

**ČESKÉ VYSOKÉ  
UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE**

**FAKULTA STROJNÍ**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**



**VLIV SPALOVÁNÍ VODÍKU NA  
HRSG KOTEL  
V PAROPLYNOVÉM CYKLU**

JAKUB  
SOUKUP  
2022/2023

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Soukup** Jméno: **Jakub** Osobní číslo: **484739**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav energetiky**  
Studijní program: **Energetika a procesní inženýrství**  
Specializace: **Energetika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Vliv spalování vodíku na HRSG kotel v paroplynových cyklech**

Název diplomové práce anglicky:

**Effect of hydrogen combustion on HRSG in combined cycle gas turbine**

Pokyny pro vypracování:

Zpracujte obecnou rešerši paroplynových cyklů včetně možných dopadů při přechodu ze zemního plynu na spalování vodíku. Dále pro zadané podmínky na straně páry a definované rozdělení výhřevných ploch navrhnete HRSG kotel pro spalování zemního plynu. Následně proveďte výpočet pro změnu paliva, a to pro případ spalování vodíku.

Práce bude obsahovat:

- Rešerši problematiky paroplynových cyklů a dopady spalování vodíku do paroplynového cyklu.
- Výpočet stechiometrie spalování zemního plynu a vodíku.
- Tepelný výpočet jednotlivých výhřevných ploch HRSG kotle pro spalování zemního plynu.
- Tepelný výpočet výhřevných ploch, definovaných v předchozím bodě, pro podmínky spalování vodíku, případně směsi zemního plynu a vodíku.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Jan Opatřil, Ph.D. ústav energetiky FS**

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

Datum zadání diplomové práce: **18.04.2023**

Termín odevzdání diplomové práce: **02.06.2023**

Platnost zadání diplomové práce: **31.12.2024**

Ing. Jan Opatřil, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

prof. Ing. Michal Kolovratník, CSc.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen 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 studenta

# Anotační list

<b>Jméno autora:</b>	Jakub Soukup
<b>Název DP:</b>	Vliv spalování vodíku na HRSG kotel v paroplynovém cyklu
<b>Anglický název:</b>	The effect of hydrogen combustion on an HRSG boiler in a steam-gas cycle
<b>Akademický rok:</b>	2022/2023
<b>Ústav:</b>	Ústav energetiky
<b>Vedoucí DP:</b>	Ing. Jan Opatřil, Ph.D.
<b>Bibliografické údaje:</b>	Počet stran 123; Počet obrázků 15; Počet grafů 7
<b>Klíčová slova</b>	Spalování vodíku, spalování zemního plynu, HRSG kotel, paroplynový cyklus, stechiometrické výpočty, přestup tepla, součinitel přestupu tepla, součinitel přebytku vzduchu
<b>Keywords</b>	Hydrogen combustion, natural gas combustion, HRSG boiler, steam-gas cycle, stoichiometric calculations, heat transfer, heat transfer coefficient, excess air coefficient
<b>Anotace</b>	Tato diplomová práce se zabývá posouzením vlivu záměny zemního plynu za vodík při spalování v plynové turbíně na přenos tepla v HRSG kotli. První část práce obsahuje obecnou rešerši paroplynových cyklů a možné dopady při přechodu spalování ze zemního plynu na vodík. V druhé části jsou provedeny stechiometrické výpočty pro zemní plyn a další paliva s různým obsahem vodíku. Dále je proveden samotný návrh HRSG kotle pro zadané parametry páry a spalin při spalování zemního plynu. V poslední části práce je posouzen vliv na přenos tepla v HRSG při spalování čistého vodíku a směsi zemního plynu s různým množstvím vodíku.
<b>Abstrakt</b>	This thesis deals with assessment of the effect of replacing natural gas with hydrogen during combustion in a gas turbine on heat transfer in HRSG boiler. The first part of the work contains a general research of steam-gas cycles and possible impacts during the transition from natural gas combustion to hydrogen combustion. In the second part, stoichiometric calculations are performed for transit natural gas and other fuels with different hydrogen content. Furthermore, the actual design of the HRSG boiler is done for the specified parameters of steam and flue gases during natural gas combustion. In the last part of the thesis, the effect on heat transfer in the HRSG during the combustion of pure hydrogen and a mixture of natural gas with different amounts of hydrogen is assessed.

## **Čestné prohlášení**

Tímto prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci na téma Vliv spalování vodíku na HRSG kotel v paroplynovém cyklu vypracoval sám s použitím odborné literatury a zdrojů, uvedených v seznamu literatury a zdrojů.

V Praze, dne: .....

.....

Podpis

# Obsah

<b>OBSAH</b> .....	<b>4</b>
<b>ÚVOD</b> .....	<b>7</b>
<b>1 PAROPLYNOVÝ CYKLUS</b> .....	<b>7</b>
1.1 BRAYTONŮV CYKLUS.....	8
1.2 RANKINE-CLAUSIŮV CYKLUS.....	12
<b>2 SPALOVÁNÍ VODÍKU</b> .....	<b>15</b>
2.1 REDUKCE CO <sub>2</sub> EMISÍ .....	15
2.2 VLIV VODÍKU NA VLASTNOSTI ZEMNÍHO PLYNU.....	16
2.2.1 <i>Změna teploty s tlakem</i> .....	16
2.2.2 <i>Wobbeho číslo</i> .....	18
2.2.3 <i>Výhřevnost</i> .....	19
2.2.4 <i>Rychlost plamene</i> .....	20
2.3 VLIV SPALOVÁNÍ VODÍKU NA EMISE NO <sub>x</sub> .....	20
2.4 PŘEHLED SOUČASNÝCH TECHNOLOGIÍ TURBÍN A HOŘÁKŮ PRO SPALOVÁNÍ VODÍKU .....	22
2.4.1 <i>Ansaldo Energia</i> .....	22
2.4.2 <i>General Electric</i> .....	23
2.4.3 <i>Mitsubishi Hitachi Power Systems</i> .....	24
<b>3 STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY SPALOVÁNÍ ZEMNÍHO PLYNU A VODÍKU</b> .....	<b>25</b>
3.1 VÝPOČET STECHIOMETRIE ZEMNÍHO PLYNU .....	25
3.2 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ STECHIOMETRICKÝCH VÝPOČTŮ ZEMNÍHO PLYNU A VODÍKU .....	27
3.3 I-T DIAGRAM.....	29
3.4 VLASTNOSTI SPALIN.....	32
<b>4 NÁVRH HRSG</b> .....	<b>34</b>
4.1 TEPelné TOKY A CELKOVÝ VÝKON .....	37
4.2 NÁVRH VYSOKOTLAKÉHO PŘEHŘÍVÁKU 3 .....	41
4.2.1 <i>Výpočet rozměrů spalinového kanálu</i> .....	41
4.2.2 <i>Výpočet součinitele prostupu tepla</i> .....	43
4.2.3 <i>Střední logaritmický spád</i> .....	46
4.2.4 <i>Teplosměnná plocha</i> .....	46
4.2.5 <i>Skutečně předané teplo</i> .....	47
4.3 NÁVRH VYSOKOTLAKÉHO PŘEHŘÍVÁKU 2 .....	47
4.3.1 <i>Výpočet počtu trubek v přehříváku</i> .....	48
4.3.2 <i>Výpočet součinitele prostupu tepla</i> .....	49

4.3.3	<i>Střední logaritmický spád</i> .....	52
4.3.4	<i>Teplosměnná plocha</i> .....	52
4.3.5	<i>Skutečné předané teplo</i> .....	52
4.4	NÁVRH VYSOKOTLAKÉHO PŘEHŘÍVÁKU 1 .....	52
4.4.1	<i>Výpočet počtu trubek v přehříváku</i> .....	53
4.4.2	<i>Výpočet součinitele prostupu tepla</i> .....	54
4.4.3	<i>Střední logaritmický spád</i> .....	57
4.4.4	<i>Teplosměnná plocha</i> .....	57
4.4.5	<i>Skutečné předané teplo</i> .....	57
4.5	VYSOKOTLAKÝ VÝPARNÍK .....	58
4.5.1	<i>Výpočet počtu trubek ve výparníku</i> .....	58
4.5.2	<i>Výpočet součinitele prostupu tepla</i> .....	59
4.5.3	<i>Střední logaritmický spád</i> .....	62
4.5.4	<i>Teplosměnná plocha</i> .....	62
4.5.5	<i>Skutečné předané teplo</i> .....	62
4.6	VYSOKOTLAKÝ EKONOMIZÉR 3.....	63
4.6.1	<i>Výpočet počtu trubek v ekonomizéru</i> .....	63
4.6.2	<i>Výpočet součinitele prostupu tepla</i> .....	65
4.6.3	<i>Střední logaritmický spád</i> .....	67
4.6.4	<i>Teplosměnná plocha</i> .....	67
4.6.5	<i>Skutečné předané teplo</i> .....	68
4.7	NÍZKOTLAKÝ PŘEHŘÍVÁK .....	68
4.7.1	<i>Výpočet počtu trubek v přehříváku</i> .....	68
4.7.2	<i>Výpočet součinitele prostupu tepla</i> .....	70
4.7.3	<i>Střední logaritmický spád</i> .....	72
4.7.4	<i>Teplosměnná plocha</i> .....	73
4.7.5	<i>Skutečné předané teplo</i> .....	73
4.8	VYSOKOTLAKÝ EKONOMIZÉR 2.....	73
4.8.1	<i>Výpočet počtu trubek v ekonomizéru</i> .....	73
4.8.2	<i>Výpočet součinitele prostupu tepla</i> .....	75
4.8.3	<i>Střední logaritmický spád</i> .....	78
4.8.4	<i>Teplosměnná plocha</i> .....	78
4.8.5	<i>Skutečné předané teplo</i> .....	78
4.9	NÍZKOTLAKÝ VÝPARNÍK.....	78
4.9.1	<i>Výpočet počtu trubek ve výparníku</i> .....	79
4.9.2	<i>Výpočet součinitele prostupu tepla</i> .....	80
4.9.3	<i>Střední logaritmický spád</i> .....	83
4.9.4	<i>Teplosměnná plocha</i> .....	83

4.9.5	Skutečné předané teplo.....	83
4.10	VYSOKOTLAKÝ EKONOMIZÉR 1 A NÍZKOTLAKÝ EKONOMIZÉR .....	83
4.10.1	Výpočet počtu trubek v ekonomizérech .....	84
4.10.2	Výpočet součinitele prostupu tepla.....	86
4.10.3	Střední logaritmický spád .....	90
4.10.4	Teplosměnná plocha .....	90
4.10.5	Skutečné předané teplo .....	91
4.11	OHŘÍVÁK NAPÁJECÍ VODY .....	91
4.11.1	Výpočet počtu trubek v ekonomizéru.....	92
4.11.2	Výpočet součinitele prostupu tepla.....	93
4.11.3	Střední logaritmický spád .....	96
4.11.4	Teplosměnná plocha .....	96
4.11.5	Skutečné předané teplo .....	96
<b>5</b>	<b>TEPLOTA NA VSTUPU DO TURBÍNY PŘI SPALOVÁNÍ VODÍKU .....</b>	<b>97</b>
5.1	TEPLOTA NECHLAZENÉHO PLAMENE.....	97
<b>6</b>	<b>TEPELNÝ VÝPOČET HRSG PŘI SPALOVÁNÍ VODÍKU.....</b>	<b>100</b>
6.1.1	Určení parametrů spalin .....	101
6.1.2	Výpočet součinitele prostupu tepla.....	102
6.1.3	Střední logaritmický spád.....	104
6.1.4	Předané teplo.....	104
6.2	VLIV PARAMETRŮ NA ZMĚNU TEPELNÝCH VÝKONŮ.....	106
6.3	PROBLÉMY ZPŮSOBENÉ VYŠŠÍMI TEPELNÝMI VÝKONY.....	108
6.4	ROSNÝ BOD SPALIN .....	111
	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>113</b>
	<b>SEZNAM LITERATURY A ZDROJŮ .....</b>	<b>115</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH VELIČÍN .....</b>	<b>117</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>123</b>
	<b>SEZNAM GRAFŮ.....</b>	<b>123</b>

# Úvod

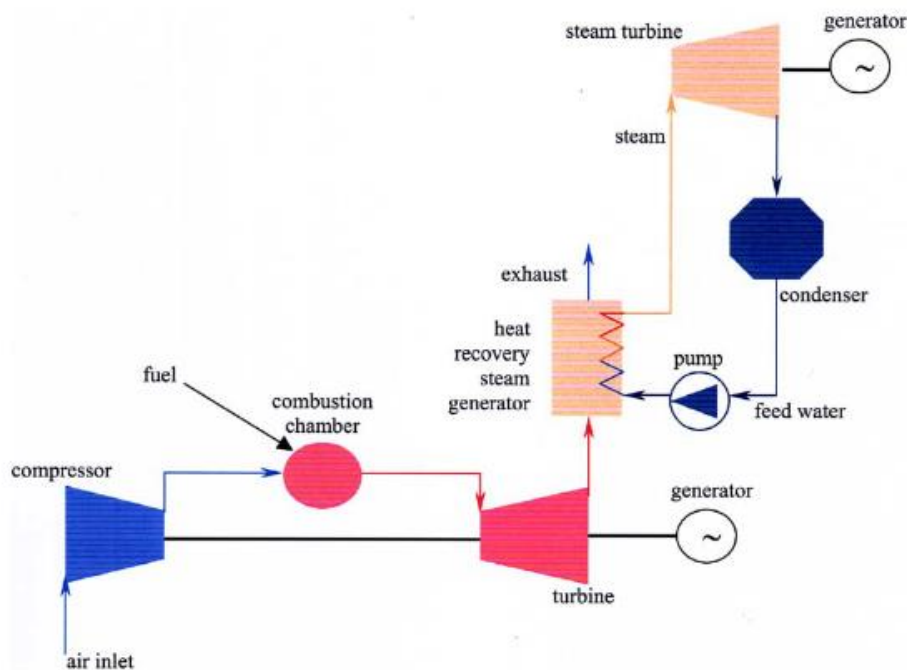
Díky snaze Evropské unie o dekarbonizaci Evropy se v oblasti energetiky do popředí dostaly obnovitelné zdroje energie (OZE), tedy především výroba elektřiny ze solárních a větrných zdrojů. I přes mnoho neodmyslitelných výhod těchto zdrojů, existuje i mnoho nevýhod, a to především jejich závislost na vhodných meteorologických podmínkách. Pokud tyto nevhodné podmínky nastanou v době špičkového odběru energie spotřebiteli, je nutné vykrýt náhlý nedostatek energie jinými zdroji, nejlépe takovými zdroji, s co nejnižším množstvím vypouštěných emisí do ovzduší. Hlavním takovýmto zdrojem energie, se kterým se v rámci energetické budoucnosti Evropy počítá je zemní plyn, který díky své vysoké flexibilitě může dané špičky vykrývat. Zemní plyn ale není ani zdaleka bezemisní zdroj energie, proto se stále hledají nové zdroje energie, které by množství emisí omezily. Jedním takovým zdrojem energie je vodík, který lze v plynové turbíně spalovat buď samotný nebo ve směsi právě se zemním plynem. Tato práce se zabývá vlivy způsobenými přechodem ze spalování zemního plynu na spalování paliv s vyšším obsahem vodíku na paroplynový cyklus, především na změnu tepelných výkonů v HRSG kotli paroplynového oběhu.

## 1 Paroplynový cyklus

Nejúčinnější způsob výroby elektrické energie pomocí plynu, se uskutečňuje v paroplynových elektrárnách. Paroplynový cyklus, je cyklus vzniklý spojením plynového cyklu a parního cyklu, tedy Braytonova cyklu a Rankine-Claussiova cyklu. Na rozdíl od jednoduché plynové elektrárny, kdy je odpadní vysokopotenciální teplo spalin odvedené z plynové turbíny nezužito, v paroplynovém cyklu se toto odpadní teplo spalin využije na vytvoření vodní páry v kotli na odpadní teplo, který je označován zkratkou HRSG (heat recovery steam generator). Vodní pára následně předává energii parní turbíně. Díky využití odpadního tepla spalin dosahují paroplynové elektrárny výrazně vyšších účinností, a to v rozmezí 55 % – 61 %, kdy jednoduché plynové elektrárny mají účinnost mezi 35 % - 40 %. To znamená, že pro každou vyrobenou megawattu spálí paroplynová elektrárna až o 35 % méně paliva než jednoduchá plynová elektrárna, což znamená výraznou úsporu paliva, a tedy i nižší měrné emise. [2] [17]



System, který můžeme vidět na jednoduchém schématu paroplynové elektrárny na *Obrázek 1.*, funguje na principu, kdy je díky kompresoru přiváděn vzduch z okolí, jedná se tedy o otevřený Braytonův cyklus, do spalovací komory, kde se smísí a následně zapálí s palivem. Směs spalin pak proudí do plynové turbíny, kde generuje mechanickou energii, která se v generátoru mění na elektrickou energii. Spaliny po expanzi v turbíně proudí do HRSG kotle, kde předávají své teplo parnímu oběhu a následně jsou vyfukovány pryč. Na straně parního oběhu je voda do HRSG kotle přiváděna pomocí napájecího čerpadla, voda se po získání tepla ze spalin, změní na páru, která proudí do parní turbíny. Obdobně jako v plynové turbíně, je v parní turbíně generována mechanická energie a následně změněna na elektrickou energii v generátoru. Z parní turbíny míří už nízkopotenciální pára do kondenzátoru, kde plně zkondenzuje a získaný kondenzát je pak čerpadlem znovu tlačena do HRSG kotle, jedná se tedy o uzavřený oběh. [1]

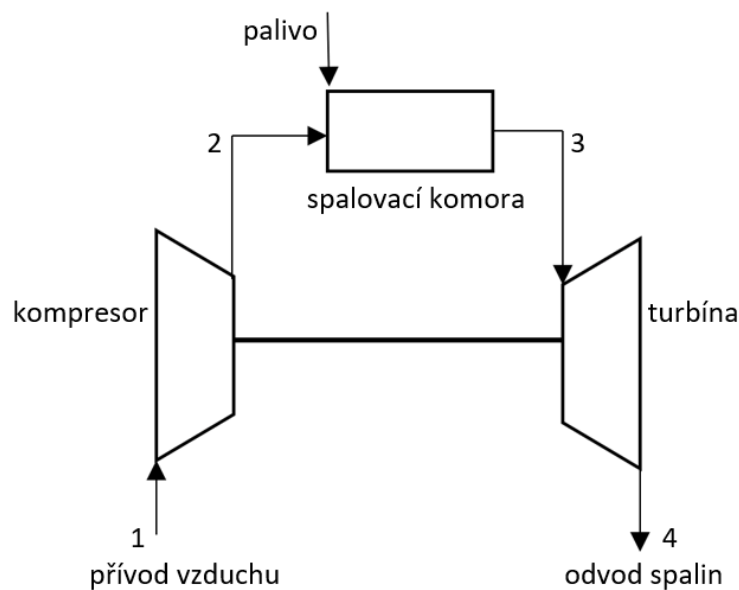


*Obrázek 1: Jednoduché schéma paroplynové elektrárny [1]*

## 1.1 Braytonův cyklus

Jak již bylo zmíněno výše, první částí paroplynového cyklu je plynový cyklus, tak zvaný Braytonův cyklus. Jak je vidět na *Obrázku 2*, při aplikaci Braytonova cyklu se využívají 3 hlavní konstrukční prvky: kompresor, spalovací komora a plynová turbína. Funkce těchto

konstrukčních prvků byla popsána v části 1. Uspořádání prvků na *Obrázku 2*, se realizuje pro otevřený Braytonův cyklus, kde je vzduch nasáván z atmosféry kompresorem a po expanzi v turbíně vyfukován zase pryč. Při provedení uzavřeného oběhu, by mezi body 4 a 1 byl umístěn výměník, který by sloužil k ochlazení pracovní látky do stavu před nasátí kompresorem. Ve většině dnešních provedení se používá oběh otevřený. Při paroplynovém cyklu je právě za bod 4 vložen HRSG kotel, sloužící k předání tepla spalin parnímu cyklu. [5]

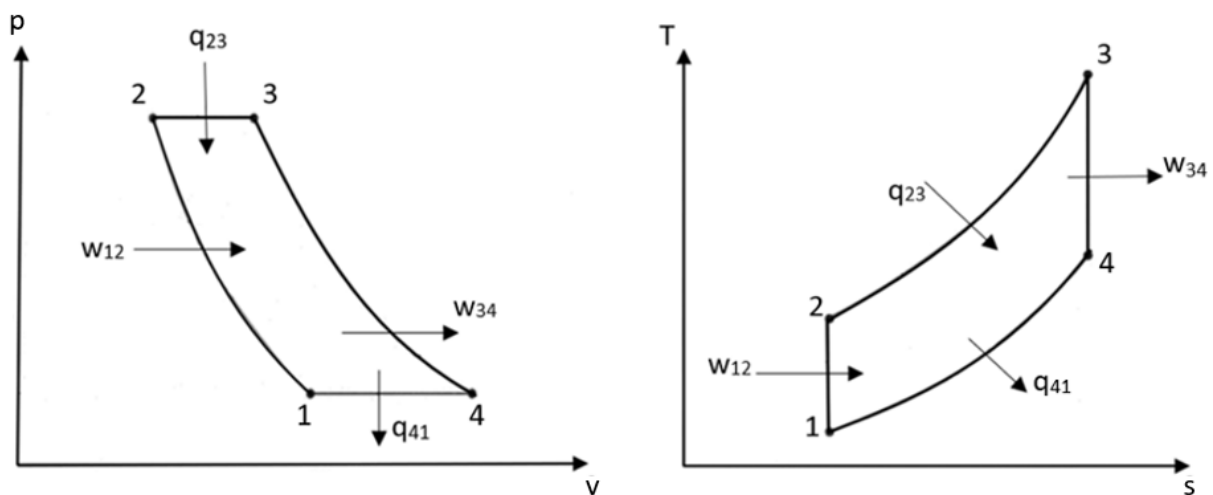


*Obrázek 2: Schéma otevřeného Braytonova cyklu*

Termodynamické děje, které probíhají v ideálním Braytonově oběhu, jsou vidět na T-s diagramu na *Obrázku 3*. Jedná se o:

- 1 – 2: adiabatická komprese, kdy je nasát vzduch kompresorem a stlačen z tlaku  $p_1$  na tlak  $p_2$  za zvýšení teploty na  $T_2$
- 2 – 3: izobarický přívod tepla, kdy je stlačený vzduch smíchán se spalujícím se palivem ve spalovací komoře, teplota za konstantního tlaku stoupne na  $T_3$
- 3 – 4: adiabatická expanze, kdy zahřátá směs vzduchu a paliva expanduje v turbíně, tepelná energie se mění na kinetickou energii za poklesu tlaku a teploty na  $p_4$  a  $T_4$
- 4 – 1: izobarický odvod tepla, teplo je za konstantního tlaku odváděno pryč, buď přímo do atmosféry při otevřeném oběhu nebo přes výměník při uzavřeném oběhu, hodnoty tlaku a teploty se vrací na původní hodnoty tedy  $p_1$  a  $T_3$

Tyto ideální termodynamické děje jsou zobrazeny v p-v diagramu (tedy diagramu s měrným objemem na vodorovné ose a tlakem na ose svislé) a T-s diagramu (tedy diagramu s měrnou entropií na vodorovné ose a s teplotou na ose svislé) na *Obrázku 3*, kde jsou označeny jednotlivé stavy 1 - 4 a také měrné dodané teplo  $q_{23}$ , měrné odvedené teplo  $q_{41}$ , měrná práce dodaná kompresoru  $w_{12}$  a měrná práce získaná z turbíny  $w_{34}$ . Pomocí těchto veličin se dá odvodit termodynamická účinnost ideálního Braytonova cyklu. [3, 5]



*Obrázek 3: p-v diagram a T-s diagram ideálního Braytonova oběhu*

Z 1. termodynamického zákona můžeme vyjádřit vztah  $\delta q = dh - v dp$ , ve kterém se při izobarické změně, kdy je tlak konstantní,  $dp = 0$ . Obecně tedy platí, že měrné teplo  $q$  je při izobarickém ději rovno změně měrné entalpie. Pro náš výše uvedený cyklus na *Obrázku 4*, se proto dají napsat rovnice 1.1 pro přívod tepla a 1.2 pro odvod tepla:

$$q_{23} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (1.1)$$

$$|q_{41}| = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \quad (1.2)$$

Celková měrná práce oběhu je potom dána vztahem 1.3:

$$w = q_{23} - |q_{41}| = c_p(T_3 - T_2 + T_1 - T_4) \quad (1.3)$$

Výsledná termodynamická účinnost ideálního Braytonova cyklu se rovná podílu celkové měrné práce oběhu a měrného přivedeného tepla do oběhu podle vztahu 1.4:

$$\eta_T = \frac{w}{q_{23}} = \frac{c_p(T_3 - T_2 + T_1 - T_4)}{c_p(T_3 - T_2)} = \frac{T_3 - T_2 + T_1 - T_4}{T_3 - T_2} \quad (1.4)$$

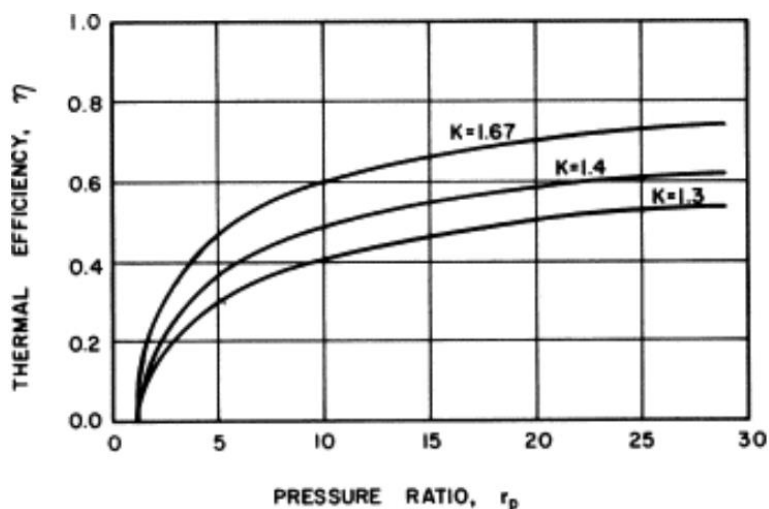
Ze stavové rovnice potom vychází vztah 1.5 pro adiabatický děj, který vychází z rovnosti tlaků  $p_2 = p_3$  a  $p_1 = p_4$ :

$$\frac{p_4}{p_3} = \frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{T_4}{T_3}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (1.5)$$

Díky tomu, že se podíly teplot rovnají, po jejich dosazení z rovnice 1.5 do rovnice 1.4 vychází finální vztah pro termodynamickou účinnost ideálního Braytonova cyklu, který je zapsán v rovnici 1.6:

$$\eta_T = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (1.6)$$

Kdy  $\varepsilon = \frac{p_2}{p_1}$  je tlakový poměr a  $\kappa$  je Poissonova konstanta. Z rovnice 1.6 jasně vyplývá, že s rostoucím tlakovým poměrem, roste i tepelná účinnost oběhu. Závislost tepelné účinnosti na tlakovém poměru pro různé hodnoty  $\kappa$  je vidět na *Obrázku 4*.

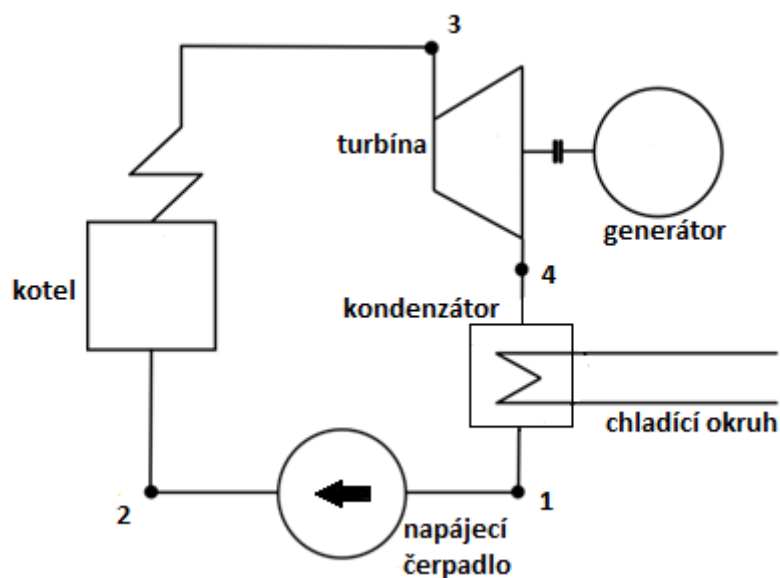


Obrázek 4: Závislost tepelné účinnosti na tlakovém poměru [4]

Je nutné zmínit, že ideálního Braytonova oběhu se v praxi nedá dosáhnout, právě kvůli nevratnosti výše popsaných dějů. Expanze a komprese ve skutečnosti neprobíhají adiabaticky a celková účinnost oběhu tedy závisí na účinnostech kompresoru a plynové turbíny. Další vliv na výslednou účinnost reálného Braytonova oběhu má tlaková ztráta, ke které dochází při transportu pracovního média. Skutečná účinnost plynových elektráren se pohybuje mezi 35 % - 40 % a jejich velkou nevýhodou je velké množství vysokopotenciálního odpadového tepla spalin na výstupu z plynové turbíny, které se při vypouštění pryč do atmosféry ztrácí. Z tohoto důvodu se toto teplo v paroplynových elektrárnách dále využívá v parním oběhu, kterému se věnuje další část. [2] [5]

## 1.2 Rankine-Clausiův cyklus

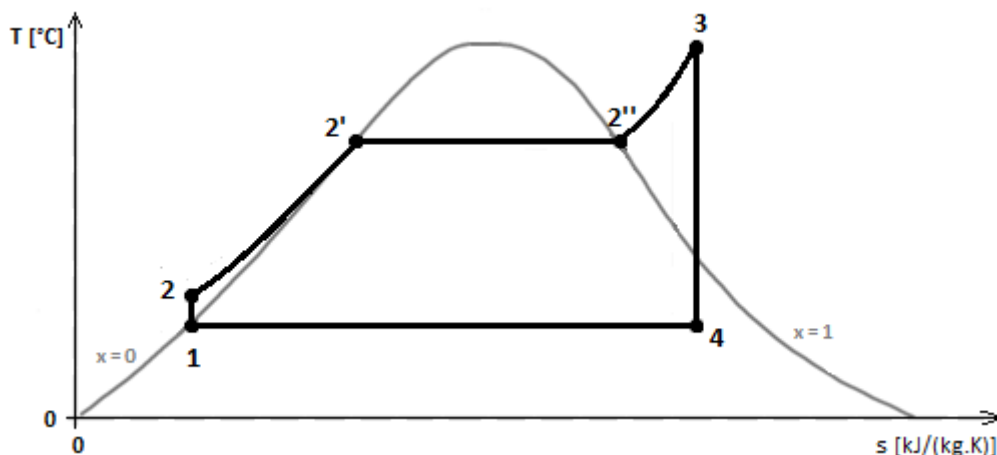
Druhým oběhem, ze kterého se skládá paroplynový cyklus, je Rankine-Clausiův cyklus. Jedná se o parní cyklus, který podobně jako Braytonův oběh, přeměňuje tepelnou energii pracovního média, v tomto případě vodní páry, na energii mechanickou, která pohání parní turbínu. Základními konstrukčními prvky při aplikaci Rankine-Clausiova oběhu jsou vidět na *Obrázku 5* a jsou to: kotel, parní turbína, kondenzátor a čerpadlo. V klasických tepelných elektrárnách, ve kterých se aplikace Rankine-Clausiova cyklu využívá, se teplo potřebné k výrobě elektrické energie získává přímo ze spalin vzniklých spalováním paliva v kotli, například biomasy nebo plynu, v paroplynových elektrárnách se toto teplo potřebné k přehřátí páry získá ze vystupujících spalin po expanzi v plynové turbíně.



Obrázek 5: Schéma Rankine-Clausiova cyklu

Pokud budeme uvažovat vratnost všech procesů v oběhu, tedy bez jakýchkoliv ztrát energie, jedná se o ideální Rankine-Clausiovův cyklus a dané termodynamické děje, které ho definují jsou zobrazeny v T-s diagramu na *Obrázku 6*. Jedná se o:

- 1 – 2: adiabatická komprese, kdy je nasávaný kondenzát stlačen čerpadlem na tlak  $p_2$
- 2 – 3: izobarický přívod tepla, kdy je kondenzát zahříván v kotli při konstantním tlaku  $p_2 = p_3$ , nejdřív ve stavu 2' voda dosáhne meze sytosti a začne se vypařovat při konstantní teplotě  $T_{2'}$ , ve stavu 2'' je již sytá pára nadále izobaricky přehřívána až na admisní teplotu  $T_3$
- 3 – 4: adiabatická expanze, kdy přehřátá pára expanduje v turbíně, tepelná energie páry se mění na kinetickou energii za poklesu tlaku a teploty na  $p_4$  a  $T_4$ , pára při tomto ději částečně kondenzuje
- 4 – 1: izobarický odvod tepla, teplo je v kondenzátoru za konstantního tlaku a teploty odváděno pryč, pára úplně zkondenzuje až do původního stavu, tedy do stavu syté kapaliny o tlaku  $p_1$  a teplotě  $T_1$



*Obrázek 6: T-s diagram Rankine-Clausiova cyklu*

Odvození účinnosti Rankine-Clausiova cyklu znovu vychází z 1. termodynamického zákona a je obdobné jako v části 1.1 o Braytonově cyklu. Hodnoty měrného přivedeného tepla a měrného odvedeného tepla jsou tedy dány změnami entalpií mezi danými stavy 2-3; 4-1 a jsou zapsány níže.

$$q_{23} = h_3 - h_2 \quad (1.7)$$

$$|q_{41}| = h_4 - h_1 \quad (1.8)$$

Rovnice celkové měrné práce oběhu je potom zapsána ve vztahu 1.9.

$$w = q_{23} - |q_{41}| = h_3 - h_2 - h_4 + h_1 \quad (1.9)$$

Celková termodynamická účinnost ideálního Rankine-Clausiova cyklu se stejně jako v Braytonově oběhu rovná podílu celkové měrné práce oběhu ku měrnému přivedenému teplu do oběhu.

$$\eta_T = \frac{w}{q_{23}} = \frac{h_3 - h_2 - h_4 + h_1}{h_3 - h_2} \quad (1.10)$$

Účinnost Rankine-Clausiova cyklu se dá zvýšit několika způsoby, mezi první patří intenzifikace parametrů, a to konkrétně zvýšení admisního tlaku  $p_3$ , zvýšení admisní teploty  $T_3$  nebo snížení emisního tlaku  $p_4$ . Tyto změny parametrů mají za následek zvýšení celkové měrné práce  $w$  a tedy i celkové účinnosti oběhu, ale jsou omezeny materiály turbíny a přehříváku. Vyšší admisní teplota snižuje mez kluzu materiálu a vyšší admisní tlak zvyšuje vlhkost páry, což může mít za následek erozivní poškození lopatek turbíny malými kapičkami vody, narážejícími do lopatek o vysoké rychlosti na turbíně, což může mít za následek její poškození abrazí. Dalším způsobem zvýšení účinnosti je mezipřehřívání páry, při kterém dochází pouze k částečné expanzi na prvním stupni turbíny a následném izobarickém přehřátí páry v přehříváku a už kompletní expanzi na požadovaný emisní tlak  $p_4$  ve druhém stupni turbíny. Poslední způsobem zvýšení účinnosti je regenerační ohřev napájecí vody, kdy je napájecí voda mezi kondenzátorem a kotlem klidně několikrát ohřívána částí odvedené páry z turbíny. [5] [12]

I u Rankine-Clausiova cyklu dochází kvůli nevratnosti dějů ke snížení skutečné účinnosti vůči té ideální. Stejně jako u reálného Braytonova cyklu i zde expanze a komprese neprobíhají adiabaticky a dochází zde k tlakovým ztrátám při transportu pracovního média oběhem.

