h_{MAX} - h_{NV}} \quad (7.2)$$

Meze odhadnuté pomocí výkonových bilancí jsou pouze orientační. Při vypočítaném  $\dot{m}_{MIN}$  může dojít k překročení či nedosažení  $T_{MAX}$ . Stejně tak odhadnutý  $\dot{m}_{MAX}$  může být příliš velký, tj. na výstupu HRSG bude proudit mokrá pára. Tento případ je ošetřen v podprogramu CELKOVÁ DÉLKA výstupem "NELZE".

Ukázka výsledků podprogramu VÝSTUP je k vidění na obrázku 7.5. Z 10 hodnot v odhadnutém intervalu  $\langle \dot{m}_{MIN}, \dot{m}_{MAX} \rangle$  splňovalo výše popsané podmínky 5 hodnot  $\dot{m}_v$ . Krajní hodnoty, tj. první a poslední hmotnostní průtok, se k přesným mezím blíží.

p [Pa]	mv [kg/s]	TvOUT [°C]	dSUP [m]	dEVA [m]	dEKO [m]	dTOT [m]	Ptot[W]	TspOUT [°C]
2 000 000	0.53576	363.986	25.0154	154.138	83.8464	263.	$1.45982 \times 10^6$	190.165
2 000 000	0.556185	326.961	16.9731	157.403	88.6236	263.	$1.46937 \times 10^6$	187.988
2 000 000	0.576609	292.027	11.0763	159.365	92.5591	263.	$1.47702 \times 10^6$	186.278
2 000 000	0.597034	257.1	6.40429	160.59	96.0056	263.	$1.47897 \times 10^6$	184.818
2 000 000	0.617458	232.421	2.73409	161.239	99.0265	262.999	$1.48981 \times 10^6$	183.558

Obrázek 7.5: Ukázka výstupů podprogramu VÝSTUP z HRSG volaného pro  $p_v = 2\text{MPa}$ .

Stanovení přibližného intervalu pro každý tlak  $p_v$  (oproti volání funkce CELKOVÁ DÉLKA vždy pro pevné rozmezí, které by pokrylo vhodné hmotnostní průtoky při všech zkoumaných tlacích  $p_v$ ) vede na zkrácení výpočetní doby. Navíc lze zavést předpoklad, že pracovní bod spalinového výměníku se nebude pohybovat v blízkosti krajních hodnot intervalu  $\langle \dot{m}_{MIN}, \dot{m}_{MAX} \rangle$  kvůli zachování rezervy pro nenávrhové stavy, a tudíž přesná znalost mezí není pro navazující výpočty v rámci parního oběhu nezbytně nutná.

<sup>3</sup>Jedná se o odhadnutou hodnotu. Přesné konstrukční řešení s omezeními danými vlastnostmi materiálů není předmětem této diplomové práce.

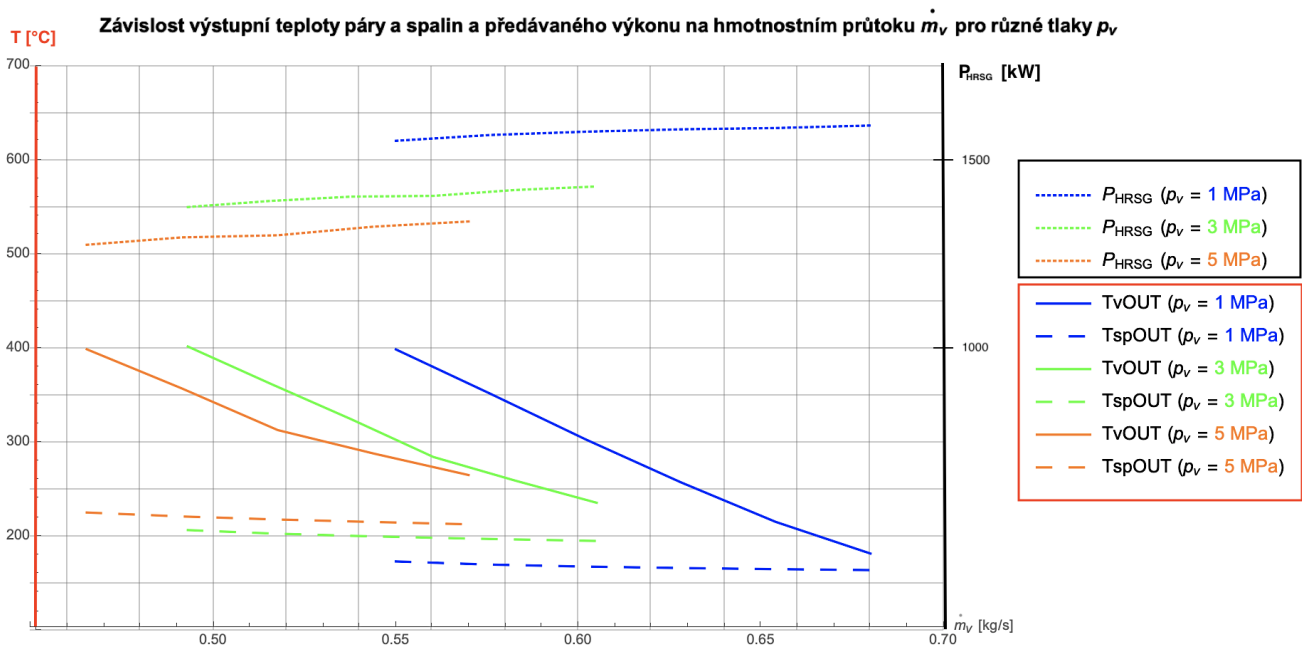
## 7.2 Výstupy simulace činnosti HRSG

Vybrané průběhy ze simulace činnosti spalínového výměníku jsou zobrazeny a popsány níže.

### 7.2.1 Výstupní teploty spalín a páry a předávaný výkon

Pro ověření správné funkce vytvořeného programu byl vytvořen graf na obrázku 7.6. Jedná se o analogii ke grafu 3.7 použitého pro vysvětlení funkce obecného protiproudého výměníku, ovšem s uvažováním mezi hmotnostního průtoku skrze HRSG. S rostoucím  $\dot{m}_v$  roste předávaný výkon  $P_{HRSG}$  a výstupní teplota spalín  $T_{spOUT}$  a páry  $T_{vOUT}$  klesá. To je v souladu s teorií.

Z grafu lze vyčíst i závislost na tlaku vody/páry proudící spalínovým výměníkem. Při vyšším tlaku  $p_v$  mají spaliny na výstupu HRSG vyšší teplotu. Výkon předávaný spalínovým výměníkem tedy s rostoucím tlakem vody klesá. Bližší vysvětlení příčiny tohoto jevu obsahuje následující podkapitola. S rostoucím tlakem klesá také maximální hmotnostní průtok vody, který lze pomocí namodelovaného HRSG ohřát na sytou páru.

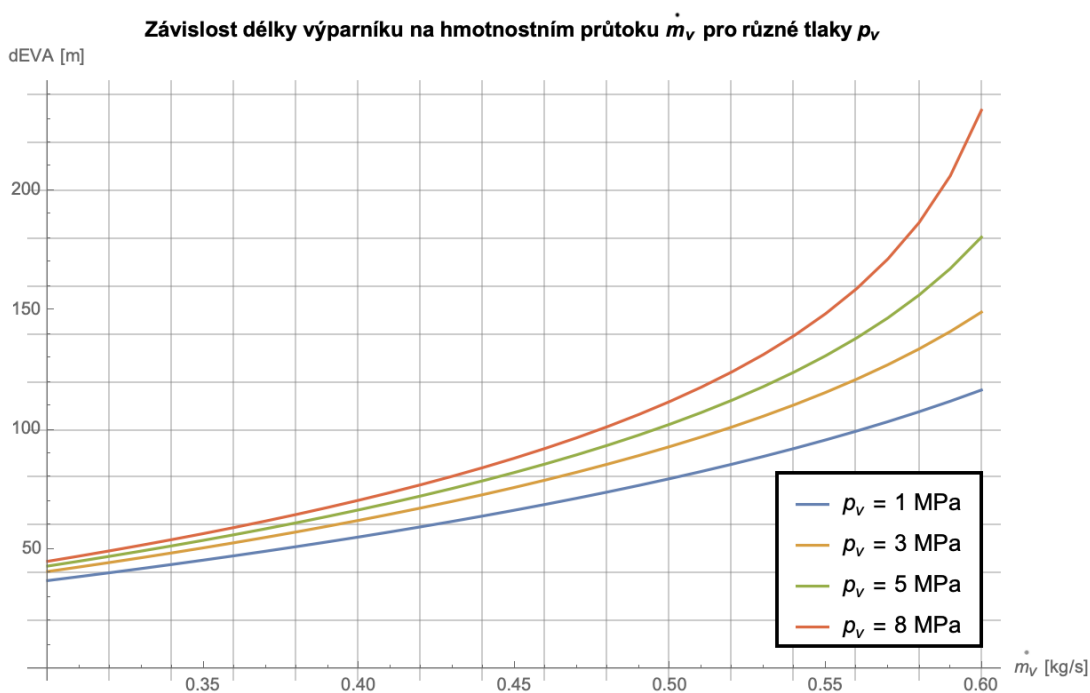


Obrázek 7.6: Závislost výstupních teplot spalín a páry a předávaného výkonu na hmotnostním průtoku vody v namodelovaném HRSG. Pozn. pro větší přehlednost byla v grafu potlačena nula a byly vytvořeny 2 různé osy pro teplotu a tepelný výkon.