## 2 Spalování vodíku

S vodíkem se v dnešní době počítá jako s jednou z alternativ výroby elektrické energie ke fosilním zdrojům, které jsou v rámci legislativy Evropské unie čím dál více upozadovány, kvůli množství emisí, které se při spalování fosilních paliv vypouštějí. Vzhledem k tomu, že vodík v sobě neobsahuje žádné množství uhlíku, se při jeho spalování netvoří žádné emise CO<sub>2</sub>, tedy oxidu uhličitého, který výrazně přispívá ke skleníkovému efektu. Do budoucna se proto uvažuje o využívání vodíku ve velkém, a to především takzvaného zeleného vodíku, tedy vodíku, který vzniká pomocí elektrolýzy vody za spotřebování elektrické energie vyráběné z obnovitelných zdrojů energie. Elektrická energie se dá pomocí vodíku vyrábět více způsoby, jedním z těchto způsobů je spalování vodíku právě v plynových turbínách. Vodík se dá spalovat buď čistý nebo v kombinaci s jiným palivem, v plynových turbínách nejčastěji se zemním plynem. Velikost podílu vodíku spalovaného se zemním plynem sebou přináší různé výhody i nevýhody a také technologické komplikace, o kterých bude v rámci této kapitoly pojednáváno. [6] [7]

### 2.1 Redukce CO<sub>2</sub> emisí

Jak již bylo zmíněno výše, při spalování čistého vodíku nevznikají žádné emise CO<sub>2</sub>, což je způsobeno absencí atomů uhlíku při reakci probíhající mezi vodíkem a kyslíkem při spalování viz (2.1).

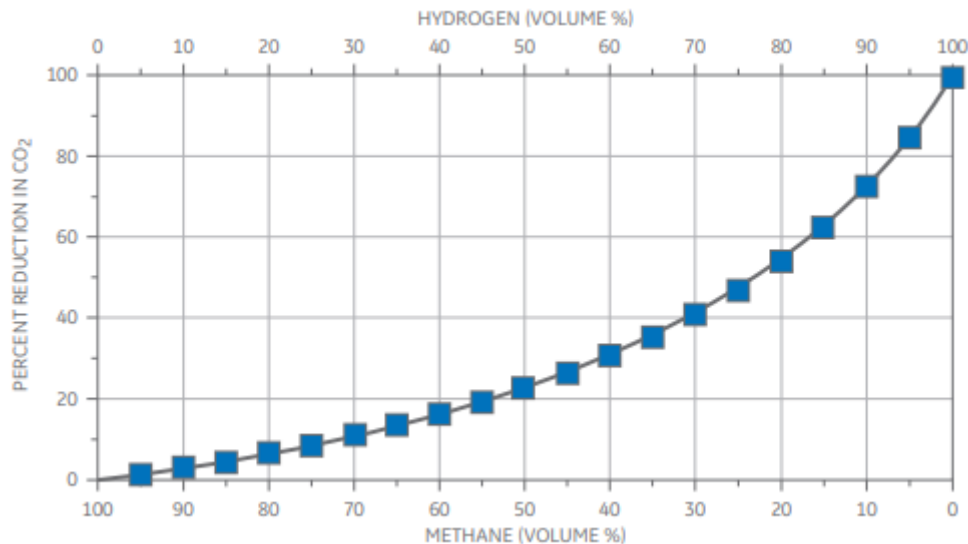


Je nutné zmínit, že při spalování čistého vodíku v plynové turbíně nejsou emise CO<sub>2</sub> nulové, na výstupu z paroplynového cyklu lze ve spalinách naměřit určitou koncentraci CO<sub>2</sub>, toto zanedbatelné množství je do cyklu přiváděno se spalovacím vzduchem, množství emisí vznikajících př. Jedná se o množství tvořící méně než 1 % objemu vzniklých spalin.

Vzhledem k tomu, že vodík a metan mají úplně odlišné energetické hustoty, není závislost redukce emisí CO<sub>2</sub> na množství vodíku v palivu lineární. Malé objemové množství vodíku přidaného do metanu snižuje emise CO<sub>2</sub> jen minimálně. Například pro redukcí emisí CO<sub>2</sub> o 50% je nutné, aby měla směs vodíku a metanu objemový podíl vodíku přibližně 77% jak je vidět na



Obrázku 7. Tuto nelineární závislost je nutné vzít v potaz při snaze spolu spalovat vodík v plynových turbínách původně navržených na zemní plyn, aby redukce emisí CO<sub>2</sub> ku nutným úpravám na turbíně dávaly ekonomicky smysl. [6] [7]



Obrázek 7: Závislost redukce emisí CO<sub>2</sub> na objemovém množství směsi vodíku a metanu [6]

## 2.2 Vliv vodíku na vlastnosti zemního plynu

Vodík se při provozu plynových turbín může směšovat se zemním plynem, buď ještě před vstupem do plynového cyklu jeho přímým vstřikováním do transportního potrubí, nebo pomocí směšovacích stanic. Díky rozdílným fyzikálně-chemickým vlastnostem zemního plynu a vodíku, se některé vlastnosti výsledné směsi, jako například tlak, teplota a výsledné složení, od zemního plynu liší a mohou ovlivnit celkový chod cyklu. [8]

### 2.2.1 Změna teploty s tlakem

Smíšení vodíku se zemním plynem ovlivní průběh tak zvaného Joule-Thomsonova jevu. Při Joule-Thomsonově jevu dochází k nevratné expanzi plynů do prostředí s nižším tlakem a jev se dá pak definovat, jako změna teploty plynu způsobená změnou jeho tlaku za konstantní entalpie podle vztahu (2.2), kde  $\mu_{JT}$  je Jouleův-Thompsonův součinitel.

$$\mu_{JT} = \left( \frac{dT}{dp} \right)_H \quad (2.2)$$

Methan má součinitel  $\mu_{JT}$  kladný, tedy při rostoucím tlaku se zvyšuje i jeho teplota a obráceně. Tento jev se negativně projevuje při transportu zemního plynu ve vysokotlakých potrubích. Na regulačních stanicích totiž dochází k poklesu tlaku, tedy expanzi zemního plynu a působením Joule-Thompsonova jevu klesá teplota plynu, což může mít negativní důsledky, a to především možnou kondenzaci některých látek, obsažených v zemním plynu. Naproti tomu vodík má při běžných teplotách součinitel  $\mu_{JT}$  záporný, s rostoucím tlakem teplota vodíku klesá. Smíšení vodíku se zemním plynem má tedy logicky za následek pokles Joule-Thompsonova součinitele vůči referenční hodnotě zemního plynu, a tedy i snížení poklesu teploty při poklesu tlaku. [8]

V *Tabulce 1* jsou vidět poklesy teplot při různých změnách tlaku pro zemní plyn před a po smíšení s vodíkem. Zemní plyn chudý má složení před přidáním vodíku: 82,5 % CH<sub>4</sub>; 11,7 % N<sub>2</sub>; 1,1 % CO<sub>2</sub>; 3,5 % C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>; 0,75 % C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> a zemní plyn bohatý: 85,5 % CH<sub>4</sub>; 0,5 % N<sub>2</sub>; 1,8 % CO<sub>2</sub>; 8,5 % C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>; 2,7 % C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>. Po přidání vodíku do plynů, oba zemní plyny obsahují 25 % mol. H<sub>2</sub>. Tlak  $p_1$  značí tlak před expanzí a tlak  $p_2$  po expanzi, původní teplota je 280 K a  $\Delta T$  vyjadřuje tepelný pokles, při snížení tlaku. V tabulce je jasně vidět znatelné snížení poklesu teploty po smíšení zemního plynu s vodíkem. [8]

*Tabulka 1: Pokles teplot plynů vlivem Joule-Thompsonova jevu [8]*

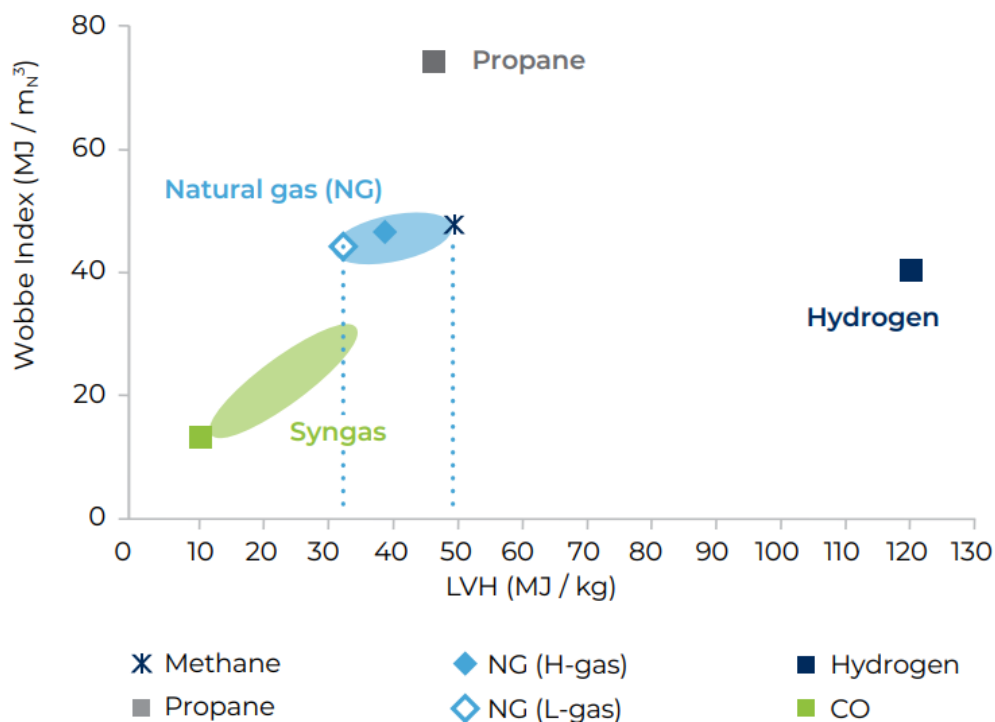
plyn	Teplota [K]	$p_1$ [MPa]	$p_2$ [MPa]	$\Delta T$ [K]
Zemní plyn chudý	280	60	40	9,5
		30	8	11,9
		8	1	3,6
		60	8	27,6
Zemní plyn chudý + 25% H <sub>2</sub>	280	60	40	5,8
		30	8	7,0
		8	1	2,3
		60	8	16,5
Zemní plyn bohatý	280	60	40	12,1
		30	8	14,2
		8	1	4,4
		60	8	35,9
Zemní plyn bohatý + 25% H <sub>2</sub>	280	60	40	7,2
		30	8	8,8
		8	1	2,8
		60	8	20,8

## 2.2.2 Wobbeho číslo

Rozdílné spalovací vlastnosti dvou plyných paliv, a to především rozdíl jejich výhřevnosti a hustoty, může mít při jejich záměně vliv na zařízení, ve kterých se provozují. Tato tak zvaná záměnnost plyných paliv se definuje pomocí Wobbeho čísla, které je definováno ve vztahu (2.3), kdy  $Q_i$  je výhřevnost paliva a  $d$  je poměrná hustota plyného paliva.

$$W_i = \frac{Q_i}{\sqrt{d_i}} \quad (2.3)$$

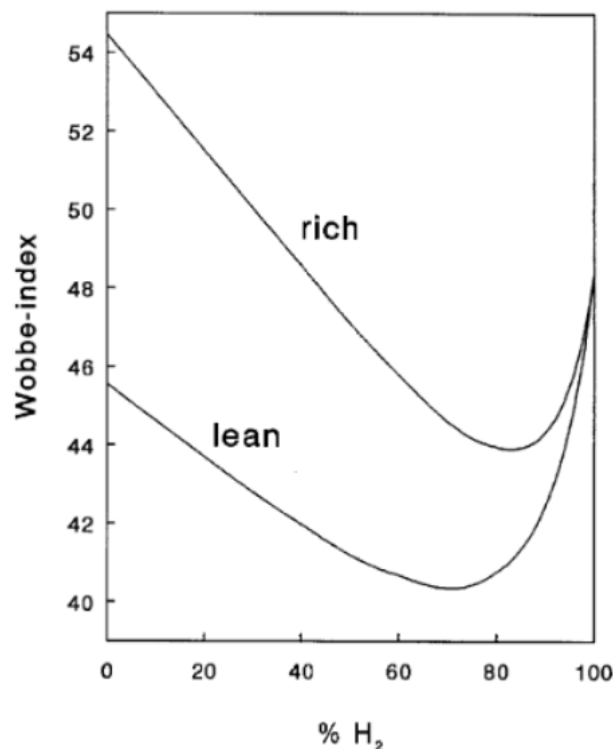
Pokud jsou Wobbeho čísla dvou rozdílných plynů při totožné teplotě a tlaku stejná, vyjadřuje to, že do spalovacího systému se v palivu dodává stejné množství tepla. Vyšší Wobbeho číslo daných plynů tedy znamená jiné spalovací vlastnosti a nutnost úpravy spalovacího systému, aby byl pro spalovaný plyn vhodný. Wobbeho čísla pro některá plyná paliva jsou vidět na *Obrázku 8*. [9]



Obrázek 8: Wobbeho číslo v závislosti na výhřevnosti pro různá plyná paliva [9]

Při vstřikování vodíku do zemního plynu se výsledné Wobbeho číslo vzniklé směsi změní. Uvažované dvě složení zemního plynu, které byly popsány výše, tedy zemní plyn chudý a zemní plyn bohatý, mají Wobbeho číslo rovno, pro chudý zemní plyn 45,5 a pro bohatý zemní plyn 54,4; samotný vodík má potom hodnotu Wobbeho čísla 48,3. I když by se dalo předpokládat,

že při pro směs vodíku s chudým zemním plynem bude hodnota Wobbeho čísla stoupat a pro bohatý zemní plyn klesat, ve skutečnosti závislost Wobbeho čísla směsi na množství vodíku probíhá podle *Obrázku 9*. Výhřevnost i poměrná hustota jsou lineární funkce molárního zlomku vodíku, Wobbeho číslo je naproti tomu nepřímo úměrné odmocnině hustoty, a to způsobuje zakřivení závislosti Wobbeho čísla na množství vodíku, jak pro chudý, tak i bohatý zemní plyn. [8]



*Obrázek 9: Wobbeho číslo v závislosti na množství vodíku v zemním plynu [8]*

Rozdíl Wobbeho čísla mezi směsí zemního plynu s vodíkem a mezi původním čistým zemním plynem, se musí vzít v potaz především při volbě vhodného hořáku. Pokud tento rozdíl přesáhne určitou povolenou hranici, je třeba použít speciální hořáky navržené pro spalování takového obohaceného plynu, při použití klasických hořáků na zemní plyn, by totiž mohlo dojít k nežádoucím problémům, jako například zpětnému prošlehnutí plamene. [9]

### 2.2.3 Výhřevnost

Jak je vidět v *Tabulce 2* na základě hmotnosti má vodík více než 2krát větší energetickou hustotu než methan, ale pokud výhřevnost vztáhneme na objem daných plynů, má vodík o

dvě třetiny nižší energetickou hustotu než methan. Při směšování vodíku se zemním plynem, je závislost těchto výhřevností na množství vodíku ve směsi lineární, tedy pokud je vztažená na hmotnost, tak stoupá a pokud je vztažená na objem, tak klesá. Aby se docílilo stejného tepla obsaženého v palivu směsi vodíku a zemního plynu, je tedy nutné zvýšit objemový průtok plynu, což může mít při fungování plynové turbíny negativní důsledky, které je nutné vyřešit. [6] [8]

Tabulka 2: Fyzikální vlastnosti vodíku a methanu [7]

Vlastnost	Jednotky	Methan	Vodík
Molekulová hmotnost	g/mol	16	2
Velikost molekuly	picometr	380	289
Dolní/horní limit hořlavosti	%	4,4/17	4/75
Rychlost plamene	cm/sec	30-40	200-300
Teplota nechlazeného plamene	°C	1963	2204
Výhřevnost	MJ/Nm <sup>3</sup>	35,8	10,8
Výhřevnost	MJ/kg	50	120

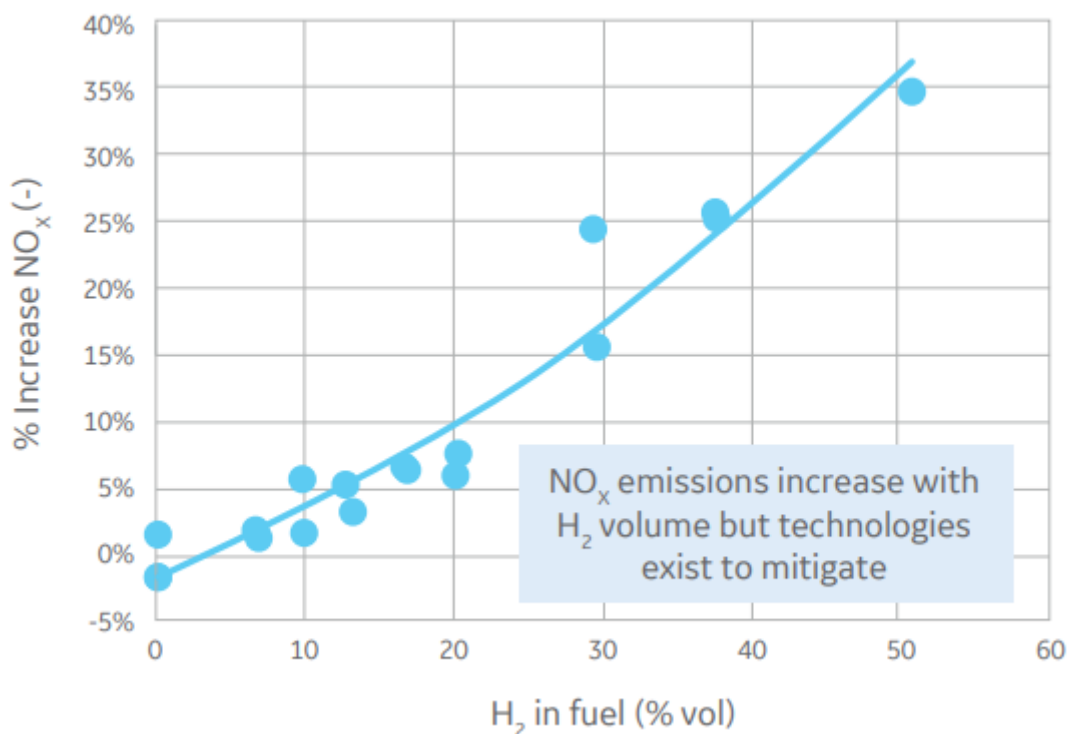
#### 2.2.4 Rychlost plamene

Rychlost plamene je při spalování vodíku několikrát vyšší než rychlost plamene při spalování methanu, jak je vidět v *Tabulce 2*. Tato vyšší rychlost může způsobit jev, kdy plamen ve spalovací komoře pronikne zpět přes hořák do přívodu paliva, tento jev se nazývá zpětné prošlehnutí plamene neboli flashback. Pokud plamen zapálí palivovou směs v přívodní části, může dojít k rozsáhlému poškození konstrukčních prvků, protože tato část není navržena na takto vysoké teploty. Šance na vznik zpětného prošlehnutí plamene se dále zvyšuje s rostoucím rozdílem rychlostí mezi přívodní směsí a rychlostí plamene a také kratší dobou zpoždění zážehu vodíku, ku zemnímu plynu. Spalovací systémy jsou normálně navrženy na určitou rychlost plamene a při záměně původního zemního plynu za zemní plyn s vyšším obsahem vodíku je nutné, tento problém řešit například výměnou hořáku za vhodnější. [6] [7] [9]

### 2.3 Vliv spalování vodíku na emise NO<sub>x</sub>

Další problém, který vyšší rychlost plamene vodíku způsobuje, je vznik většího množství emisí NO<sub>x</sub>, tedy emisí dusíkatých plynů. Množství emisí NO<sub>x</sub> vzniklých při spalování závisí na mnoha

faktorech, jako například na množství vodíku v palivu zemního plynu, což je vidět na *Obrázku 10*, dále na konkrétním spalovacím systému a také na podmínkách, při kterých plynová turbína funguje jako je například součinitel přebytku vzduchu. Množství emisí  $\text{NO}_x$  také roste s vyšší teplotou ve spalovací komoře, která je způsobena právě vyšší rychlostí plamene, díky které vyhořívá směs paliva s oxidem dusným dříve, než se zcela promíchá, díky tomu vznikají ve spalovací komoře lokální místa s vysokými teplotami, které zvyšují tvorbu  $\text{NO}_x$ . Teplota ve spalovací komoře se dá přímo regulovat pomocí vhodné tvorby směsi vzduchu a paliva, kdy při využití většího množství spalovacího vzduchu a při jeho lepší promíchání s palivem, spalovací teplota směsi klesá. Za tímto účelem se využívají tak zvané DLE hořáky (dry low emissions), které vytváří směs paliva se spalovacím vzduchem ještě před vstupem do spalovací komory, čímž dojde k lepšímu promíchání směsi a díky tomu snížení lokálních teplot ve spalovací komoře a snížení emisí  $\text{NO}_x$ .



*Obrázek 10: Závislost růstu  $\text{NO}_x$  emisí na množství vodíku přidaném v zemním plynu [7]*

## 2.4 Přehled současných technologií turbín a hořáků pro spalování vodíku

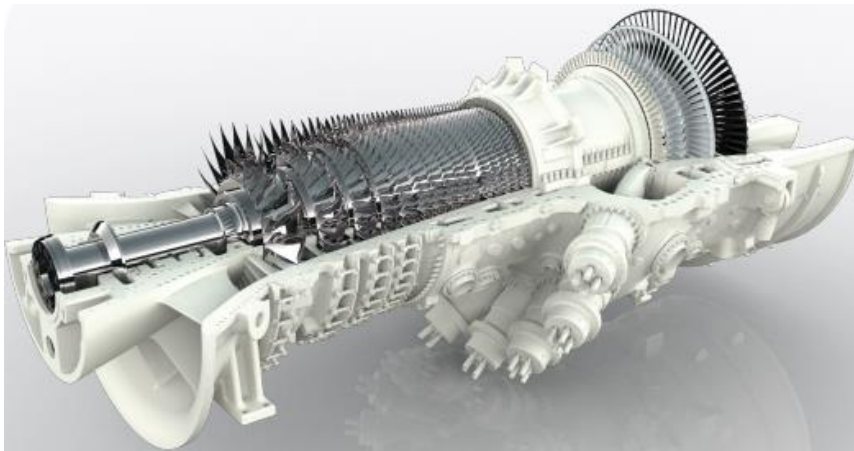
V dnešní době existuje mnoho technologií turbín od různých společností, fungujících na spoluspalování vodíku v zemním plynu nebo na spalování přímo čistého vodíku. I když principiálně pracují dané turbíny stejně nebo velmi podobně, kvůli odlišným vlastnostem vodíku a zemního plynu, které byly popsány v předešlých kapitolách, dochází při záměně paliv k problémům, které daní výrobci turbín řeší různými konstrukčními způsoby. V této části jsou zjednodušeně popsány některé v současnosti používané technologie turbín spalujících vodík od těch největších společností zabývajících se touto problematikou. [9]

### 2.4.1 Ansaldo Energia

Společnost Ansaldo Energia v současnosti nabízí 4 typy plynových turbín, určených k spoluspalování vodíku se zemním plynem. Jedná se o turbíny se sekvenčním spalováním GT36, kterou lze vidět na *Obrázku 11* a turbínu GT26, a potom dvě turbíny s klasickým jednostupňovým spalováním s označením AE94.3A a AE92.2. Tyto dvě plynové turbíny jsou běžně používané turbíny pro spalování zemního plynu bez úprav spalovacího systému, schopné spoluspalovat se zemním plynem až 25 obj. % vodíku. [9] [16]

Plynové turbíny se sekvenčním spalováním GT36 a GT26 jsou schopné díky vhodným konstrukčním řešením spalovat významně vyšší množství vodíku. Jak již bylo popsáno v předchozích částech práce, kvůli určitým vlastnostem vodíku při jeho spalování dochází k riziku zpětného prošlehnutí plamene (flashbacku). Tento problém se normálně řeší vstřikováním menšího množství paliva, což vede k posunutí plamene dále od hořáku a snižuje riziko flashbacku, menší množství přiváděného paliva, ale vede ke snížení výkonu turbíny. Sekvenční spalování funguje na principu, kdy je v prvním stupni turbíny přiváděno menší množství paliva, což vede k nižší teplotě v prvním stupni a posunutím polohy plamene dále od hořáku. Výsledek nižší teploty na výstupu z prvního stupně, je i nižší teplota na vstupu do druhého stupně. Druhý stupeň funguje na principu samovznícení, kdy je poloha plamene závislá na vstupní teplotě, díky tomu je možné ve druhém stupni přivést větší množství paliva, které sice ovlivní teplotu na výstupu z druhého stupně, nikoliv však polohu plamene. Tento

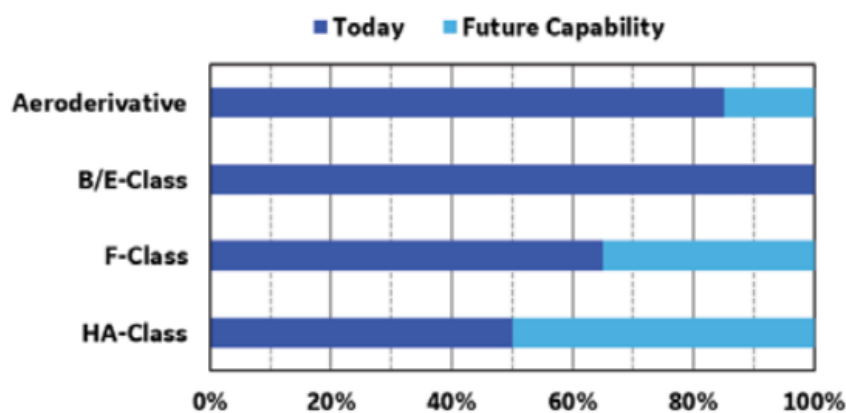
typ plynových turbín se sekvenčním spalováním tak může pracovat až s 50 obj. % vodíku v zemním plynu, s minimální rizikem zpětného prošlehnutí plamene. [9] [16]



Obrázek 11: Model plynové turbíny GT36 od společnosti Ansaldo Energia [9]

#### 2.4.2 General Electric

Společnost General Electric se vyznačuje snahou o vývoj plynových turbín s možností spalování vysokého množství vodíku v zemním plynu a také modernizací již stávajících technologií pro spoluspalování vodíku. V současnosti má v portfoliu turbín několik typů plynových turbín schopných spalování i čistého vodíku, viz *Obrázek 12*. Kromě aeroderivativních a vysoce výkonných turbín společnost vyrábí i vhodné hořáky se snahou o minimalizaci emisí NOx. Jedním s těchto hořáky je hořák DLN 2.6e, který obsahuje velmi malé trubice určené k předmíchání palivové směsi, jak bylo popsáno výše viz podkapitola 2.3. [9]

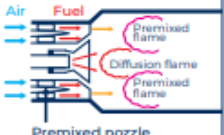
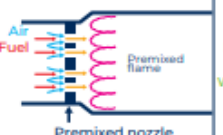
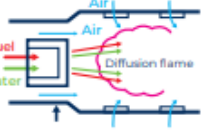


Obrázek 12: Množství vodíku schopné spalovat v různých turbínách firmy GE [9]



### 2.4.3 Mitsubishi Hitachi Power Systems

Tato společnost se věnuje vývoji hořáků vhodných pro plynové turbíny spalující nebo spoluspalující vodík. V současnosti vyrábí 3 typy DLN hořáků, a to tak zvaný multi-nozzle hořák, multi-cluster hořák, který je teprve ve vývoji a difúzní hořák. Tyto hořáky mají různé specifikace a hodí se pro spalování různého množství vodíku v zemním plynu, shrnutí těchto specifikací je vidět na *Obrázku 13*. [9]

	Multi-nozzle combustor	Multi-cluster combustor	Duffusion combustor
Combustor type	Premix	Premix	Diffusion
Structure			
Dilution for low NOx	Not applicable (Dry)	Not applicable (Dry)	Water, steam and N <sub>2</sub>
Cycle efficiency	No efficiency drop because of no steam or water injection	No efficiency drop because of no steam or water injection	Efficiency drop occurs because steam or water are injected to reduce NOx
Hydrogen co-firing ratio	Up to 30% vol.	Up to 100% vol. (under development)	Up to 100% vol.

*Obrázek 13: Specifikace hořáků od společnosti MHPS [9]*

Multi-nozzle hořák, je hořák vhodný pro spoluspalování vodíku se zemním plynem maximálně do 30 obj. % vodíku. Je založen na konvenční technologii DLN hořáků, zabraňujících flashbacku a snižování NOx emisí. Funguje tedy na jednoduchém principu, kdy je před hořákem vytvářeno turbulentní prostředí v tryskách, pomocí víříče vzduchu, kde se spalovací vzduch dobře smísí s přiváděným palivem, což má následně pozitivní efekt viz podkapitola 2.3. [9]

Turbulentní prostředí nutné k promíchání paliva se spalovacím vzduchem, které se tvoří při využití DLN hořáků, vyžaduje relativně velký prostor a zvyšuje riziko zpětného prošlehnutí plamene. Multi-cluster hořák je alternativou, kdy se díky většímu množství trysek, v každé trysce směšuje menší množství paliva se spalovacím vzduchem a není tak nutné vytvářet turbulentní prostředí, pomocí víříče vzduchu. Díky tomuto konstrukčnímu řešení hořáku klesá riziko zpětného prošlehnutí plamene a zároveň je dodržena nízká tvorba emisí NOx. V dnešní době se pomocí tohoto hořáku dá spalovat palivo až s 80 obj. % vodíku. [9]

### 3 Stechiometrické výpočty spalování zemního plynu a vodíku

Stechiometrické výpočty jsou objemové výpočty, jejímž cílem je určit přibližné složení spalin, vzniklých spalováním směsi paliva a spalovacího vzduchu. Právě složení spalin totiž přímo ovlivňuje množství tepla, které je spalinám ve výměnících odebráno. Znalost složení spalin bude tedy v dalších částech práce důležité, ať už při samotném návrhu HRSG kotle pro spalování zemního plynu v plynové turbíně nebo při přepočtu tepelných poměrů v HRSG kotli při uvažovaném nahrazení zemního plynu v plynové turbíně vodíkem. V této části práce je vypočítána stechiometrie spalování dvou různých zemních plynů a jejich směsmi s vodíkem. Jedná se o dva druhy zemního plynu, a to tranzitní zemní plyn a norský zemní plyn, které se využívají v plynových turbínách, dále potom směsi zemní plynu a vodíku, obsahující 25 %, 50 % a 75 % vodíku, a nakonec čistý vodík. Výsledky výpočtů všech paliv jsou pak mezi sebou porovnány. Pro zjednodušení výpočtů je počítáno s modelem dokonalého spalování paliva, rovnice i s dosazenými hodnotami a výsledky jsou vypsány pouze pro tranzitní zemní plyn v podkapitole 3.1, výsledky stechiometrických výpočtů všech uvažovaných paliv jsou vidět v *Tabulce 4*.

#### 3.1 Výpočet stechiometrie zemního plynu

Pro vzorové dosazení do stechiometrických výpočtů byl zvolen tranzitní zemní plyn běžně používaný v Evropě, jehož složení je vidět v *Tabulce 3*.

*Tabulka 3: Složení a výhřevnosti tranzitního zemního plynu a norského zemního plynu*

tranzitní zemní plyn		norský zemní plyn	
složky plynu	[%]	složky plynu	[%]
CH <sub>4</sub>	98,39	CH <sub>4</sub>	85,8
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0,44	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	8,49
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,16	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	2,3
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,07	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,7
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,03	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,25
N <sub>2</sub>	0,84	N <sub>2</sub>	0,96
CO <sub>2</sub>	0,07	CO <sub>2</sub>	1,5
Q <sub>i</sub> [kJ/Nm <sup>3</sup> ]	35 870	Q <sub>i</sub> [kJ/Nm <sup>3</sup> ]	39 653

**Minimální objem kyslíku potřebný pro dokonalé spálení 1 Nm<sup>3</sup> paliva:**

$$\begin{aligned}O_{O_2min} &= 0,5 \cdot o_{H_2} + 0,5 \cdot o_{CO} + \sum \left(m + \frac{n}{4}\right) \cdot o_{C_mH_n} - o_{O_2} \\&= 0,5 \cdot 0 + 0,5 \cdot 0 + \left(1 + \frac{4}{4}\right) \cdot 0,9839 + \left(2 + \frac{6}{4}\right) \cdot 0,0044 \\&\quad + \left(3 + \frac{8}{4}\right) \cdot 0,0016 + \left(4 + \frac{10}{4}\right) \cdot 0,0007 + \left(5 + \frac{12}{4}\right) \\&\quad \cdot 0,0003 - 0 = 1,998 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3\end{aligned}\tag{3.1}$$

**Minimální objem suchého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 Nm<sup>3</sup> paliva:**

$$O_{VSmin} = \frac{O_{O_2min}}{0,21} = \frac{1,998}{0,21} = 9,515 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3\tag{3.2}$$

**Minimální objem vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 Nm<sup>3</sup> paliva:**

$$O_{VVmin} = \chi_v \cdot O_{VSmin} = 1,016 \cdot 9,515 = 9,667 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3\tag{3.3}$$

**Objem vodní páry v objemu vlhkého vzduchu:**

$$O_{H_2O}^V = O_{VVmin} - O_{VSmin} = 9,667 - 9,515 = 0,1522 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3\tag{3.4}$$

**Dílčí objemy složek suchých spalin:**

**objem oxidu uhličitého:**

$$\begin{aligned}O_{CO_2} &= o_{CO_2} + 0,994 \cdot \left(o_{CO} + \sum m \cdot o_{C_mH_n}\right) + 0,0003 \cdot O_{VSmin} \\&= 0,0007 + 0,994 \\&\quad \cdot (0 + 1 \cdot 0,9839 + 2 \cdot 0,0044 + 3 \cdot 0,0016 + 4 \cdot 0,0007 + 5 \\&\quad \cdot 0,0003) + 0,0003 \cdot 9,515 = 0,9993 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3\end{aligned}\tag{3.5}$$

**objem dusíku:**

$$\begin{aligned}O_{N_2} &= o_{N_2} + 0,7805 \cdot O_{VSmin} = 0,0084 + 0,7805 \cdot 9,515 \\&= 7,435 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3\end{aligned}\tag{3.6}$$

**objem argonu:**

$$O_{Ar} = o_{Ar} + 0,0092 \cdot O_{VSmin} = 0 + 0,0092 \cdot 9,515 = 0,08754 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3\tag{3.7}$$

**objem oxidu siřičitého:**

$$O_{SO_2} = o_{SO_2} = 0 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3\tag{3.8}$$

**Výsledný objem suchých spalin:**

$$\begin{aligned} O_{SS \min} &= O_{CO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} + O_{SO_2} = 0,9993 + 7,435 + 0,08754 + 0 \\ &= 8,512 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \end{aligned} \quad (3.9)$$

**Objem vodní páry ve spalinách:**

$$\begin{aligned} O_{H_2O}^S &= o_{H_2O} + o_{H_2} + \sum \frac{n}{2} \cdot o_{C_m H_n} + O_{H_2O}^V \\ &= 0 + 0 + \frac{4}{2} \cdot 0,9839 + \frac{6}{2} \cdot 0,0044 + \frac{8}{2} \cdot 0,0016 + \frac{10}{2} \\ &\quad \cdot 0,0007 + \frac{12}{2} \cdot 0,0003 + 0,1522 = 2,145 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \end{aligned} \quad (3.10)$$

**Minimální objem vlhkých spalin vzniklých dokonalým spálením paliva:**

$$O_{SV \min} = O_{SS \min} + O_{H_2O}^S = 8,512 + 2,145 = 10,67 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \quad (3.11)$$

**Skutečné množství spalovacího vzduchu při součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda = 2,45$ :**

$$O_{VV} = \lambda \cdot O_{VV \min} = 2,45 \cdot 9,667 = 23,64 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \quad (3.12)$$

**Skutečný objem spalin z 1 Nm<sup>3</sup> spáleného paliva:**

$$\begin{aligned} O_{SV} &= O_{SV \min} + (\lambda - 1) \cdot O_{VV \min} = 10,67 + (2,45 - 1) \cdot 9,667 \\ &= 24,64 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \end{aligned} \quad (3.13)$$

## 3.2 Porovnání výsledků stechiometrických výpočtů zemního plynu a vodíku

V *Tabulce 4* jsou vypsány nejdůležitější výsledné objemy získané ze stechiometrických výpočtů všech uvažovaných paliv, tedy dílčí objemy jednotlivých složek obsažených ve spalinách a výsledné objemy spalovacího vzduchu a spalin při součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda = 2,45$ ; který byl dopočítán z dostupných parametrů uvažované plynové turbíny SGT – 800 o výkonu 62,5 MWe od společnosti Siemens. Součinitel přebytku vzduchu byl spočítán pomocí bilance hmoty a energie na vstupu a výstupu z plynové turbíny, parametry dané turbíny uvádí společnost Siemens na internetu viz [13]. Na začátku bilance byl určen příkon tepelné energie, který

vstupuje do turbíny v palivu, tak aby byl elektrický výkon roven 62,5 MWe. Z tohoto příkonu byl díky výhřevnosti tranzitního zemního plynu, uvedeného v *Tabulce 3*, určen objemový průtok paliva na vstupu do turbíny a pomocí stechiometrie i objemový průtok spalin. Ze zadaných parametrů plynové turbíny je známý hmotnostní průtok spalin, součinitel přebytku vzduchu tedy musí být takový, aby se vypočtený průtok spalin rovnal tomu v zadaných parametrech, tedy  $\lambda = 2,45$ .

Jak je vidět v *Tabulce 4*, při spalování zemního plynu je pro dokonalé spalování 1 Nm<sup>3</sup> nutné několikanásobně větší množství spalovacího vzduchu než u spalování čistého vodíku. Tomu i odpovídá větší objem vzniklých spalin, a tedy i větší objemy jednotlivých složek spalin.

Tabulka 4: Výsledky stechiometrických výpočtů

tranzitní zemní plyn		norský zemní plyn	
vypočtené objemy	[Nm <sup>3</sup> /Nm <sup>3</sup> ]	vypočtené objemy	[Nm <sup>3</sup> /Nm <sup>3</sup> ]
$O_{VV \min}$	9,667	$O_{VV \min}$	10,61
$O_{VV}$	23,64	$O_{VV}$	25,95
$O_{CO_2}$	0,9993	$O_{CO_2}$	1,149
$O_{N_2}$	7,435	$O_{N_2}$	8,163
$O_{Ar}$	0,08754	$O_{Ar}$	0,096
$O_{SO_2}$	0	$O_{SO_2}$	0
$O_{H_2O}^S$	2,145	$O_{H_2O}^S$	2,28
$O_{SV \min}$	10,67	$O_{SV \min}$	11,68
$O_{SV}$	24,64	$O_{SV}$	27,03
25 % vodíku v zemním plynu		50 % vodíku v zemním plynu	
vypočtené objemy	[Nm <sup>3</sup> /Nm <sup>3</sup> ]	vypočtené objemy	[Nm <sup>3</sup> /Nm <sup>3</sup> ]
$O_{VV \min}$	7,853	$O_{VV \min}$	5,944
$O_{VV}$	19,2	$O_{VV}$	14,77
$O_{CO_2}$	0,7503	$O_{CO_2}$	0,5013
$O_{N_2}$	6,041	$O_{N_2}$	4,647
$O_{Ar}$	0,0711	$O_{Ar}$	0,0547
$O_{SO_2}$	0	$O_{SO_2}$	0
$O_{H_2O}^S$	1,866	$O_{H_2O}^S$	1,588
$O_{SV \min}$	8,729	$O_{SV \min}$	6,791
$O_{SV}$	20,08	$O_{SV}$	15,52
75 % vodíku v zemním plynu		čistý vodík	
vypočtené objemy	[Nm <sup>3</sup> /Nm <sup>3</sup> ]	vypočtené objemy	[Nm <sup>3</sup> /Nm <sup>3</sup> ]
$O_{VV \min}$	3,563	$O_{VV \min}$	2,419
$O_{VV}$	8,851	$O_{VV}$	5,915
$O_{CO_2}$	0,252	$O_{CO_2}$	0,000714
$O_{N_2}$	2,789	$O_{N_2}$	1,858
$O_{Ar}$	0,0328	$O_{Ar}$	0,02191
$O_{SO_2}$	0	$O_{SO_2}$	0
$O_{H_2O}^S$	1,05	$O_{H_2O}^S$	1,038
$O_{SV \min}$	4,124	$O_{SV \min}$	2,919
$O_{SV}$	9,355	$O_{SV}$	6,415

### 3.3 I-t diagram

Entalpie spalin vzniklých při spalování paliva je závislá na několika faktorech, a to především na složení daného paliva a na teplotě spalin. Pro jednotlivá paliva byly spočítány měrné

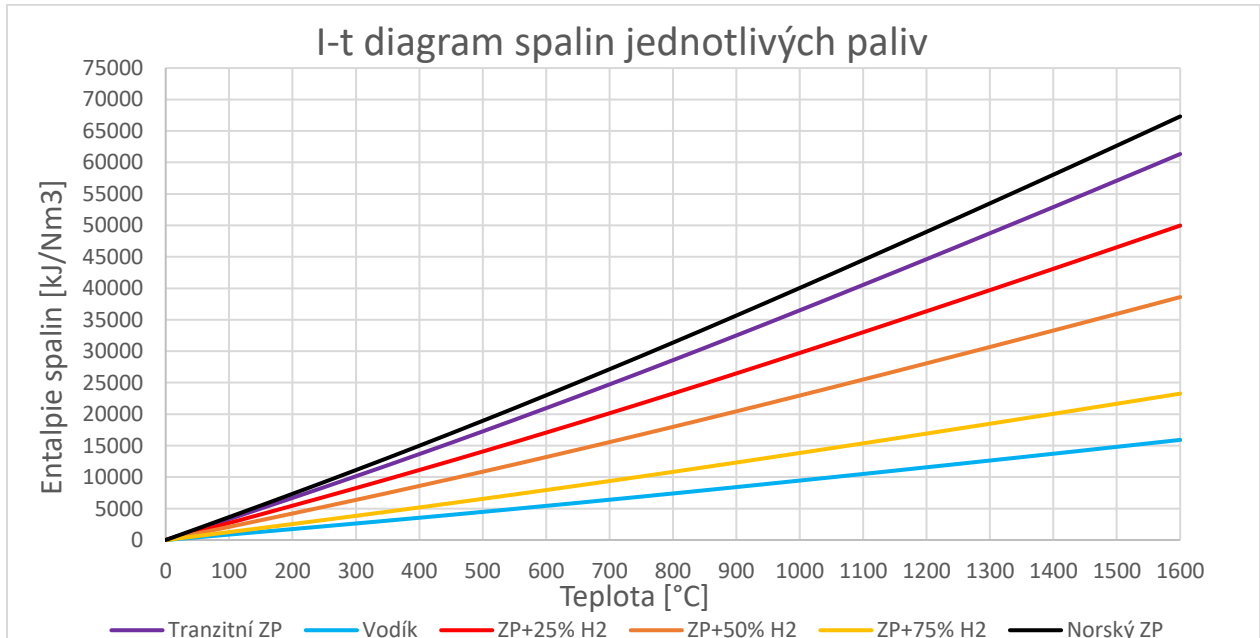
entalpie jejich spalin a vytvořena závislost této entalpie na teplotě spalin, viz *Graf 1*, kde je vidět, že entalpie roste s teplotou spalin a klesá s procentuálním množstvím vodíku v palivu. Měrná entalpie spalin byla spočítána pomocí rovnic (3.14); (3.15) a (3.16), které jsou níže vidět se vzorovým dosazením hodnot pro tranzitní zemní plyn a teplotu 100 °C.

$$\begin{aligned}
 I_{Smin}^t &= O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^t + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O}^t \\
 &= 0,9993 \cdot 170 + 0 \cdot 191,2 + 7,435 \cdot 129,5 + 0,08754 \\
 &\quad \cdot 93,07 + 2,145 \cdot 150,6 = 1463,9 \text{ kJ/Nm}^3
 \end{aligned}
 \tag{3.13}$$

$$\begin{aligned}
 I_{Vmin}^t &= O_{VSmin} \cdot i_{VS}^t + O_{H_2O}^V \cdot i_{H_2O}^t = 9,515 \cdot 132,3 + 0,1522 \cdot 150,6 \\
 &= 1281,8 \text{ kJ/Nm}^3
 \end{aligned}
 \tag{3.14}$$

$$\begin{aligned}
 I_S^{t,\alpha} &= I_{Smin}^t + (\lambda - 1) \cdot I_{Vmin}^t = 1463,9 + (2,45 - 1) \cdot 1281,8 \\
 &= 3116,4 \text{ kJ/Nm}^3
 \end{aligned}
 \tag{3.15}$$

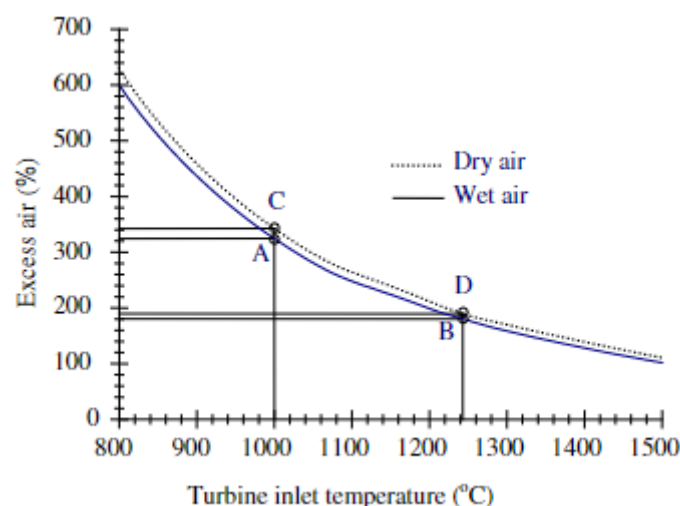
*Graf 1: I-t diagram spalin jednotlivých paliv pro  $\lambda = 2,45$*



Další parametr, na kterém je velikost entalpie spalin závislá, je součinitel přebytku vzduchu  $\lambda$ , který udává poměr mezi skutečným množstvím vzduchu přítomným při spalování a minimálním množstvím vzduchu, potřebným pro dokonalé stechiometrické spálení paliva.

Toto minimální množství vzduchu je pouze teoretická hodnota, při které v praxi kvůli určitým jevům probíhajících při spalování, k úplnému vyhoření paliva nedojde. Z tohoto důvodu se při spalování ve většině případů využívá takzvaná chudá směs. Chudá směs je směs paliva a okysličovadla, tedy vzduchu, kdy je součinitel přebytku vzduchu  $\lambda > 1$ . Množství vzduchu při spalování kromě entalpie výrazně ovlivňuje například i množství emisí, kdy při vyšším množství vzduchu z důvodu dokonalé oxidace CO k jeho redukcii ve spalinách. Naopak s rostoucím množstvím vzduchu klesá množství emisí NOx.

Obecně se pro spalování v plynových turbínách uvádí rozmezí součinitele přebytku vzduchu jako:  $\lambda = 2 \div 7$ , v praxi se ale součinitel přebytku vzduchu pro stacionární plynové turbíny volí do  $\lambda = 4$ . [11] [18] Při vyšších hodnotách součinitele přebytku vzduchu může docházet k nestabilitě spalování v turbíně, proto se spalovací komora dělí na několik částí a provádí se postupný přívod vzduchu, díky čemuž se směs paliva se vzduchem lépe promíchá a dojde ke stabilnímu spalování směsi. Dalším vlivem vyššího množství přiváděného vzduchu, je snižování teploty na vstupu do plynové turbíny, a tedy i celkové účinnosti turbíny. Závislost součinitele přebytku vzduchu na teplotě vstupu do turbíny je vidět na *Obrázku 14*, a to pro vlhký i suchý vzduch. Součinitel přebytku vzduchu je na tomto obrázku vyjádřen jako procentuální množství oproti stechiometrickému množství spalovacího vzduchu. [11] [18]

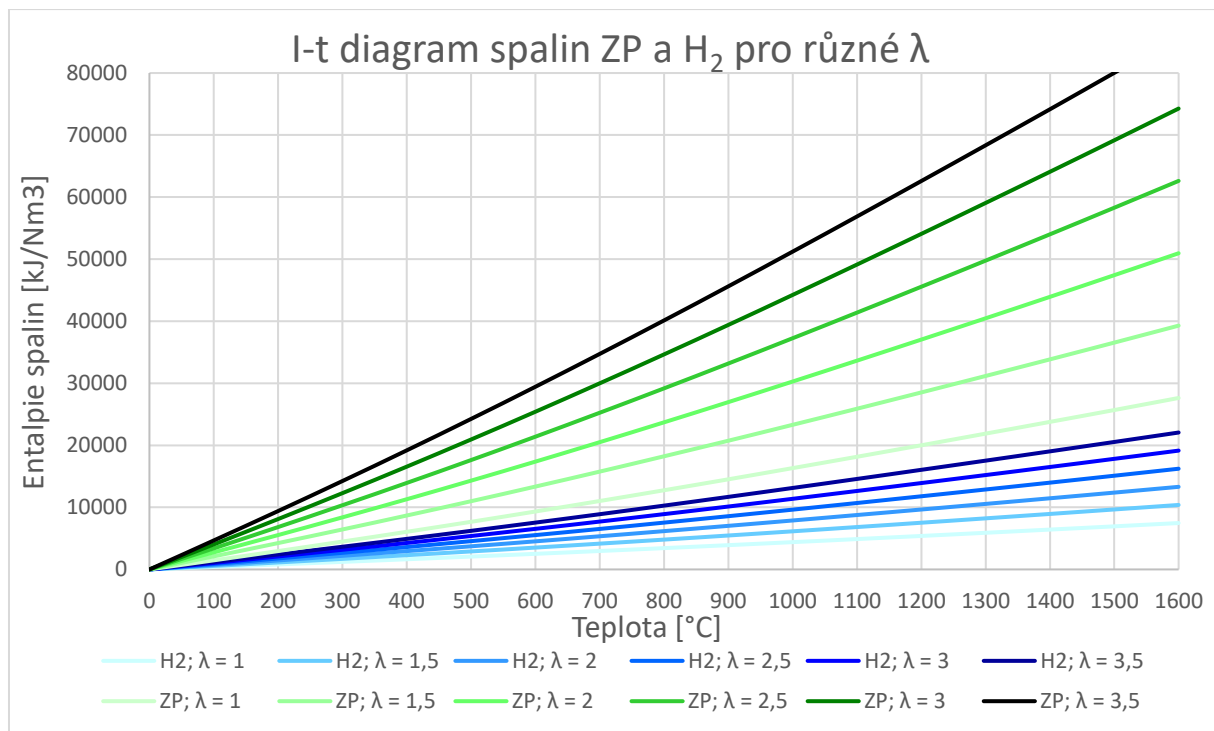


*Obrázek 14: Závislost součinitele přebytku vzduchu na teplotě vstupu do turbín [11]*



Na *Grafu 2* byla vynesena závislost měrné entalpie spalin na teplotě pro různé hodnoty součinitele přebytku vzduchu  $\lambda$  a to pro tranzitní zemní plyn a čistý vodík. Na grafu je jasně vidět, že pro obě paliva entalpie spalin s vyšším množstvím vzduchu stoupá.

*Graf 2: I-t diagram spalin ZP a H<sub>2</sub> v závislosti na  $\lambda$*



### 3.4 Vlastnosti spalin

Na rozdíl od vody a vodní páry, kde jsou vlastnosti jako hustota nebo měrná tepelná kapacita tabelovány pro širokou škálu teplot a tlaků, se tyto vlastnosti pro spaliny musí dopočítat, z důvodu jejich nestálého složení v závislosti na prvkovém složení konkrétního spalovaného paliva. V *Tabulce 5* jsou vypsány některé vlastnosti jednotlivých složek spalin při teplotě spalin 598 °C a tlaku 101 325 Pa, to je teplota a tlak spalin, se kterými se bude v další části práce pracovat. Tyto hodnoty hustot a měrných tepelných kapacit složek spalin byly určeny pomocí programu CoolProp. Hustota spalin při dané teplotě a tlaku se spočítá pomocí rovnice (3.16), kde  $\rho_{SV \min}$  je hustota spalin při stechiometrickém spalování a  $\rho_{VV}$  je hustota spalovacího vzduchu, součinitel přebytku vzduchu je uvažován  $\lambda = 2,45$ . Měrná tepelná kapacita se vypočítá obdobně podle rovnice (3.17), v těchto rovnicích jsou dosazeny hodnoty pro spalování zemního plynu, následně byly vlastnosti spalin spočítány i pro spalování čistého vodíku viz *Tabulka 6*

Tabulka 5: Hustota a měrná tepelná kapacita složek spalín

	hustota [kg/m <sup>3</sup> ]	cp[J/kg.K]
CO <sub>2</sub>	0,6170	1194,4
SO <sub>2</sub>	0,8983	831,8
N <sub>2</sub>	0,3926	1138,7
Ar	0,5600	520,4
H <sub>2</sub> O	0,2527	2200,1

$$\rho_{sp} = \frac{O_{SV \min} \cdot \rho_{SV \min} + (\lambda - 1) \cdot O_{VV \min} \cdot \rho_{VV}}{O_{SV \min} + (\lambda - 1) \cdot O_{VV \min}} \quad (3.16)$$

$$= \frac{10,67 \cdot 0,386 + (2,45 - 1) \cdot 9,667 \cdot 0,4026}{10,67 + (2,45 - 1) \cdot 9,667}$$

$$= 0,3954 \text{ kg/m}^3$$

$$c_{p \ sp} = \frac{O_{SV \min} \cdot c_{p \ SV \ min} + (\lambda - 1) \cdot O_{VV \ min} \cdot c_{p \ VV}}{O_{SV \ min} + (\lambda - 1) \cdot O_{VV \ min}} \quad (3.17)$$

$$= \frac{10,67 \cdot 1352,9 + (2,45 - 1) \cdot 9,667 \cdot 1131,8}{10,67 + (2,45 - 1) \cdot 9,667}$$

$$= 1232,4 \text{ J} \cdot \text{kg} \cdot \text{K}$$

Tabulka 6: Vlastnosti spalín při spalování zemního plynu a čistého vodíku

	$\rho_{sp}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$c_{p \ sp}$ [J/(kg.K)]
Tranzitní zemní plyn	0,3954	1227,5
Vodík	0,3951	1232,4



Zadané hodnoty teplot, tlaků a hmotnostních průtoků na jednotlivých stranách výhřevných ploch vody a vodní páry jsou vypsány v *Tabulce 7*, dále jsou v tabulce vypsány hodnoty entalpií a měrných objemů, které byly dopočítány jako funkce teplot a tlaků pomocí programu Coolprop. Čísla v levém sloupci tabulky značí jednotlivé vstupy a výstupy vody/páry ve výhřevných plochách, pro lepší názornost jsou graficky znázorněny v *Grafu 3* v podkapitole 4.1.

*Tabulka 7: Zadané a dopočítané parametry vody a vodní páry*

Vysokotlaká část					
	T [°C]	p [bar]	M [kg/s]	h [kJ/kg]	v [m <sup>3</sup> /kg]
1	512	72,33	20,21	3437,81	0,047412
2	442	73,44	20,09	3262,83	0,041310
3	367	74,24	20,09	3057,11	0,034476
4	290,41	74,86	20,09	2766,10	0,025384
5	285	74,86	20,19	1262,85	0,001347
6	237	75,47	20,19	1023,86	0,001217
7	139	77,03	20,19	589,68	0,001074
8	107	77,03	20,19	454,30	0,001045
Nízkotlaká část					
	T [°C]	p [bar]	M [kg/s]	h [kJ/kg]	v [m <sup>3</sup> /kg]
1*	248	3,872	3,057	2960,80	0,612673
2*	144	4,027	3,057	2738,71	0,459667
3*	139	4,145	3,072	584,91	0,001079
4*	105	4,145	3,072	440,49	0,001047
Napájecí voda					
	T [°C]	p [bar]	M [kg/s]	h [kJ/kg]	v [m <sup>3</sup> /kg]
NV1	98	1,209	39,29	410,75	0,001042
NV2	60	1,209	23	251,27	0,001017

*Tabulka 8* obsahuje zadané objemové složení spalin, které vycházejí z plynové turbíny o teplotě 598 °C, hmotnostním průtokem 131,9 kg/s a atmosférickém tlaku, tedy 1,01325 barů. Složení spalin se využije k výpočtu hustoty spalin, která lze použít k přepočtu hmotnostního průtokem na objemový průtok, ten bude v budoucnu použit při návrhu jednotlivých výhřevných ploch.

Tabulka 8: Zadané objemové složení spalín

	Objemové složení [%]
$o_{N_2}$	74,44
$o_{O_2}$	11,91
$o_{CO_2}$	4,073
$o_{H_2O}$	8,706
$o_{Ar}$	0,877

Celková hustota spalín se určí z hustot jednotlivých složek spalín a jejich množství ve spalínách, jak je vidět v rovnici (4.1); hustoty jednotlivých složek spalín, jsou vidět v *Tabulce 9* a byly získány z programu Coolprop.

$$\begin{aligned} \rho_{sp} &= o_{N_2} \cdot \rho_{N_2} + o_{O_2} \cdot \rho_{O_2} + o_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} + o_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O} + o_{Ar} \cdot \rho_{Ar} \\ &= 1,2652 \text{ kg/Nm}^3 \end{aligned} \quad (4.1)$$

Tabulka 9: Hustota spalín pro 0 °C a 1,01325 barů

	hustota [kg/Nm <sup>3</sup> ]
$N_2$	1,2493
$O_2$	1,4278
$CO_2$	1,9751
$H_2O$	0,8058
$Ar$	1,7823

Po přepočtu hustoty spalín z normálního stavu na skutečné hodnoty pro dané teploty a tlaky, jdou spočítat měrné objemy spalín a z nich pak skutečné objemové průtoky na stranách spalín, viz rovnice (4.2) a (4.3). V *Tabulce 10* jsou vypsané jednotlivé zadané parametry, tedy teploty, tlaky a hmotnostní průtoky i dané spočítané parametry, tedy měrné objemy, objemové průtoky a entalpie spalín. Entalpie spalín byly spočítány pomocí sestavení I-t diagramu, popsané v kapitole 3.3. Podobně jako u *Tabulky 7*, písmena v levém sloupci *Tabulky 10* značí jednotlivé vstupy a výstupy spalín ve výhřevných plochách, pro lepší názornost jsou graficky znázorněny v *Grafu 3* v podkapitole 4.1

$$v_{sp} = \frac{1}{\rho_{sp} \cdot \left(\frac{273,15}{T + 273,15}\right) \cdot \left(\frac{p}{1,01235}\right)} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (4.2)$$

$$\dot{V}_{sp} = \dot{M}_{sp} \cdot v_{sp} \quad [m^3/s] \quad (4.3)$$

Tabulka 10: Zadané a dopočítané parametry spalin

	T <sub>sp</sub> [°C]	p <sub>sp</sub> [bar]	$\dot{M}_{sp}$ [kg/s]	$\dot{V}_{sp}$ [m <sup>3</sup> /s]	v <sub>sp</sub> [m <sup>3</sup> /kg]	h <sub>sp</sub> [kJ/Nm <sup>3</sup> ]
A	598	1,01	131,9	332,9	2,524	847,4
B	573	1,01	131,9	323,2	2,450	809,9
C	546	1,01	131,9	312,9	2,372	769,4
D	508	1,01	131,9	298,4	2,262	712,4
E	305	1,01	131,9	220,8	1,674	418,2
F	271	1,01	131,9	207,9	1,576	370,6
G	266	1,01	131,9	205,9	1,561	363,6
H	205	1,01	131,9	182,6	1,385	278,4
I	158	1,01	131,9	164,7	1,249	213,9
J	135	1,01	131,9	155,9	1,182	182,5
K	90	1,01	131,9	142,1	1,077	121,1

## 4.1 Tepelné toky a celkový výkon

Hlavní parametr, na který se navrhují jednotlivé teplosměnné plochy jsou tepelné toky mezi pracovním médiem parní turbíny, tedy vodou/vodní parou a spalinami. Tepelný tok je dán součinem hmotnostního průtoku v dané teplosměnné ploše s rozdílem entalpií na začátku a konci teplosměnné plochy. Hmotnostní průtoky byly zadány a jednotlivé entalpie vody/vodní páry dopočteny pomocí Coolpropu, viz *Tabulka 7*. Součet tepelných toků na všech teplosměnných plochách udává celkový výkon HRSG kotle. Výpočty jednotlivých tepelných toků na straně vody/vodní páry jsou uvedeny níže, rovnice jdou postupně, tak jak jsou za sebou řazeny dané teplosměnné plochy.

### VT přehřívák 3:

$$\dot{Q}_{2-1} = \dot{M}_1 \cdot (h_1 - h_2) = 20,21 \cdot (3437,8 - 3262,8) = 3,536 \text{ MW} \quad (4.4)$$

### VT přehřívák 2:

$$\dot{Q}_{3-2} = \dot{M}_2 \cdot (h_2 - h_3) = 20,09 \cdot (3262,8 - 3057,1) = 4,133 \text{ MW} \quad (4.5)$$

**VT přehřívák 1:**

$$\dot{Q}_{4-3} = \dot{M}_3 \cdot (h_3 - h_4) = 20,09 \cdot (3057,1 - 2766,1) = 5,847 \text{ MW} \quad (4.6)$$

**VT výparník:**

$$\dot{Q}_{5-4} = \dot{M}_5 \cdot (h_4 - h_5) = 20,19 \cdot (2766,1 - 1262,9) = 30,35 \text{ MW} \quad (4.7)$$

**VT ekonomizér 3:**

$$\dot{Q}_{6-5} = \dot{M}_6 \cdot (h_5 - h_6) = 20,19 \cdot (1262,9 - 1023,9) = 4,825 \text{ MW} \quad (4.8)$$

**NT přehřívák:**

$$\dot{Q}_{2^*-1^*} = \dot{M}_{1^*} \cdot (h_{1^*} - h_{2^*}) = 3,057 \cdot (2960,8 - 2738,7) = 0,679 \text{ MW} \quad (4.9)$$

**VT ekonomizér 2:**

$$\dot{Q}_{7-6} = \dot{M}_7 \cdot (h_6 - h_7) = 20,19 \cdot (1023,9 - 589,7) = 8,766 \text{ MW} \quad (4.10)$$

**NT výparník:**

$$\dot{Q}_{3^*-2^*} = \dot{M}_{3^*} \cdot (h_{2^*} - h_{3^*}) = 3,057 \cdot (2738,7 - 584,9) = 6,617 \text{ MW} \quad (4.11)$$

**NT ekonomizér:**

$$\dot{Q}_{4^*-3^*} = \dot{M}_{4^*} \cdot (h_{2^*} - h_{3^*}) = 3,072 \cdot (584,9 - 440,5) = 0,444 \text{ MW} \quad (4.12)$$

**VT ekonomizér 1:**

$$\dot{Q}_{8-7} = \dot{M}_7 \cdot (h_6 - h_7) = 20,19 \cdot (589,7 - 454,3) = 2,733 \text{ MW} \quad (4.13)$$

**Ohřívák napájecí vody:**

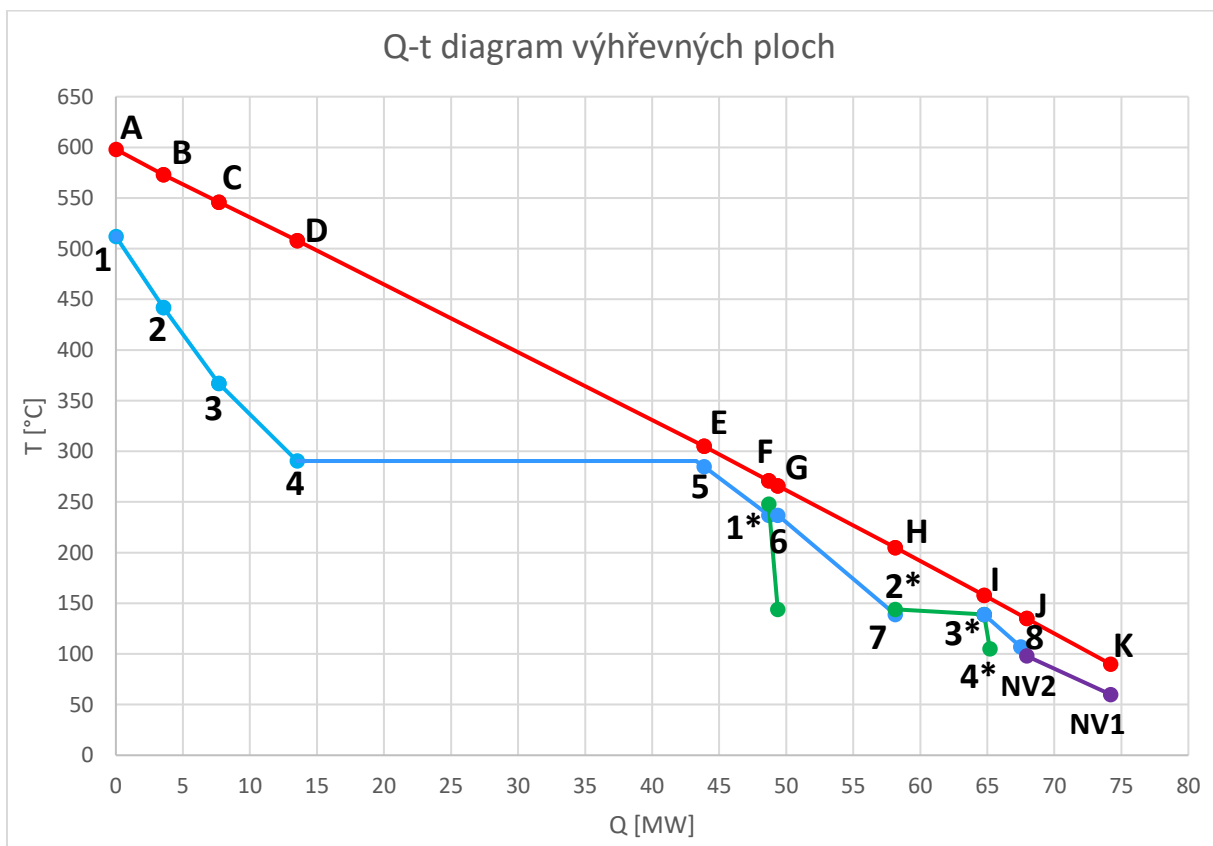
$$\dot{Q}_{NV1-NV2} = \dot{M}_{NV} \cdot (h_{NV2} - h_{NV1}) = 39,29 \cdot (410,7 - 251,3) = 6,266 \text{ MW} \quad (4.14)$$

**Celkový výkon HRSG:**

$$\dot{Q}_{celkový} = \sum \dot{Q}_i = 74,2 \text{ MW} \quad (4.15)$$

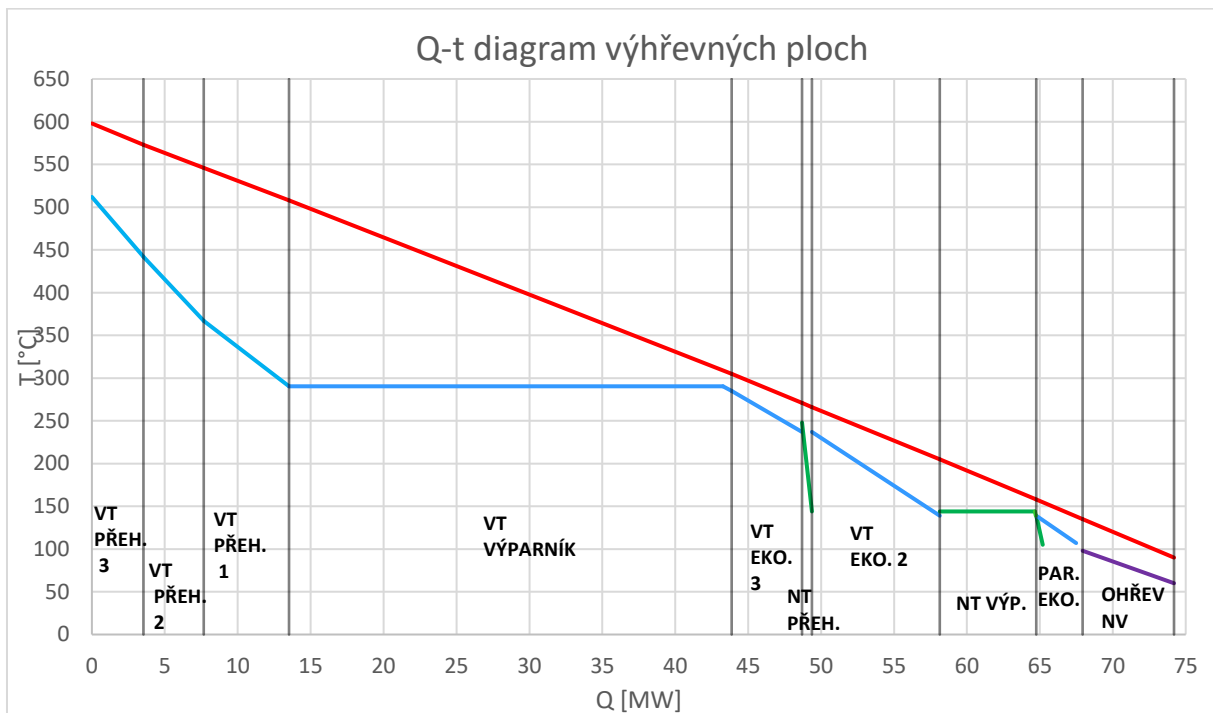
V *Grafu 3* jsou vyznačeny jednotlivé spočítané tepelné toky v závislosti na teplotách na obou stranách všech teplosměnných ploch. Tento diagram slouží jako vizuální pomůcka pro návrh HRSG a jsou v něm zobrazeny všechny body na teplosměnných plochách, jak na straně vody/vodní páry, tak na straně spalín. Všechny teplosměnné plochy jsou podle diagramu řazeny sériově, až na nízkotlaký ekonomizér a vysokotlaký ekonomizér 1, ty jsou řazeny paralelně, jak z diagramu vyplývá. *Grafu 4* jsou dané teplosměnné plochy rozděleny a přehledně popsány.

*Graf 3: Q-t diagram HRSG kotle*





Graf 4: Q-t diagram HRSG kotle s popsanými teplosměnnými plochami



Tepelné výkony v jednotlivých teplosměnných plochách zobrazených v *Grafu 4* a *Grafu 5*, jsou skutečné tepelné výkony, které vody/vodní pára ze spalin získají, část tepla přenášené ze spalin přes teplosměnné plochy, ale kvůli ztrátou sáláním unikne do okolí. Tato ztráta je vyjádřena jako rozdíl tepelných toků na jednotlivých teplosměnných plochách vypočtených výše a tepelných toků na straně spalin, které se dají vypočítat obdobným způsobem, pomocí hodnot parametrů spalin z *Tabulky 10*. Absolutní i poměrné tepelné ztráty, které se získají podílem absolutních tepelných ztrát a předaných tepelných toků jsou zobrazeny v *Tabulce 11*, dále v ní jsou vypsány i jednotlivé tepelné toky na stranách spalin i vody/páry.

Tabulka 11: Vypočítané ztráty a tepelné toky

	$\dot{Q}_{skut}$ [MW]	$\dot{Q}_{spal}$ [MW]	Z [MW]	z [-]
VT přehřívák 3	3,536	3,909	0,372	0,1053
VT přehřívák 2	4,133	4,221	0,0882	0,02134
VT přehřívák 1	5,847	5,941	0,0945	0,01616
VT výparník	30,35	30,68	0,326	0,01073
VT ekonomizér 3	4,825	4,968	0,142	0,02947
NT přehřívák	0,679	0,728	0,0491	0,07224
VT ekonomizér 2	8,766	8,882	0,116	0,01318
NT výparník	6,617	6,718	0,101	0,015131
Paralelní plochy	3,177	3,28	0,103	0,03245
Ohřívák NV	6,266	6,397	0,13	0,0208

## 4.2 Návrh vysokotlakého přehříváku 3

Vysokotlaký přehřívák 3 je první teplosměnná plocha z pohledu proudících spalin, nachází se tedy mezi body A a B zobrazené v *Grafu 3*. Pomocí návrhu tohoto přehříváku se určí rozměry spalinového kanálu, od kterých se pak odvíjí i návrhy ostatních teplosměnných ploch. Pro tento přehřívák, stejně jako pro ostatní teplosměnné plochy, jsou voleny trubky s kruhovým žebrováním a vystřídáním uspořádání ve spalinovém kanálu. Materiálem žebrování je ocel X12Cr13. Na začátku výpočtu jsou zvoleny některé doporučené rozměry těchto trubek, viz *Tabulka 12*, následný postupný výpočet je vidět v rovnicích níže.