### 7.2.2 Délka výparníku

Graf na obrázku níže zobrazuje závislost délky výparníku na hmotnostním průtoku vody  $\dot{m}_v$  při různých tlacích  $p_v$ . Jedná se o délky výparníku s uvažováním stejné vstupní teploty spalín. Dle očekávání potřebná délka potrubí (tj. velikost teplosměnné plochy) s rostoucím  $\dot{m}_v$  také roste. Za povšimnutí stojí závislost délky výparníku na tlaku  $p_v$  (při  $\dot{m}_v = \text{konst.}$ ). Při zvýšení tlakové hladiny ovlivní přestup tepla dva protichůdné jevy. Měrné výparné teplo s rostoucím

tlakem klesá. Pro přeměnu stejného množství syté kapaliny na sytou páru je tedy třeba menší výkon předaný spaliny. To by vedlo ke snížení délky výparníku. S rostoucím tlakem  $p_v$  ale roste teplota sytosti. Výkon předávaný ze spalin mokré páře při varu ve výparníku je úměrný teplotnímu rozdílu mezi těmito tekutinami. Při vyšší teplotě sytosti tento teplotní rozdíl klesá a přístup tepla je zhoršen. Tento jev převažuje, a tak délka výparníku s rostoucím tlakem (při  $\dot{m}_v = \text{konst.}$ ) také roste. Výsledky simulace odpovídají teoretickým předpokladům z podkapitoly 4.2. Pokles výkonu předávaného spaliny výměníkem  $P_{HRSG}$  s rostoucím tlakem vody/páry uvnitř potrubí je patrný rovněž z grafu na obrázku 7.6. Z tohoto důvodu pracují HRSG často na více tlakových hladinách.



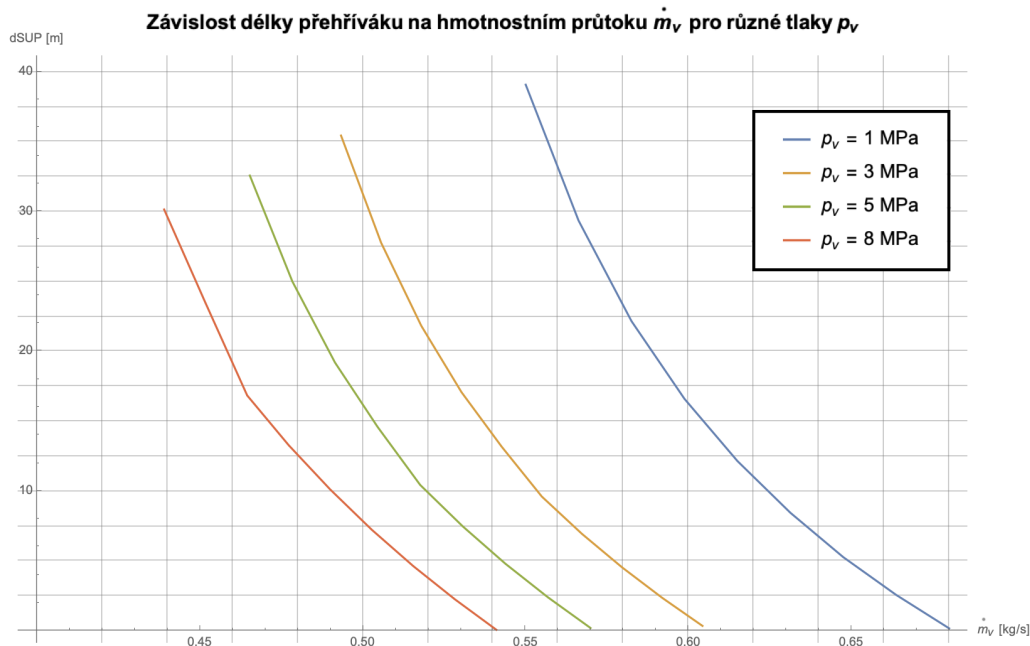
Obrázek 7.7: Závislost délky výparníku na hmotnostním průtoku vody (vybrané rozmezí) pro různé tlaky. Teplota spalin na vstupu je konstantní. Výsledek simulace pouze části výparníku. Pozn.: pro větší přehlednost byla v grafu potlačena nula.

Průběhy na obrázku 7.7 odpovídají činnosti výparníku jako samostatné části, nikoliv jako součásti celého HRSG. Byly vytvořeny s uvažováním konstantní vstupní teploty spalin. Při modelování činnosti HRSG, jakožto celku, tento předpoklad není splněn. Pro různé hmotnostní průtoky se mění délka přehříváku, a tedy i teplota spalin vstupujících do výparníku. Následkem toho může nastat situace, kdy i pro nižší tlak (při  $\dot{m}_v = \text{konst.}$ ) je potřebná delší vypořovací část.

Například při  $\dot{m}_v = 0,54$  kg/s je pro  $p_v = 3$  MPa délka přehříváku  $d_{SUP} = 13,97$  m a pro  $p_v = 5$  MPa je  $d_{SUP} = 5,58$  m. Spaliny na vstupu výparníku budou mít při  $p_v = 3$  MPa teplotu  $433^\circ\text{C}$  a při  $p_v = 5$  MPa teplotu  $446^\circ\text{C}$ . Při stejné vstupní teplotě by byla délka výparníku při 3 MPa kratší než při 5 MPa. Vzhledem k odlišné vstupní teplotě je ale  $d_{EVA}[3 \text{ MPa}] = 153\text{m}$  a  $d_{EVA}[5 \text{ MPa}] = 148\text{m}$ .

### 7.2.3 Délka přehříváku

V grafu na obrázku 7.8 je vynesena závislost délky přehříváku na hmotnostním průtoku vody/páry  $\dot{m}_v$  spalínovým výměníkem. S rostoucím  $\dot{m}_v$  se prodlužují i potřebné délky ekonomizéru a výparníku, a na přehřívání tudíž zbývá kratší část potrubí. Při tvorbě tohoto grafu byly meze  $\langle \dot{m}_{MIN}, \dot{m}_{MAX} \rangle$  určeny přesně.  $\dot{m}_{MAX}$  tedy odpovídá stavu, kdy na výstupu HRSG proudí sytá pára ( $d_{SUP} = 0$  m). Při  $\dot{m}_{MIN}$  dojde k ohřevu páry na  $T_{MAX} = 400^\circ\text{C}$ . Z grafu je patrné, že vhodná rozmezí  $\langle \dot{m}_{MIN}, \dot{m}_{MAX} \rangle$  se pro různé tlaky  $p_v$  liší.



Obrázek 7.8: Závislost délky přehříváku na hmotnostním průtoku vody/páry pro různé tlaky. Výsledek simulace HRSG jakožto celku. Pozn.: pro větší přehlednost byla v grafu potlačena nula.

### 7.2.4 Zhodnocení modelu HRSG

Z výstupů programů (obr. 7.5) a grafů výše vyplývá, že vytvořený model velmi dobře odpovídá teoretickým předpokladům, a to i přes zavedená zjednodušení. Vlivem poměrně komplikovaného výpočtu dochází v některých případech k malým nepřesnostem.

Na obrázku 7.5 si lze povšimnout, že se v některých případech programu nepodaří najít parametry HRSG tak, aby délka potrubí odpovídala přesně ekvivalentní délce. Při hledání těchto parametrů se funkci v programu Mathematica s názvem *FindRoot* zadává počáteční odhad. Jeho zpřesněním pro konkrétní případ by došlo i k zpřesnění výsledku. V podprogramu CELKOVÁ DÉLKA se nachází stejný odhad pro všechny zkoumané případy. Důsledkem toho dochází k malým nepřesnostem, ale program je více univerzální (není nutno odhady specifikovat pro každý případ). Objevené odchylky od ekvivalentní délky se pohybují v rádech cm či dm, a lze je tudíž považovat za zanedbatelně malé.

# Kapitola 8

## Model parního oběhu

Tato kapitola se zabývá sestavením modelu parní části paroplynového oběhu. Spalinový výměník zprostředkovává výměnu tepla mezi spaliny a vodou, která se ohřívá na sytou, popř. přehřátou, páru. Získání parametrů páry na výstupu spalinového výměníku pro zvolené vstupní hodnoty bylo předmětem předchozích kapitol. Tyto parametry nyní představují vstupy do modelu parního oběhu. Cílem této části je určit výkon parní turbíny a potažmo elektrický výkon dodávaný do sítě.

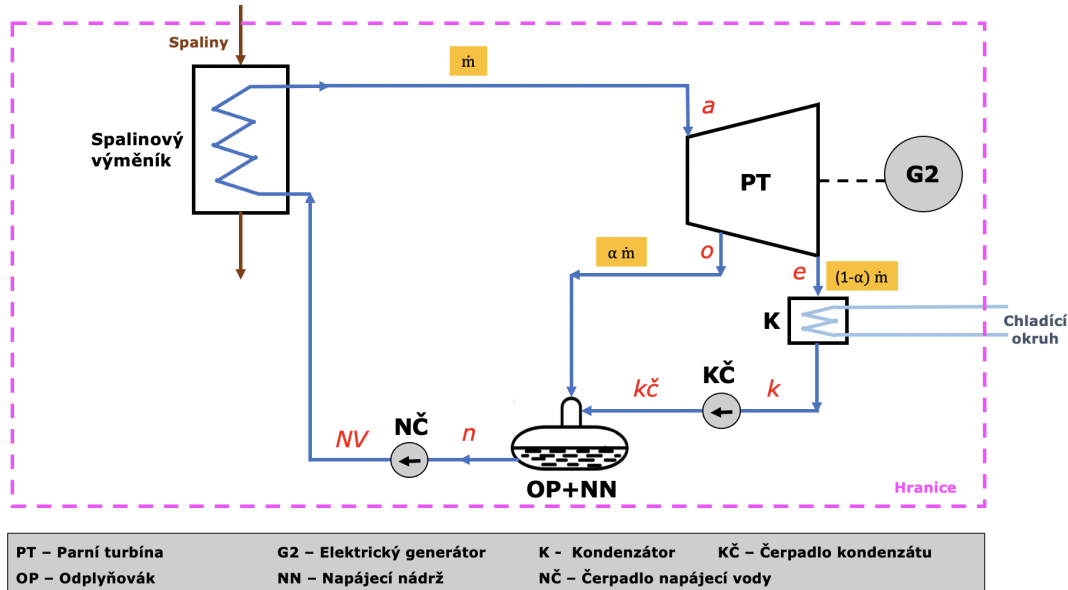
### 8.1 Zapojení oběhu

Zvolené schéma zapojení parní části paroplynového oběhu je k vidění na obrázku 8.1. Jedná se o modifikaci základního zapojení na obr. 1.1 pro realizaci Clausius-Rankineova parního cyklu. Toto schéma obsahuje navíc napájecí nádrž s odplyňovákem. Odplyňovák je směšovací výměník, v němž dochází k ohřevu vody na teplotu sytosti za účelem jejího odplynění. Přítomnost plynů rozpuštěných ve vodě je nežádoucí, jelikož mj. zhoršují přestup tepla a způsobují korozi. Při ohřevu vody na teplotu varu se plyny pohlcené vodou uvolní a lze je odvést [18]. Jak je naznačeno v obrázku 8.1, odplyňovák bývá většinou součástí napájecí nádrže.