Tabulka 12: Zvolené rozměry trubek s žebrováním

parametry	značení	hodnota
Vnější průměr trubek [m]	D	0,04
Tloušťka stěny trubky [m]	$t_{tr}$	0,003
Výška žebra [m]	$h_z$	0,012
Tloušťka žebra [m]	$t_z$	0,001
Počet žebrování na 1 metr [1/m]	$n_z$	260

### 4.2.1 Výpočet rozměrů spalinového kanálu

**Příčná rozteč trubek:**

$$s_1 = 2,5 \cdot D = 2,5 \cdot 0,04 = 0,1 \text{ m} \quad (4.16)$$

**Vnitřní průměr trubek:**

$$d = D - 2 \cdot t_{tr} = 0,04 - (2 \cdot 0,003) = 0,034 \text{ m} \quad (4.17)$$

**Průměr přes žebra:**

$$D_{žebra} = D + 2 \cdot h_{žebra} = 0,04 + (2 \cdot 0,012) = 0,064 \text{ m} \quad (4.18)$$

**Rozteč žeber:**

$$s_{žebra} = \left( \frac{1}{n_{žebra}} \right) - t_{žebra} = \left( \frac{1}{260} \right) - 0,001 = 0,0028 \text{ m} \quad (4.19)$$

**Úhlopříčná rozteč trubek:**

$$s_{\acute{u}} = D_{žebra} + s_1 = 0,064 + 0,1 = 0,164 \text{ m} \quad (4.20)$$

**Podélná rozteč trubek:**

$$s_2 = \sqrt{(s_{\acute{u}})^2 - \left( \frac{s_1}{2} \right)^2} = \sqrt{(0,164)^2 - \left( \frac{0,1}{2} \right)^2} = 0,1562 \text{ m} \quad (4.21)$$

**Vzdálenost mezi trubkami:**

$$m = s_1 - D_{žebra} = 0,1 - 0,064 = 0,036 \text{ m} \quad (4.22)$$

**Střední hodnoty páry:**

$$t_{stř\ 1-2} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{518 + 442}{2} = 477 \text{ °C} \quad (4.23)$$

$$p_{stř\ 1-2} = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{72,33 + 73,44}{2} = 72,885 \text{ bar} \quad (4.24)$$

$$v_{stř\ 1-2} = f(p_{stř\ 1-2}; t_{stř\ 1-2}) = 0,04439 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (4.25)$$

→ získáno pomocí programu Coolprop

**Počet trubek:**

Rychlost páry je podle doporučení volena jako  $w_p = 20 \text{ m/s}$

$$n_{tr} = \frac{4 \cdot \dot{M}_1 \cdot v_{stř\ 1-2}}{\pi \cdot d^2 \cdot w_p} = \frac{4 \cdot 20,21 \cdot 0,04439}{\pi \cdot 0,034^2 \cdot 20} = 49,41 \quad (4.26)$$

→ je voleno 50 trubek v jedné řadě

**Skutečná rychlost páry:**

$$w_p^{sk} = \frac{4 \cdot \dot{M}_1 \cdot v_{stř\ 1-2}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot 20,21 \cdot 0,04439}{\pi \cdot 0,034^2 \cdot 50} = 19,76 \text{ m/s} \quad (4.27)$$

**Střední teplota spalin:**

$$t_{stř\ A-B} = \frac{t_A + t_B}{2} = \frac{598 + 573}{2} = 585,5 \text{ °C} \quad (4.28)$$

**Šířka spalinového kanálu:**

$$a = (n_{tr} - 1) \cdot s_1 + 0,25 \cdot m = (50 - 1) \cdot 0,1 + 0,25 \cdot 0,036 = 4,909 \text{ m} \quad (4.29)$$

**Výška spalinového kanálu:**

Rychlost spalin je podle doporučení volena stejná jako rychlost páry tedy  $w_{sp} = 20 \text{ m/s}$

$$l = \frac{\dot{V}_{sp\ A-B}}{w_{sp} \cdot (a - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot t_z \cdot h_z \cdot n_z \cdot n_{tr})} \quad (4.30)$$
$$= \frac{328,54}{20 \cdot (4,909 - 0,04 \cdot 50 - 2 \cdot 0,001 \cdot 0,012 \cdot 260 \cdot 50)} = 6,315 \text{ m}$$

→výška spalinového kanálu, a tedy výška jednotlivých trubek je volena 6,32 metrů

**Skutečná rychlost spalin:**

$$w_{sp}^{sk} = \frac{\dot{V}_{sp\ A-B}}{l \cdot (a - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot t_z \cdot h_z \cdot n_z \cdot n_{tr})} \quad (4.31)$$
$$= \frac{328,05}{6,32 \cdot (4,909 - 0,04 \cdot 50 - 2 \cdot 0,001 \cdot 0,012 \cdot 240 \cdot 50)} = 20 \text{ m/s}$$

#### 4.2.2 Výpočet součinitele prostupu tepla

Další parametr, který je nutný určit, je součinitel prostupu tepla, z něž se pak určí velikost teplosměnné plochy, potřebné k předání daného množství tepla páře  $\dot{Q}_{2-1}$ . Použité vztahy vycházejí z [10] a některé potřebné parametry k výpočtu jsou vypsány v *Tabulce 13*, součinitel tepelné vodivosti spalin a kinematická viskozita jsou určeny přepočítáním spalin středního složení na střední teplotu spalin, tedy 585,5 °C a na množství vlhkosti ve spalinách, tedy 8,058 %.

Tabulka 13: Potřebné parametry k výpočtu součinitele prostupu tepla

parametry	značení	hodnota
Součinitel tepelné vodivosti spalin [W/(m·K)]	$\lambda_{sp}$	0,07117
Kinematická viskozita spalin [m <sup>2</sup> ·s]	$\nu_{sp}$	$8,6 \cdot 10^5$
Součinitel zanesení [-]	$\varepsilon$	0,0043
Součinitel tepelné vodivosti žebra [W/(m·K)]	$\lambda_z$	30
Koeficient pro kruhová žebra [-]	$\psi_z$	0,85

**Poměrné rozteč trubek:**

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1}{0,04} = 2,5 \quad (4.32)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1562}{0,04} = 3,9 \quad (4.33)$$

$$\sigma_{\dot{u}} = \sqrt{(\sigma_2)^2 + \left(\frac{\sigma_1}{4}\right)^2} = \sqrt{(3,9)^2 - \left(\frac{2,5}{2}\right)^2} = 4,1 \quad (4.34)$$

**Součinitel poměrných roztečí:**

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_{\dot{u}} - 1} = \frac{2,5 - 1}{4,1 - 1} = 0,4839 \quad (4.35)$$

**Součinitel prostupu tepla konvekcí:**

Součinitel opravy na počet podélných řad je volen pro předpokládané 3 podélné řady, tedy  $C_z = 0,91$ .

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{sp}}{s_z} \cdot \left(\frac{d}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{sp}^{sk} \cdot s_z}{\nu_{sp}}\right)^{0,65} \\ &= 0,23 \cdot 0,91 \cdot 0,4839^{0,2} \cdot \frac{0,07117}{0,0038} \cdot \left(\frac{0,034}{0,028}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,012}{0,0028}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{20 \cdot 0,0028}{8,6 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} \\ &= 60,57 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned} \quad (4.36)$$

**Podíl výhřevných ploch žebra a celkové plochy ze spalinové strany:**

$$\frac{s_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,064}{0,04}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,064}{0,04}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,028}{0,04} - \frac{0,001}{0,04}\right)} = 0,9441 \quad (4.37)$$

**Podíl volných částí trubek:**

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,9441 = 0,05587 \quad (4.38)$$

**Součinitel  $\beta$ :**

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 60,57}{0,001 \cdot 30 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 60,57)}} = 53,01 \quad (4.39)$$

Součinitel  $\beta$  slouží k určení součinitele efektivnosti žebra E, který je závislý na  $\beta \cdot h_z$  a  $D/d$ , po odečtení z nomogramu [10] vychází hodnota  $E = 0,852$ .

**Redukovaný součinitel přestupu tepla ze spalinové strany:**

Součinitel rozšíření žebor  $\mu = 1$ .

$$\begin{aligned} \alpha_{Sr} &= \left[ \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} = \\ &= [0,9441 \cdot 0,852 \cdot 1 + 0,05587] \cdot \frac{0,85 \cdot 60,57}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 60,57} = 36,26 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned} \quad (4.40)$$

**Redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany páry:**

Opravný koeficient  $C_d$  a nomogramový součinitel  $\alpha_N$  byly určeny z [10].

$$\alpha_p = C_d \cdot \alpha_N = 0,966 \cdot 1950 = 1883,7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (4.41)$$

Po získání redukovaných součinitelů přestupu tepla z vnitřní a vnější strany, je nutné spočítat vnitřní a vnější povrchy trubky s žebrováním, a potom už lze určit potřebný součinitel prostupu tepla podle vztahu 4.46.

**Vnější povrch trubky na délce 1 m:**

$$S_D = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) = \pi \cdot 0,04 \cdot (1 - 260 \cdot 0,001) = 0,09299 \text{ m}^2/\text{m} \quad (4.42)$$

**Povrch žebor na délce 1 m:**

$$S_z = n_z \cdot \pi \cdot \left( D_z \cdot t_z + \frac{D_z^2}{2} - \frac{D^2}{2} \right) = \quad (4.43)$$

$$= 260 \cdot \pi \cdot \left( 0,064 \cdot 0,001 + \frac{0,064^2}{2} - \frac{0,04^2}{2} \right) = 1,0717 \text{ m}^2/\text{m}$$

**Celkový povrch žebrované trubky:**

$$S_e = (S_D + S_z) \cdot l = (0,09299 + 1,0717) \cdot 6,32 = 7,361 \text{ m}^2 \quad (4.44)$$

**Vnitřní povrch trubky:**

$$S_i = \pi \cdot d \cdot l = \pi \cdot 0,034 \cdot 6,32 = 0,6756 \text{ m}^2 \quad (4.45)$$

**Součinitel prostupu tepla:**

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Sr}} + \frac{1}{\alpha_p} \frac{S_e}{S_i}} = \frac{1}{\frac{1}{36,26} + \frac{1}{1883,7} \cdot \frac{7,361}{0,6756}} = 29,98 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (4.46)$$

### 4.2.3 Střední logaritmický spád

Střední logaritmický spád se určí z rozdílu teplot obou médií na stranách vysokotlakého přehříváku, kdy  $\Delta t_1$  je menší rozdíl teplot a  $\Delta t_2$  větší rozdíl teplot, viz vztah 4.47.

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = \frac{(t_B - t_2) - (t_A - t_1)}{\ln\left(\frac{t_B - t_2}{t_A - t_1}\right)} = \quad (4.47)$$

$$= \frac{(573 - 442) - (598 - 512)}{\ln\left(\frac{573 - 442}{598 - 512}\right)} = 106,9 \text{ K}$$

### 4.2.4 Teplosměnná plocha

Teplosměnná plocha potřebná pro předání tepelného toku  $\dot{Q}_{2-1}$  ve vysokotlakém přehříváku 3 se určí ze vztahu 4.48.

$$S = \frac{\dot{Q}_{2-1}}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{3,536 \cdot 1000000}{29,97 \cdot 106,9} = 1101,3 \text{ m}^2 \quad (4.48)$$

Počet řad trubek v přehříváku se potom získá ze vztahu 4.49.

$$z = \frac{S}{S_e \cdot n_{tr}} = \frac{1101,3}{7,361 \cdot 50} = 2,998 \quad (4.49)$$

→počet řad je volen jako bližší celé číslo, tedy  $z = 3$

#### 4.2.5 Skutečné předané teplo

Kvůli zaokrouhlení počtu řad na bližší celé číslo se skutečný tepelný tok odevzdaný spalinami páře liší od tepelného toku spočítaného v kapitole 4.1. Odchylka těchto dvou tepelných toků nesmí přesáhnout 1 %, výpočet této odchylky je vidět ve vztahu 4.51.

$$\dot{Q}_{2-1}^{sk} = S_e \cdot n_{tr} \cdot z \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 7,361 \cdot 50 \cdot 3 \cdot 29,98 \cdot 106,9 = 3,539 \text{ MW} \quad (4.50)$$

$$\Delta = \frac{|\dot{Q}_{2-1} - \dot{Q}_{2-1}^{sk}|}{\dot{Q}_{2-1}} = \frac{|3,536 - 3,539|}{3,536} = 0,07451 \% \quad (4.51)$$

→odchylka leží v přípustném rozmezí

### 4.3 Návrh vysokotlakého přehříváku 2

Druhou teplosměnnou plochou v HRSG kotli je vysokotlaký přehřívák 2, který je navrhován na již spočítanou šířku a výšku spalinového kanálu. Návrh tohoto přehříváku je obdobný jako návrh přehříváku 3, zvolené rozměry žebrových trubek se prakticky neliší a jsou vypsány v *Tabulce 14*, všechny výpočty návrhu přehříváku jsou uvedeny níže.

*Tabulka 14: Zvolené rozměry trubek s žebrováním*

parametry	značení	hodnota
Vnější průměr trubek [m]	D	0,04
Tloušťka stěny trubky [m]	$t_{tr}$	0,003
Výška žebra [m]	$h_z$	0,012
Tloušťka žebra [m]	$t_z$	0,001
Počet žebor na 1 metr [1/m]	$n_z$	175



### 4.3.1 Výpočet počtu trubek v přehříváku

**Příčná rozteč trubek:**

$$s_1 = 2,5 \cdot D = 2,5 \cdot 0,04 = 0,1 \text{ m} \quad (4.52)$$

**Vnitřní průměr trubek:**

$$d = D - 2 \cdot t_{tr} = 0,04 - (2 \cdot 0,003) = 0,034 \text{ m} \quad (4.53)$$

**Průměr přes žebra:**

$$D_{žebra} = D + 2 \cdot h_{žebra} = 0,04 + (2 \cdot 0,012) = 0,064 \text{ m} \quad (4.54)$$

**Rozteč žebor:**

$$s_{žebra} = \left( \frac{1}{n_{žebra}} \right) - t_{žebra} = \left( \frac{1}{175} \right) - 0,001 = 0,0047 \text{ m} \quad (4.55)$$

**Úhlopříčná rozteč trubek:**

$$s_{\acute{u}} = D_{žebra} + s_1 = 0,064 + 0,1 = 0,164 \text{ m} \quad (4.56)$$

**Podélná rozteč trubek:**

$$s_2 = \sqrt{(s_{\acute{u}})^2 - \left( \frac{s_1}{2} \right)^2} = \sqrt{(0,164)^2 - \left( \frac{0,1}{2} \right)^2} = 0,1562 \text{ m} \quad (4.57)$$

**Vzdálenost mezi trubkami:**

$$m = s_1 - D_{žebra} = 0,1 - 0,064 = 0,036 \text{ m} \quad (4.58)$$

**Střední hodnoty páry:**

$$t_{stř\ 2-3} = \frac{t_2 + t_3}{2} = \frac{442 + 367}{2} = 404,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.59)$$

$$p_{stř\ 2-3} = \frac{p_2 + p_3}{2} = \frac{73,44 + 74,24}{2} = 73,84 \text{ bar} \quad (4.60)$$

$$v_{stř\ 2-3} = f(p_{stř\ 2-3}; t_{stř\ 2-3}) = 0,03801 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (4.61)$$

→získáno pomocí programu Coolprop

### Počet trubek:

Počet trubek přehříváku je určen ze spočítané šířky spalínového kanálu.

$$n_{tr} = \frac{a - 0,25 \cdot m}{s_1} + 1 = \frac{4,909 - 0,25 \cdot 0,036}{0,1} + 1 = 50,18 \quad (4.62)$$

→ je voleno 50 trubek v jedné řadě

### Skutečná rychlost páry:

$$w_p^{sk} = \frac{4 \cdot \dot{M}_2 \cdot v_{stř\ 2-3}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot 20,09 \cdot 0,03801}{\pi \cdot 0,034^2 \cdot 50} = 16,82 \text{ m/s} \quad (4.63)$$

### Střední teplota spalin:

$$t_{stř\ A-B} = \frac{t_B + t_C}{2} = \frac{573 + 546}{2} = 559,5 \text{ °C} \quad (4.64)$$

### Skutečná rychlost spalin:

$$w_{sp}^{sk} = \frac{\dot{V}_{sp\ B-C}}{l \cdot (a - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot t_{\dot{z}} \cdot h_{\dot{z}} \cdot n_{\dot{z}} \cdot n_{tr})} \quad (4.65)$$
$$= \frac{319}{6,32 \cdot (4,909 - 0,04 \cdot 50 - 2 \cdot 0,001 \cdot 0,012 \cdot 175 \cdot 50)} = 18,7 \text{ m/s}$$

## 4.3.2 Výpočet součinitele prostupu tepla

Výpočet součinitele prostupu tepla pro přehřívák 2 je obdobný jako pro přehřívák 3 a je uveden níže. Stejně jako u přehříváku 3 použité vztahy vycházejí z [10] a potřebné parametry spalin a žebel jsou vypsány v *Tabulce 15*, součinitel tepelné vodivosti spalin a kinematická viskozita jsou určeny přepočítáním spalin středního složení na střední teplotu spalin, tedy 559,5 °C a na množství vlhkosti ve spalinách, tedy 8,058 %.

*Tabulka 15: Potřebné parametry k výpočtu součinitele prostupu tepla*

parametry	značení	hodnota
Součinitel tepelné vodivosti spalin [W/(m·K)]	$\lambda_{sp}$	0,06906
Kinematická viskozita spalin [m <sup>2</sup> ·s]	$\nu_{sp}$	8,19·10 <sup>5</sup>
Součinitel zanesení [-]	$\epsilon$	0,0043
Součinitel tepelné vodivosti žebra [W/(m·K)]	$\lambda_{\dot{z}}$	30
Koeficient pro kruhová žebra [-]	$\psi_{\dot{z}}$	0,85

**Poměrné rozteč trubek:**

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1}{0,04} = 2,5 \quad (4.66)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1562}{0,04} = 3,9 \quad (4.67)$$

$$\sigma_{\dot{u}} = \sqrt{(\sigma_2)^2 + \left(\frac{\sigma_1}{4}\right)^2} = \sqrt{(3,9)^2 + \left(\frac{2,5}{4}\right)^2} = 4,1 \quad (4.68)$$

**Součinitel poměrných roztečí:**

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_{\dot{u}} - 1} = \frac{2,5 - 1}{4,1 - 1} = 0,4839 \quad (4.69)$$

**Součinitel prostupu tepla konvekcí:**

Součinitel opravy na počet podélných řad je volen pro předpokládané 3 podélné řady, tedy  $C_z = 0,91$ .

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{sp}}{s_z} \cdot \left(\frac{d}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{sp}^{sk} \cdot s_z}{v_{sp}}\right)^{0,65} \\ &= 0,23 \cdot 0,91 \cdot 0,4839^{0,2} \cdot \frac{0,06906}{0,0047} \cdot \left(\frac{0,034}{0,0047}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,012}{0,0047}\right)^{-0,14} \\ &\quad \cdot \left(\frac{18,7 \cdot 0,0047}{8,19 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} = 68,54 \text{ W}/(m^2 \cdot K) \end{aligned} \quad (4.70)$$

**Podíl výhřevných ploch žebér a celkové plochy ze spalinové strany:**

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,064}{0,04}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,064}{0,04}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,047}{0,04} - \frac{0,001}{0,04}\right)} = 0,8936 \quad (4.71)$$

**Podíl volných částí trubek:**

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,8936 = 0,1064 \quad (4.72)$$

**Součinitel  $\beta$ :**

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 68,54}{0,001 \cdot 30 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 68,54)}} = 55,73 \quad (4.73)$$

Součinitel  $\beta$  slouží k určení součinitele efektivnosti žebra E, který je závislý na  $\beta \cdot h_z$  a  $D/d$ , po odečtení z nomogramu [10] vychází hodnota  $E = 0,841$ .

**Redukovaný součinitel přestupu tepla ze spalinové strany:**

Součinitel rozšíření žebor  $\mu = 1$ .

$$\begin{aligned} \alpha_{Sr} &= \left[ \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} = \\ &= [0,8936 \cdot 0,841 \cdot 1 + 0,1064] \cdot \frac{0,85 \cdot 68,54}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 68,54} = 39,97 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned} \quad (4.74)$$

**Redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany páry:**

Opravný koeficient  $C_d$  a nomogramový součinitel  $\alpha_N$  byly určeny z [10].

$$\alpha_p = C_d \cdot \alpha_N = 0,966 \cdot 1990 = 1922,3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (4.75)$$

**Vnější povrch trubky na délce 1 m:**

$$S_D = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) = \pi \cdot 0,04 \cdot (1 - 175 \cdot 0,001) = 0,1037 \text{ m}^2/\text{m} \quad (4.76)$$

**Povrch žebor na délce 1 m:**

$$\begin{aligned} S_z &= n_z \cdot \pi \cdot \left( D_z \cdot t_z + \frac{D_z^2}{2} - \frac{D^2}{2} \right) = \\ &= 175 \cdot \pi \cdot \left( 0,064 \cdot 0,001 + \frac{0,064^2}{2} - \frac{0,04^2}{2} \right) = 0,7213 \text{ m}^2/\text{m} \end{aligned} \quad (4.77)$$

**Celkový povrch žebrované trubky:**

$$S_e = (S_D + S_z) \cdot l = (0,1037 + 0,7213) \cdot 6,32 = 5,214 \text{ m}^2 \quad (4.78)$$

**Vnitřní povrch trubky:**

$$S_i = \pi \cdot d \cdot l = \pi \cdot 0,034 \cdot 6,32 = 0,6751 \text{ m}^2 \quad (4.79)$$

**Součinitel prostupu tepla:**

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Sr}} + \frac{1}{\alpha_p} \cdot \frac{S_e}{S_i}} = \frac{1}{\frac{1}{39,97} + \frac{1}{1922,3} \cdot \frac{5,214}{0,6751}} = 34,44 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (4.80)$$

#### 4.3.3 Střední logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = \frac{(546 - 367) - (573 - 442)}{\ln\left(\frac{546 - 367}{573 - 442}\right)} = 153,8 \text{ K} \quad (4.82)$$

#### 4.3.4 Teplosměnná plocha

$$S = \frac{\dot{Q}_{3-2}}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{4,133 \cdot 1000000}{34,44 \cdot 153,8} = 780,6 \text{ m}^2 \quad (4.83)$$

$$z = \frac{S}{S_e \cdot n_{tr}} = \frac{780,6}{5,214 \cdot 50} = 2,9942 \quad (4.84)$$

→počet řad je volen jako bližší celé číslo, tedy  $z = 3$

#### 4.3.5 Skutečné předané teplo

$$\dot{Q}_{3-2}^{sk} = S_e \cdot n_{tr} \cdot z \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 5,214 \cdot 50 \cdot 3 \cdot 34,44 \cdot 153,8 = 4,141 \text{ MW} \quad (4.85)$$

$$\Delta = \frac{|\dot{Q}_{3-2} - \dot{Q}_{3-2}^{sk}|}{\dot{Q}_{3-2}} = \frac{|4,133 - 4,141|}{4,133} = 0,1945 \% \quad (4.86)$$

→odchylka leží v přípustném rozmezí do 1 %

### 4.4 Návrh vysokotlakého přehříváku 1

Další teplosměnnou plochou HRSG kotle a zároveň posledním přehřívákem vysokotlaké části kotle je vysokotlaký přehřívák 1, v *Grafu 3* umístěn mezi body C a D. Návrh je totožný, jako návrh vysokotlakého přehříváku 2, zvolené parametry žebrovaných trubek jsou vidět v *Tabulce 16*.

Tabulka 16: Zvolené rozměry trubek s žebrováním

parametry	značení	hodnota
Vnější průměr trubek [m]	D	0,04
Tloušťka stěny trubky [m]	t <sub>tr</sub>	0,003
Výška žebra [m]	h <sub>ž</sub>	0,012
Tloušťka žebra [m]	t <sub>ž</sub>	0,0008
Počet žeber na 1 metr [1/m]	n <sub>ž</sub>	220

#### 4.4.1 Výpočet počtu trubek v přehříváku

**Příčná rozteč trubek:**

$$s_1 = 2,5 \cdot D = 2,5 \cdot 0,04 = 0,1 \text{ m} \quad (4.87)$$

**Vnitřní průměr trubek:**

$$d = D - 2 \cdot t_{tr} = 0,04 - (2 \cdot 0,003) = 0,034 \text{ m} \quad (4.88)$$

**Průměr přes žebra:**

$$D_{žebra} = D + 2 \cdot h_{žebra} = 0,04 + (2 \cdot 0,012) = 0,064 \text{ m} \quad (4.89)$$

**Rozteč žeber:**

$$s_{žebra} = \left( \frac{1}{n_{žebra}} \right) - t_{žebra} = \left( \frac{1}{220} \right) - 0,001 = 0,0037 \text{ m} \quad (4.90)$$

**Úhlopříčná rozteč trubek:**

$$s_{\dot{u}} = D_{žebra} + s_1 = 0,064 + 0,1 = 0,164 \text{ m} \quad (4.91)$$

**Podélná rozteč trubek:**

$$s_2 = \sqrt{(s_{\dot{u}})^2 - \left( \frac{s_1}{2} \right)^2} = \sqrt{(0,164)^2 - \left( \frac{0,1}{2} \right)^2} = 0,1562 \text{ m} \quad (4.92)$$

**Vzdálenost mezi trubkami:**

$$m = s_1 - D_{žebra} = 0,1 - 0,064 = 0,036 \text{ m} \quad (4.93)$$

**Střední hodnoty páry:**

$$t_{stř\ 3-4} = \frac{t_3 + t_4}{2} = \frac{367 + 290,4}{2} = 328,7\ ^\circ C \quad (4.94)$$

$$p_{stř\ 3-4} = \frac{p_3 + p_4}{2} = \frac{74,24 + 74,86}{2} = 74,55\ bar \quad (4.95)$$

$$v_{stř\ 3-4} = f(p_{stř\ 3-4}; t_{stř\ 3-4}) = 0,03048\ m^3/kg \quad (4.96)$$

→ získáno pomocí programu Coolprop

**Počet trubek:**

Počet trubek přehříváku je určen ze spočítané šířky spalínového kanálu.

$$n_{tr} = \frac{a - 0,25 \cdot m}{s_1} + 1 = \frac{4,909 - 0,25 \cdot 0,036}{0,1} + 1 = 50,18 \quad (4.97)$$

→ je voleno 50 trubek v jedné řadě

**Skutečná rychlost páry:**

$$w_p^{sk} = \frac{4 \cdot \dot{M}_3 \cdot v_{stř\ 3-4}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot 20,09 \cdot 0,03048}{\pi \cdot 0,034^2 \cdot 50} = 13,49\ m/s \quad (4.98)$$

**Střední teplota spalín:**

$$t_{stř\ A-B} = \frac{t_C + t_D}{2} = \frac{546 + 508}{2} = 527\ ^\circ C \quad (4.99)$$

**Skutečná rychlost spalín:**

$$w_{sp}^{sk} = \frac{\dot{V}_{sp\ C-D}}{l \cdot (a - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot t_z \cdot h_z \cdot n_z \cdot n_{tr})} \quad (4.100)$$

$$= \frac{306,56}{6,32 \cdot (4,909 - 0,04 \cdot 50 - 2 \cdot 0,0008 \cdot 0,012 \cdot 220 \cdot 50)} = 17,98\ m/s$$

**4.4.2 Výpočet součinitele prostupu tepla**

Stejně jako u přehříváku 3 a 2 použité vztahy vycházejí z [10] a potřebné parametry spalín a žeber jsou vypsány v *Tabulce 17*, součinitel tepelné vodivosti spalín a kinematická viskozita jsou určeny přepočítáním spalín středního složení na střední teplotu spalín, tedy 527 °C a na množství vlhkosti ve spalínách, tedy 8,058 %.

Tabulka 17: Potřebné parametry k výpočtu součinitele prostupu tepla

parametry	značení	hodnota
Součinitel tepelné vodivosti spalin [W/(m·K)]	$\lambda_{sp}$	0,0664
Kinematická viskozita spalin [m <sup>2</sup> ·s]	$\nu_{sp}$	$7,67 \cdot 10^{-5}$
Součinitel zanesení [-]	$\epsilon$	0,0043
Součinitel tepelné vodivosti žebra [W/(m·K)]	$\lambda_z$	30
Koeficient pro kruhová žebra [-]	$\psi_z$	0,85

**Poměrné rozteč trubek:**

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1}{0,04} = 2,5 \quad (4.101)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1562}{0,04} = 3,9 \quad (4.102)$$

$$\sigma_{\dot{u}} = \sqrt{(\sigma_2)^2 + \left(\frac{\sigma_1}{4}\right)^2} = \sqrt{(3,9)^2 + \left(\frac{2,5}{4}\right)^2} = 4,1 \quad (4.103)$$

**Součinitel poměrných roztečí:**

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_{\dot{u}} - 1} = \frac{2,5 - 1}{4,1 - 1} = 0,4839 \quad (4.104)$$

**Součinitel prostupu tepla konvekcí:**

Součinitel opravy na počet podélných řad je volen pro předpokládané 3 podélné řady, tedy

$C_z = 0,91$ .

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{sp}}{s_z} \cdot \left(\frac{d}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{W_{sp}^{sk} \cdot s_z}{\nu_{sp}}\right)^{0,65} \\ &= 0,23 \cdot 0,91 \cdot 0,4839^{0,2} \cdot \frac{0,0664}{0,0037} \cdot \left(\frac{0,034}{0,0037}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,012}{0,0037}\right)^{-0,14} \\ &\quad \cdot \left(\frac{17,98 \cdot 0,0037}{7,67 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} = 62,1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned} \quad (4.105)$$



**Podíl výhřevných ploch žebber a celkové plochy ze spalinové strany:**

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,064}{0,04}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,064}{0,04}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,037}{0,04} - \frac{0,001}{0,04}\right)} = 0,9137 \quad (4.106)$$

**Podíl volných částí trubek:**

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,9137 = 0,08626 \quad (4.107)$$

**Součinitel  $\beta$ :**

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 62,1}{0,0008 \cdot 30 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 62,1)}} = 59,9 \quad (4.108)$$

Součinitel  $\beta$  slouží k určení součinitele efektivnosti žebra  $E$ , který je závislý na  $\beta \cdot h_z$  a  $D/d$ , po odečtení z nomogramu [10] vychází hodnota  $E = 0,832$ .

**Redukovaný součinitel přestupu tepla ze spalinové strany:**

Součinitel rozšíření žebber  $\mu = 1$ .

$$\begin{aligned} \alpha_{Sr} &= \left[ \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} = \\ &= [0,9137 \cdot 0,831 \cdot 1 + 0,08626] \cdot \frac{0,85 \cdot 62,1}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 62,1} = 36,41 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned} \quad (4.109)$$

**Redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany páry:**

Opravný koeficient  $C_d$  a nomogramový součinitel  $\alpha_N$  byly určeny z [10].

$$\alpha_p = C_d \cdot \alpha_N = 0,966 \cdot 2160 = 2086,6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (4.110)$$

**Vnější povrch trubky na délce 1 m:**

$$S_D = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) = \pi \cdot 0,04 \cdot (1 - 220 \cdot 0,0008) = 0,1036 \text{ m}^2/\text{m} \quad (4.111)$$

**Povrch žebber na délce 1 m:**

$$S_z = n_z \cdot \pi \cdot \left( D_z \cdot t_z + \frac{D_z^2}{2} - \frac{D^2}{2} \right) = \quad (4.112)$$

$$= 220 \cdot \pi \cdot \left( 0,064 \cdot 0,0008 + \frac{0,064^2}{2} - \frac{0,04^2}{2} \right) = 0,8979 \text{ m}^2/\text{m}$$

**Celkový povrch žebrované trubky:**

$$S_e = (S_D + S_z) \cdot l = (0,1036 + 0,8979) \cdot 6,32 = 6,329 \text{ m}^2 \quad (4.113)$$

**Vnitřní povrch trubky:**

$$S_i = \pi \cdot d \cdot l = \pi \cdot 0,034 \cdot 6,32 = 0,6751 \text{ m}^2 \quad (4.114)$$

**Součinitel prostupu tepla:**

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Sr}} + \frac{1}{\alpha_p} \cdot \frac{S_e}{S_i}} = \frac{1}{\frac{1}{36,41} + \frac{1}{2086,6} \cdot \frac{6,329}{0,6751}} = 31,29 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (4.115)$$

#### 4.4.3 Střední logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = \frac{(508 - 290,4) - (546 - 367)}{\ln\left(\frac{508 - 290,4}{546 - 367}\right)} = 197,7 \text{ K} \quad (4.116)$$

#### 4.4.4 Teplosměnná plocha

$$S = \frac{\dot{Q}_{4-3}}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{5,847 \cdot 1000000}{31,29 \cdot 197,7} = 945,2 \text{ m}^2 \quad (4.117)$$

$$z = \frac{S}{S_e \cdot n_{tr}} = \frac{945,2}{6,329 \cdot 50} = 2,9865 \quad (4.118)$$

→počet řad je volen jako bližší celé číslo, tedy  $z = 3$

#### 4.4.5 Skutečné předané teplo

$$\dot{Q}_{4-3}^{sk} = S_e \cdot n_{tr} \cdot z \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 6,329 \cdot 50 \cdot 3 \cdot 31,29 \cdot 197,7 = 5,873 \text{ MW} \quad (4.119)$$

$$\Delta = \frac{|\dot{Q}_{4-3} - \dot{Q}_{4-3}^{sk}|}{\dot{Q}_{4-3}} = \frac{|5,847 - 5,873|}{5,847} = 0,451 \% \quad (4.120)$$

→odchylka leží v přípustném rozmezí do 1 %

## 4.5 Vysokotlaký výparník

Mezi body D a E v *Grafu 3* je umístěn vysokotlaký výparník, ve kterém dochází nejdříve k zahřátí vody ohřáté v ekonomizérech na mez sytosti a její následné vypařování na páru. Ve výparníku je k vypařování vody potřeba největší tepelný tok ze všech teplosměnných ploch, čemuž bude odpovídat i největší plocha a vyšší počet žebor na 1 metr trubek. Návrh výparníku se podobá návrhu přehříváků, vychází ze rozměrů spalinového kanálu a je uveden níže, zvolené parametry žebrovaných trubek jsou uvedeny v *Tabulce 18*.