Možností odplynění napájecí vody je více. Vodu v napájecí nádrži lze ohřát pomocí odběrové páry z turbíny nebo ostré (admisní) páry, popř. elektricky. Ve výše uvedených případech se jedná o termické odplynění, tj. odstranění plynů pomocí ohřevu vody na mez varu. Dále existují i možnosti chemického odplynění. Pro tuto práci bylo zvoleno odplynění pomocí odběrové páry.

Před a za napájecí nádrží se v parních obězích často nachází ještě soustavy (kaskády) nízkotlakých a vysokotlakých regeneračních ohříváků. Jejich účelem je zvýšení účinnosti parního cyklu. Pro další zvýšení účinnosti se v praxi využívá také přihřívání páry. Tyto modifikace nebyly do oběhu zařazeny. Podrobný návrh jejich začlenění do oběhu by vedl na technickoekonomickou optimalizaci, která není předmětem této diplomové práce.

Modelový parní oběh je znázorněn na obrázku 8.1. Pára na výstupu ze spalínového výměníku expanduje v parní kondenzační turbíně s regulovaným odběrem. Část hmotnostního průtoku páry ( $\alpha \dot{m}$ ) expanduje pouze na tlak  $p_o$ . Tato odběrová pára je přiváděna do odplyňováku. Zbýlá část páry expanduje na tlak  $p_e$  v kondenzátoru, kde dochází ke kondenzaci. Následně je kondenzát čerpadlem KČ stlačen na vyšší tlakovou úroveň (odpovídající  $p_o$ ) a veden do odplyňováku, kde probíhá izobarické směšování kondenzátu a odběrové páry. Odplyněná voda je poté stlačena čerpadlem NČ na tlak ve spalínovém výměníku, v němž probíhá izobarický ohřev.



Obrázek 8.1: Blokové schéma parní části paroplynového oběhu.

## 8.2 Zvolené hodnoty

Zvolené hodnoty pro výpočet parního oběhu jsou souhrnně uvedeny v tabulce 8.1. Tlak v kondenzátoru byl zvolen ve výši 5 kPa, což představuje typickou hodnotu pro vodou chlazené kondenzátory. Tlak odběrové páry byl zvolen s ohledem na proces odplynění napájecí vody. Pro zvolený tlak  $p_o = 121$  kPa je teplota sytosti 105 °C. Při této teplotě je odplynění běžně prováděno [18, 31]. Teplota napájecí vody vstupující do spalínového výměníku je dostatečně vysoká, aby se předešlo poklesu teploty spalín pod rosny bod (diskutováno v sekci 4.2).

Účinnosti byly zvoleny na základě hodnot uvedených v literatuře [4, 8]. Izoentropická účinnost turbíny  $\eta_s$  respektuje, že expanze neprobíhá dokonale izoentropicky. Mechanické ztráty v rotujícím tělese jsou započítány zavedením účinnosti mechanické  $\eta_m$ . Elektrický generátor převádí mechanickou energii na elektrickou s účinností  $\eta_G$ .

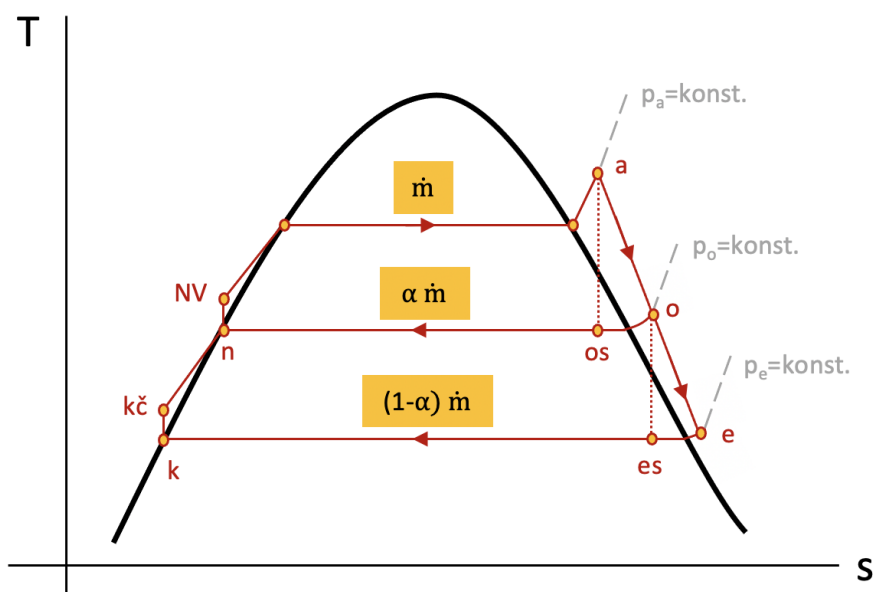
Stlačení čerpadly je považováno za izoentropické. Důvodem pro toto zjednodušení je fakt, že výkon potřebný pro chod čerpadel je v porovnání s výkonem na svorkách generátoru jen několik jednotek procent. Změna potřebného výkonu čerpadel (v případě  $\eta_{cerp} < 1$ ), tak má na výslednou práci oběhu zanedbatelný vliv.

Veličina		Jednotka	Hodnota
Tlak v kondenzátoru	$p_e$	kPa	5
Tlak odběrové páry	$p_o$	kPa	121
Izoentropická účinnost turbíny	$\eta_s$	[-]	0.85
Mechanická účinnosti turbíny	$\eta_m$	[-]	0.99
Účinnost generátoru	$\eta_G$	[-]	0.97

Tabulka 8.1: Tabulka hodnot pro parní oběh.

### 8.3 Matematický model

Jednotlivé děje během parního cyklu lze zobrazit v T-s diagramu. T-s diagram odpovídající řešenému parnímu oběhu (viz obr. 8.1) se zvýrazněnými klíčovými body je znázorněn níže. Běžně se hodnoty měrné entropie, popř. měrné entalpie, v T-s diagramu vztahují na jeden kilogram pracovní látky. V tomto případě však různými částmi oběhu proudí jiný hmotnostní tok vody/páry. Proto je T-s diagram do jisté míry pouze ilustrační.



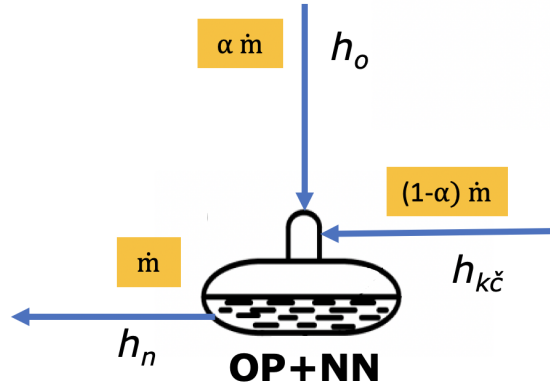
Obrázek 8.2: T-s diagram řešeného parního oběhu.

#### 8.3.1 Odvození rovnic

Základní předpoklady pro sestavení matematického modelu parního oběhu jsou:

- Ohřev a kondenzace probíhají za stálého tlaku.
- Tlakové ztráty při dopravě pracovní látky potrubím jsou zanedbány.
- Komprese čerpadla je izoentropická.
- Výkon čerpadla je stanoven pouze jako výkon potřebný pro stlačení pracovní látky. Výkon pro překonání tlakových ztrát při dopravě pracovní látky potrubím, popř. výkon pro dopravu tekutiny do odlišné výšky, není uvažován.

Rovnice modelu parního oběhu vychází teorie vyložené v kapitole 1.1. Na tomto místě bude uvedena pouze výkonová bilance napájecí nádrže s odplynovákem. Situaci znázorňuje obrázek 8.3.



Obrázek 8.3: Ilustrace pro sestavení výkonové bilance napájecí nádrže s odplynovákem.

Do odplynováku vstupuje kondenzát stlačený na tlak  $p_o$  a odběrová pára o tlaku  $p_o$ . Dochází zde k izobarickému směšování. Odběrová pára při tomto procesu kondenzuje a předává vodě skupenské teplo kondenzace. Z turbíny je odebrána taková část celkového hmotnostního průtoku páry  $\alpha$ , aby se voda v napájecí nádrži ohřála na mez varu (pro odplynění). Tomu odpovídá následující výkonová bilance:

$$(1 - \alpha) \dot{m} h_{kc} + \alpha \dot{m} h_o = \dot{m} h_n \quad (8.1)$$

Část celkového hmotnostního průtoku  $\alpha$ , kterou je nutné dodávat do odplynováku, lze vyjádřit z výkonové bilance výše:

$$\alpha = \frac{h_n - h_{kc}}{h_o - h_{kc}} \quad (8.2)$$

### 8.3.2 Rovnice modelu

V HRSG probíhá izobarický ohřev napájecí vody na přehřátou páru. Měrné teplo přivedené do oběhu (ze spalin) se určí jako

$$q_p = h_a - h_{NV} , \quad (8.3)$$

kde  $h_a$  a také  $p_a$ ,  $T_a$  a  $s_a$  jsou známé hodnoty (výstupy ze simulace HRSG).

Voda z napájecí nádrže o tlaku  $p_o$  je stlačena napájecím čerpadlem NČ na tlak  $p_a$ . Čerpadlo při tom vykoná měrnou práci  $w_{NC}$ . Pro měrnou entalpii napájecí vody (NV) platí:

$$h_{NV} = h_n + w_{NC} = h_n + v_n (p_a - p_o) , \quad (8.4)$$

přičemž hodnoty entalpie a měrného objemu v bodě  $n$  odpovídají hodnotám syté vody při tlaku  $p_o$  (viz obr. 8.2). Čerpadlo, dle zavedených předpokladů výše, pracuje izoentropicky.



Bod  $os$  v T-s diagramu 8.2 reprezentuje konečný bod expanze v ideálním případě, kdy by probíhala izoentropicky. Vzhledem k tomu, že adiabatická expanze v reálné turbíně není vratná, dochází k přírůstku entropie a expanze do tlaku  $p_o$  skončí v bodě  $o$ . Analogicky probíhá další expanze na tlak kondenzátoru  $p_e = p_k$ . Určení entalpie v bodech  $e$  a  $o$  vychází z entalpií v bodech  $es$  a  $os$  a z hodnoty izoentropické účinnosti turbíny  $\eta_s$ .

$$h_o = h_a - \eta_s (h_a - h_{os}) \quad (8.5)$$

$$h_e = h_o - \eta_s (h_o - h_{es}) \quad (8.6)$$

Teplo se z oběhu odvádí izobaricky v kondenzátoru. Hmotnostní podíl  $\alpha$  se určí pomocí vzorce 8.2.

$$|q_o| = (1 - \alpha) (h_e - h_k) \quad (8.7)$$

Kondenzát o tlaku  $p_e = p_k$  je stlačen čerpadlem KČ na tlak  $p_o$ . Čerpadlo při tom vykoná měrnou práci  $w_{kc}$ . Pro měrnou entalpii vody za čerpadlem kondenzátu platí:

$$h_{kc} = h_k + w_{kc} = h_k + v_k (p_o - p_k), \quad (8.8)$$

přičemž hodnoty entalpie a měrného objemu v bodě  $k$  odpovídají hodnotám syté vody při tlaku  $p_k$  (viz obr. 8.2). Čerpadlo, dle zavedených předpokladů výše, pracuje izoentropicky.

Měrnou práci turbíny a čerpadel lze vyjádřit jako:

$$w_{turb} = (h_a - h_o) + (1 - \alpha) (h_o - h_e) \quad (8.9)$$

$$w_{cerp} = (h_{NV} - h_n) + (1 - \alpha) (h_{kc} - h_k) \quad (8.10)$$

Výsledný vztah pro výkon parní turbíny potom nabývá tvaru

$$P_{turb} = \dot{m}_v w_{turb}. \quad (8.11)$$

S uvažováním mechanických ztrát v soustrojí turbína - rotor generátoru na společné hřídeli a ztrát v generátoru při konverzi mechanické energie na elektrickou, lze vyjádřit výkon na svorkách generátoru G2 následovně:

$$P_{sv} = \eta_m \eta_G P_{turb} \quad (8.12)$$

Čistý elektrický výkon parního oběhu, tj. elektrický výkon, který je dodáván do sítě, se získá po odečtení vlastní spotřeby. V modelovém oběhu představuje vlastní spotřebu výkon potřebný pro chod čerpadel.

$$P_{el} = P_{sv} - \dot{m}_v w_{cerp} \quad (8.13)$$

## 8.4 Parametry páry

Parametry přehřáté páry (měrná entalpie a entropie) jsou získávány v prostředí programu Mathematica Wolfram [24]. Zabudovaná funkce "ThermodynamicData" vrací hodnotu výše zmíněných veličin pro danou teplotu a tlak páry.

Hodnoty na mezní křivce (teplota sytosti, měrná entalpie syté vody a syté páry, měrný objem syté vody) pro různé tlaky byly získány pomocí programu X Steam [32]. Z těchto hodnot byl vytvořen soubor (obsah přílohy D), který je nahráván do skriptu v programu Mathematica. V samotném programu je mezi nahranými daty provedena interpolace a jsou vytvořeny funkce, které vrací hodnoty pro libovolný tlak ze širokého rozmezí (5 kPa - 20 MPa), např.  $T_{sat}[p]$ ,  $h_{satL}[p]$ <sup>1</sup>, atd.

Pro zjišťování hodnot měrných entalpií po expanzi byl rovněž vytvořen soubor dat pomocí programu X Steam. Tento soubor je obsahem přílohy E. Jedná se o hodnoty měrných entalpií na izobarách  $p_o$  a  $p_e$  pro různé hodnoty měrné entropie. Práce s těmito daty je provedena analogicky k popisu výše.

## 8.5 Podprogram OBĚH

Výše uvedené rovnice pro zjištění výkonu dodávaného do sítě pomocí parního oběhu  $P_{el}$  jsou naimplementovány do podprogramu OBĚH, který je obsahem přílohy C. Vstupní parametry tohoto podprogramu jsou: tlak vody/páry ve spalinovém výměníku, tj. tlak admisní páry  $p_v = p_a$ , hmotnostní průtok vody/páry  $\dot{m}_v$  a teplota admisní páry  $T_a$ . Teplota  $T_a$  na výstupu HRSG je pro dané  $p_v$  a  $\dot{m}_v$  získána jako výsledek simulace spalínového výměníku.

Vytvořený podprogram počítá výkon dodávaný do sítě pomocí modelového parního oběhu v širokých mezích admisního tlaku. V případě jiného tlaku odběrové páry nebo jiného tlaku v kondenzátoru lze vytvořený podprogram jednoduše modifikovat - pouze změnou hodnot v souboru, který obsahuje hodnoty měrné entalpie a entropie na zvolených izobarách po expanzi.

---

<sup>1</sup>Entalpie syté vody

## Kapitola 9

# Zhodnocení z hlediska výroby elektrické energie

Prostřednictvím programů představených v předchozích kapitolách je pro různé stavy průtočného HRSG, dané hmotnostním průtokem  $\dot{m}_v$  vody (posléze páry) skrze výměník a jejím tlakem  $p_v$ , vypočítán čistý elektrický výkon, který lze pomocí modelového parního oběhu dodávat do sítě. V této kapitole budou zobrazeny výsledky simulace a nalezen optimální stav HRSG z hlediska výroby elektrické energie. V optimálním pracovním bodě je výkon  $P_{el}$  dodávaný do sítě nejvyšší.

Optimalizace se týká pouze parní části paroplynového oběhu. Parametry spalín ( $T_{spIN} = 456^\circ\text{C}$  a  $\dot{m}_{sp} = 4,9 \text{ kg/s}$ ) na vstupu do HRSG jsou konstantní. Se znalostí těchto parametrů a s uvažováním účinnosti plynového cyklu ve výši  $\eta = 0,33$  lze stanovit přibližný výkon na svorkách generátoru poháněného spalovací turbínou (popř. spalovacím motorem). Výkon plynové části činí zhruba 1,1 MW a je konstantní. Dále zmíněné výkony  $P_{el}$  představují čisté elektrické výkony parní části.

Volba vhodného tlaku vody/páry v HRSG je ovlivněna dvěma protichůdnými jevy. Z hlediska účinnosti parního cyklu jsou preferovány vyšší tlaky admisní páry, tj. páry na výstupu spalínového výměníku. Pokud ale var vody v potrubí HRSG probíhá za vyššího tlaku (tj. vyšší teploty varu), je ze spalín získáno menší množství tepla. To je patrné z výsledků simulace činnosti spalínového výměníku (průběh  $P_{HRSG}$  v grafu na obr. 7.6). Z hlediska využití energie spalín, tj. maximalizace tepelného výkonu předávaného spalínovým výměníkem, jsou tedy výhodnější nižší tlakové hladiny.

Dále platí, že s rostoucím hmotnostním průtokem vody ve výměníku roste i výkon předávaný spalínami, teplota admisní páry ale klesá, což ovlivňuje entalpický spád na turbíně. Nejvyšší výkon předávaný HRSG tudíž nemusí implikovat i nejvyšší výkon<sup>1</sup> dodávaný do sítě pomocí navazujícího parního oběhu.

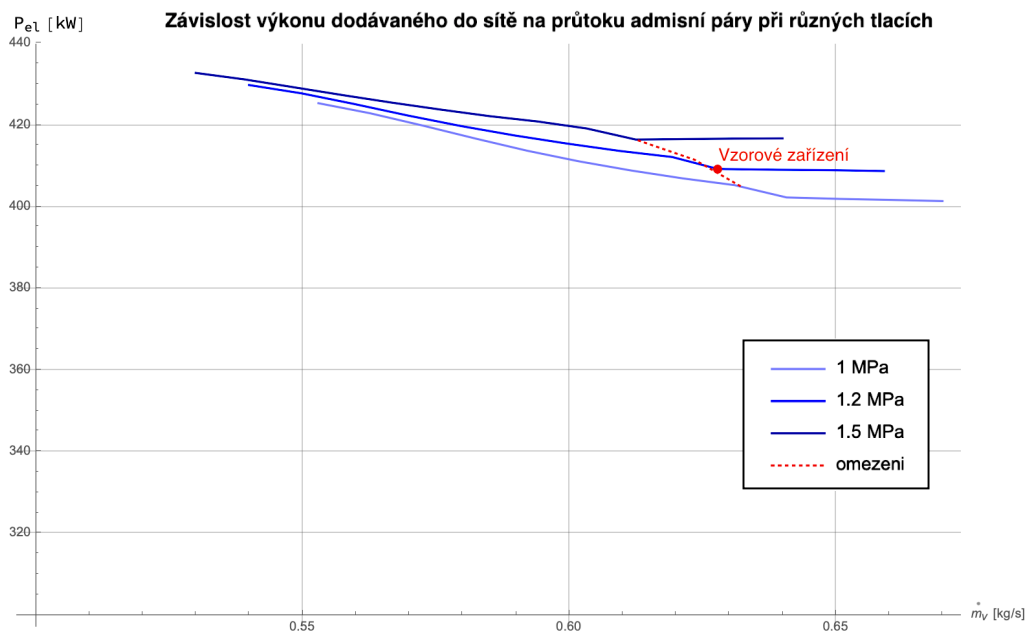
---

<sup>1</sup>Pozn.: V následujícím textu budou zmiňovány výkony  $P_{el}$  a  $P_{HRSG}$ .  $P_{el}$  reprezentuje čistý elektrický výkon dodávaný do sítě (pomocí parní části).  $P_{HRSG}$  označuje tepelný výkon předávaný spalínovým výměníkem (ze spalín vodě/páře).