*Tabulka 18: Zvolené rozměry trubek s žebrováním*

parametry	značení	hodnota
Vnější průměr trubek [m]	D	0,04
Tloušťka stěny trubky [m]	$t_{tr}$	0,003
Výška žebra [m]	$h_z$	0,012
Tloušťka žebra [m]	$t_z$	0,0008
Počet žebor na 1 metr [1/m]	$n_z$	240

### 4.5.1 Výpočet počtu trubek ve výparníku

**Příčná rozteč trubek:**

$$s_1 = 2,5 \cdot D = 2,5 \cdot 0,04 = 0,1 \text{ m} \quad (4.121)$$

**Vnitřní průměr trubek:**

$$d = D - 2 \cdot t_{tr} = 0,04 - (2 \cdot 0,003) = 0,034 \text{ m} \quad (4.122)$$

**Průměr přes žebra:**

$$D_{žebra} = D + 2 \cdot h_{žebra} = 0,04 + (2 \cdot 0,012) = 0,064 \text{ m} \quad (4.123)$$

**Rozteč žebor:**

$$s_{žebra} = \left( \frac{1}{n_{žebra}} \right) - t_{žebra} = \left( \frac{1}{240} \right) - 0,0008 = 0,0034 \text{ m} \quad (4.124)$$

**Úhlopříčná rozteč trubek:**

$$s_{ú} = D_{žebra} + s_1 = 0,064 + 0,1 = 0,164 \text{ m} \quad (4.125)$$

**Podélná rozteč trubek:**

$$s_2 = \sqrt{(s_{\dot{u}})^2 - \left(\frac{s_1}{2}\right)^2} = \sqrt{(0,164)^2 - \left(\frac{0,1}{2}\right)^2} = 0,1562 \text{ m} \quad (4.126)$$

**Vzdálenost mezi trubkami:**

$$m = s_1 - D_{\dot{z}ebra} = 0,1 - 0,064 = 0,036 \text{ m} \quad (4.127)$$

**Počet trubek:**

Počet trubek přehříváku je určen ze spočítané šířky spalínového kanálu.

$$n_{tr} = \frac{a - 0,25 \cdot m}{s_1} + 1 = \frac{4,909 - 0,25 \cdot 0,036}{0,1} + 1 = 50,18 \quad (4.128)$$

→ je voleno 50 trubek v jedné řadě

**Střední teplota spalin:**

$$t_{stř D-E} = \frac{t_D + t_E}{2} = \frac{290,4 + 285}{2} = 287,7 \text{ °C} \quad (4.129)$$

**Skutečná rychlost spalin:**

$$w_{sp}^{sk} = \frac{\dot{V}_{sp D-E}}{l \cdot (a - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot t_{\dot{z}} \cdot h_{\dot{z}} \cdot n_{\dot{z}} \cdot n_{tr})} \quad (4.130)$$
$$= \frac{260,39}{6,32 \cdot (4,909 - 0,04 \cdot 50 - 2 \cdot 0,0008 \cdot 0,012 \cdot 240 \cdot 50)} = 15,38 \text{ m/s}$$

#### 4.5.2 Výpočet součinitele prostupu tepla

Stejně jako u přehříváků použité vztahy vycházejí z [10] a potřebné parametry spalin a žeber jsou vypsány v *Tabulce 19*, součinitel tepelné vodivosti spalin a kinematická viskozita jsou určeny přepočítáním spalin středního složení na střední teplotu spalin, tedy 406,5 °C a na množství vlhkosti ve spalinách, tedy 8,058 %.

Tabulka 19: Potřebné parametry k výpočtu součinitele prostupu tepla

parametry	značení	hodnota
Součinitel tepelné vodivosti spalin [W/(m·K)]	$\lambda_{sp}$	0,05641
Kinematická viskozita spalin [m <sup>2</sup> ·s]	$\nu_{sp}$	$5,84 \cdot 10^5$
Součinitel zanesení [-]	$\varepsilon$	0,0043
Součinitel tepelné vodivosti žebra [W/(m·K)]	$\lambda_z$	30
Koeficient pro kruhová žebra [-]	$\psi_z$	0,85

**Poměrné rozteč trubek:**

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1}{0,04} = 2,5 \quad (4.131)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1562}{0,04} = 3,9 \quad (4.132)$$

$$\sigma_{\dot{u}} = \sqrt{(\sigma_2)^2 + \left(\frac{\sigma_1}{4}\right)^2} = \sqrt{(3,9)^2 - \left(\frac{2,5}{2}\right)^2} = 4,1 \quad (4.133)$$

**Součinitel poměrných roztečí:**

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_{\dot{u}} - 1} = \frac{2,5 - 1}{4,1 - 1} = 0,4839 \quad (4.127)$$

**Součinitel prostupu tepla konvekcí:**

Součinitel opravy na počet podélných řad je volen pro předpokládaných 28 podélných řad, tedy  $C_z = 1,1$ .

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{sp}}{S_z} \cdot \left(\frac{d}{S_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{S_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{sp}^{sk} \cdot S_z}{\nu_{sp}}\right)^{0,65} \\ &= 0,23 \cdot 1,1 \cdot 0,4839^{0,2} \cdot \frac{0,05641}{0,0034} \cdot \left(\frac{0,034}{0,0034}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,012}{0,0034}\right)^{-0,14} \\ &\quad \cdot \left(\frac{15,38 \cdot 0,0034}{5,84 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} = 66,48 \text{ W}/(m^2 \cdot K) \end{aligned} \quad (4.134)$$

**Podíl výhřevných ploch žebor a celkové plochy ze spalinové strany:**

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,064}{0,04}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,064}{0,04}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,034}{0,04} - \frac{0,001}{0,04}\right)} = 0,924 \quad (4.135)$$

**Podíl volných částí trubek:**

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,924 = 0,07601 \quad (4.136)$$

**Součinitel  $\beta$ :**

$$\begin{aligned} \beta &= \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 66,48}{0,0008 \cdot 30 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 66,48)}} \\ &= 61,55 \end{aligned} \quad (4.137)$$

Součinitel  $\beta$  slouží k určení součinitele efektivnosti žebra  $E$ , který je závislý na  $\beta \cdot h_z$  a  $D/d$ , po odečtení z nomogramu [10] vychází hodnota  $E = 0,825$ .

**Redukovaný součinitel přestupu tepla ze spalinové strany:**

Součinitel rozšíření žebek  $\mu = 1$ .

$$\begin{aligned} \alpha_{Sr} &= \left[ \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} = \\ &= [0,924 \cdot 0,825 \cdot 1 + 0,07601] \cdot \frac{0,85 \cdot 66,48}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 66,48} = 38,11 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned} \quad (4.138)$$

**Redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany páry:**

Pro výparník platí, že:  $\alpha_p \gg \alpha_{Sr}$ ; z tohoto důvodu se člen konvekce uvnitř trubek může vynechat, viz dosazení do rovnice součinitele prostupu tepla (4.143).

**Vnější povrch trubky na délce 1 m:**

$$S_D = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) = \pi \cdot 0,04 \cdot (1 - 240 \cdot 0,0008) = 0,1015 \text{ m}^2/\text{m} \quad (4.139)$$

**Povrch žebek na délce 1 m:**

$$\begin{aligned} S_z &= n_z \cdot \pi \cdot \left( D_z \cdot t_z + \frac{D_z^2}{2} - \frac{D^2}{2} \right) = \\ &= 240 \cdot \pi \cdot \left( 0,064 \cdot 0,0008 + \frac{0,064^2}{2} - \frac{0,04^2}{2} \right) = 0,9796 \text{ m}^2/\text{m} \end{aligned} \quad (4.140)$$

**Celkový povrch žebrované trubky:**

$$S_e = (S_D + S_z) \cdot l = (0,1015 + 0,9796) \cdot 6,32 = 6,833 \text{ m}^2 \quad (4.141)$$

**Vnitřní povrch trubky:**

$$S_i = \pi \cdot d \cdot l = \pi \cdot 0,034 \cdot 6,32 = 0,6751 \text{ m}^2 \quad (4.142)$$

**Součinitel prostupu tepla:**

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Sr}} + \frac{1}{\alpha_p} \cdot \frac{S_e}{S_i}} = \frac{1}{\frac{1}{38,11} + 0 \cdot \frac{6,833}{0,6751}} = 38,11 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (4.143)$$

**4.5.3 Střední logaritmický spád**

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = \frac{(508 - 290,4) - (305 - 285)}{\ln\left(\frac{508 - 290,4}{305 - 285}\right)} = 82,8 \text{ K} \quad (4.144)$$

**4.5.4 Teplosměnná plocha**

$$S = \frac{\dot{Q}_{5-4}}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{30,35 \cdot 1000000}{38,11 \cdot 82,8} = 9620,4 \text{ m}^2 \quad (4.145)$$

$$z = \frac{S}{S_e \cdot n_{tr}} = \frac{9620,4}{6,833 \cdot 50} = 28,16 \quad (4.146)$$

→počet řad je volen jako bližší celé číslo, tedy  $z = 28$

**4.5.5 Skutečné předané teplo**

$$\dot{Q}_{5-4}^{sk} = S_e \cdot n_{tr} \cdot z \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 6,833 \cdot 50 \cdot 28 \cdot 38,11 \cdot 82,8 = 30,18 \text{ MW} \quad (4.147)$$

$$\Delta = \frac{|\dot{Q}_{5-4} - \dot{Q}_{5-4}^{sk}|}{\dot{Q}_{5-4}} = \frac{|30,35 - 30,18|}{30,35} = 0,5685 \% \quad (4.148)$$

→odchylka leží v přípustném rozmezí do 1 %

## 4.6 Vysokotlaký ekonomizér 3

Další teplosměnnou a prvním ekonomizérem ve směru toku spalin, je vysokotlaký ekonomizér 3, který leží mezi body E a F v *Grafu 3*. Pro návrh tohoto ekonomizéru byly zvoleny stejné rozměry trubek a žeber jako u vysokotlakého výparníku. Tyto volené rozměry jsou vypsány v *Tabulce 20*, návrh této teplosměnné plochy je obdobný jako u předchozích teplosměnných ploch.

*Tabulka 20: Zvolené rozměry trubek s žebrováním*

parametry	značení	hodnota
Vnější průměr trubek [m]	D	0,04
Tloušťka stěny trubky [m]	$t_{tr}$	0,003
Výška žebra [m]	$h_z$	0,012
Tloušťka žebra [m]	$t_z$	0,0008
Počet žeber na 1 metr [1/m]	$n_z$	240

### 4.6.1 Výpočet počtu trubek v ekonomizéru

**Příčná rozteč trubek:**

$$s_1 = 2,5 \cdot D = 2,5 \cdot 0,04 = 0,1 \text{ m} \quad (4.150)$$

**Vnitřní průměr trubek:**

$$d = D - 2 \cdot t_{tr} = 0,04 - (2 \cdot 0,003) = 0,034 \text{ m} \quad (4.151)$$

**Průměr přes žebra:**

$$D_{zebra} = D + 2 \cdot h_{zebra} = 0,04 + (2 \cdot 0,012) = 0,064 \text{ m} \quad (4.152)$$

**Rozteč žeber:**

$$s_{zebra} = \left( \frac{1}{n_{zebra}} \right) - t_{zebra} = \left( \frac{1}{240} \right) - 0,0008 = 0,0034 \text{ m} \quad (4.153)$$

**Úhlopříčná rozteč trubek:**

$$s_u = D_{zebra} + s_1 = 0,064 + 0,1 = 0,164 \text{ m} \quad (4.154)$$



**Podélná rozteč trubek:**

$$s_2 = \sqrt{(s_{\dot{u}})^2 - \left(\frac{s_1}{2}\right)^2} = \sqrt{(0,164)^2 - \left(\frac{0,1}{2}\right)^2} = 0,1562 \text{ m} \quad (4.155)$$

**Vzdálenost mezi trubkami:**

$$m = s_1 - D_{\dot{z}ebra} = 0,1 - 0,064 = 0,036 \text{ m} \quad (4.156)$$

**Střední hodnoty páry:**

$$t_{stř\ 5-6} = \frac{t_5 + t_6}{2} = \frac{285 + 237}{2} = 261 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.157)$$

$$p_{stř\ 5-6} = \frac{p_5 + p_6}{2} = \frac{74,86 + 75,47}{2} = 75,165 \text{ bar} \quad (4.158)$$

$$v_{stř\ 5-6} = f(p_{stř\ 5-6}; t_{stř\ 5-6}) = 0,001273 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (4.159)$$

→ získáno pomocí programu Coolprop

**Počet trubek:**

Počet trubek přehříváku je určen ze spočítané šířky spalínového kanálu.

$$n_{tr} = \frac{a - 0,25 \cdot m}{s_1} + 1 = \frac{4,909 - 0,25 \cdot 0,036}{0,1} + 1 = 50,18 \quad (4.160)$$

→ je voleno 50 trubek v jedné řadě

**Skutečná rychlost napájecí vody:**

$$w_{NV}^{sk} = \frac{4 \cdot \dot{M}_5 \cdot v_{stř\ 5-6}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot 20,19 \cdot 0,001273}{\pi \cdot 0,034^2 \cdot 50} = 0,5661 \text{ m/s} \quad (4.161)$$

**Střední teplota spalin:**

$$t_{stř\ E-F} = \frac{t_E + t_F}{2} = \frac{305 + 271}{2} = 288 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.162)$$

**Skutečná rychlost spalin:**

$$w_{sp}^{sk} = \frac{\dot{V}_{sp\ E-F}}{l \cdot (a - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot t_z \cdot h_z \cdot n_z \cdot n_{tr})} \quad (4.163)$$

$$= \frac{214,99}{6,32 \cdot (4,909 - 0,04 \cdot 50 - 2 \cdot 0,001 \cdot 0,012 \cdot 240 \cdot 50)} = 12,7 \text{ m/s}$$

#### 4.6.2 Výpočet součinitele prostupu tepla

Stejně jako u ostatních teplosměnných ploch použité vztahy vycházejí z [10] a potřebné parametry spalin a žebor jsou vypsány v *Tabulce 21*, součinitel tepelné vodivosti spalin a kinematičká viskozita jsou určeny přepočítáním spalin středního složení na střední teplotu spalin, tedy 288 °C a na množství vlhkosti ve spalinách, tedy 8,058 %.

*Tabulka 21: Potřebné parametry k výpočtu součinitele prostupu tepla*

parametry	značení	hodnota
Součinitel tepelné vodivosti spalin [W/(m·K)]	$\lambda_{sp}$	0,0466
Kinematičká viskozita spalin [m <sup>2</sup> ·s]	$\nu_{sp}$	$4,22 \cdot 10^5$
Součinitel zanesení [-]	$\varepsilon$	0,0043
Součinitel tepelné vodivosti žebra [W/(m·K)]	$\lambda_z$	30
Koeficient pro kruhová žebra [-]	$\psi_z$	0,85

#### Poměrné rozteč trubek:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1}{0,04} = 2,5 \quad (4.164)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1562}{0,04} = 3,9 \quad (4.165)$$

$$\sigma_{\dot{u}} = \sqrt{(\sigma_2)^2 + \left(\frac{\sigma_1}{4}\right)^2} = \sqrt{(3,9)^2 + \left(\frac{2,5}{4}\right)^2} = 4,1 \quad (4.166)$$

#### Součinitel poměrných roztečí:

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_{\dot{u}} - 1} = \frac{2,5 - 1}{4,1 - 1} = 0,4839 \quad (4.167)$$

#### Součinitel prostupu tepla konvekcí:

Součinitel opravy na počet podélných řad je volen pro předpokládaných 28 podélných řad, tedy  $C_z = 1,1$ .

$$\alpha_k = 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{sp}}{s_z} \cdot \left(\frac{d}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{sp}^{sk} \cdot s_z}{\nu_{sp}}\right)^{0,65} \quad (4.168)$$

$$\begin{aligned}
&= 0,23 \cdot 1,1 \cdot 0,4839^{0,2} \cdot \frac{0,0466}{0,0034} \cdot \left(\frac{0,034}{0,0034}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,012}{0,0034}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{12,7 \cdot 0,0034}{4,22 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} \\
&= 59,86 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})
\end{aligned}$$

**Podíl výhřevných ploch žebor a celkové plochy ze spalínové strany:**

$$\frac{S_{\dot{z}}}{S} = \frac{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_{\dot{z}}}{D} - \frac{t_{\dot{z}}}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,064}{0,04}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,064}{0,04}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,034}{0,04} - \frac{0,001}{0,04}\right)} = 0,924 \quad (4.169)$$

**Podíl volných částí trubek:**

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_{\dot{z}}}{S} = 1 - 0,924 = 0,07601 \quad (4.170)$$

**Součinitel  $\beta$ :**

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k}{t_{\dot{z}} \cdot \lambda_{\dot{z}} \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 59,86}{0,0008 \cdot 30 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 60,03)}} = 59 \quad (4.171)$$

Součinitel  $\beta$  slouží k určení součinitele efektivnosti žebra  $E$ , který je závislý na  $\beta \cdot h_{\dot{z}}$  a  $D/d$ , po odečtení z nomogramu [10] vychází hodnota  $E = 0,834$ .

**Redukovaný součinitel přestupu tepla ze spalínové strany:**

Součinitel rozšíření žebor  $\mu = 1$ .

$$\begin{aligned}
\alpha_{Sr} &= \left[ \frac{S_{\dot{z}}}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k} = \\
&= [0,924 \cdot 0,834 \cdot 1 + 0,07601] \cdot \frac{0,85 \cdot 59,86}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 60,03} = 35,35 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})
\end{aligned} \quad (4.172)$$

**Redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany páry:**

Stejně jako u výparníku, platí pro ekonomizér, že:  $\alpha_p \gg \alpha_{Sr}$ ; i zde se tedy dá člen konvekce na straně páry ve vztahu pro výpočet součinitele prostupu tepla zanedbat, viz dosazení do vztahu (4.177).

**Vnější povrch trubky na délce 1 m:**

$$S_D = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) = \pi \cdot 0,04 \cdot (1 - 240 \cdot 0,0008) = 0,1015 \text{ m}^2/\text{m} \quad (4.173)$$

**Povrch žeber na délce 1 m:**

$$\begin{aligned} S_z &= n_z \cdot \pi \cdot \left( D_z \cdot t_z + \frac{D_z^2}{2} - \frac{D^2}{2} \right) = \\ &= 240 \cdot \pi \cdot \left( 0,064 \cdot 0,0008 + \frac{0,064^2}{2} - \frac{0,04^2}{2} \right) = 0,9796 \text{ m}^2/\text{m} \end{aligned} \quad (4.174)$$

**Celkový povrch žebrované trubky:**

$$S_e = (S_D + S_z) \cdot l = (0,1015 + 0,9796) \cdot 6,32 = 6,833 \text{ m}^2 \quad (4.175)$$

**Vnitřní povrch trubky:**

$$S_i = \pi \cdot d \cdot l = \pi \cdot 0,034 \cdot 6,32 = 0,6751 \text{ m}^2 \quad (4.176)$$

**Součinitel prostupu tepla:**

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Sr}} + \frac{1}{\alpha_p} \cdot \frac{S_e}{S_i}} = \frac{1}{\frac{1}{35,35} + 0 \cdot \frac{6,833}{0,6751}} = 35,35 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (4.177)$$

#### 4.6.3 Střední logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = \frac{(271 - 237) - (305 - 285)}{\ln\left(\frac{271 - 237}{305 - 285}\right)} = 26,38 \text{ K} \quad (4.178)$$

#### 4.6.4 Teplosměnná plocha

$$S = \frac{\dot{Q}_{6-5}}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{4,779 \cdot 1000000}{35,35 \cdot 26,38} = 5174,4 \text{ m}^2 \quad (4.179)$$

$$z = \frac{S}{S_e \cdot n_{tr}} = \frac{5174,4}{6,833 \cdot 50} = 15,14 \quad (4.180)$$

→počet řad je volen jako bližší celé číslo, tedy  $z = 15$

#### 4.6.5 Skutečné předané teplo

$$\dot{Q}_{6-5}^{sk} = S_e \cdot n_{tr} \cdot z \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 6,833 \cdot 50 \cdot 15 \cdot 35,35 \cdot 26,38 = 4,779 \text{ MW} \quad (4.181)$$

$$\Delta = \frac{|\dot{Q}_{6-5} - \dot{Q}_{6-5}^{sk}|}{\dot{Q}_{6-5}} = \frac{|4,825 - 4,779|}{4,825} = 0,965 \% \quad (4.182)$$

→ odchylka leží v přípustném rozmezí do 1 %

#### 4.7 Nízkotlaký přehřívák

První teplosměnná plocha nízkotlaké části HRSG kotle je nízkotlaký přehřívák, který je umístěn za vysokotlaký ekonomizér 3 ve směru spalin a v *Grafu 3* leží mezi body F a G, oproti vysokotlaké části je hmotnostní průtok vody/páry v nízkotlaké části výrazně nižší, v nízkotlakém přehříváku je hmotnostní průtok páry 3,057 kg/s. Návrh tohoto přehříváku odpovídá návrhu vysokotlakých přehříváků, rozměry trubek s žebrováním jsou uvedeny v *Tabulce 22*, pro vhodný přenos tepla byla snížena výška a tloušťka žeber těchto trubek i počet žeber na 1 metr.

*Tabulka 22: Zvolené rozměry trubek s žebrováním*

parametry	značení	hodnota
Vnější průměr trubek [m]	D	0,04
Tloušťka stěny trubky [m]	t <sub>tr</sub>	0,003
Výška žebra [m]	h <sub>z</sub>	0,008
Tloušťka žebra [m]	t <sub>z</sub>	0,0007
Počet žeber na 1 metr [1/m]	n <sub>z</sub>	165

##### 4.7.1 Výpočet počtu trubek v přehříváku

**Příčná rozteč trubek:**

$$s_1 = 2,5 \cdot D = 2,5 \cdot 0,04 = 0,1 \text{ m} \quad (4.183)$$

**Vnitřní průměr trubek:**

$$d = D - 2 \cdot t_{tr} = 0,04 - (2 \cdot 0,003) = 0,034 \text{ m} \quad (4.184)$$

**Průměr přes žebra:**

$$D_{\text{žebra}} = D + 2 \cdot h_{\text{žebra}} = 0,04 + (2 \cdot 0,008) = 0,056 \text{ m} \quad (4.185)$$

**Rozteč žeber:**

$$s_{\text{žebra}} = \left( \frac{1}{n_{\text{žebra}}} \right) - t_{\text{žebra}} = \left( \frac{1}{165} \right) - 0,0007 = 0,0054 \text{ m} \quad (4.186)$$

**Úhlopříčná rozteč trubek:**

$$s_{\text{ú}} = D_{\text{žebra}} + s_1 = 0,056 + 0,1 = 0,156 \text{ m} \quad (4.187)$$

**Podélná rozteč trubek:**

$$s_2 = \sqrt{(s_{\text{ú}})^2 - \left( \frac{s_1}{2} \right)^2} = \sqrt{(0,156)^2 - \left( \frac{0,1}{2} \right)^2} = 0,1478 \text{ m} \quad (4.188)$$

**Vzdálenost mezi trubkami:**

$$m = s_1 - D_{\text{žebra}} = 0,1 - 0,056 = 0,044 \text{ m} \quad (4.189)$$

**Střední hodnoty páry:**

$$t_{\text{stř } 1^*-2^*} = \frac{t_{1^*} + t_{2^*}}{2} = \frac{248 + 144}{2} = 196 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.190)$$

$$p_{\text{stř } 1^*-2^*} = \frac{p_{1^*} + p_{2^*}}{2} = \frac{3,872 + 4,027}{2} = 3,95 \text{ bar} \quad (4.191)$$

$$v_{\text{stř } 1^*-2^*} = f(p_{\text{stř } 1^*-2^*}; t_{\text{stř } 1^*-2^*}) = 0,5363 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (4.192)$$

→ získáno pomocí programu Coolprop

**Počet trubek:**

Počet trubek přehříváku je určen ze spočítané šířky spalínového kanálu.

$$n_{tr} = \frac{a - 0,25 \cdot m}{s_1} + 1 = \frac{4,909 - 0,25 \cdot 0,044}{0,1} + 1 = 50,02 \quad (4.193)$$

→ je voleno 50 trubek v jedné řadě

**Skutečná rychlost napájecí vody:**

$$w_{NV}^{sk} = \frac{4 \cdot \dot{M}_{1^*} \cdot v_{\text{stř } 1^*-2^*}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot 3,057 \cdot 0,5363}{\pi \cdot 0,034^2 \cdot 50} = 36,11 \text{ m/s} \quad (4.194)$$

**Střední teplota spalin:**

$$t_{stř F-G} = \frac{t_F + t_G}{2} = \frac{271 + 266}{2} = 268,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.195)$$

**Skutečná rychlost spalin:**

$$w_{sp}^{sk} = \frac{\dot{V}_{sp F-G}}{l \cdot (a - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot t_z \cdot h_z \cdot n_z \cdot n_{tr})} \quad (4.196)$$

$$= \frac{207,52}{6,32 \cdot (4,909 - 0,04 \cdot 50 - 2 \cdot 0,0007 \cdot 0,008 \cdot 165 \cdot 50)} = 11,62 \text{ m/s}$$

#### 4.7.2 Výpočet součinitele prostupu tepla

Obdobným způsobem jako u ostatních teplosměnných ploch vycházejí použité vztahy z [10] a potřebné parametry spalin a žebor jsou vypsány v *Tabulce 23*, součinitel tepelné vodivosti spalin a kinematická viskozita jsou určeny přepočítáním spalin středního složení na střední teplotu spalin, tedy 268,5 °C a na množství vlhkosti ve spalinách, tedy 8,058 %.

*Tabulka 23: Potřebné parametry k výpočtu součinitele prostupu tepla*

parametry	značení	hodnota
Součinitel tepelné vodivosti spalin [W/(m·K)]	$\lambda_{sp}$	0,04505
Kinematická viskozita spalin [m <sup>2</sup> ·s]	$\nu_{sp}$	$3,99 \cdot 10^5$
Součinitel zanesení [-]	$\varepsilon$	0,0043
Součinitel tepelné vodivosti žebra [W/(m·K)]	$\lambda_z$	30
Koeficient pro kruhová žebra [-]	$\psi_z$	0,85

**Poměrné rozteč trubek:**

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1}{0,04} = 2,5 \quad (4.197)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1478}{0,04} = 3,7 \quad (4.198)$$

$$\sigma_{\dot{u}} = \sqrt{(\sigma_2)^2 + \left(\frac{\sigma_1}{4}\right)^2} = \sqrt{(3,7)^2 - \left(\frac{2,5}{2}\right)^2} = 3,9 \quad (4.199)$$

**Součinitel poměrných roztečí:**

$$\varphi_{\sigma} = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_{\dot{u}} - 1} = \frac{2,5 - 1}{3,9 - 1} = 0,5712 \quad (4.200)$$

**Součinitel prostupu tepla konvekcí:**

Součinitel opravy na počet podélných řad je volen pro předpokládané 2 podélné řady, tedy  $C_z = 0,85$ .

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_{\sigma}^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{sp}}{s_z} \cdot \left(\frac{d}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{sp}^{sk} \cdot s_z}{v_{sp}}\right)^{0,65} \\ &= 0,23 \cdot 0,85 \cdot 0,5712^{0,2} \cdot \frac{0,04505}{0,0054} \cdot \left(\frac{0,034}{0,0054}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,008}{0,0054}\right)^{-0,14} \\ &\quad \cdot \left(\frac{11,62 \cdot 0,0054}{3,99 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} = 54,93 \text{ W}/(m^2 \cdot K) \end{aligned} \quad (4.201)$$

**Podíl výhřevných ploch žebor a celkové plochy ze spalínové strany:**

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,056}{0,04}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,056}{0,04}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,054}{0,04} - \frac{0,0007}{0,04}\right)} = 0,8047 \quad (4.202)$$

**Podíl volných částí trubek:**

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,8047 = 0,1953 \quad (4.203)$$

**Součinitel  $\beta$ :**

$$\begin{aligned} \beta &= \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 54,93}{0,0007 \cdot 30 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 54,93)}} \\ &= 60,85 \end{aligned} \quad (4.204)$$

Součinitel  $\beta$  slouží k určení součinitele efektivnosti žebra  $E$ , který je závislý na  $\beta \cdot h_z$  a  $D/d$ , po odečtení z nomogramu [10] vychází hodnota  $E = 0,916$ .

**Redukovaný součinitel přestupu tepla ze spalínové strany:**

Součinitel rozšíření žebor  $\mu = 1$ .



$$\alpha_{Sr} = \left[ \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} =$$

$$= [0,8047 \cdot 0,916 \cdot 1 + 0,1953] \cdot \frac{0,85 \cdot 54,93}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 54,93} = 36,25 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$
(4.205)

**Redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany páry:**

Opravný koeficient  $C_d$  a nomogramový součinitel  $\alpha_N$  byly určeny z [10].

$$\alpha_p = C_d \cdot \alpha_N = 0,966 \cdot 3370 = 3225,4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$
(4.206)

**Vnější povrch trubky na délce 1 m:**

$$S_D = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) = \pi \cdot 0,04 \cdot (1 - 165 \cdot 0,0007) = 0,1112 \text{ m}^2/\text{m}$$
(4.207)

**Povrch žeber na délce 1 m:**

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

$$= 165 \cdot \pi \cdot \left( 0,056 \cdot 0,0007 + \frac{0,056^2}{2} - \frac{0,04^2}{2} \right) = 0,4184 \text{ m}^2/\text{m}$$
(4.208)

**Celkový povrch žebrované trubky:**

$$S_e = (S_D + S_z) \cdot l = (0,1112 + 0,4184) \cdot 6,32 = 3,347 \text{ m}^2$$
(4.209)

**Vnitřní povrch trubky:**

$$S_i = \pi \cdot d \cdot l = \pi \cdot 0,034 \cdot 6,32 = 0,6751 \text{ m}^2$$
(4.210)

**Součinitel prostupu tepla:**

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Sr}} + \frac{1}{\alpha_p} \cdot \frac{S_e}{S_i}} = \frac{1}{\frac{1}{36,25} + \frac{1}{3225,4} \cdot \frac{3,347}{0,6751}} = 34,36 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$
(4.211)

**4.7.3 Střední logaritmický spád**

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = \frac{(266 - 144) - (271 - 248)}{\ln\left(\frac{271 - 248}{266 - 144}\right)} = 59,3 \text{ K}$$
(4.212)

#### 4.7.4 Teplosměnná plocha

$$S = \frac{\dot{Q}_{2^*-1^*}}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{0,679 \cdot 1000000}{34,36 \cdot 59,3} = 333,1 \text{ m}^2 \quad (4.213)$$

$$z = \frac{S}{S_e \cdot n_{tr}} = \frac{333,1}{3,347 \cdot 50} = 1,9903 \quad (4.214)$$

→počet řad je volen jako bližší celé číslo, tedy  $z = 2$

#### 4.7.5 Skutečné předané teplo

$$\dot{Q}_{2^*-1^*}^{sk} = S_e \cdot n_{tr} \cdot z \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 3,347 \cdot 50 \cdot 2 \cdot 34,36 \cdot 59,3 = 0,682 \text{ MW} \quad (4.215)$$

$$\Delta = \frac{|\dot{Q}_{2^*-1^*} - \dot{Q}_{2^*-1^*}^{sk}|}{\dot{Q}_{2^*-1^*}} = \frac{|0,679 - 0,682|}{0,679} = 0,4851 \% \quad (4.216)$$

→odchylka leží v přípustném rozmezí do 1 %

### 4.8 Vysokotlaký ekonomizér 2

Po nízkotlakém přehříváku následuje ve směru spalin další teplosměnná plocha, a to druhý ekonomizér, tedy vysokotlaký ekonomizér 2. Ten je v *Grafu 3* umístěn mezi body G a H, návrh je obdobný jako u vysokotlakého ekonomizéru 3, rozměry trubek a žebek jsou vidět v *Tabulce 24*.

*Tabulka 24: Zvolené rozměry trubek s žebrováním*

parametry	značení	hodnota
Vnější průměr trubek [m]	D	0,04
Tloušťka stěny trubky [m]	$t_{tr}$	0,003
Výška žebra [m]	$h_z$	0,012
Tloušťka žebra [m]	$t_z$	0,0008
Počet žebek na 1 metr [1/m]	$n_z$	194

#### 4.8.1 Výpočet počtu trubek v ekonomizéru

**Příčná rozteč trubek:**

$$s_1 = 2,5 \cdot D = 2,5 \cdot 0,04 = 0,1 \text{ m} \quad (4.217)$$

**Vnitřní průměr trubek:**

$$d = D - 2 \cdot t_{tr} = 0,04 - (2 \cdot 0,003) = 0,034 \text{ m} \quad (4.218)$$

**Průměr přes žebra:**

$$D_{žebra} = D + 2 \cdot h_{žebra} = 0,04 + (2 \cdot 0,012) = 0,064 \text{ m} \quad (4.219)$$

**Rozteč žeber:**

$$s_{žebra} = \left( \frac{1}{n_{žebra}} \right) - t_{žebra} = \left( \frac{1}{194} \right) - 0,0008 = 0,0044 \text{ m} \quad (4.220)$$

**Úhlopříčná rozteč trubek:**

$$s_{\dot{u}} = D_{žebra} + s_1 = 0,064 + 0,1 = 0,164 \text{ m} \quad (4.221)$$

**Podélná rozteč trubek:**

$$s_2 = \sqrt{(s_{\dot{u}})^2 - \left( \frac{s_1}{2} \right)^2} = \sqrt{(0,164)^2 - \left( \frac{0,1}{2} \right)^2} = 0,1562 \text{ m} \quad (4.222)$$

**Vzdálenost mezi trubkami:**

$$m = s_1 - D_{žebra} = 0,1 - 0,064 = 0,036 \text{ m} \quad (4.223)$$

**Střední hodnoty napájecí vody:**

$$t_{stř\ 6-7} = \frac{t_6 + t_7}{2} = \frac{237 + 139}{2} = 188 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.224)$$

$$p_{stř\ 6-7} = \frac{p_6 + p_7}{2} = \frac{75,47 + 77,03}{2} = 76,25 \text{ bar} \quad (4.225)$$

$$v_{stř\ 6-7} = f(p_{stř\ 6-7}; t_{stř\ 6-7}) = 0,001133 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (4.226)$$

→ získáno pomocí programu Coolprop

**Počet trubek:**

Počet trubek přehříváku je určen ze spočítané šířky spalínového kanálu.

$$n_{tr} = \frac{a - 0,25 \cdot m}{s_1} + 1 = \frac{4,909 - 0,25 \cdot 0,036}{0,1} + 1 = 50,18 \quad (4.227)$$

→je voleno 50 trubek v jedné řadě

**Skutečná rychlost napájecí vody:**

$$w_{NV}^{sk} = \frac{4 \cdot \dot{M}_6 \cdot v_{stř\ 6-7}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot 20,19 \cdot 0,001133}{\pi \cdot 0,034^2 \cdot 50} = 0,5038 \text{ m/s} \quad (4.228)$$

**Střední teplota spalin:**

$$t_{stř\ G-H} = \frac{t_G + t_H}{2} = \frac{266 + 205}{2} = 235,5 \text{ °C} \quad (4.229)$$

**Skutečná rychlost spalin:**

$$w_{sp}^{sk} = \frac{\dot{V}_{sp\ G-H}}{l \cdot (a - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot t_z \cdot h_z \cdot n_z \cdot n_{tr})} \quad (4.230)$$

$$= \frac{194,29}{6,32 \cdot (4,909 - 0,04 \cdot 50 - 2 \cdot 0,001 \cdot 0,012 \cdot 194 \cdot 50)} = 11,29 \text{ m/s}$$

#### 4.8.2 Výpočet součinitele prostupu tepla

Stejně jako u ostatních teplosměnných ploch použité vztahy vycházejí z [10] a potřebné parametry spalin a žebek jsou vypsány v *Tabulce 25*, součinitel tepelné vodivosti spalin a kinematičká viskozita jsou určeny přepočítáním spalin středního složení na střední teplotu spalin, tedy 235,5 °C a na množství vlhkosti ve spalinách, tedy 8,058 %.

*Tabulka 25: Potřebné parametry k výpočtu součinitele prostupu tepla*

parametry	značení	hodnota
Součinitel tepelné vodivosti spalin [W/(m·K)]	$\lambda_{sp}$	0,04242
Kinematičká viskozita spalin [m <sup>2</sup> ·s]	$\nu_{sp}$	$3,58 \cdot 10^5$
Součinitel zanesení [-]	$\epsilon$	0,0043
Součinitel tepelné vodivosti žebra [W/(m·K)]	$\lambda_z$	30
Koeficient pro kruhová žebra [-]	$\psi_z$	0,85

**Poměrné rozteč trubek:**

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1}{0,04} = 2,5 \quad (4.231)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1562}{0,04} = 3,9 \quad (4.232)$$

$$\sigma_{\dot{u}} = \sqrt{(\sigma_2)^2 + \left(\frac{\sigma_1}{4}\right)^2} = \sqrt{(3,9)^2 - \left(\frac{2,5}{2}\right)^2} = 4,1 \quad (4.233)$$

**Součinitel poměrných roztečí:**

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_{\dot{u}} - 1} = \frac{2,5 - 1}{4,1 - 1} = 0,4839 \quad (4.234)$$

**Součinitel prostupu tepla konvekcí:**

Součinitel opravy na počet podélných řad je volen pro předpokládaných 19 podélných řad, tedy  $C_z = 1,1$ .