## 9.1 Vzorové zařízení

Pro případ, že by do modelového paroplynového oběhu bylo zařazeno přímo vzorové zařízení Aalborg Micro, je velikost výkonu vyráběného parním oběhem zobrazena v grafu 9.1. Maximální pracovní tlak vody/páry ve vzorovém HRSG je 1,5 MPa. Červená čárkovaná čára představuje omezení z hlediska maximální teploty v přehříváku ( $250^{\circ}\text{C}$ ). Červeně zvýrazněný bod zobrazuje výkon při parametrech odpovídajících jmenovitému stavu jednotky Aalborg Micro. Pro jmenovitý stav ( $p_v = 1,2 \text{ MPa}$ ,  $\dot{m}_v = 0,6278 \text{ kg/s}$  a  $T_a = 240^{\circ}\text{C}$ ) je dosaženo výkonu  $P_{el} = 409,2 \text{ kW}$ .

Nejvyšších výkonů  $P_{el}$  je dosahováno pro maximální provozní tlak 1,5 MPa. S uvažováním omezení lze získat nejvíce 416,6 kW. To představuje zlepšení oproti jmenovitému stavu pouze o 1,8 %. Na základě toho lze tvrdit, že jmenovitý bod vzorového zařízení je vzhledem k daným limitům zvolen vhodně.

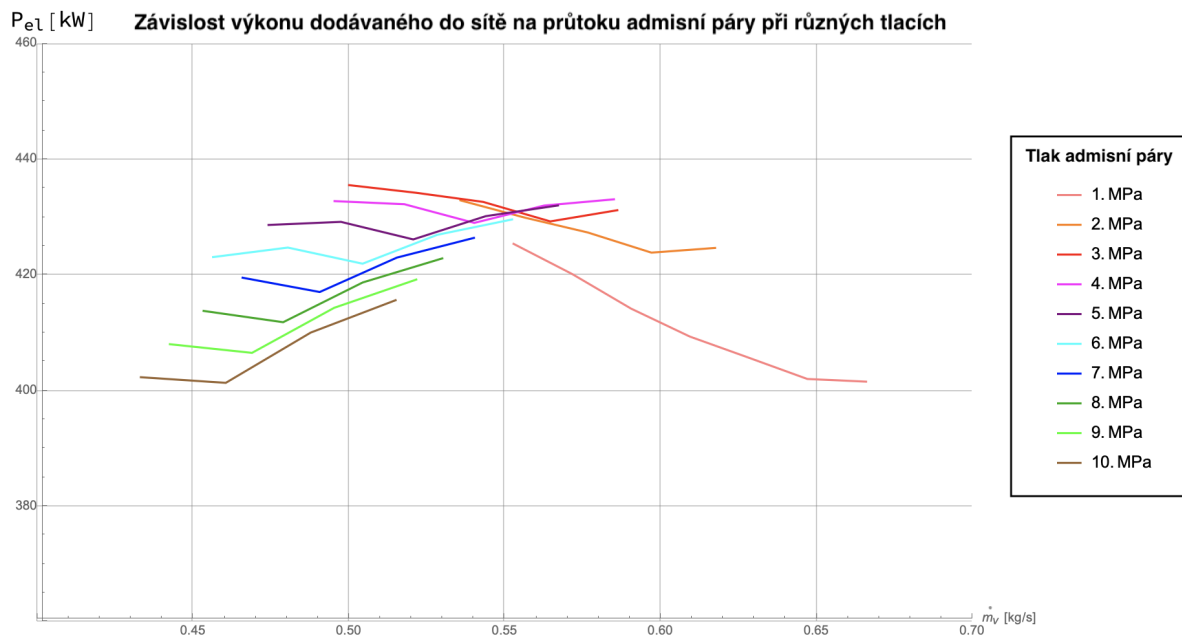


Obrázek 9.1: Výkon dodávaný do sítě při použití vzorového zařízení. Pozn.: pro větší přehlednost byla v grafu potlačena nula.

## 9.2 Namodelovaný HRSG

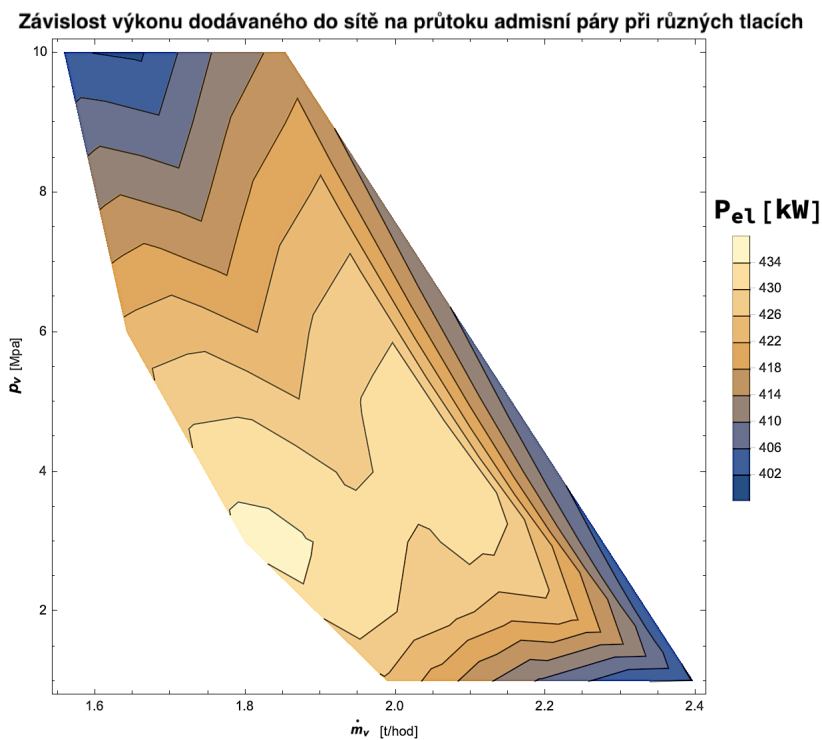
Pro namodelovaný HRSG výše zmíněné omezující podmínky neplatí. Stavby spalinového výměníku, dané  $\dot{m}_v$  a  $p_v$ , se mohou pohybovat v širších mezích. Závislost čistého elektrického výkonu parní části oběhu na hmotnostním průtoku páry  $\dot{m}_v$  pro různé admisní tlaky  $p_v$  je vynesena do grafu na obrázku 9.2.

Při interpretaci grafu 9.2 je vhodné připomenout, že různým  $\dot{m}_v$  odpovídají různé  $T_a$  (teplota admisní páry). Proto se v některých částech výkon zásadně nemění: pokles v  $T_a$  při vyšším  $\dot{m}_v$  kompenzuje právě vyšší  $\dot{m}_v$ . Od určitého bodu převáží vliv jednoho či druhého.



Obrázek 9.2: Výkon dodávaný do sítě pro různé stavy namodelovaného HRSG. Pozn.: pro větší přehlednost byla v grafu potlačena nula.

Výsledky simulace lze také zobrazit pomocí vrstevnicového grafu. Hodnota vrstevnice výkonu je uvedena ve vysvětlivkách. Nejsvětlejší zbarvení grafu odpovídá oblasti, kde je dosahováno nejvyššího výkonu. Bílé oblasti odpovídají nevhodným hodnotám hmotnostního průtoku vody skrze HRSG (viz část 7.1.3). Ze zobrazených grafů je patrné, že optimální pracovní bod se nachází na tlakové hladině 3 MPa. (Krok tlaku ve výpočtech byl 1 MPa.)



Obrázek 9.3: Vrstevnicový graf závislosti výkonu dodávaného do sítě na hmotnostním průtoku a tlaku admisní páry. Pozn.: v grafu je potlačena nula.

### 9.2.1 Optimální pracovní bod HRSG

Hodnota maximálního výkonu dodávaného do sítě je  $P_{el} = 435,5$  kW a nastává při tlaku 3 MPa a  $\dot{m}_v = 0,5$  kg/s. Další parametry při práci HRSG v optimálním bodě jsou zobrazeny na obr. 9.4. Nalezený bod se pohybuje v blízkosti spodní meze hmotnostního průtoku. Nicméně i při zvýšení průtoku až zhruba na 0,55 kg/s bude stále výkon na tlakové hladině 3 MPa nejvyšší.

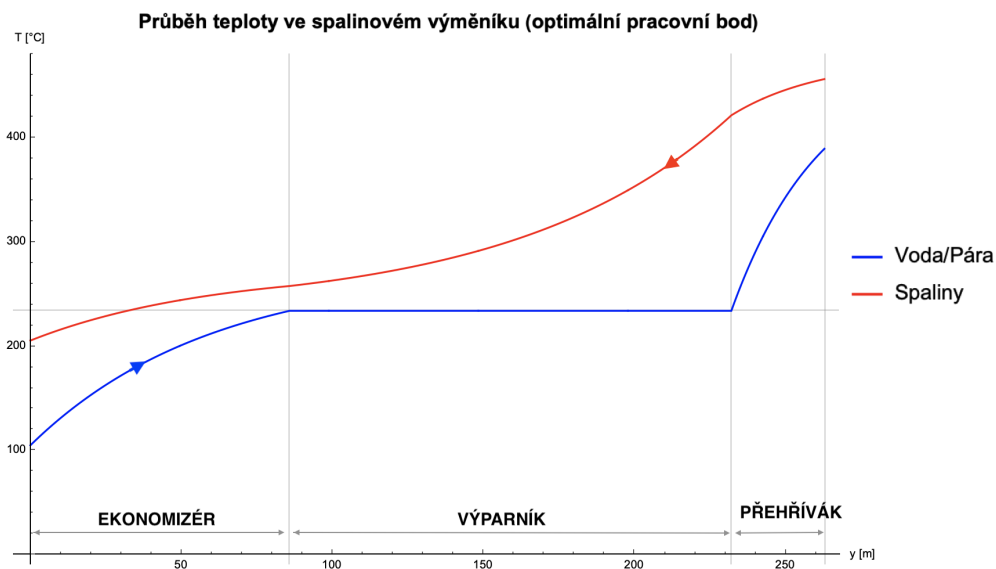
Optimální pracovní bod HRSG

p [MPa]	$\dot{m}_v$ [kg/s]	TvOUT [°C]	$P_{HRSG}$ [kW]	TspOUT [°C]	$P_{el}$ [kW]
3.	0.50005	389.656	1380.7	205.343	435.5

Obrázek 9.4: Optimální pracovní bod HRSG.

Velikost tepelného výkonu předávaného spalínovým výměníkem v optimálním pracovním bodě činí  $P_{HRSG} = 1381$  kW. Pro nižší tlakové hladiny byly předávané výkony vyšší (viz graf 7.6), ale parametry admisní páry na výstupu HRSG byly z hlediska práce konané parní turbínou méně výhodné. S ohledem na výrobu elektrické energie je tedy nejvýhodnější provozovat namodelovaný HRSG ve výše definovaném optimálním bodě.

Oproti vzorovému zařízení Aalborg Micro, pracujícího na hladině tlaku 1,2 MPa, je pro zadané parametry spalín vhodnější vybrat spalínový výměník pracující s tlakem vody 3 MPa. Zvýšení tlakové hladiny přinese vzrůst výkonu dodávaného do sítě o 26,35 kW, což představuje 6,4 %. Vhodnou volbou tlaku vody/páry protékající potrubím HRSG lze dosáhnout zvýšení výkonu až o 10%. Teplotní profil HRSG při práci v optimálním bodě je zobrazen na obrázku 9.5.

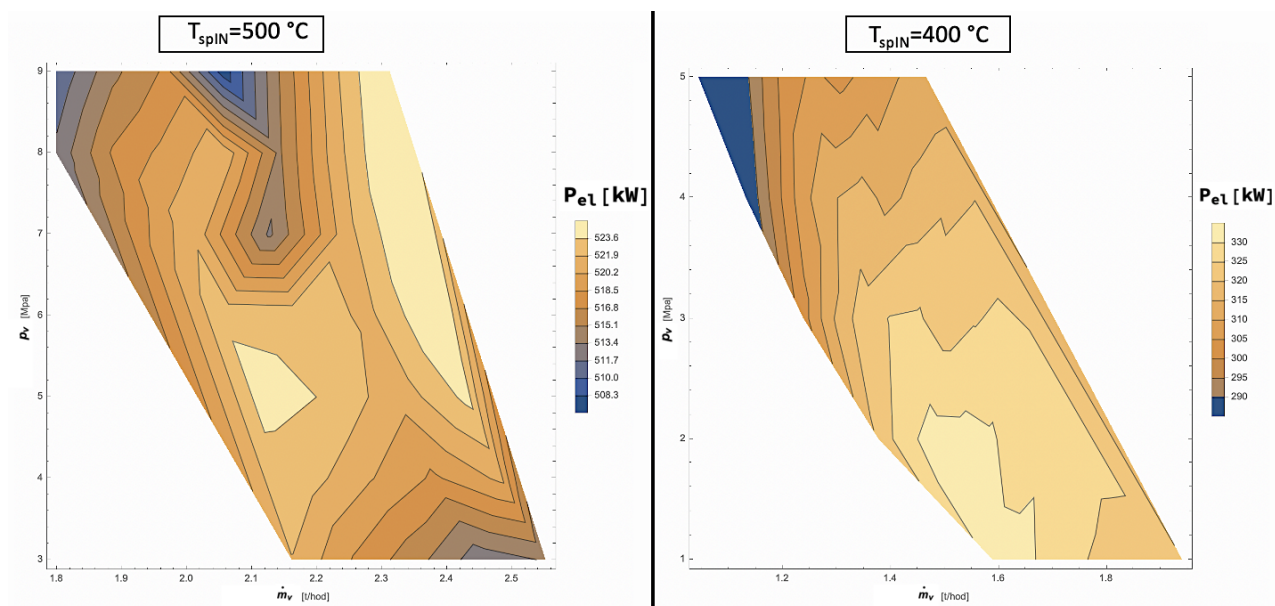


Obrázek 9.5: Teplotní profil HRSG při práci v optimálním bodě.

V optimálním pracovním bodě byla rovněž provedena kontrola tlakových ztrát při proudění vody/páry skrze HRSG. Tlaková ztráta v ekonomizéru činí 1,4 kPa a v přehříváku 35,1 kPa. Tyto hodnoty řádově odpovídají výši tlakových ztrát stanovené v sekci 6.8 a jejich zanedbáním nedošlo ke ztrátě přesnosti výsledku.

### 9.3 Výsledky simulace pro jiné zdroje spalin

Výše provedená analýza lze pomocí vytvořeného programu realizovat i pro jiné zdroje spalin, které jsou definované jiným hmotnostní průtokem či teplotou spalin na výstupu. Na obrázku níže jsou uvedeny vrstevnicové grafy výkonu parní části oběhu pro 2 odlišné zdroje spalin. Ty se oproti zdroji pro modelový oběh liší pouze v teplotě spalin na vstupu do HRSG  $T_{spIN}$ .



Obrázek 9.6: Výkon dodávaný do sítě (jiné zdroje spalin). Pozn.: v grafech je potlačena nula.

Pro modelový paroplynový oběh byla  $T_{spIN} = 456\text{ °C}$  a optimální tlak vody/páry v HRSG 3 MPa. Pro nižší vstupní teplotu spalin  $T_{spIN} = 400\text{ °C}$  jsou výhodnější nižší tlakové hladiny. Jak je z obrázku 9.6 patrné, jedná se o 1-2 MPa. Naopak pro vyšší vstupní teplotu spalin  $T_{spIN} = 500\text{ °C}$  jsou výhodnější vyšší tlakové hladiny. Maximum výkonu se nachází na hladině 7 MPa. Světlá oblast s vyššími výkony vpravo se však blíží horní mezi pro hmotnostní průtok vody/páry. Zároveň je na hladině 7 MPa (a více) výkon v závislosti na  $\dot{m}_v$  velmi proměnlivý. Z tohoto důvodu by bylo lepší zvolit tlak vody/páry 5 MPa, kde je pro široké rozmezí  $\dot{m}_v$  dosahován poměrně vysoký výkon.

## 9.4 Možnosti zlepšení oběhu

V nalezeném optimálním pracovním bodě HRSG mají spaliny na výstupu teplotu  $205^{\circ}\text{C}$ . Energie spalin ale není v uvažovaném oběhu již dále využita. Vzhledem k poměrně vysoké teplotě se nabízí možnost zařazení dalšího spalinového výměníku, v němž by probíhal předehřev kondenzátu před vstupem do napájecí nádrže. Kondenzát má teplotu zhruba  $33^{\circ}\text{C}$ . Jeho předehřevem by se snížilo množství odběrové páry a zvýšila se mechanická práce konaná parní turbínou.

Pokud by zdrojem spalin byl spalovací motor a nikoliv spalovací turbína, lze pro předehřev využít i další zdroje tepla. Motorgenerátory se spalovacím motorem produkují odpadní teplo nejen ve formě nevyužitého tepla spalin na výstupu, ale také jako teplo odvedené při chlazení motoru a při chlazení mazacího oleje [33]. Teplo vodního chlazení je také vhodné pro ohřev kondenzátu.

V krajním případě, v němž by se z turbíny neodebírala žádná odběrová pára (tj. kondenzát by byl předehříván výše zmíněnými způsoby), by vzrostl elektrický výkon dodávaný do sítě na  $457,4\text{ kW}$  (v optimálním pracovním bodě HRSG).





# Kapitola 10

## Závěr

Motivace pro vypracování této práce byla rozebrána v úvodní kapitole. Paroplynové elektrárny skýtají mnoho výhod a s jejich podílem v energetickém mixu ČR (i EU) se počítá i do budoucna. Klíčovou roli v paroplynovém oběhu zastává spalínový výměník, který využívá odpadní teplo spalín na výstupu ze spalovací turbíny pro výrobu páry, která následně pohání parní turbínu. Parametry tohoto zařízení významně ovlivňují účinnost celého paroplynového zdroje. Činnost spalínového výměníku je hlavním předmětem této diplomové práce.