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{sp}}{s_z} \cdot \left(\frac{d}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{sp}^{sk} \cdot s_z}{v_{sp}}\right)^{0,65} \\ &= 0,23 \cdot 1,1 \cdot 0,4839^{0,2} \cdot \frac{0,04242}{0,0044} \cdot \left(\frac{0,034}{0,0044}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,012}{0,0044}\right)^{-0,14} \\ &\quad \cdot \left(\frac{11,29 \cdot 0,0044}{3,58 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} = 61,25 \text{ W}/(m^2 \cdot K) \end{aligned} \quad (4.235)$$

**Podíl výhřevných ploch žebek a celkové plochy ze spalinové strany:**

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,064}{0,04}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,064}{0,04}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,0044}{0,04} - \frac{0,001}{0,04}\right)} = 0,8977 \quad (4.236)$$

**Podíl volných částí trubek:**

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,8977 = 0,1023 \quad (4.237)$$

**Součinitel  $\beta$ :**

$$\begin{aligned} \beta &= \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 61,25}{0,0008 \cdot 30 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 61,25)}} \\ &= 59,54 \end{aligned} \quad (4.238)$$

Součinitel  $\beta$  slouží k určení součinitele efektivnosti žebra  $E$ , který je závislý na  $\beta \cdot h_z$  a  $D/d$ , po odečtení z nomogramu [10] vychází hodnota  $E = 0,828$ .

#### Redukovaný součinitel přestupu tepla ze spalinové strany:

Součinitel rozšíření žebor  $\mu = 1$ .

$$\alpha_{Sr} = \left[ \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} = \quad (4.239)$$

$$= [0,8977 \cdot 0,828 \cdot 1 + 0,1023] \cdot \frac{0,85 \cdot 61,25}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 61,25} = 35,97 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

#### Redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany páry:

Stejně jako u výparníku, platí pro ekonomizér, že:  $\alpha_p \gg \alpha_{Sr}$ ; i zde se tedy dá člen konvekce na straně páry ve vztahu pro výpočet součinitele přestupu tepla zanedbat, viz dosažení do vztahu (4.244).

#### Vnější povrch trubky na délce 1 m:

$$S_D = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) = \pi \cdot 0,04 \cdot (1 - 194 \cdot 0,0008) = 0,1062 \text{ m}^2/\text{m} \quad (4.240)$$

#### Povrch žebor na délce 1 m:

$$S_z = n_z \cdot \pi \cdot \left( D_z \cdot t_z + \frac{D_z^2}{2} - \frac{D^2}{2} \right) = \quad (4.241)$$

$$= 194 \cdot \pi \cdot \left( 0,064 \cdot 0,0008 + \frac{0,064^2}{2} - \frac{0,04^2}{2} \right) = 0,7918 \text{ m}^2/\text{m}$$

#### Celkový povrch žebrované trubky:

$$S_e = (S_D + S_z) \cdot l = (0,1062 + 0,7918) \cdot 6,32 = 5,675 \text{ m}^2 \quad (4.242)$$

#### Vnitřní povrch trubky:

$$S_i = \pi \cdot d \cdot l = \pi \cdot 0,034 \cdot 6,32 = 0,6751 \text{ m}^2 \quad (4.243)$$

**Součinitel prostupu tepla:**

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Sr}} + \frac{1}{\alpha_p} \cdot \frac{S_e}{S_i}} = \frac{1}{\frac{1}{35,97} + 0 \cdot \frac{5,675}{0,6751}} = 35,97 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (4.244)$$

#### 4.8.3 Střední logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = \frac{(205 - 139) - (266 - 237)}{\ln\left(\frac{266 - 237}{205 - 139}\right)} = 45 \text{ K} \quad (4.245)$$

#### 4.8.4 Teplosměnná plocha

$$S = \frac{\dot{Q}_{7-6}}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{8,766 \cdot 1000000}{35,97 \cdot 45} = 5416,5 \text{ m}^2 \quad (4.246)$$

$$z = \frac{S}{S_e \cdot n_{tr}} = \frac{5416,5}{5,675 \cdot 50} = 19,09 \quad (4.247)$$

→počet řad je volen jako bližší celé číslo, tedy  $z = 19$

#### 4.8.5 Skutečné předané teplo

$$\dot{Q}_{7-6}^{sk} = S_e \cdot n_{tr} \cdot z \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 5,675 \cdot 50 \cdot 19 \cdot 35,97 \cdot 45 = 8,726 \text{ MW} \quad (4.248)$$

$$\Delta = \frac{|\dot{Q}_{7-6} - \dot{Q}_{6-5}^{sk}|}{\dot{Q}_{7-6}} = \frac{|8,766 - 8,726|}{8,766} = 0,4615 \% \quad (4.249)$$

→odchylka leží v přípustném rozmezí do 1 %

### 4.9 Nízkotlaký výparník

Následující navrhovanou teplosměnnou plochou je nízkotlaký výparník, který je v *Grafu 3* vidět mezi body H a I. Zvolené rozměry trubek s žebrováním jsou v *Tabulce 26*, kromě počtu žeber na 1 metr byla zvolena jiná tloušťka žeber než u ostatních teplosměnných ploch. Postup návrhu je obdobný jako u ostatních výhřevných ploch a je vidět níže.

Tabulka 26: Zvolené rozměry trubek s žebrováním

parametry	značení	hodnota
Vnější průměr trubek [m]	D	0,04
Tloušťka stěny trubky [m]	$t_{tr}$	0,003
Výška žebra [m]	$h_{ž}$	0,012
Tloušťka žebra [m]	$t_{ž}$	0,0008
Počet žeber na 1 metr [1/m]	$n_{ž}$	205

#### 4.9.1 Výpočet počtu trubek ve výparníku

**Příčná rozteč trubek:**

$$s_1 = 2,5 \cdot D = 2,5 \cdot 0,04 = 0,1 \text{ m} \quad (4.250)$$

**Vnitřní průměr trubek:**

$$d = D - 2 \cdot t_{tr} = 0,04 - (2 \cdot 0,003) = 0,034 \text{ m} \quad (4.251)$$

**Průměr přes žebra:**

$$D_{žebra} = D + 2 \cdot h_{žebra} = 0,04 + (2 \cdot 0,012) = 0,064 \text{ m} \quad (4.252)$$

**Rozteč žeber:**

$$s_{žebra} = \left( \frac{1}{n_{žebra}} \right) - t_{žebra} = \left( \frac{1}{205} \right) - 0,0008 = 0,0041 \text{ m} \quad (4.253)$$

**Úhlopříčná rozteč trubek:**

$$s_{\dot{u}} = D_{žebra} + s_1 = 0,064 + 0,1 = 0,164 \text{ m} \quad (4.254)$$

**Podélná rozteč trubek:**

$$s_2 = \sqrt{(s_{\dot{u}})^2 - \left( \frac{s_1}{2} \right)^2} = \sqrt{(0,164)^2 - \left( \frac{0,1}{2} \right)^2} = 0,1562 \text{ m} \quad (4.255)$$

**Vzdálenost mezi trubkami:**

$$m = s_1 - D_{žebra} = 0,1 - 0,064 = 0,036 \text{ m} \quad (4.256)$$



### Počet trubek:

Počet trubek přehříváku je určen ze spočítané šířky spalínového kanálu.

$$n_{tr} = \frac{a - 0,25 \cdot m}{s_1} + 1 = \frac{4,909 - 0,25 \cdot 0,036}{0,1} + 1 = 50,18 \quad (4.257)$$

→ je voleno 50 trubek v jedné řadě

### Střední teplota spalin:

$$t_{stř\ H-I} = \frac{t_H + t_I}{2} = \frac{205 + 158}{2} = 181,5\ ^\circ\text{C} \quad (4.258)$$

### Skutečná rychlost spalin:

$$w_{sp}^{sk} = \frac{\dot{V}_{sp\ H-I}}{l \cdot (a - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot t_z \cdot h_z \cdot n_z \cdot n_{tr})} \quad (4.259)$$
$$= \frac{174,19}{6,32 \cdot (4,909 - 0,04 \cdot 50 - 2 \cdot 0,0008 \cdot 0,012 \cdot 205 \cdot 50)} = 10,16\ \text{m/s}$$

## 4.9.2 Výpočet součinitele prostupu tepla

Stejně jako u ostatních teplosměnných ploch použité vztahy vycházejí z [10] a potřebné parametry spalin a žebek jsou vypsány v *Tabulce 27*, součinitel tepelné vodivosti spalin a kinematičká viskozita jsou určeny přepočítáním spalin středního složení na střední teplotu spalin, tedy 181,5 °C a na množství vlhkosti ve spalinách, tedy 8,058 %.

*Tabulka 27: Potřebné parametry k výpočtu součinitele prostupu tepla*

parametry	značení	hodnota
Součinitel tepelné vodivosti spalin [W/(m·K)]	$\lambda_{sp}$	0,03808
Kinematičká viskozita spalin [m <sup>2</sup> ·s]	$\nu_{sp}$	$2,95 \cdot 10^5$
Součinitel zanesení [-]	$\varepsilon$	0,0043
Součinitel tepelné vodivosti žebra [W/(m·K)]	$\lambda_z$	30
Koeficient pro kruhová žebra [-]	$\psi_z$	0,85

### Poměrné rozteč trubek:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1}{0,04} = 2,5 \quad (4.260)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1562}{0,04} = 3,9 \quad (4.261)$$

$$\sigma_{\dot{u}} = \sqrt{(\sigma_2)^2 + \left(\frac{\sigma_1}{4}\right)^2} = \sqrt{(3,9)^2 - \left(\frac{2,5}{2}\right)^2} = 4,1 \quad (4.262)$$

**Součinitel poměrných roztečí:**

$$\varphi_{\sigma} = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_{\dot{u}} - 1} = \frac{2,5 - 1}{4,1 - 1} = 0,4839 \quad (4.263)$$

**Součinitel prostupu tepla konvekcí:**

Součinitel opravy na počet podélných řad je volen pro předpokládaných 18 podélných řad, tedy  $C_z = 1,1$ .

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_{\sigma}^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{sp}}{S_z} \cdot \left(\frac{d}{S_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{S_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{W_{sp}^{sk} \cdot S_z}{v_{sp}}\right)^{0,65} \\ &= 0,23 \cdot 1,1 \cdot 0,4839^{0,2} \cdot \frac{0,03808}{0,0041} \cdot \left(\frac{0,034}{0,0041}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,012}{0,0041}\right)^{-0,14} \\ &\quad \cdot \left(\frac{10,16 \cdot 0,0041}{2,95 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} = 57,74 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned} \quad (4.264)$$

**Podíl výhřevných ploch žebel a celkové plochy ze spalinové strany:**

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,064}{0,04}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,064}{0,04}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,0041}{0,04} - \frac{0,0008}{0,04}\right)} = 0,905 \quad (4.265)$$

**Podíl volných částí trubek:**

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,905 = 0,095 \quad (4.266)$$

**Součinitel  $\beta$ :**

$$\begin{aligned} \beta &= \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 57,74}{0,0008 \cdot 30 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 57,74)}} \\ &= 57,74 \end{aligned} \quad (4.267)$$

Součinitel  $\beta$  slouží k určení součinitele efektivnosti žebra  $E$ , který je závislý na  $\beta \cdot h_z$  a  $D/d$ , po odečtení z nomogramu [10] vychází hodnota  $E = 0,835$ .

**Redukovaný součinitel přestupu tepla ze spalinové strany:**

Součinitel rozšíření žebor  $\mu = 1$ .

$$\alpha_{Sr} = \left[ \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} = \quad (4.268)$$

$$= [0,905 \cdot 0,835 \cdot 1 + 0,095] \cdot \frac{0,85 \cdot 57,74}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 57,74} = 34,04 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

**Redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany páry:**

Jako u předchozího vysokotlakého výparníku platí, že:  $\alpha_p \gg \alpha_{Sr}$ ; i zde se tedy dá člen konvekce na straně páry ve vztahu pro výpočet součinitele prostupu tepla zanedbat, viz dosazení do vztahu (4.244).

**Vnější povrch trubky na délce 1 m:**

$$S_D = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) = \pi \cdot 0,04 \cdot (1 - 205 \cdot 0,0008) = 0,1051 \text{ m}^2/\text{m} \quad (4.269)$$

**Povrch žebor na délce 1 m:**

$$S_z = n_z \cdot \pi \cdot \left( D_z \cdot t_z + \frac{D_z^2}{2} - \frac{D^2}{2} \right) = \quad (4.270)$$

$$= 205 \cdot \pi \cdot \left( 0,064 \cdot 0,0008 + \frac{0,064^2}{2} - \frac{0,04^2}{2} \right) = 0,8367 \text{ m}^2/\text{m}$$

**Celkový povrch žebrované trubky:**

$$S_e = (S_D + S_z) \cdot l = (0,1051 + 0,8367) \cdot 6,32 = 5,952 \text{ m}^2 \quad (4.271)$$

**Vnitřní povrch trubky:**

$$S_i = \pi \cdot d \cdot l = \pi \cdot 0,034 \cdot 6,32 = 0,6751 \text{ m}^2 \quad (4.272)$$

**Součinitel prostupu tepla:**

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Sr}} + \frac{1}{\alpha_p} \cdot \frac{S_e}{S_i}} = \frac{1}{\frac{1}{34,04} + 0 \cdot \frac{5,952}{0,6751}} = 34,04 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (4.273)$$

#### 4.9.3 Střední logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = \frac{(205 - 144) - (158 - 139)}{\ln\left(\frac{205 - 144}{158 - 139}\right)} = 36 \text{ K} \quad (4.274)$$

#### 4.9.4 Teplosměnná plocha

$$S = \frac{\dot{Q}_{3^*-2^*}}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{6,617 \cdot 1000000}{34,04 \cdot 36} = 5398,4 \text{ m}^2 \quad (4.275)$$

$$z = \frac{S}{S_e \cdot n_{tr}} = \frac{5398,4}{5,952 \cdot 50} = 18,14 \quad (4.276)$$

→počet řad je volen jako bližší celé číslo, tedy  $z = 18$

#### 4.9.5 Skutečné předané teplo

$$\dot{Q}_{3^*-2^*}^{sk} = S_e \cdot n_{tr} \cdot z \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 5,952 \cdot 50 \cdot 18 \cdot 34,04 \cdot 36 = 6,565 \text{ MW} \quad (4.277)$$

$$\Delta = \frac{|\dot{Q}_{3^*-2^*} - \dot{Q}_{3^*-2^*}^{sk}|}{\dot{Q}_{3^*-2^*}} = \frac{|6,617 - 6,565|}{6,617} = 0,7712 \% \quad (4.278)$$

→odchylka leží v přípustném rozmezí do 1 %

### 4.10 Vysokotlaký ekonomizér 1 a nízkotlaký ekonomizér

Další teplosměnné plochy v pořadí jsou vysokotlaký ekonomizér 1 a nízkotlaký ekonomizér, které jsou ve spalinovém kanále řazeny vedle sebe, tedy paralelně. Návrh těchto teplosměnných ploch, tedy musí splňovat podmínky, aby obě plochy přijaly požadované teplo ze spalin a zároveň součet žebrovaných trubek obou ekonomizérů se musí rovnat vypočtenému počtu trubek, viz rovnice (4.290), tak aby se do spalinového kanálu vešly. U obou ekonomizérů jsou rozměrově voleny stejné žebrované trubky, liší se pouze jejich počet žeber na 1 metr, všechny volené rozměry jsou vypsány v *Tabulce 28*.

Tabulka 28: Zvolené rozměry trubek s žebrováním

parametry	značení	hodnota
Vnější průměr trubek [m]	D	0,04
Tloušťka stěny trubky [m]	$t_{tr}$	0,003
Výška žebra [m]	$h_{\check{z}}$	0,012
Tloušťka žebra [m]	$t_{\check{z}}$	0,0008
Počet žeber na 1 metr VT ekonomizéru [1/m]	$n_{\check{z} VT}$	250
Počet žeber na 1 metr NT ekonomizéru [1/m]	$n_{\check{z} NT}$	130

#### 4.10.1 Výpočet počtu trubek v ekonomizérech

Většina výpočtů platí pro oba ekonomizéry stejně, díky totožně zvoleným rozměrům trubek s žebrováním, pokud se některé výpočty pro ekonomizéry liší, jsou uvedeny dvakrát s vhodným označením pro vysokotlaký ekonomizér 1 (VT) a pro nízkotlaký ekonomizér (NT).

##### Příčná rozteč trubek:

$$s_1 = 2,5 \cdot D = 2,5 \cdot 0,04 = 0,1 \text{ m} \quad (4.279)$$

##### Vnitřní průměr trubek:

$$d = D - 2 \cdot t_{tr} = 0,04 - (2 \cdot 0,003) = 0,034 \text{ m} \quad (4.280)$$

##### Průměr přes žebra:

$$D_{\check{z}ebra} = D + 2 \cdot h_{\check{z}ebra} = 0,04 + (2 \cdot 0,012) = 0,064 \text{ m} \quad (4.281)$$

##### Rozteč žeber:

$$s_{\check{z} VT} = \left( \frac{1}{n_{\check{z} VT}} \right) - t_{\check{z}} = \left( \frac{1}{250} \right) - 0,0008 = 0,0032 \text{ m} \quad (4.282)$$

$$s_{\check{z} NT} = \left( \frac{1}{n_{\check{z} NT}} \right) - t_{\check{z}} = \left( \frac{1}{130} \right) - 0,0008 = 0,0069 \text{ m} \quad (4.283)$$

##### Úhlopříčná rozteč trubek:

$$s_{\acute{u}} = D_{\check{z}ebra} + s_1 = 0,064 + 0,1 = 0,164 \text{ m} \quad (4.284)$$

**Podélná rozteč trubek:**

$$s_2 = \sqrt{(s_u)^2 - \left(\frac{s_1}{2}\right)^2} = \sqrt{(0,164)^2 - \left(\frac{0,1}{2}\right)^2} = 0,1562 \text{ m} \quad (4.285)$$

**Vzdálenost mezi trubkami:**

$$m = s_1 - D_{žebra} = 0,1 - 0,064 = 0,036 \text{ m} \quad (4.286)$$

**Střední hodnoty napájecí vody:**

$$t_{stř\ 7-8\ VT} = \frac{t_7 + t_8}{2} = \frac{139 + 107}{2} = 123 \text{ °C} \quad (4.287)$$

$$p_{stř\ 7-8\ VT} = \frac{p_7 + p_8}{2} = \frac{77,03 + 77,03}{2} = 77,03 \text{ bar} \quad (4.288)$$

$$v_{stř\ 7-8\ VT} = f(p_{stř\ 7-8\ VT}; t_{stř\ 7-8\ VT}) = 0,001059 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (4.289)$$

→ získáno pomocí programu Coolprop

$$t_{stř\ 3^*-4^*\ NT} = \frac{t_3^* + t_4^*}{2} = \frac{139 + 105}{2} = 122 \text{ °C} \quad (4.290)$$

$$p_{stř\ 3^*-4^*\ NT} = \frac{p_3^* + p_4^*}{2} = \frac{4,145 + 4,145}{2} = 4,145 \text{ bar} \quad (4.291)$$

$$v_{stř\ 3^*-4^*\ NT} = f(p_{stř\ 3^*-4^*\ NT}; t_{stř\ 3^*-4^*\ NT}) = 0,001062 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (4.292)$$

→ získáno pomocí programu Coolprop

**Počet trubek:**

Počet trubek obou ekonomizérů je určen ze spočítané šířky spalínového kanálu.

$$n_{tr} = \frac{a - 0,25 \cdot m}{s_1} + 1 = \frac{4,909 - 0,25 \cdot 0,036}{0,1} + 1 = 50,18 \quad (4.293)$$

→ je voleno 50 trubek v jedné řadě, pro vysokotlaký ekonomizér 1 je zvoleno 41 trubek v řadě a pro nízkotlaký ekonomizér 9 trubek v řadě

**Skutečná rychlost napájecí vody:**

$$w_{NV\ VT}^{sk} = \frac{4 \cdot \dot{M}_7 \cdot v_{stř\ 7-8\ VT}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot 20,19 \cdot 0,001059}{\pi \cdot 0,034^2 \cdot 41} = 0,5743 \text{ m/s} \quad (4.294)$$

$$w_{NV NT}^{sk} = \frac{4 \cdot \dot{M}_3^* \cdot v_{stř 3^*-4^* NT}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot 3,072 \cdot 0,001062}{\pi \cdot 0,034^2 \cdot 9} = 0,3993 \text{ m/s} \quad (4.295)$$

**Střední teplota spalin:**

$$t_{stř I-J} = \frac{t_I + t_J}{2} = \frac{158 + 135}{2} = 146,5 \text{ °C} \quad (4.296)$$

**Skutečná rychlost spalin:**

$$w_{sp}^{sk} = \frac{\dot{V}_{sp I-J}}{l \cdot (a - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot t_z \cdot h_z \cdot (n_{z VT} \cdot n_{tr VT} + n_{z NT} \cdot n_{tr NT}))} \quad (4.297)$$

$$= \frac{160,8}{6,32 \cdot (4,909 - 0,04 \cdot 50 - 2 \cdot 0,0008 \cdot 0,012 \cdot (250 \cdot 41 + 120 \cdot 9))}$$

$$= 9,46 \text{ m/s}$$

#### 4.10.2 Výpočet součinitele prostupu tepla

Stejně jako u ostatních teplosměnných ploch použité vztahy vycházejí z [10], potřebné parametry spalin a žebek pro výpočet jsou vypsány v *Tabulce 29* a platí pro obě paralelní teplosměnné plochy, součinitel tepelné vodivosti spalin a kinematičká viskozita jsou určeny přepočítáním spalin středního složení na střední teplotu spalin, tedy 146,5 °C a na množství vlhkosti ve spalinách, tedy 8,058 %.

*Tabulka 29: Potřebné parametry k výpočtu součinitele prostupu tepla*

parametry	značení	hodnota
Součinitel tepelné vodivosti spalin [W/(m·K)]	$\lambda_{sp}$	0,0353
Kinematičká viskozita spalin [m <sup>2</sup> ·s]	$\nu_{sp}$	$2,58 \cdot 10^{-5}$
Součinitel zanesení [-]	$\epsilon$	0,0043
Součinitel tepelné vodivosti žebra [W/(m·K)]	$\lambda_z$	30
Koeficient pro kruhová žebra [-]	$\psi_z$	0,85

**Poměrné rozteč trubek:**

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1}{0,04} = 2,5 \quad (4.298)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1562}{0,04} = 3,9 \quad (4.299)$$

$$\sigma_{\dot{u}} = \sqrt{(\sigma_2)^2 + \left(\frac{\sigma_1}{4}\right)^2} = \sqrt{(3,9)^2 - \left(\frac{2,5}{2}\right)^2} = 4,1 \quad (4.300)$$

**Součinitel poměrných roztečí:**

$$\varphi_{\sigma} = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_{\dot{u}} - 1} = \frac{2,5 - 1}{4,1 - 1} = 0,4839 \quad (4.301)$$

**Součinitel prostupu tepla konvekcí:**

Součinitel opravy na počet podélných řad je volen pro předpokládaných 13 podélných řad pro oba ekonomizéry, tedy  $C_z = 1,1$ .

$$\begin{aligned} \alpha_{k_{VT}} &= 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_{\sigma}^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{sp}}{S_{\dot{z}VT}} \cdot \left(\frac{d}{S_{\dot{z}VT}}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_{\dot{z}}}{S_{\dot{z}VT}}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{W_{NVVT}^{sk} \cdot S_{\dot{z}VT}}{v_{sp}}\right)^{0,65} \\ &= 0,23 \cdot 1,1 \cdot 0,4839^{0,2} \cdot \frac{0,0353}{0,0032} \cdot \left(\frac{0,034}{0,0032}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,012}{0,0032}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{9,46 \cdot 0,0032}{2,58 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} \\ &= 50,75 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned} \quad (4.302)$$

$$\begin{aligned} \alpha_{k_{NT}} &= 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_{\sigma}^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{sp}}{S_{\dot{z}NT}} \cdot \left(\frac{d}{S_{\dot{z}NT}}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_{\dot{z}}}{S_{\dot{z}NT}}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{W_{NVNT}^{sk} \cdot S_{\dot{z}NT}}{v_{sp}}\right)^{0,65} \\ &= 0,23 \cdot 1,1 \cdot 0,4839^{0,2} \cdot \frac{0,0353}{0,0069} \cdot \left(\frac{0,034}{0,0069}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,012}{0,0069}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{9,46 \cdot 0,0069}{2,58 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} \\ &= 65,37 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned} \quad (4.303)$$

**Podíl výhřevných ploch žebér a celkové plochy ze spalinové strany:**

$$\begin{aligned} \left(\frac{S_{\dot{z}}}{S}\right)_{VT} &= \frac{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_{\dot{z}VT}}{D} - \frac{t_{\dot{z}}}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,064}{0,04}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,064}{0,04}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,0032}{0,04} - \frac{0,0008}{0,04}\right)} \\ &= 0,9286 \end{aligned} \quad (4.304)$$



$$\left(\frac{S_z}{S}\right)_{NT} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_{zNT}}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,064}{0,04}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,064}{0,04}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,0069}{0,04} - \frac{0,0008}{0,04}\right)} \quad (4.305)$$

$$= 0,8366$$

**Podíl volných částí trubek:**

$$\left(\frac{S_h}{S}\right)_{VT} = 1 - \left(\frac{S_z}{S}\right)_{VT} = 1 - 0,9286 = 0,07143 \quad (4.306)$$

$$\left(\frac{S_h}{S}\right)_{NT} = 1 - \left(\frac{S_z}{S}\right)_{NT} = 1 - 0,8366 = 0,1634 \quad (4.307)$$

**Součinitel  $\beta$ :**

$$\beta_{VT} = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_{kVT}}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_{kVT})}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 50,75}{0,0008 \cdot 30 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 50,75)}} \quad (4.308)$$

$$= 55,07$$

$$\beta_{NT} = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_{kNT}}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_{kNT})}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 65,37}{0,0008 \cdot 30 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 65,37)}} \quad (4.309)$$

$$= 61,13$$

Součinitel  $\beta$  slouží k určení součinitele efektivnosti žebra E, který je závislý na  $\beta \cdot h_z$  a  $D/d$ , po odečtení z nomogramu [10] vychází pro vysokotlaký ekonomizér  $E_{VT} = 0,845$  a pro nízkotlaký ekonomizér  $E_{NT} = 0,826$ .

**Redukovaný součinitel přestupu tepla ze spalínové strany:**

Součinitel rozšíření žebek  $\mu = 1$ .

$$\alpha_{SrVT} = \left[ \left(\frac{S_z}{S}\right)_{VT} \cdot E_{VT} \cdot \mu + \left(\frac{S_h}{S}\right)_{VT} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_{kVT}}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_{kVT}} = \quad (4.310)$$

$$= [0,9286 \cdot 0,845 \cdot 1 + 0,07143] \cdot \frac{0,85 \cdot 50,75}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 50,75} = 31,15 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$\alpha_{Sr NT} = \left[ \left( \frac{S_z}{S} \right)_{NT} \cdot E_{VT} \cdot \mu + \left( \frac{S_h}{S} \right)_{NT} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_{k NT}}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_{k NT}} = \quad (4.311)$$

$$= [0,8366 \cdot 0,826 \cdot 1 + 0,1634] \cdot \frac{0,85 \cdot 65,37}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 65,37} = 38,32 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

### Redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany páry:

Jako u ostatních navrhovaných ekonomizérů platí i pro tyto dva ekonomizéry, že:  $\alpha_p \gg \alpha_{Sr}$ ; i zde se tedy dá člen konvekce na straně páry ve vztahu pro výpočet součinitele prostupu tepla zanedbat, viz dosazení do vztahů (4.319) a (4.320).

### Vnější povrch trubky na délce 1 m:

$$S_{D VT} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_{z VT} \cdot t_z) = \pi \cdot 0,04 \cdot (1 - 250 \cdot 0,0008) = 0,1005 \text{ m}^2/\text{m} \quad (4.312)$$

$$S_{D NT} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_{z NT} \cdot t_z) = \pi \cdot 0,04 \cdot (1 - 130 \cdot 0,0008) = 0,1126 \text{ m}^2/\text{m} \quad (4.313)$$

### Povrch žebor na délce 1 m:

$$S_{z VT} = n_{z VT} \cdot \pi \cdot \left( D_z \cdot t_z + \frac{D_z^2}{2} - \frac{D^2}{2} \right) = \quad (4.314)$$

$$= 250 \cdot \pi \cdot \left( 0,064 \cdot 0,0008 + \frac{0,064^2}{2} - \frac{0,04^2}{2} \right) = 1,02 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$S_{z NT} = n_{z NT} \cdot \pi \cdot \left( D_z \cdot t_z + \frac{D_z^2}{2} - \frac{D^2}{2} \right) = \quad (4.315)$$

$$= 130 \cdot \pi \cdot \left( 0,064 \cdot 0,0008 + \frac{0,064^2}{2} - \frac{0,04^2}{2} \right) = 0,5306 \text{ m}^2/\text{m}$$

### Celkový povrch žebrované trubky:

$$S_{e VT} = (S_{D VT} + S_{z VT}) \cdot l = (0,1005 + 1,02) \cdot 6,32 = 7,084 \text{ m}^2 \quad (4.316)$$

$$S_{e NT} = (S_{D NT} + S_{z NT}) \cdot l = (0,1126 + 0,5306) \cdot 6,32 = 4,065 \text{ m}^2 \quad (4.317)$$

### Vnitřní povrch trubky:

$$S_i = \pi \cdot d \cdot l = \pi \cdot 0,034 \cdot 6,3 = 0,6751 \text{ m}^2 \quad (4.318)$$

**Součinitel prostupu tepla:**

$$k_{VT} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Sr VT}} + \frac{1}{\alpha_p} \cdot \frac{S_{e VT}}{S_i}} = \frac{1}{\frac{1}{31,15} + 0 \cdot \frac{7,084}{0,6751}} = 31,15 \text{ W}/(m^2 \cdot K) \quad (4.319)$$

$$k_{NT} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Sr NT}} + \frac{1}{\alpha_p} \cdot \frac{S_{e NT}}{S_i}} = \frac{1}{\frac{1}{38,32} + 0 \cdot \frac{4,065}{0,6751}} = 38,32 \text{ W}/(m^2 \cdot K) \quad (4.320)$$

#### 4.10.3 Střední logaritmický spád

$$\Delta t_{ln VT} = \frac{\Delta t_{2 VT} - \Delta t_{1 VT}}{\ln \left( \frac{\Delta t_{2 VT}}{\Delta t_{1 VT}} \right)} = \frac{(135 - 105) - (158 - 139)}{\ln \left( \frac{135 - 105}{158 - 139} \right)} = 23,2 \text{ K} \quad (4.321)$$

$$\Delta t_{ln NT} = \frac{\Delta t_{2 NT} - \Delta t_{1 NT}}{\ln \left( \frac{\Delta t_{2 NT}}{\Delta t_{1 NT}} \right)} = \frac{(205 - 144) - (158 - 139)}{\ln \left( \frac{205 - 144}{158 - 139} \right)} = 24,1 \text{ K} \quad (4.322)$$

#### 4.10.4 Teplosměnná plocha

$$S_{VT} = \frac{\dot{Q}_{8-7}}{k_{VT} \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{2,733 \cdot 1000000}{31,15 \cdot 23,21} = 3780,7 \text{ m}^2 \quad (4.323)$$

$$S_{NT} = \frac{\dot{Q}_{4^*-3^*}}{k_{NT} \cdot \Delta t_{ln NT}} = \frac{0,4437 \cdot 1000000}{38,32 \cdot 24,1} = 480,8 \text{ m}^2 \quad (4.324)$$

$$z_{VT} = \frac{S_{VT}}{S_{e VT} \cdot n_{tr VT}} = \frac{3748,8}{7,084 \cdot 41} = 13,02 \quad (4.325)$$

$$z_{NT} = \frac{S_{NT}}{S_{e NT} \cdot n_{tr NT}} = \frac{480,8}{4,065 \cdot 9} = 13,14 \quad (4.326)$$

→počet řad je volen jako bližší celé číslo pro oba ekonomizéry, tedy  $z = 13$

#### 4.10.5 Skutečné předané teplo

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{8-7}^{sk} &= S_{eVT} \cdot n_{trVT} \cdot z_{VT} \cdot k_{VT} \cdot \Delta t_{lnVT} = 7,084 \cdot 41 \cdot 13 \cdot 31,15 \cdot 23,2 \\ &= 2,73 \text{ MW}\end{aligned}\quad (4.327)$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{4^*-3^*}^{sk} &= S_{eNT} \cdot n_{trNT} \cdot z_{NT} \cdot k_{NT} \cdot \Delta t_{lnNT} = 4,065 \cdot 9 \cdot 13 \cdot 31,33 \cdot 24,1 \\ &= 0,4425 \text{ MW}\end{aligned}\quad (4.328)$$

$$\Delta = \frac{|\dot{Q}_{8-7} - \dot{Q}_{8-7}^{sk}|}{\dot{Q}_{8-7}} = \frac{|2,733 - 2,73|}{2,733} = 0,1273 \% \quad (4.329)$$

→odchylka leží v přípustném rozmezí do 1 %

$$\Delta = \frac{|\dot{Q}_{4^*-3^*} - \dot{Q}_{4^*-3^*}^{sk}|}{\dot{Q}_{4^*-3^*}} = \frac{|0,4437 - 0,439|}{0,4437} = 0,94 \% \quad (4.330)$$

→odchylka leží v přípustném rozmezí do 1 %

Celkové teplo, které předají spaliny napájecí vodě v obou paralelně řazených teplosměnných plochách je uvedeno v rovnici (4.331).

$$\dot{Q}_{\text{paralelní tepl. plochy}}^{sk} = \dot{Q}_{8-7}^{sk} + \dot{Q}_{4^*-3^*}^{sk} = 2,73 + 0,439 = 3,169 \text{ MW} \quad (4.331)$$

#### 4.11 Ohřívák napájecí vody

Poslední teplosměnnou plochou HRSG kotle je ohřívák napájecí vody, který ohřívá vodu ještě před jejím vstupem do napájecí nádrže. Tento ohřívák leží mezi body J a K v *Grafu 3* a jeho návrh je obdobný jako u ostatních ekonomizérů, rozměry trubek a žeber jsou vidět v *Tabulce 30*.