První dvě kapitoly představují teoretický úvod do problematiky. Nejprve jsou vyloženy základy popisu termodynamických oběhů, konkrétně Clausius-Rankineova cyklu, Braytonova cyklu a paroplynového cyklu. Druhá kapitola se zabývá sdílením tepla. Na těchto základech staví kapitola třetí, která podává rešerši druhů tepelných výměníků a zmiňuje základy z tepelného a hydraulického výpočtu. Ve čtvrté kapitole jsem se zaměřila speciálně na spalínový výměník (HRSG). První čtyři kapitoly tvoří teoretický základ pro tvorbu modelů a simulace.

V 5. kapitole je představen řešený paroplynový oběh a předmět zkoumání této diplomové práce. Modelový paroplynový zdroj má výkon v řádech jednotek MW a reprezentuje instalace používané např. v průmyslové energetice. Řešení problematiky posouzení využití energie spalín v uvažovaném paroplynovém cyklu bylo v této práci rozděleno do dvou fází: simulace činnosti HRSG a simulace parní části paroplynového oběhu. Modely a simulace byly vytvořeny v softwaru Wolfram Mathematica.

Sestavení modelu spalínového výměníku je předmětem 6. kapitoly. Pro vytvoření modelu byly převzaty rysy spalínových výměníků používaných pro uvažovanou aplikaci. Vytvořený model odpovídá průtočnému HRSG bez přídatných hořáků. Pro modelování byla využita jednoduchá geometrická konfigurace dvoutrubkového výměníku. Dále jsou v 6. kapitole zmíněny použité rovnice, korelace pro přestup tepla, parametry teplonosných médií a zavedená zjednodušení. Celková teplosměnná plocha výměníku, a tedy délka potrubí, byla stanovena na základě kalibrace modelu pomocí vzorového zařízení. Tím bylo zajištěno, že parametry modelu HRSG odpovídají reálným řešením. Programy simulující fungování průtočného HRSG jsou popsány

v 7. kapitole. Vytvořený model HRSG byl pomocí simulací ověřen. Výsledky těchto simulací odpovídaly teoretickým předpokladům činnosti průtočného HRSG.

Výstupní hodnoty ze simulace, zejména teplota páry na výstupu HRSG pro zadaný tlak a hmotnostní průtok vody, představují vstupy do modelu parního oběhu. Jeho sestavením se zabývá 8. kapitola. Vytvořený program na základě zmíněných vstupních parametrů určuje výkon dodávaný do sítě pomocí parní části paroplynového oběhu. Zhodnocení modelového paroplynového zdroje z hlediska výroby elektrické energie je provedeno v 9. kapitole.

S uvažováním konstantních parametrů spalin na vstupu do HRSG jsem pro modelový paroplynový zdroj určila optimální pracovní bod HRSG, daný hmotnostním průtokem a tlakem vody. Výsledky ukazují, že z hlediska využití energie spalin, tj. maximalizace výkonu předávaného spalinovým výměníkem, jsou výhodnější nižší tlaky vody (posléze páry) ve výměníku. Naopak z hlediska účinnosti parního oběhu jsou preferovány vyšší tlaky admisní páry. Pro uvažovaný paroplynový oběh bylo nalezeno maximum čistého elektrického výkonu dodávaného do sítě o velikosti 435,5 kW. Maxima je dosaženo při následujících parametrech HRSG: tlak vody 3 MPa a hmotnostní průtok vody 0,5 kg/s. Jedná se o optimální parametry spalinového výměníku z hlediska výroby elektrické energie. Z výsledků je dále patrné, že volba parametrů HRSG ovlivní výkon dodávaný do sítě až o 10 %.

Stejnou analýzu jsem poté provedla i pro jiné zdroje spalin, které se lišily teplotou spalin na vstupu do HRSG. Poloha optimálního pracovního bodu byla teplotou spalin ovlivněna. Z výsledků vyplývá, že s rostoucí teplotou spalin na vstupu do výměníku roste i optimální tlaková hladina vody/páry proudící skrze výměník.

Provedená optimalizace se týkala parní části paroplynového oběhu. Výkon plynové části byl považován za konstantní. Využitím energie spalin, jakožto zdroje tepla pro navazující parní oběh, vzroste celkový výkon dodávaný do sítě o 435,5 kW. Zvýšení výkonu je přitom dosaženo bez spotřeby dodatečného paliva (zemního plynu), a tedy i bez produkce dalších emisí.

Programy vytvořené v rámci této diplomové práce mají širší uplatnění. Velmi jednoduše lze model spalinového výměníku a podprogramy simulující jeho činnost upravit např. pro jiné zdroje spalin, jinou velikost teplosměnné plochy výměníku atd. Použití modelu tedy není omezeno ani výkonem HRSG, ani jeho aplikací. Předložená práce se věnovala aplikaci HRSG v paroplynovém cyklu. Vytvořený program může ale sloužit také k simulaci činnosti HRSG v rámci plynové kogenerace. Program určující výkon parní turbíny lze rovněž snadno modifikovat i pro jiné varianty zapojení parního oběhu. Jeho použití také není omezeno pouze na uvažovaný paroplynový oběh, ale může sloužit pro potřeby výpočtů parních oběhů obecně.

# Literatura

- [1] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. *Electricity Information: Overview* [online]. Paris, 2020. [cit. 16.2.2021]. Dostupné také z: <https://webstore.iea.org/electricity-information-overview-2020-edition>.
- [2] *Pařížská dohoda* [online]. Ministerstvo životního prostředí, © 2008–2020. [cit. 16.2.2021]. Dostupné také z: [https://www.mzp.cz/cz/parizska\\_dohoda](https://www.mzp.cz/cz/parizska_dohoda).
- [3] *European Commission* [online]. European Union, © 1995–2021. [cit. 16.2.2021]. Dostupné také z: [https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2030\\_en](https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2030_en).
- [4] SARKAR, Dipak K. *Thermal power plant: design and operation*. Amsterdam: Elsevier, 2015. ISBN 978-0-12-801575-9.
- [5] ERIKSEN, Vernon L. *Heat Recovery Steam Generator Technology*. Duxford: Woodhead Publishing, 2017. ISBN 978-0-08-101940-5.
- [6] NAG, P. K. *Power plant engineering*. 3rd ed. New Delhi: Tata McGraw-Hill Education, 2008. ISBN 978-0-07-064815-9.
- [7] EUROPEAN COMMISSION. *Energy roadmap 2050* [online]. Luxemburg: Publications Office of the European Union, 2012. [cit. 22.2.2021]. ISBN 978-92-79-21798-2. Dostupné také z: [https://ec.europa.eu/energy/sites/ener/files/documents/2012\\_energy\\_roadmap\\_2050\\_en\\_0.pdf](https://ec.europa.eu/energy/sites/ener/files/documents/2012_energy_roadmap_2050_en_0.pdf).
- [8] MORAN, Michael J; SHAPIRO, Howard N; BOETTNER, Daisie D; BAILEY, Margaret B. *Fundamentals of engineering thermodynamics*. 3rd ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2018. ISBN 978-1-119-39138-8.
- [9] KALČÍK, J. *Technická termodynamika*. Praha: Nakl. Československé akademie věd, 1960.
- [10] KOČÁRNÍK, Petr. Oběhy plynových a parních turbín [studijní materiál]. In: *Strojní struktury elektráren* [online]. FEL ČVUT, 2019 [cit. 23.09.2020]. Dostupné také z: [https://moodle.fel.cvut.cz/pluginfile.php/223818/mod\\_resource/content/1/SSE20%20bhy%20plynovch%20a%20parn%C3%ADch%20turb%C3%ADn.pdf](https://moodle.fel.cvut.cz/pluginfile.php/223818/mod_resource/content/1/SSE20%20bhy%20plynovch%20a%20parn%C3%ADch%20turb%C3%ADn.pdf).
- [11] DOLEŽAL, Jaroslav; ŠTĀSTNÝ, Jiří; ŠPETLÍK, Jan; BOUČEK, Stanislav; BRETT-SCHNEIDER, Zbyněk. *Jaderné a klasické elektrárny* [online]. Praha: České vysoké učení technické, 2011. ISBN 978-80-01-04936-5. Dostupné také z: <https://www.mpo-efekt.cz/upload/7799f3fd595eeee1fa66875530f33e8a/cvut-1-elektrarny.pdf>.

- [12] THE BABCOCK & WILCOX COMPANY. *Steam: Its generation and use*. 41st ed. Baberton, Ohio: The Babcock & Wilcox Company, 2005. ISBN 0-9634570-1-2.
- [13] MICHEJEV, Michail Aleksandrovič. *Základy sdílení tepla*. Knížnice energetického průmyslu, sv.9. Praha: Průmyslové vydavatelství, 1952.
- [14] LIENHARD IV, J. H.; LIENHARD V, J. H. *A Heat Transfer Textbook* [online]. 5th ed. Cambridge, MA: Phlogiston Press, 2020. [vid. 07.10.2020]. ISBN 9780486837352. Dostupné také z: <http://ahtt.mit.edu>.
- [15] BERGMAN, Theodore L.; LAVINE, Adrienne S. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 8th ed. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2011. ISBN 978-1-119-32042-5.
- [16] KOČÁRNÍK, Petr. Parní generátory [studijní materiál]. In: *Strojní struktury elektráren* [online]. FEL ČVUT, 2019 [cit. 17.10.2020]. Dostupné také z: [https://moodle.fel.cvut.cz/pluginfile.php/226283/mod\\_resource/content/1/SSE20%20Parn%C3%AD%20generatory.pdf](https://moodle.fel.cvut.cz/pluginfile.php/226283/mod_resource/content/1/SSE20%20Parn%C3%AD%20generatory.pdf).
- [17] SHAH, Ramesh K; SEKULIC, Dusan P. *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2003. ISBN 0-471-32171-0.
- [18] KOČÁRNÍK, Petr. Kondenzátor a regenerace [studijní materiál]. In: *Strojní struktury elektráren* [online]. FEL ČVUT, 2019 [cit. 26.10.2020]. Dostupné také z: [https://moodle.fel.cvut.cz/pluginfile.php/226306/mod\\_resource/content/1/SSE20%20Kondenztor%20a%20regenerace.pdf](https://moodle.fel.cvut.cz/pluginfile.php/226306/mod_resource/content/1/SSE20%20Kondenztor%20a%20regenerace.pdf).
- [19] KYNCL, Jan. Výměníky tepla [studijní materiál]. In: *Elektroteplná technika* [online]. FEL ČVUT, 2019 [cit. 2.11.2020]. Dostupné také z: <https://www.powerwiki.cz/wiki/ETT2017>.
- [20] DRÁBKOVÁ, Sylva a kol. *Mechanika tekutin: Učební text* [online]. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TUO, 2007. ISBN 978-80-248-1508-4. Dostupné také z: <http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/MT/Mechanika%20tekutin.pdf>.
- [21] KOČÁRNÍK, Petr. Základy mechaniky tekutin [studijní materiál]. In: *Strojní struktury elektráren* [online]. FEL ČVUT, 2019 [cit. 11.11.2020]. Dostupné také z: [https://moodle.fel.cvut.cz/pluginfile.php/224826/mod\\_resource/content/1/SSE20%20Zklady%20mechaniky%20tekutin.pdf](https://moodle.fel.cvut.cz/pluginfile.php/224826/mod_resource/content/1/SSE20%20Zklady%20mechaniky%20tekutin.pdf).
- [22] RAEN, spol. s.r.o.; CITYPLAN, spol. s.r.o. *Příručka pro regionální využití kogeneračních zdrojů* [online]. Praha: Česká energetická agentura, 1999. [cit. 23.2.2021]. Dostupné také z: [https://www.mpo-efekt.cz/dokument/99\\_8070.pdf](https://www.mpo-efekt.cz/dokument/99_8070.pdf).
- [23] LINDSLEY, David; GRIST, John; PARKER, Don. *Thermal Power Plant Control and Instrumentation: The Control of Boilers and HRSGs*. 2nd. London: Institution of Engineering a Technology, 2018. ISBN 978-1-78561-419-4.

- [24] WOLFRAM, S. *An Elementary Introduction to the Wolfram Language* [online]. 2nd ed. Champaign, USA: Wolfram Media, Inc., 2017. [cit. 16.2.2021]. ISBN 9781944183059. Dostupné také z: <https://www.wolfram.com/language/elementary-introduction/2nd-ed/>.
- [25] Alfa Laval [online]. *Alfa Laval Aalborg Micro. Katalogový list produktu*. 2001. [cit. 17.3.2021]. Dostupné také z: <https://www.alfalaval.com/globalassets/images/industries/marine-and-transportation/marine/marine-service/marine-training/alfa-laval-micro.pdf>.
- [26] Alfa Laval Micro - how it works illustration. In: *Alfa Laval* [online]. ALFA LAVAL, © 2015-2021. [cit. 17.3.2021]. Dostupné také z: <https://www.alfalaval.com/globalassets/images/industries/marine-and-transportation/marine/marine-service/marine-training/alfa-laval-micro---how-it-works-illustration.png>.
- [27] LABOUTKA, K.; SUCHANEK, T. Ocelové trubky závitové běžné a bezešvé. In: TZB-info [online]. Topinfo s.r.o., © 2001-2019. [cit. 17.3.2021]. Dostupné také z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/16-ocelove-trubky-zavitove-bezne-a-bezesve>.
- [28] MÍKA, S.; PŘIKRYL, P.; M., Brandner. *Speciální numerické metody: Numerické metody řešení okrajových úloh pro diferenciální rovnice*. Plzeň: Vydavatelský servis, 2006. ISBN 80-86843-13-0.
- [29] HAMID, Emad; NEWBY, Mike; PILIDIS, Pericles. The performance modelling of a single and dual pressure unfired once through steam generator. In: *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. 2011, sv. 54648, s. 181–191.
- [30] TOSUN, Ismail. *Modeling in Transport Phenomena* [online]. 2nd ed. Amsterdam: Elsevier Science B.V., 2007. [cit. 2.12.2020]. ISBN 978-0-444-53021-9. Dostupné také z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780444530219500051>.
- [31] HÜBNER, P. et al. *Úprava vody pro průmyslové účely* [online]. Praha: VŠCHT Praha, 2006. [cit. 30.3.2021]. ISBN 80-7080-624-9. Dostupné také z: [http://147.33.74.135/knihy/uid\\_isbn-80-7080-624-9/pages-pdf/083.html](http://147.33.74.135/knihy/uid_isbn-80-7080-624-9/pages-pdf/083.html).
- [32] HOLMGREN, Magnus. *X Steam* [software]. 2020. [cit. 1.12.2020]. Dostupné také z: <http://xsteam.sourceforge.net>.
- [33] KRBEK, Jaroslav; POLESNÝ, Bohumil. *Kogenerační jednotky: Zřizování a provoz*. Praha: GAS s.r.o., 2007. ISBN 978-80-7328-151-9.

# Seznam příloh

Příloha A	88
Příloha B	91
Příloha C	91
Příloha D	91
Příloha E	91

# Příloha A

## Datasheet vzorového zařízení

Pos. 1	1 pc.	STEAM GENERATOR	SGCE-26,9-1000-1400/4000-1H-1AA-V14
		<b>thermal output</b>	<b>kW</b> 1376 + 80 (Superheater)+ 198 (Economizer)
		<b>steam production</b>	<b>kg/hr</b> 2260 (saturated at 11 barg)
		<b>TUBE SIDE</b>	<b>exhaust gas (natural gas)</b>
		flow rate (wet)	kg/hr 17631
		inlet temperature	°C 442
		outlet temperature	°C 202
		max. operating temperature	°C 550
		max. operating pressure	barg 0.1
		pressure drop	mbar 20
		inlet connection	DN/PN 700/10
		outlet connection	DN/PN 700/10
		<b>SHELL SIDE</b>	<b>water / saturated steam (11 barg)</b>
		flow rate	kg/hr 2260
		inlet temperature	°C 165
		<b>outlet temperature</b>	<b>°C 188</b>
		max. operating pressure	barg 14
		inlet connection	DN/PN 25/40
		outlet connection	DN/PN 125/40
		<b>MATERIALS</b>	
		tubes	steel
		tube plates	steel
		baffles	steel
		shell	steel
		exhaust gas inlet chamber	steel
		exhaust gas outlet chamber	steel
		gaskets	isoTHERM ST (tube side) Novaphit SSTC (shell side)
		total length	mm +/- 7500
		shell diameter	mm Ø 1400
		official acceptance	PED 2014/68/EU in accordance with AD2000-rules/ TRD and final assessment by notified body (TÜV, shell side)

**Design:** Horizontal steam generator including all necessary connections for valves/fittings, inlet, outlet, steam output, inspection openings, supports.  
Feed water must be made available in sufficient quantity and quality.

**Remark:** According to PED 2014/68/EU the steam generator has a CE marking.



Pos. 2 1 pc.

**SUPER HEATER**

<b>thermal output</b>	<b>kW</b>	<b>80</b>
<b>SHELL SIDE</b>		
		<b>exhaust gas (natural gas)</b>
flow rate (wet)	kg/hr	17631
inlet temperature	°C	456
outlet temperature	°C	442
max. operating temperature	°C	550
max. operating pressure	barg	0.1
pressure drop	mbar	2
connections	DN/PN	700/10
<b>TUBE SIDE</b>		
		<b>steam (11 barg)</b>
flow rate	kg/hr	2260
inlet temperature	°C	188
outlet temperature	°C	240
max. operating temperature	°C	250
max. operating pressure	barg	14
pressure drop	mbar	400
connections	DN/PN	125/40
<b>MATERIALS</b>		
tubes		stainless steel
header		stainless steel
cabinet		stainless steel
exhaust gas inlet chamber		stainless steel
exhaust gas outlet chamber		stainless steel
gaskets		isoTHERM ST (shell side) Novaphit SSTC (tube side)
<b>DIMENSIONS</b>		
height x width x length	mm	+/- integrated in inlet chamber of Pos.1
official acceptance		PED 2014/68/EU
surface treatment		priming coat

Pos. 3 1 pc.

**ECONOMISER**

<b>thermal output</b>	<b>kW</b>	<b>198</b>
<b>SHELL SIDE</b>		
flow rate (wet)	kg/hr	17631
inlet temperature	°C	204
outlet temperature	°C	167
max. operating temperature	°C	250
max. operating pressure	barg	0.1
pressure drop	mbar	3
inlet connection	DN/PN	700/10
outlet connection	DN/PN	700/10
<b>TUBE SIDE</b>		
flow rate	kg/hr	2350
<b>inlet temperature</b>	<b>°C</b>	<b>95</b>
outlet temperature	°C	165
max. operating pressure	barg	14
pressure drop	mbar	130
inlet connection	DN/PN	25/40
outlet connection	DN/PN	25/40
<b>MATERIALS</b>		
tubes		steel
manifold		steel
casing		steel
fin		steel
exhaust gas inlet chamber		---
exhaust gas outlet chamber		---
gaskets		ceramic seal
<b>DIMENSIONS</b>		
cabinet (L x W x H)	mm	integrated in exhaust gas outlet chamber of steam generator
official acceptance		PED 2014/68/EU
surface treatment		priming coat

# Příloha B

## **Model HRSG a kalibrace**

Kód vytvořený v softwaru Wolfram Mathematica. Součástí elektronické přílohy.

# Příloha C

## **Simulace činnosti HRSG v rámci paroplynového oběhu**

Kód vytvořený v softwaru Wolfram Mathematica. Součástí elektronické přílohy.

# Příloha D

## **Vybrané hodnoty na mezní křivce**

Data nahrávaná do zdrojového kódu. Součástí elektronické přílohy.

# Příloha E

## **Vybrané hodnoty na izobarách po expanzi**

Data nahrávaná do zdrojového kódu. Součástí elektronické přílohy.