Tabulka 30: Zvolené rozměry trubek s žebrováním

parametry	značení	hodnota
Vnější průměr trubek [m]	D	0,04
Tloušťka stěny trubky [m]	$t_{tr}$	0,003
Výška žebra [m]	$h_{\check{z}}$	0,012
Tloušťka žebra [m]	$t_{\check{z}}$	0,0008
Počet žeber na 1 metr [1/m]	$n_{\check{z}}$	215

#### 4.11.1 Výpočet počtu trubek v ekonomizéru

**Příčná rozteč trubek:**

$$s_1 = 2,5 \cdot D = 2,5 \cdot 0,04 = 0,1 \text{ m} \quad (4.332)$$

**Vnitřní průměr trubek:**

$$d = D - 2 \cdot t_{tr} = 0,04 - (2 \cdot 0,003) = 0,034 \text{ m} \quad (4.333)$$

**Průměr přes žebra:**

$$D_{\check{z}ebra} = D + 2 \cdot h_{\check{z}ebra} = 0,04 + (2 \cdot 0,012) = 0,064 \text{ m} \quad (4.334)$$

**Rozteč žeber:**

$$s_{\check{z}ebra} = \left( \frac{1}{n_{\check{z}ebra}} \right) - t_{\check{z}ebra} = \left( \frac{1}{215} \right) - 0,0008 = 0,0039 \text{ m} \quad (4.335)$$

**Úhlopříčná rozteč trubek:**

$$s_{\check{u}} = D_{\check{z}ebra} + s_1 = 0,064 + 0,1 = 0,164 \text{ m} \quad (4.336)$$

**Podélná rozteč trubek:**

$$s_2 = \sqrt{(s_{\check{u}})^2 - \left( \frac{s_1}{2} \right)^2} = \sqrt{(0,164)^2 - \left( \frac{0,1}{2} \right)^2} = 0,1562 \text{ m} \quad (4.337)$$

**Vzdálenost mezi trubkami:**

$$m = s_1 - D_{\check{z}ebra} = 0,1 - 0,064 = 0,036 \text{ m} \quad (4.338)$$

### Střední hodnoty napájecí vody:

$$t_{stř\ NV1-NV2} = \frac{t_{NV1} + t_{NV2}}{2} = \frac{98 + 60}{2} = 79\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4.339)$$

$$p_{stř\ NV1-NV2} = \frac{p_6 + p_7}{2} = \frac{1,209 + 1,209}{2} = 1,209\text{ bar} \quad (4.340)$$

$$v_{stř\ NV1-NV2} = f(p_{stř\ NV1-NV2}; t_{stř\ NV1-NV2}) = 0,001028\text{ m}^3/\text{kg} \quad (4.341)$$

→ získáno pomocí programu Coolprop

### Počet trubek:

Počet trubek přehříváku je určen ze spočítané šířky spalínového kanálu.

$$n_{tr} = \frac{a - 0,25 \cdot m}{s_1} + 1 = \frac{4,909 - 0,25 \cdot 0,036}{0,1} + 1 = 50,18 \quad (4.342)$$

→ je voleno 50 trubek v jedné řadě

### Skutečná rychlost napájecí vody:

$$w_{NV}^{sk} = \frac{4 \cdot \dot{M}_{NV} \cdot v_{stř\ NV1-NV2}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot 39,29 \cdot 0,001028}{\pi \cdot 0,034^2 \cdot 50} = 0,89\text{ m/s} \quad (4.343)$$

### Střední teplota spalin:

$$t_{stř\ J-K} = \frac{t_J + t_K}{2} = \frac{135 + 90}{2} = 112,5\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4.344)$$

### Skutečná rychlost spalin:

$$w_{sp}^{sk} = \frac{\dot{V}_{sp\ J-K}}{l \cdot (a - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot t_z \cdot h_z \cdot n_z \cdot n_{tr})} \quad (4.345)$$
$$= \frac{149,2}{6,32 \cdot (4,909 - 0,04 \cdot 50 - 2 \cdot 0,0008 \cdot 0,012 \cdot 210 \cdot 50)} = 8,74\text{ m/s}$$

#### 4.11.2 Výpočet součinitele prostupu tepla

Stejně jako u ostatních teplosměnných ploch použité vztahy vycházejí z [10] a potřebné parametry spalin a žeber jsou vypsány v *Tabulce 31*, součinitel tepelné vodivosti spalin a kinematická viskozita jsou určeny přepočítáním spalin středního složení na střední teplotu spalin, tedy 112,5 °C a na množství vlhkosti ve spalinách, tedy 8,058 %.

Tabulka 31: Potřebné parametry k výpočtu součinitele prostupu tepla

parametry	značení	hodnota
Součinitel tepelné vodivosti spalin [W/(m·K)]	$\lambda_{sp}$	0,03256
Kinematická viskozita spalin [m <sup>2</sup> ·s]	$\nu_{sp}$	$2,21 \cdot 10^5$
Součinitel zanesení [-]	$\varepsilon$	0,0043
Součinitel tepelné vodivosti žebra [W/(m·K)]	$\lambda_z$	30
Koeficient pro kruhová žebra [-]	$\psi_z$	0,85

**Poměrné rozteč trubek:**

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1}{0,04} = 2,5 \quad (4.346)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1562}{0,04} = 3,9 \quad (4.347)$$

$$\sigma_{\dot{u}} = \sqrt{(\sigma_2)^2 + \left(\frac{\sigma_1}{4}\right)^2} = \sqrt{(3,9)^2 + \left(\frac{2,5}{4}\right)^2} = 4,1 \quad (4.348)$$

**Součinitel poměrných roztečí:**

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_{\dot{u}} - 1} = \frac{2,5 - 1}{4,1 - 1} = 0,4839 \quad (4.349)$$

**Součinitel prostupu tepla konvekcí:**

Součinitel opravy na počet podélných řad je volen pro předpokládaných 19 podélných řad, tedy  $C_z = 1,1$ .

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{sp}}{s_z} \cdot \left(\frac{d}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{sp}^{sk} \cdot s_z}{\nu_{sp}}\right)^{0,65} \\ &= 0,23 \cdot 1,1 \cdot 0,4839^{0,2} \cdot \frac{0,03256}{0,0039} \cdot \left(\frac{0,034}{0,0039}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,012}{0,0039}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{8,72 \cdot 0,0039}{2,21 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} \\ &= 53,22 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned} \quad (4.350)$$

**Podíl výhřevných ploch žebor a celkové plochy ze spalinové strany:**

$$\frac{s_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,064}{0,04}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,064}{0,04}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,004}{0,04} - \frac{0,0008}{0,04}\right)} = 0,9109 \quad (4.351)$$

**Podíl volných částí trubek:**

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,9109 = 0,0891 \quad (4.352)$$

**Součinitel  $\beta$ :**

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 53,22}{0,0008 \cdot 30 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 53,22)}} \quad (4.353)$$

$$= 55,73$$

Součinitel  $\beta$  slouží k určení součinitele efektivnosti žebra  $E$ , který je závislý na  $\beta \cdot h_z$  a  $D/d$ , po odečtení z nomogramu [10] vychází hodnota  $E = 0,842$ .

**Redukovaný součinitel přestupu tepla ze spalinové strany:**

Součinitel rozšíření žebor  $\mu = 1$ .

$$\alpha_{Sr} = \left[ \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} = \quad (4.354)$$

$$= [0,9109 \cdot 0,842 \cdot 1 + 0,0891] \cdot \frac{0,85 \cdot 53,22}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 53,22} = 31,91 \text{ W}/(m^2 \cdot K)$$

**Redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany páry:**

Stejně jako u ostatních ekonomizérů platí, že:  $\alpha_p \gg \alpha_{Sr}$ ; i zde se tedy dá člen konvekce na straně páry ve vztahu pro výpočet součinitele přestupu tepla zanedbat, viz dosazení do vztahu (4.359).

**Vnější povrch trubky na délce 1 m:**

$$S_D = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) = \pi \cdot 0,04 \cdot (1 - 215 \cdot 0,0008) = 0,1041 \text{ m}^2/\text{m} \quad (4.355)$$

**Povrch žebor na délce 1 m:**

$$S_z = n_z \cdot \pi \cdot \left( D_z \cdot t_z + \frac{D_z^2}{2} - \frac{D^2}{2} \right) = \quad (4.356)$$

$$= 215 \cdot \pi \cdot \left( 0,064 \cdot 0,0008 + \frac{0,064^2}{2} - \frac{0,04^2}{2} \right) = 0,8775 \text{ m}^2/\text{m}$$



**Celkový povrch žebrované trubky:**

$$S_e = (S_D + S_z) \cdot l = (0,1041 + 0,8775) \cdot 6,32 = 6,204 \text{ m}^2 \quad (4.357)$$

**Vnitřní povrch trubky:**

$$S_i = \pi \cdot d \cdot l = \pi \cdot 0,034 \cdot 6,32 = 0,6751 \text{ m}^2 \quad (4.358)$$

**Součinitel prostupu tepla:**

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Sr}} + \frac{1}{\alpha_p} \cdot \frac{S_e}{S_i}} = \frac{1}{\frac{1}{31,91} + 0 \cdot \frac{6,204}{0,6751}} = 31,91 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (4.359)$$

**4.11.3 Střední logaritmický spád**

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = \frac{(135 - 98) - (90 - 60)}{\ln\left(\frac{135 - 98}{90 - 60}\right)} = 33,4 \text{ K} \quad (4.360)$$

**4.11.4 Teplosměnná plocha**

$$S = \frac{\dot{Q}_{NV2-NV1}}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{6,276 \cdot 1000000}{31,91 \cdot 33,4} = 5884 \text{ m}^2 \quad (4.361)$$

$$z = \frac{S}{S_e \cdot n_{tr}} = \frac{5884}{6,078 \cdot 50} = 18,97 \quad (4.362)$$

→počet řad je volen jako bližší celé číslo, tedy  $z = 19$

**4.11.5 Skutečné předané teplo**

$$\dot{Q}_{NV2-NV1}^{sk} = S_e \cdot n_{tr} \cdot z \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 6,204 \cdot 50 \cdot 19 \cdot 31,91 \cdot 33,4 = 6,276 \text{ MW} \quad (4.363)$$

$$\Delta = \frac{|\dot{Q}_{NV2-NV1} - \dot{Q}_{NV2-NV1}^{sk}|}{\dot{Q}_{NV2-NV1}} = \frac{|6,266 - 6,276|}{6,266} = 0,1606 \% \quad (4.364)$$

→odchylka leží v přípustném rozmezí do 1 %

## 5 Teplota na vstupu do turbíny při spalování vodíku

Při nahrazení zemního plynu jako spalovaného paliva v plynové turbíně dochází k několika problémům, kvůli odlišným vlastnostem vodíku, jak bylo popsáno v části řešení této práce. Teploty na vstupu do plynové turbíny bude při použití vodíku odlišná od teploty na vstupu při spalování zemního plynu. Pro zjednodušení můžeme uvažovat, že pokud budou stejné teploty nechlazeného plamene při spalování obou paliv, budou stejné i teploty na vstupu do turbíny. Teplota nechlazeného plamene při spalování vodíku je výrazně vyšší než při spalování zemního plynu, pro optimalizaci teploty nechlazeného plamene je tedy nutné upravit parametr součinitele přebytku vzduchu při spalování vodíky, tak aby se teploty pro obě paliva rovnaly. Vztahy pro výpočet teplot nechlazeného plamene pro obě paliva vychází z [10], následné zjednodušené vztahy pro výpočet teploty spalin na výstupu z turbíny vychází z [12].

### 5.1 Teplota nechlazeného plamene

Teplota nechlazeného plamene se pro tento případ spalování v plynové turbíně určí z celkového uvolněného tepla ve spalovacím prostoru, zjednodušeně jako součet redukované výhřevnosti paliva  $Q_{i\ red}$  a tepla přivedeného ve vzduchu  $Q_{vzduch}$ .

Redukovaná výhřevnost paliva vyjadřuje celkové teplo, které je palivem přivedené do plynové turbíny, tedy jako součet výhřevnosti paliva a fyzického tepla paliva. Výhřevnost tranzitního zemního plynu byla zadána jako  $Q_{i\ ZP} = 35\ 870\ kJ/Nm^3$  a fyzické teplo paliva bylo získáno pro složení tranzitního zemního plynu, uvedeného v *Tabulce 3*, pomocí programu Coolprop pro zemní plyn vstupující do turbíny při teplotě 58 °C a tlaku 1,01325 bar a vychází  $h_{ZP} = 784,4\ kJ/Nm^3$ . Výsledná redukovaná výhřevnost tranzitního zemního plynu je uvedena v rovnici (5.365).

$$Q_{i\ red\ ZP} = Q_{i\ ZP} + h_{ZP} = 35\ 870 + 784,4 = 36\ 654,4\ kJ/Nm^3 \quad (5.1)$$

Pro výpočet tepla přivedeného ve vzduchu je nutné nejprve spočítat teplotu a tlak za kompresorem, který vzduch přivádí do plynové turbíny. Potřebné parametry jsou uvedeny v *Tabulce 32* a vycházejí buď ze zadaných hodnot pro uvažovanou plynovou turbínu SGT – 800

nebo jsou voleny dle doporučených parametrů viz [12]. Poissonova konstanta  $\gamma$  pro vzduch je 1,4.

Tabulka 32: Parametry pro výpočet teploty spalin

parametry	značení	hodnota
Tlakový poměr kompresoru [-]	$\pi$	20
Účinnost kompresoru [-]	$\eta_k$	0,9
Účinnost turbíny [-]	$\eta_t$	0,89
Teplota vzduchu na vstupu [°C]	$T_1$	15
Tlak vzduchu na vstupu [bar]	$p_1$	0,99

$$T_2 = \frac{T_1}{\eta_k} \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} + T_1 = \frac{15+273,15}{0,9} (20)^{\frac{1,4-1}{1,4}} + 15 = 448,4 \text{ °C} \quad (5.2)$$

→ pro tuto teplotu vzduchu a součinitel přebytku vzduchu 2,45; vychází teplo přivedené ve vzduchu  $Q_{vzduch} = 14\,469,5 \text{ kJ/Nm}^3$ , viz vztah (3.14)

Celkové uvolněné teplo v plynové turbíně se dopočte ze vztahu (5.367), kde ztráta chemickým nedopalem  $Z_{CO} = 0,000235$  byla dopočtena pomocí vztahů z [10].

$$Q_{uZP} = Q_{i\,red\,ZP}(1 - Z_{CO}) + Q_{vzduch} = 35\,870(1 - 0,000235) + 14\,469,5 = 51\,120,5 \text{ kJ/Nm}^3 \quad (5.3)$$

→ pro toto celkové uvolněné teplo se z *Grafu 1* odečte teplota nechlazeného plamene, která pro tranzitní zemní plyn vychází  $T_{NP\,ZP} = 1357 \text{ °C}$

Výpočet teploty nechlazeného plamene pro spalování vodíku je totožný, celkové uvolněné teplo vychází  $Q_{u\,H_2} = 13\,989,3 \text{ kJ/Nm}^3$  a po odečtení z *Grafu 1* je teplota nechlazeného plamene  $T_{NP\,H_2} = 1425 \text{ °C}$ . Jak už bylo zmíněno více při této teplotě nechlazeného plamene, by teplota na výstupu z turbíny neodpovídala té při spalování zemního plynu, při spalování vodíku je tedy nutné upravit součinitel přebytku vzduchu, tak aby se dané teploty nechlazeného plamene přibližně rovnali. Součinitel přebytku vzduchu při spalování vodíku v plynové turbíně je tedy změněn na  $\lambda_{H_2} = 2,65$ . Při změně součinitele přebytku vzduchu se změní i celková stechiometrie při spalování vodíku, uvedena v kapitole 3. Nové výsledky

stechiometrických výpočtů jsou uvedeny v *Tabulce 33*. Pro ostatní paliva, se kterými se v další části práce počítá byl nový součinitel přestupu vzduchu stanoven stejným způsobem a vychází pro směs zemního plynu s 50 % vodíku:  $\lambda_{50\% H_2} = 2,54$  a pro směs zemního plynu s 20 % vodíku:  $\lambda_{20\% H_2} = 2,47$ .

*Tabulka 33: Výsledky stechiometrický výpočtů pro  $\lambda_{H_2} = 2,65$*

čistý vodík	
vypočtené objemy	[Nm <sup>3</sup> /Nm <sup>3</sup> ]
$O_{VV \min}$	2,419
$O_{VV}$	6,411
$O_{CO_2}$	0,000714
$O_{N_2}$	1,858
$O_{Ar}$	0,02191
$O_{SO_2}$	0
$O_{H_2O}^S$	1,038
$O_{SV \min}$	2,919
$O_{SV}$	6,911

Následný výpočet teploty spalin za turbínou je uveden níže ve vztazích z [12]. Tlak spalin je zadán jako  $p_4 = 1,01325 \text{ bar}$ ; tlak před turbínou  $p_3$  je vypočten ze vztahu (5.368), kdy se rovná tlaku za kompresorem odečtené tlakovou ztrátou a teplota na vstupu do turbíny  $T_3$  je uvažována jako teplota nechlazeného plamene. Výsledná teplota spalin je uvedena ve vztahu (5.369).

$$p_3 = p_2(1 - 0,02) = 0,99 \cdot 20(1 - 0,02) = 19,41 \text{ bar} \quad (5.4)$$

$$\begin{aligned}
 T_{4 H_2} &= T_3 - T_3 \cdot \eta_t \left[ 1 - \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] = \\
 &= 1357 - (1357 + 273,15) \cdot 0,89 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{1,01325}{19,41} \right)^{\frac{1,33-1}{1,33}} \right] = 599,94 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned} \quad (5.5)$$

## 6 Tepelný výpočet HRSG při spalování vodíku

Tato část práce se zabývá vlivem záměny tranzitního zemního plynu spalovaného v plynové turbíně za paliva obsahující vodík, konkrétně čistý vodík a v další fázi i směs zemního plynu s různým množstvím přimíchaného vodíku a to 20 % a 50 % objemového množství vodíku v zemním plynu, na přenos tepla v HRSG kotli navrženém v kapitole 4. Je tedy uvažovaná stejná plynová turbína SGT-800 o zadaných parametrech, jediný parametr, který se mění, je součinitel přebytku vzduchu, pro vyrovnání teploty nechlazeného plamene paliv viz kapitola 5, součinitel přebytku vzduchu při spalování čistého vodíku je  $\lambda_{H_2} = 2,65$ . Díky změně množství vzduchu při spalování čistého vodíku a jeho odlišné hustotě, se změní i hmotnostní tok spalin, který vychází  $m_{spal H_2} = 136,025 \text{ kg/s}$ . Teplota spalin za plynovou turbínou byla vypočtena v předchozí kapitole jako  $T_{4 H_2} = 599,94 \text{ }^\circ\text{C}$ . Tlak ve spalinovodu je uvažován stejný jako u spalin ze spalování zemního plynu, tedy 1,01 bar.

Tepelné výkony na výhřevných plochách HRSG kotle se stanoví, jak už bylo vidět v samostatném návrhu HRSG kotle, jako součin plochy, součinitele prostupu tepla a logaritmického teplotního rozdílu, obecně tedy:  $\dot{Q} = S \cdot k \cdot \Delta t_{ln}$ . Plochy jednotlivých výhřevných ploch, které byly dopočítané při návrhu HRSG jsou uvedeny v *Tabulce 34*, dvě další proměnné, co ve výpočtu figurují jsou závislé na teplotách spalin a vody/vodní páry v jednotlivých výhřevných plochách. Kromě teploty spalin na výstupu z plynové turbíny a požadované teploty na vstupu do parní turbíny, pro vysokotlakou část 512 °C a pro nízkotlakou část 248 °C, jsou ostatní teploty na výhřevných plochách neznámé a nedají se jednoduše dopočítat. Je proto nutné provést iterační výpočet, kdy se zvolí přibližný tepelný výkon na dané výhřevné ploše, z něj se dopočte teplota spalin na výstupu z výhřevné plochy a pak se pomocí obdobných výpočtů jako při samotném návrhu HRSG kotle, stanoví skutečné předané teplo na dané výhřevné ploše, podle ní se upraví teplota spalin na výstupu z výhřevné plochy a celý výpočet se takto opakuje, dokud se vypočtený tepelný výkon nerovná tomu získanému z parametrů spalin. Pro zjednodušení jsou střední parametry vody/páry v jednotlivých výhřevných plochách, jako teplota, tlak nebo měrný objem uvažovány stejné jako při návrhu HRSG. Celý výpočet pro první výhřevnou plochu je uveden níže.

Tabulka 34: Plochy jednotlivých částí HRSG kotle

části HRSG	S [m <sup>2</sup> ]
VT přehřívák 3	1104,1
VT přehřívák 2	782,1
VT přehřívák 1	949,4
VT výparník	9565,7
VT ekonomizér 3	5124,5
NT přehřívák	334,7
VT ekonomizér 2	5391,5
NT výparník	5356,8
Paralelní výhřevné plochy	4251,5
Ohřívák napájecí vody	5893,4

### 6.1.1 Určení parametrů spalin

Pro první výhřevnou plochu, tedy vysokotlaký přehřívák 3, je zvolen předpokládaný tepelný výkon na straně spalin  $\dot{Q}_{2-1}^{it} = 4184,06$  kW. Výpočet entalpie spalin na výstupu z přehříváku 3 je vidět v rovnici (6.1), kdy entalpie spalin na vstupu byla stanovena lineární interpolací z *Grafu 1* pro teplotu spalin 599,94 °C a objemový průtok spalin, byl určen z hmotnostního průtoku a hustoty spalin,  $\dot{V}_{spal H2} = 112,84$  Nm<sup>3</sup>/s.

$$h_2 = h_1 - \frac{\dot{Q}_{2-1}^{it}}{\dot{V}_{spal H2}} = 844,06 - \frac{4184,06}{112,84} = 806,98 \text{ kJ/Nm}^3 \quad (6.1)$$

→ z *Grafu 1* byla odečtena teplota spalin na výstupu:  $T_2 = 574,98^\circ\text{C}$

Střední parametry spalin a páry v přehříváku 3, které jsou dále používány ve výpočtech jsou uvedeny v *Tabulce 35*.

Tabulka 35: Střední parametry spalin a páry

parametry	značení	hodnota
Střední objemový průtok spalin [m <sup>3</sup> /s]	$\dot{V}_{sp H2 stř}$	356,67
Střední teplota spalin [°C]	$T_{sp H2 stř}$	587,46
Střední teplota páry [°C]	$T_{stř}$	477
Střední tlak páry [bar]	$p_{stř}$	72,885
Střední měrný objem páry [m <sup>3</sup> /kg]	$v_{stř}$	0,04439

### Skutečná rychlost spalin:

Díky rozdílnému střednímu průtoku spalin při spalování vodíku, se změní i rychlost spalin v HRSG, jejíž výpočet je uveden v rovnici (6.2), ostatní parametry přehříváku 3 zůstávají stejné.

$$w_{sp H2}^{sk} = \frac{\dot{V}_{sp H2} \text{ stř}}{l \cdot (a - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot t_z \cdot h_z \cdot n_z \cdot n_{tr})} \quad (6.2)$$
$$= \frac{356,67}{6,32 \cdot (4,909 - 0,04 \cdot 50 - 2 \cdot 0,001 \cdot 0,012 \cdot 260 \cdot 50)} = 21,7 \text{ m/s}$$

### 6.1.2 Výpočet součinitele prostupu tepla

Výpočet součinitele prostupu tepla je obdobný jako při návrhu HRSG a vychází ze stejných vztahů z [10]. Parametry spalin jako tepelná vodivost a kinematičká viskozita, byly určeny pro střední teplotu spalin v přehříváku 587,46 °C a množství vlhkosti spalin, která byla určena ze stechiometrických výpočtů a je 15,02 %. Tyto parametry byly vypočteny pomocí koeficientů odečtených z nomogramu v [10] pro spaliny o středním složení, stejně jako pro spaliny ze spalování zemního plynu při návrhu HRSG. Jedná se o zjednodušení, protože spaliny vzniklé spalováním vodíku mají mírně jiné složení. Parametry žebor jako součinitel tepelné vodivosti a koeficient pro kruhová žebra zůstávají stejné. Parametry potřebné k výpočtu součinitele prostupu tepla pro spaliny ze spalování čistého vodíku jsou uvedeny v *Tabulce 36*.

*Tabulka 36: Potřebné parametry k výpočtu součinitele prostupu tepla*

parametry	značení	hodnota
Součinitel tepelné vodivosti spalin [W/(m·K)]	$\lambda_{sp}$	0,07473
Kinematičká viskozita spalin [m <sup>2</sup> · s]	$\nu_{sp}$	8,82·10 <sup>5</sup>
Součinitel zanesení [-]	$\epsilon$	0,0043
Součinitel tepelné vodivosti žebra [W/(m·K)]	$\lambda_z$	30
Koeficient pro kruhová žebra [-]	$\psi_z$	0,85

### Součinitel prostupu tepla konvekcí:

Součinitel prostupu tepla konvekcí se zvýší díky jiným vlastnostem spalin a vyšší rychlosti spalin, výpočet je uveden níže. Součinitel poměrných roztečí  $\varphi_\sigma$  a ostatní rozměrové parametry přehříváku 3 zůstávají stejné.

$$\begin{aligned}\alpha_k &= 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{sp}}{s_z} \cdot \left(\frac{d}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{sp}^{sk} \cdot s_z}{v_{sp}}\right)^{0,65} \\ &= 0,23 \cdot 0,91 \cdot 0,4839^{0,2} \cdot \frac{0,07473}{0,0038} \cdot \left(\frac{0,034}{0,028}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,012}{0,0028}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{21,7 \cdot 0,0028}{8,82 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} \\ &= 65,98 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})\end{aligned}\quad (6.3)$$

**Součinitel  $\beta$ :**

$$\begin{aligned}\beta &= \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 65,98}{0,001 \cdot 30 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 65,98)}} \\ &= 55,35\end{aligned}\quad (6.4)$$

Součinitel  $\beta$  slouží k určení součinitele efektivnosti žebra  $E$ , který je závislý na  $\beta \cdot h_z$  a  $D/d$ , po odečtení z nomogramu z [10] vychází hodnota  $E = 0,843$ .

**Redukovaný součinitel přestupu tepla ze spalinové strany:**

Pro výpočet redukovaného součinitele přestupu tepla ze spalinové strany se změnilы hodnoty součinitele prostupu tepla konvekcí a součinitel efektivnosti žebel určené výše, ostatní parametry přehříváku 3 se nemění.

$$\begin{aligned}\alpha_{Sr} &= \left[ \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} = \\ &= [0,9441 \cdot 0,843 \cdot 1 + 0,05587] \cdot \frac{0,85 \cdot 65,98}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 65,98} = 38,49 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})\end{aligned}\quad (6.5)$$

**Redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany páry:**

Jak už bylo zmíněno, při výpočtech jsou pro zjednodušení uvažovány parametry páry stejné jako při spalování zemního plynu, redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany páry tedy zůstává stejný.

$$\alpha_p = C_d \cdot \alpha_N = 0,966 \cdot 1950 = 1883,7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})\quad (6.6)$$

**Součinitel prostupu tepla:**

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Sr}} + \frac{1}{\alpha_p} \frac{S_e}{S_i}} = \frac{1}{\frac{1}{38,49} + \frac{1}{1883,7} \cdot \frac{7,361}{0,6756}} = 31,48 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})\quad (6.7)$$



### 6.1.3 Střední logaritmický spád

Střední logaritmický spád se určí z rozdílu teplot obou médií na stranách vysokotlakého přehříváku, teploty spalin jsou známy a teploty páry jsou pro zjednodušení uvažovány stejné jako při spalování zemního plynu.

$$\begin{aligned}\Delta t_{ln} &= \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = \frac{(t_B - t_2) - (t_A - t_1)}{\ln\frac{t_B - t_2}{t_A - t_1}} = \\ &= \frac{(574,98 - 442) - (599,94 - 512)}{\ln\left(\frac{574,98 - 442}{599,94 - 512}\right)} = 108,9 \text{ K}\end{aligned}\quad (6.8)$$

### 6.1.4 Předané teplo

Výsledné teplo, které v přehříváku pára obdrží od spalin se určí ze vztahu (6.378), součinitel prostupu tepla a střední logaritmický spád byly pro spaliny ze spalování čistého vodíku dopočítány a teplosměnná plocha se v přehříváku nemění.

$$\dot{Q}_{2-1}^{sk} = S \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 1104,1 \cdot 31,48 \cdot 108,9 = 3785,49 \text{ kW} \quad (6.9)$$

K této hodnotě tepelného toku na straně páry se pro zjištění hodnoty tepelného toku na straně spalin, musí ještě připočíst teplo, které v přehříváku unikne sáláním. Poměrné ztráty sáláním v jednotlivých výhřevných plochách při spalování čistého vodíku, jsou uvažovány stejné jako při návrhu HRSG kotel, tyto poměrné ztráty jsou vypsány v *Tabulce 11*. Skutečný tepelný tok na straně spalin se dopočítá z poměrné ztráty sáláním a z tepelného toku na straně páry podle rovnice (6.10).

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{sp\ 2-1}^{sk} &= \dot{Q}_{2-1}^{sk} + (\dot{Q}_{2-1}^{sk} \cdot z_{2-1}) = 3785,49 + (3785,49 \cdot 0,10529) \\ &= 4184,06 \text{ kW}\end{aligned}\quad (6.10)$$

$$\rightarrow \dot{Q}_{2-1}^{it} = \dot{Q}_{sp\ 2-1}^{sk}$$

Zvolený předpokládaný tepelný výkon na straně spalin a skutečný předaný tepelný výkon na straně spalin se rovnají, celý tento výše uvedený výpočet byl posledním z mnoha iteračních

kroků, které byly provedeny na přehříváku 3 a následně i na všech ostatních výhřevných plochách HRSG kotle. Procentuální rozdíly mezi předpokládanými tepelnými výkony a skutečnými výkony na jednotlivých výhřevných plochách byly spočítány s přesností  $10^{-11}$  %. Všechny vypočítané tepelné toky, jak na straně spalin, tak na straně vody/páry, jsou pro všechna paliva, tedy tranzitní zemní plyn, čistý vodík, směs zemního plynu a 50 % vodíku, směs zemního plynu a 20 % vodíku, porovnány v *Tabulce 37*.

*Tabulka 37: Zadané a dopočítané parametry spalin*

Výhřevné plochy	Tranzitní zemní plyn		100 % H <sub>2</sub>	
	$\dot{Q}_{sp}$ [MW]	$\dot{Q}_w$ [MW]	$\dot{Q}_{sp}$ [MW]	$\dot{Q}_w$ [MW]
VT přehřívák 3	3,909	3,536	4,184	3,786
VT přehřívák 2	4,221	4,133	4,517	4,422
VT přehřívák 1	5,941	5,847	6,301	6,201
VT výparník	30,68	30,35	32,86	32,51
VT ekonomizér 3	4,968	4,825	5,632	5,471
NT přehřívák	0,7280	0,6790	0,7855	0,7326
VT ekonomizér 2	8,882	8,766	9,524	9,400
NT výparník	6,718	6,617	7,263	7,154
Paralelní plochy	3,280	3,177	3,548	3,436
Ohřívák NV	6,397	6,266	6,891	6,750
<b>Celkem</b>	<b>75,72</b>	<b>74,05</b>	<b>81,51</b>	<b>79,17</b>
Výhřevné plochy	50 % H <sub>2</sub>		20 % H <sub>2</sub>	
	$\dot{Q}_{sp}$ [MW]	$\dot{Q}_w$ [MW]	$\dot{Q}_{sp}$ [MW]	$\dot{Q}_w$ [MW]
VT přehřívák 3	4,056	3,670	4,001	3,620
VT přehřívák 2	4,363	4,272	4,291	4,202
VT přehřívák 1	6,104	6,007	6,040	5,944
VT výparník	31,96	31,62	31,09	30,76
VT ekonomizér 3	5,291	5,139	5,093	4,948
NT přehřívák	0,7611	0,7098	0,7429	0,6928
VT ekonomizér 2	9,244	9,123	9,010	8,893
NT výparník	6,939	6,835	6,759	6,657
Paralelní plochy	3,400	3,293	3,323	3,219
Ohřívák NV	6,652	6,516	6,478	6,346
<b>Celkem</b>	<b>78,77</b>	<b>77,19</b>	<b>76,83</b>	<b>75,28</b>

## 6.2 Vliv parametrů na změnu tepelných výkonů

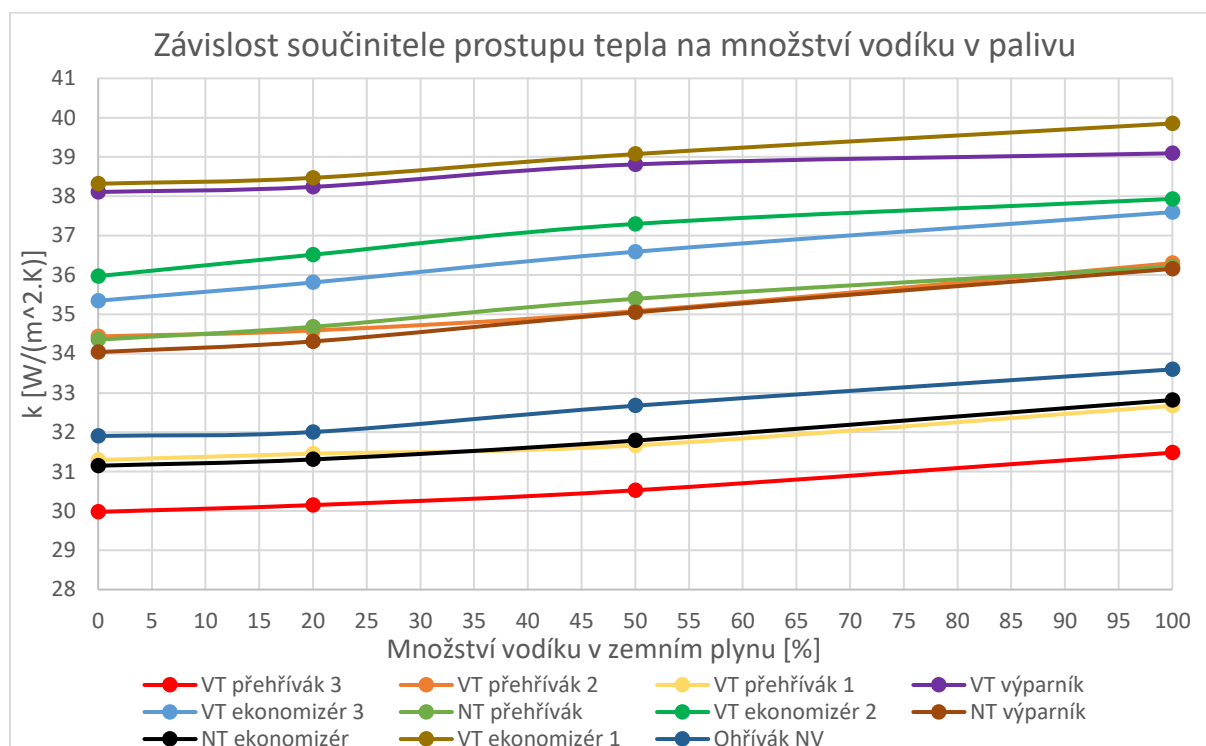
V *Tabulce 38* je uvedeno o kolik se procentuálně liší tepelné výkony na jednotlivých výhřevných plochách při spalování daných tří paliv s různým množstvím vodíku od původního návrhu HRSG kolte při spalování tranzitního zemního plynu. Jak je vidět dochází k nárůstu tepelných výkonů, který je úměrný množství vodíku v palivu. Větší množství vodíku v palivu zvyšuje i množství vlhkosti ve spalinách, což má za následek zvýšení tepelné vodivosti spalin a snížení kinematické viskozity spalin, oba tyto parametry mají podle vztahu (6.3) vliv na zvýšení součinitele prostupu tepla konvekcí a tím i na zvýšení celkového součinitele prostupu tepla.

*Tabulka 38: Odchytky tepelných výkonů od tepelných výkonů při spalování zemního plynu*

Výhřevné plochy	100 % vodíku	50 % vodíku	20 % vodíku
	$\Delta$ [%]	$\Delta$ [%]	$\Delta$ [%]
VT přehřívák 3	7,050	3,771	2,375
VT přehřívák 2	7,000	3,365	1,658
VT přehřívák 1	6,060	2,747	1,669
VT výparník	7,120	4,182	1,356
VT ekonomizér 3	13,38	6,504	2,537
NT přehřívák	7,897	4,551	2,042
VT ekonomizér 2	7,227	4,077	1,448
NT výparník	8,121	3,300	0,619
Paralelní plochy	8,162	3,664	1,307
Ohřívák NV	7,722	3,992	1,270
Celkem	7,642	4,029	1,470

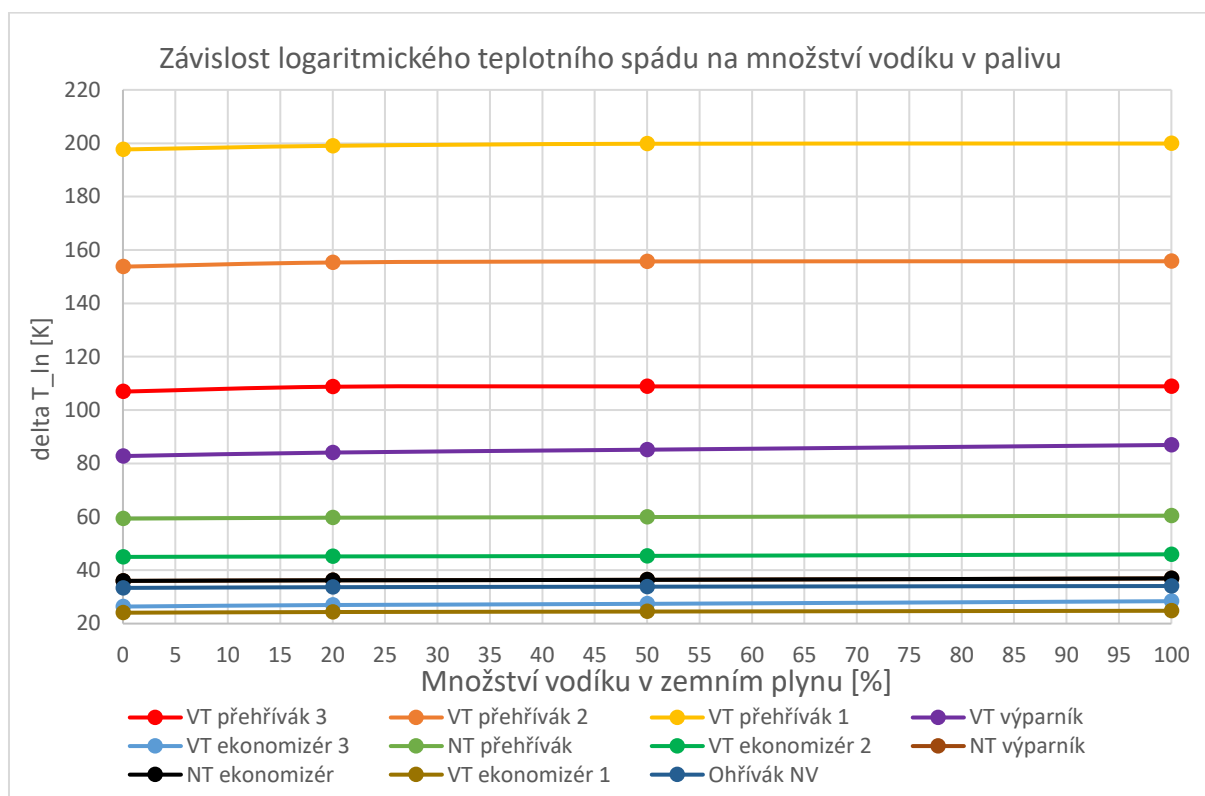
Závislost součinitele prostupu tepla na množství vodíku v palivu v jednotlivých výhřevných plochách je vynesena v *Grafu 5*, jak je vidět, součinitel prostupu tepla se zvyšujícím se množstvím vodíku roste na všech výhřevných plochách podobným způsobem, menší rozdíly ve strmosti funkcí mohou být způsobeny určitými nepřesnostmi v odečítání některých koeficientů z nomogramů, jako například součinitele efektivnosti žeber.

Graf 5: Závislost součinitele prostupu tepla na množství vodíku v zemním plynu



Další parametr, který má přímý vliv na zvýšení tepelných výkonů na výhřevných plochách HRSG kotle při spalování paliv s vyšším množstvím vodíku je logaritmický teplotní spád. Ten se při uvažovaném zjednodušení, kdy se vypočítával s hodnotami teplot na straně vody/páry stejnými jako při návrhu HRSG kotle se spalováním zemního plynu v plynové turbíně, mírně zvyšuje s přibývajícím množstvím vodíku v palivu podle *Grafu 6*. To je zapříčiněno větším prostupem tepla kvůli vyšší vlhkosti spalin, jak už bylo zmíněno. Díky většímu prostupu tepla jsou od sebe teploty spalin a vody/páry na vstupu a výstupu na jednotlivých výhřevných plochách dále, oproti původnímu návrhu HRSG kotle pro spalování zemního plynu. Pokud by nedošlo ke zjednodušenému zachování teplot na straně vody/páry při výpočtu logaritmický teplotních spádů, byly by skutečné logaritmické teplotní spády ještě vyšší a tím pádem i tepelné výkony na jednotlivých výhřevných plochách a v celém HRSG kotli.

Graf 6: Závislost součinitele prostupu tepla na množství vodíku v zemním plynu



### 6.3 Problémy způsobené vyššími tepelnými výkony

Jak už bylo popisováno, při spalování paliv s vyšším množstvím vodíku se zvyšuje předané teplo v HRSG kotli o relativně vysoké množství. Při spalování čistého vodíku je nárůst předaného tepla větší než 7 % oproti předanému teplu při spalování zemního plynu, což v tomto případě odpovídá navýšení o více než 5 MW tepelné energie. Pokud uvažujeme stejný výkon parní turbíny i stejné hmotnostní průtoky vody/páry v HRSG kotli pro obě varianty paliv, znamenají vyšší tepelné výkony na jednotlivých výhřevných plochách nižší parametry napájecí vody na vstupu do HRSG kotle. Je proto nutné ověřit, zda nižší teplota napájecí vody na vstupu do HRSG kotle nebude mít vliv na fungování celého oběhu. V této části práce proto budou dopočítány teploty vody/páry na vstupech a výstupech v jednotlivých výhřevných plochách, včetně teploty napájecí vody na vstupu do HRSG kotle, pro varianty paliv s vyšším obsahem vodíku. Teploty vody/páry na vstupech a výstupech z výhřevných ploch se určí z entalpií a tlaků pomocí programu Coolprop. Tlaky jsou uvažované stejné jako při navrhované variantě se spalovaným zemním plynem a entalpie se určí z energetických bilancí na jednotlivých výhřevných plochách, pro přehřívák 3 je dosazeno v rovnici (6.11), výkon parní turbíny i

hmotnostní průtoky jsou uvažované konstantní, takže i parametry páry na výstupu z přehříváku 3 jsou stejné, jako při variantě se spalováním zemního plynu, teplota páry na výstupu z přehříváku 3 je tedy 512 °C.

$$h_2 = h_1 - \frac{\dot{Q}_{2-1}^{sk}}{\dot{M}_1} = 3437,8 - \frac{3785,5}{20,21} = 3250,5 \text{ kJ/kg} \quad (6.11)$$

$$\rightarrow T_2 = 437,2 \text{ °C}$$

Totožným způsobem se zjistí všechny teploty na vstupech a výstupech z jednotlivých výhřevných ploch, teploty jsou uvedeny v *Tabulce 39* pro všechny čtyři varianty spalovaných paliv, číslování jednotlivých stran výhřevných ploch v tabulce vychází z *Grafu 3*.

*Tabulka 39: Teploty na vstupech a výstupech na straně vody v jednotlivých výhřevných plochách*

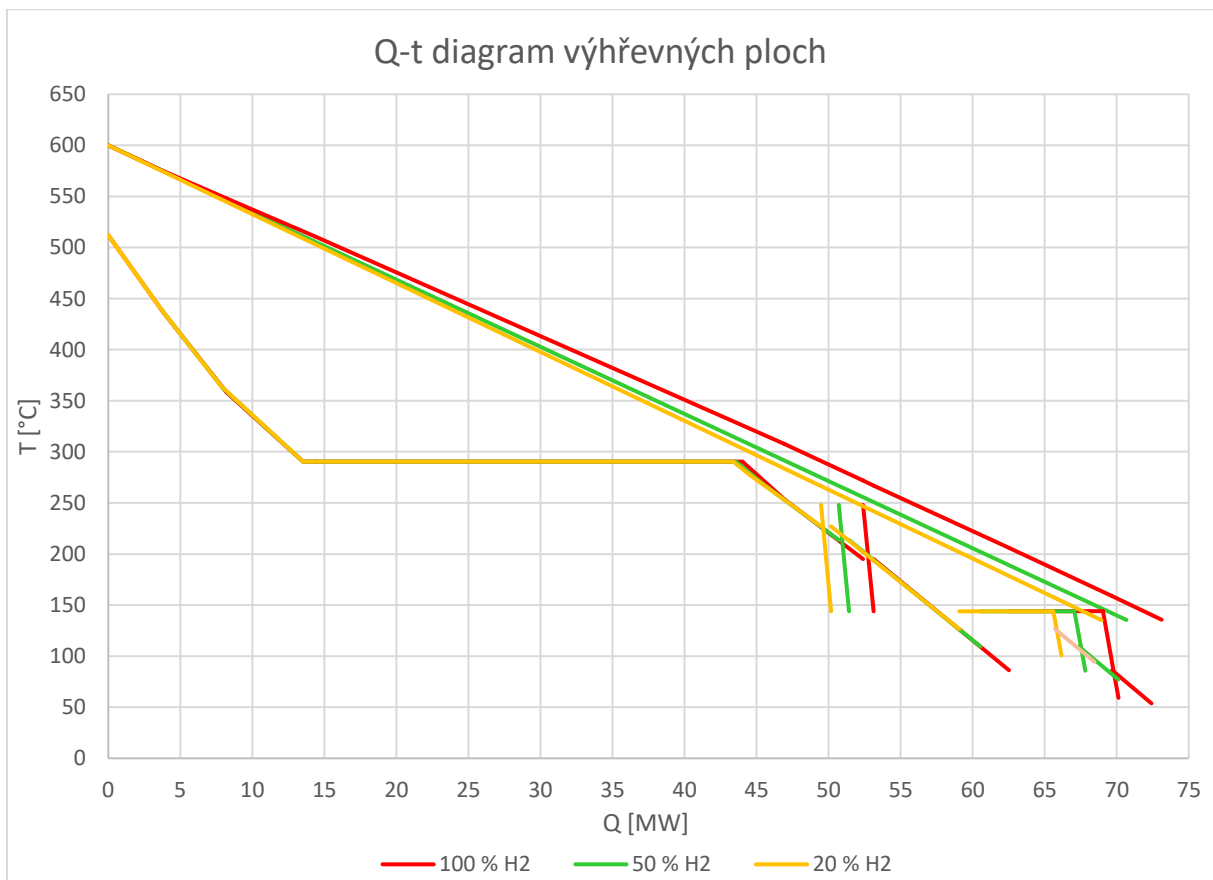
	100 % vodíku	50 % vodíku	20 % vodíku	Zemní plyn
	T [°C]	T [°C]	T [°C]	T [°C]
1	512	512	512	512
2	437,2	439,4	440,4	442
3	358,2	362,5	364,47	367
4	290,4	290,4	290,4	290,4
5	253,7	267,2	277,4	285
6	195	213,7	227	237
7	86,2	109,4	126,6	139
8	53,7	77,01	94,4	107
1*	248	248	248	248
2*	144	144	144	144
3*	93,6	109,4	134,8	139
4*	59,2	85,7	100,8	105

Teploty na vstupu do paralelních ekonomizérů, tedy body 8 a 4\* v tabulce, s přibývajícím množstvím vodíku v palivu klesají, při spalování čistého vodíku až o 50 °C. Podle schématu z *Obrázku 17* tato napájecí voda vychází přímo z napájecí nádrže, aby došlo v napájecí nádrži k odplynění vody, je nutné zahřátí vody na mez sytosti, kdy plyny jako O<sub>2</sub> a CO<sub>2</sub> z vody unikají. S tak nízkými výstupními teplotami napájecí vody z napájecí nádrže by odplynění nebylo možné, proto by bylo nutné pro správné fungování oběhu při nahrazení zemního plynu

v plynové turbíně palivy s vyšším množstvím vodíku zvýšit výkon parní turbíny, a to buď vyšším hmotnostním průtokem vody/páry nebo zvýšením parametrů admisní páry na vstupu do parní turbíny. Další variantou, jak teplotu napájecí vody zvýšit při konstantním výkonu parní turbíny, by bylo snížení výkonu plynové turbíny, kdy by došlo ke snížení parametrů spalin a tím i ke snížení tepelný výkonů na jednotlivých výhřevných plochách při zachování konstantního výkonu parní turbíny a navýšení teploty napájecí vody na výstupu z napájecí nádrže.

V *Grafu 7* je uveden Q-t diagram, který znázorňuje teplotní poměry v celém HRSG kotli pro spalování čistého vodíku, směsi zemního plynu s 50 % vodíku a směsi zemního plynu s 20 % vodíku, pro lepší čitelnost zde není uveden čistý zemní plyn. Z grafu je patrný pokles přeneseného tepla v celém HRSG kotli s klesajícím množstvím vodíku v palivu, který se u vody/páry projevuje posunutím křivek na nižší teploty, na straně spalin se projevuje i změnou sklonu křivek kvůli rozdílnému složení spalin při spalování daných paliv.

*Graf 7: Q-t diagram výhřevných ploch pro paliva s různým obsahem vodíku*



## 6.4 Rosný bod spalin

Dalším problémem, který při přechodu ze spalování zemního plynu na paliva s větším obsahem vodíku může nastat, je rosný bod spalin. Jak už bylo zmíněno, při spalování paliv s vyšším obsahem vodíku se zvyšuje i vlhkost obsažená ve spalinách. Ve spalinách ze spalování zemního plynu byla spočítána vlhkost na 8,058 % objemu spalin, ve spalinách ze spalování čistého vodíku se toto procentuální množství zvýšilo na 15,02 %. S rostoucím množstvím vlhkosti ve spalinách roste i parciální tlak vody a tím roste i teplota, kdy začíná vodní pára ve spalinách kondenzovat. Teplota rosného bodu je právě tato teplota na mezi sytosti, kdy je dosaženo nasycení vodních par ve spalinách a dojde k jejich kondenzaci. K překročení teploty rosného bodu nesmí ve spalinách dojít, protože kondenzát na výhřevné ploše může způsobit nízkoteplotní korozi, proto je nutné teplotu rosného bodu pro nová paliva s větším obsahem vodíku dopočítat a při jeho překročení provést opatření, jako třeba změnu spalovacích parametrů v plynové turbíně, aby ke kondenzaci vodní páry nedošlo. [15]

Obecně se pro spalování tuhých paliv teplota rosného bodu spočítá z rovnice (6.12), kde  $t_k$  je teplota sytosti vodní páry při parciálním tlaku ve spalinách,  $X_{\dot{u}}$  je poměrný obsah popela,  $A_r$  je redukovaný obsah popelu v původním palivu,  $S_r$  je redukovaný obsah síry v původním palivu a  $\beta$  je koeficient určený z velikosti součinitele přebytku vzduchu. [15]

$$t_{r\ sp} = t_k + \frac{\beta \cdot \sqrt[3]{S_r}}{1,2266^{X_{\dot{u}} \cdot A_r}} \quad (6.12)$$

Pro spalování plyných paliv jako zemní plyn nebo vodík dochází ke zjednodušení vztahu, protože spaliny z plyných paliv neobsahují síru ani tuhé částice, které ke zvyšování teploty rosného bodu výrazně přispívají. Výpočet teploty rosného bodu spalin se proto zjednoduší pouze na teplotu sytosti vodní páry při parciálním tlaku vodní páry ve spalinách. Výpočet teploty rosného bodu spalin s dosazením hodnot pro spalování čistého vodíku je uveden níže.

$$p_{p\ H_2O} = p_{sp} \cdot \varphi_{H_2O} = 1,01 \cdot 0,1502 = 0,1517\ bar \quad (6.13)$$

→teplota sytosti vodní páry byla určena z parciálního tlaku pomocí programu Coolprop a vychází:  $t_k = 54,2\ ^\circ C$



$$t_{r\ sp} = t_k = 54,2\ ^\circ C \quad (6.14)$$

Stejným způsobem se dá stanovit i teplota rosného bodu pro spaliny ze spalování zemního plynu a vychází  $t_{r\ sp\ ZP} = 41,8\ ^\circ C$ , při přechodu na spalování čistého vodíku se tedy teplota rosného bodu zvýší o více než 12 °C. Teploty spalin na vstupech a výstupech na jednotlivých výhřevných plochách jsou uvedeny v *Tabulce 40* pro všechny varianty spalovaných paliv, jednotlivé značení v tabulce A až K vychází z *Grafu 3*. Jak je vidět i teplota spalin na konci ohříváku napájecí vody, v tabulce značené K, pro variantu se spalováním čistého vodíku, je výrazně vyšší než vypočítaná teplota rosného bodu spalin. Pro obě další paliva s menším obsahem vodíku to platí také, protože s menším množstvím vodíku v palivu se snižuje i množství vodní páry ve spalinách a tím i teplota rosného bodu spalin. S kondenzací vodní páry ve spalinách by tedy při přechodu ze zemního plynu na paliva s vyšším obsahem vodíku nebyl problém.

*Tabulka 40: Teploty na vstupech a výstupech na straně spalin v jednotlivých výhřevných plochách*

	100 % vodíku	50 % vodíku	20 % vodíku	Zemní plyn
	T [°C]	T [°C]	T [°C]	T [°C]
A	599,9	599,9	599,9	598
B	575	574,9	574,6	573
C	548	548	547,5	546
D	510,4	510,3	509,3	508
E	307,8	306,4	305,8	305
F	271,9	271,5	271,3	271
G	266,9	266,4	266,3	266
H	206	205,2	205	205
I	158,8	158,4	158,3	158
J	135,7	135,4	135,2	135
K	90,8	90,5	90,3	90

## Závěr

Cílem této diplomové práce bylo posoudit vliv, který má přechod ze spalování zemního plynu na spalování vodíku v plynové turbíně na HRSG kotel v paroplynovém oběhu.

V první části práce byla provedena rešerše na téma paroplynového cyklu, byl objasněn obecný princip paroplynového cyklu a definovány základní veličiny, které v tomto oběhu figurují. Dále byly v rešeršní části popsány rozdílné vlastnosti vodíku oproti zemnímu plynu a některé problémy, které při přechodu ze spalování zemního plynu, ať už na spalování čistého vodíku nebo na směs zemního plynu s vodíkem, mohou nastat. Nakonec byly v rešeršní části představeny některé technologie turbín a hořáků od různých dodavatelů, které se v dnešní době ke spalování vodíku používají.

V druhé, již praktické části byly nejdříve provedeny stechiometrické výpočty pro stanovení složení spalin několika paliv, a to tranzitního zemního plynu, norského zemního plynu, čistého vodíku a tří směsí zemního plynu s vodíkem, které obsahovaly 25 %, 50 % a 75 % vodíku. Entalpie spalin těchto paliv byly vyneseny do grafů v závislosti na teplotě spalin a bylo prozkoumáno jakým způsobem se tyto závislosti mění při změně součinitele přebytku vzduchu. Dále byl proveden samotný návrh HRSG kotle pro uvažované spalování zemního plynu v plynové turbíně. Návrh HRSG kotle vycházel ze zadaného uspořádání výhřevných ploch a ze zadaných hodnot teplot, tlaků a hmotnostních průtoků na vstupech a výstupech vody/páry a spalin v jednotlivých výhřevných plochách.

V poslední části práce je proveden přepočítání tepelných poměrů v HRSG kotli pro změnu spalovaného paliva v plynové turbíně ze zemního plynu na paliva s vyšším obsahem vodíku. Přepočítání bylo provedeno pro tato paliva: čistý vodík, směs zemního plynu s 20 % vodíku a směs zemního plynu s 50 % vodíku. Nejdříve byl v této části práce stanoven součinitel přebytku vzduchu, tak aby byly pro daná paliva s vyšším množstvím vodíku nastaveny obdobné teplotní podmínky v plynové turbíně, jako při spalování zemního plynu. Vzhledem k absenci detailních znalostí dané plynové turbíny byly přijaty některé zjednodušující předpoklady tohoto výpočtu. Následně byl proveden přepočítání tepelných výkonů HRSG kotle při uvažovaném novém složení spalin ze spalování zmíněných paliv s obsahem vodíku. Tyto tepelné výkony na jednotlivých

výhřevných plochách byly mezi sebou pro jednotlivá spalovaná paliva porovnány. Dále bylo prozkoumáno, jakým způsobem se mění některé parametry v jednotlivých výhřevných plochách, při přechodu na paliva s vyšším obsahem vodíku, jako součinitel prostupu tepla nebo logaritmický teplotní spád. Nakonec byly prozkoumány některé problémy, které mohou díky změnám tepelných výkonů v HRSG kotli nastat, jako moc nízká teplota napájecí vody nebo rosný bod spalin.

Z výsledků provedených výpočtů se dá konstatovat, že s rostoucím množstvím vodíku ve spalovaném zemním plynu, roste i předané teplo vodě/páře na jednotlivých výhřevných plochách HRSG kotle. Je to dáno především díky výrazně většímu množství vlhkosti ve spalinách, což má vliv na přestup tepla. Navýšení odebraného tepla spalinám v HRSG kotli pro spalovaná paliva s vyšším obsahem vodíku, se oproti původní variantě HRSG kotle, navržené pro spalování zemního plynu, pohybuje v rozmezí několika jednotek procent, kdy u spalování čistého vodíku dosahuje až 7 %. Pokud uvažujeme pro všechny varianty spalovaných paliv i stejný výkon parní turbíny a stejné hmotnostní průtoky vody/páry, znamená zvýšení tepelných výkonů v HRSG kotli snížení teploty napájecí vody na vstupu do HRSG kotle. Teplota napájecí vody je při spalování čistého vodíku tak nízká, že by nedošlo k jejímu odplynění v napájecí nádrži. Pro správný provoz paroplynového oběhu by proto bylo nutné například snížit výkon plynové turbíny, aby se snížil i tepelný výkon v HRSG kotli a napájecí voda na vstupu do HRSG kotle by dosahovala vhodných teplot. Teplota rosného bodu spalin byla pro spalování čistého vodíku stanovena na 54,2 °C, což je o více než 12 °C větší nárůst oproti teplotě rosného bodu spalin ze zemního plynu. Spaliny na výstupu z HRSG kotle mají ale teplotu okolo 90 °C, takže by ke kondenzaci vodní páry ve spalinách nenastalo pro žádnou variantu paliva.

## Seznam literatury a zdrojů

- [1] Andreas Poullikkas, An overview of current and future sustainable gas turbine technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2005. [online] Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1364032104000735>
- [2] Are Simple Cycles or Combined Cycles Better for Renewable Power Integration? [online] Dostupné z: <https://www.powermag.com/are-simple-cycles-or-combined-cycles-better-for-renewable-power-integration/>
- [3] Michael J. Moran, Howard N. Shapiro, Daisie D. Boettner, Margaret B. Bailey. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 9th edition. Hoboken NJ, 2018.
- [4] Charles L. Proctor II. In *Encyclopedia of Physical Science and Technology (Third Edition)*, 2003.
- [5] SARKAR, Dipak K. *Thermal power plant: design and operation*. Amsterdam: Elsevier, 2015.
- [6] Jeffrey Goldmeer, Fuel flexible gas turbines as enablers for a low or reduced carbon energy ecosystem. [online] Dostupné z: [https://www.ge.com/content/dam/gepower/global/en\\_US/documents/fuel-flexibility/GEA33861%20-%20Fuel%20Flexible%20Gas%20Turbines%20as%20Enablers%20for%20a%20Low%20Carbon%20Energy%20Ecosystem.pdf](https://www.ge.com/content/dam/gepower/global/en_US/documents/fuel-flexibility/GEA33861%20-%20Fuel%20Flexible%20Gas%20Turbines%20as%20Enablers%20for%20a%20Low%20Carbon%20Energy%20Ecosystem.pdf)
- [7] Hydrogen for power generation Experience, requirements, and implications for use in gas turbines. [online] Dostupné z: [https://www.ge.com/content/dam/gepower-new/global/en\\_US/downloads/gas-new-site/future-of-energy/hydrogen-for-power-gen-gea34805.pdf](https://www.ge.com/content/dam/gepower-new/global/en_US/downloads/gas-new-site/future-of-energy/hydrogen-for-power-gen-gea34805.pdf)
- [8] J.A.Schouten, J.P.J.Michels, R.Janssen-van Rosmalen; Effect of H<sub>2</sub> injection on the thermodynamic and transportation properties of natural gas. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2004. [online] Dostupné z: <https://reader.elsevier.com/reader/sd/pii/S0360319903003112?token=0C8D858C6BACF02D67D5A73F0000FF20B441A5027092F13989B511887868E2B33A4B2F00C71C21B94177D8D21928D980&originRegion=eu-west-1&originCreation=20220424082249>
- [9] HYDROGEN GAS TURBINES - ETN Global. [online] Dostupné z: <https://etn.global/wp-content/uploads/2020/02/ETN-Hydrogen-Gas-Turbines-report.pdf>

- [10] DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 3. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007, 212 s. ISBN 978-80-01-03757-7
- [11] R.Lugo-Leyte, J.M.Zamora-Mata, M.Toledo-Toledo-Velázquez, M.Salazar-Pereyra, A.Torres-Aldaco; Methodology to determine the appropriate amount of excess air for the operation of a gas turbine in a wet environment 2010. [online] Dostupné z: <https://reader.elsevier.com/reader/sd/pii/S0360544209004563?token=57B653CDA9B1DA22930510D2B21B4FE1135079794F1D41828EE7416CDB72E9DB0DC319CB1161A3B60E1D9CE3C8B7949&originRegion=eu-west-1&originCreation=20230424141719>
- [12] COHEN, H., G. F. C. ROGERS a H. I. H. SARAVANAMUTTOO. Gas turbine theory. 4th ed. Harlow: Addison-Wesley, 1998. ISBN 9780582236325.
- [13] SGT-800 | Industrial Gas Turbine | Gas Turbines | Manufacturer | Siemens Energy Global. 301 Moved Permanently [online]. Copyright © Siemens Energy, 2020 [cit. 18.05.2023]. Dostupné z: <https://www.siemens-energy.com/global/en/offerings/power-generation/gas-turbines/sgt-800.html>
- [14] KONEČNÝ, Václav a Miloš ZACHYSTAL. Návrh paroplynového zařízení. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2007. ISBN 978-80-7043-532-8.
- [15] Ústav energetiky fakulty strojní 12115 – ČVUT v Praze [online]. Copyright © [cit. 28.05.2023]. Dostupné z: <https://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/SK-pr11-text.pdf>
- [16] HYDROGEN TECHNOLOGY Ansaldo Energia solutions for Hydrogen combustion: fast-forward to a Hydrogen Fueled Future [online]. Dostupné z: <https://www.ansaldoenergia.com/fileadmin/Brochure/AnsaldoEnergia-HYDROGENTECHNOLOGY-20220622.pdf>
- [17] Paroplynová elektrárna – princip funkce. OEnergetice.cz [online]. 8. duben 2015 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/technologie/paroplynova-elektrarnaprincip-funkce/>
- [18] Optimal Combustion Processes - Fuel vs. Excess Air . *The Engineering ToolBox* [online]. Dostupné z: [https://www.engineeringtoolbox.com/fuels-combustion-efficiency-d\\_167.html](https://www.engineeringtoolbox.com/fuels-combustion-efficiency-d_167.html)

## Seznam použitých veličin

Označení veličiny	Jednotka	Název veličiny
$a$	[m]	Šířka spalínového kanálu
$A_r$	[-]	Redukovaný obsah popelu v původním palivu
$C_d$	[-]	Opravný koeficient
$c_{p\ sp}$	[J/(kg·K)]	Měrná tepelná kapacita spalín
$c_{p\ sv\ min}$	[J/(kg·K)]	Měrná tepelná kapacita stechiometrických spalín
$c_{p\ vv}$	[J/(kg·K)]	Měrná tepelná kapacita vzduchu
$C_z$	[-]	Součinitel opravy na počet podélných řad
$D$	[m]	Vnější průměr trubek
$d$	[m]	Vnitřní průměr trubek
$d_i$	[-]	Poměrná hustota plynného paliva
$D_{žebra}$	[m]	Průměr přes žebra
$E$	[-]	Součinitel efektivity žeber
$h$	[kJ/kg]	Měrná entalpie vody/páry
$h_{sp}$	[kJ/ Nm <sup>3</sup> ]	Měrná entalpie spalín
$h_{ZP}$	[kJ/ Nm <sup>3</sup> ]	Fyzické teplo zemního plynu
$h_z$	[m]	Výška žebra
$l$	[m]	Výška spalínového kanálu
$i_{Ar}^t$	[kJ/ Nm <sup>3</sup> ]	Měrná entalpie argonu
$i_{CO_2}^t$	[kJ/ Nm <sup>3</sup> ]	Měrná entalpie oxidu uhličitého
$i_{H_2O}^t$	[kJ/ Nm <sup>3</sup> ]	Měrná entalpie vody
$i_{N_2}^t$	[kJ/ Nm <sup>3</sup> ]	Měrná entalpie dusíku
$I_S^{t,\alpha}$	[kJ/ Nm <sup>3</sup> ]	Entalpie spalín při dané teplotě a součinitele přebytku vzduchu
$i_{SO_2}^t$	[kJ/ Nm <sup>3</sup> ]	Měrná entalpie oxidu siřičitého
$I_{Smin}^t$	[kJ/ Nm <sup>3</sup> ]	Entalpie stechiometrických spalín
$I_{Vmin}^t$	[kJ/ Nm <sup>3</sup> ]	Entalpie minimálního množství vzduchu
$i_{VS}^t$	[kJ/ Nm <sup>3</sup> ]	Měrná entalpie suchého vzduchu
$k$	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	Součinitel prostupu tepla

$m$	[m]	Vzdálenost mezi trubkami
$m_{spal H_2}$	[kg/s]	Hmotnostní průtok při spalování vodíku
$\dot{M}$	[kg/s]	Hmotnostní průtok vody/páry
$\dot{M}_{sp}$	[kg/s]	Hmotnostní průtok spalin
$n_{tr}$	[-]	Počet trubek
$n_z$	[1/m]	Počet žebek na 1 metr
$O_{Ar}$	[Nm <sup>3</sup> / Nm <sup>3</sup> ]	Objem argonu ve spalinách
$o_{Ar}$	[-]	Množství argonu v palivu
$O_{C_m H_n}$	[-]	Množství uhlovodíků v palivu
$o_{CO}$	[-]	Množství oxidu uhelnatého v palivu
$O_{CO_2}$	[Nm <sup>3</sup> / Nm <sup>3</sup> ]	Objem oxidu uhličitého ve spalinách
$o_{CO_2}$	[-]	Množství oxidu uhličitého v palivu
$o_{H_2}$	[-]	Množství vodíku v palivu
$o_{H_2O}$	[-]	Množství vody v palivu
$O_{H_2O}^S$	[Nm <sup>3</sup> / Nm <sup>3</sup> ]	Objem vodní páry ve spalinách po stechiometrickém spálení plynu
$O_{H_2O}^V$	[Nm <sup>3</sup> / Nm <sup>3</sup> ]	Objem vodní páry ve vlhkém vzduchu
$O_{N_2}$	[Nm <sup>3</sup> / Nm <sup>3</sup> ]	Objem dusíku ve spalinách
$o_{N_2}$	[-]	Množství dusíku v palivu
$O_{O_2 min}$	[Nm <sup>3</sup> / Nm <sup>3</sup> ]	Minimální objem kyslíku pro spálení 1 Nm <sup>3</sup> paliva
$O_{SO_2}$	[Nm <sup>3</sup> / Nm <sup>3</sup> ]	Objem oxidu siřičitého ve spalinách
$o_{SO_2}$	[-]	Množství oxidu siřičitého v palivu
$O_{SS min}$	[Nm <sup>3</sup> / Nm <sup>3</sup> ]	Objem suchých spalin
$O_{SV}$	[Nm <sup>3</sup> / Nm <sup>3</sup> ]	Skutečný objem spalin z 1 Nm <sup>3</sup> paliva
$O_{VS min}$	[Nm <sup>3</sup> / Nm <sup>3</sup> ]	Minimální objem suchého vzduchu pro spálení 1 Nm <sup>3</sup> paliva
$O_{VV}$	[Nm <sup>3</sup> / Nm <sup>3</sup> ]	Skutečné množství spalovacího vzduchu
$O_{VV min}$	[Nm <sup>3</sup> / Nm <sup>3</sup> ]	Minimální objem vlhkého vzduchu pro spálení 1 Nm <sup>3</sup> paliva
$p$	[bar]	Tlak vody/páry

$p_{p\ H_2O}$	[bar]	Parciální tlak vodní páry
$p_{sp}$	[bar]	Tlak spalin
$p_{stř}$	[bar]	Střední tlak páry
$\dot{Q}^{it}$	[kW]	Zvolený předpokládaný tepelný výkon na straně spalin
$Q_i$	[kJ/kg]	Výhřevnost paliva
$Q_{i\ red\ ZP}$	[kJ/ Nm <sup>3</sup> ]	Redukovaná výhřevnost zemního plynu
$Q_{i\ ZP}$	[kJ/ Nm <sup>3</sup> ]	Výhřevnost zemního plynu
$Q_{u\ H_2}$	[kJ/ Nm <sup>3</sup> ]	Celkové uvolněné teplo v plynové turbíně při spalování vodíku
$Q_{u\ ZP}$	[kJ/ Nm <sup>3</sup> ]	Celkové uvolněné teplo v plynové turbíně
$Q_{vzduch}$	[kJ/ Nm <sup>3</sup> ]	Teplo přiváděné ve vzduchu
$\dot{Q}_{2-1}$	[MW]	Tepelný výkon na straně vody/páry VT přehříváku 3
$\dot{Q}_{2^*-1^*}$	[MW]	Tepelný výkon na straně vody/páry NT přehříváku
$\dot{Q}_{3-2}$	[MW]	Tepelný výkon na straně vody/páry VT přehříváku 2
$\dot{Q}_{3^*-2^*}$	[MW]	Tepelný výkon na straně vody/páry NT výparníku
$\dot{Q}_{4-3}$	[MW]	Tepelný výkon na straně vody/páry VT přehříváku 1
$\dot{Q}_{4^*-3^*}$	[MW]	Tepelný výkon na straně vody/páry NT ekonomizéru
$\dot{Q}_{5-4}$	[MW]	Tepelný výkon na straně vody/páry VT výparníku
$\dot{Q}_{6-5}$	[MW]	Tepelný výkon na straně vody/páry VT ekonomizéru 3
$\dot{Q}_{7-6}$	[MW]	Tepelný výkon na straně vody/páry VT ekonomizéru 2
$\dot{Q}_{8-7}$	[MW]	Tepelný výkon na straně vody/páry VT ekonomizéru 1
$\dot{Q}_{celkový}$	[MW]	Celkový tepelný výkon HRSG kotle
$\dot{Q}_{NV1-NV2}$	[MW]	Tepelný výkon na straně vody/páry ohříváku napájecí vody
$\dot{Q}_{skut}$	[MW]	Skutečný tepelný výkon
$\dot{Q}_{sp}$	[MW]	Tepelný výkon na straně spalin
$\dot{Q}_w$	[MW]	Tepelný výkon na straně vody/páry
$S$	[m <sup>2</sup> ]	Teplosměnná plocha



$s_1$	[m]	Příčná rozteč trubek
$s_2$	[m]	Podélná rozteč trubek
$S_D$	[m <sup>2</sup> /m]	Vnější povrch trubky na délce 1 m
$S_e$	[m <sup>2</sup> ]	Celkový povrch žebrované trubky
$S_i$	[m <sup>2</sup> ]	Vnitřní povrch trubky
$S_r$	[-]	Redukovaný obsah síry v původním palivu
$s_u$	[m]	Úhlopříčná rozteč trubek
$S_{\check{z}}$	[m <sup>2</sup> /m]	Povrch žeber na délce 1 m
$S_{\check{z}ebra}$	[m]	Rozteč žeber
$\frac{S_h}{S}$	[-]	Podíl volných částí trubek
$\frac{S_{\check{z}}}{S}$	[-]	Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin
$T$	[°C]	Teplota
$t_k$	[°C]	Teplota meze sytosti vodní páry
$T_{NP H_2}$	[°C]	Teplota nechlazeného plamene při spalování vodíku
$T_{NP ZP}$	[°C]	Teplota nechlazeného plamene při spalování zemního plynu
$t_{r\ sp}$	[°C]	Teplota rosného bodu spalin
$T_{sp H_2\ st\check{r}}$	[°C]	Střední teplota spalin při spalování vodíku
$t_{st\check{r}}$	[°C]	Střední teplota
$t_{tr}$	[m]	Tloušťka stěny trubky
$t_{\check{z}}$	[m]	Tloušťka žebra
$v$	[m <sup>3</sup> /kg]	Měrná objem vody/páry
$v_{sp}$	[m <sup>3</sup> /kg]	Měrný objem spalin
$v_{st\check{r}}$	[m <sup>3</sup> /kg]	Střední měrný objem vody/páry
$\dot{V}_{sp}$	[m <sup>3</sup> /s]	Objemový průtok spalin
$\dot{V}_{sp H_2\ st\check{r}}$	[m <sup>3</sup> /s]	Střední objemový průtok spalin při spalování vodíku
$W_i$	[kJ/Nm <sup>3</sup> ]	Wobbeho číslo
$w_p$	[m/s]	Zvolená rychlost páry
$w_p^{sk}$	[m/s]	Skutečná rychlost páry

$w_{sp}$	[m/s]	Zvolená rychlost spalin
$w_{sp}^{sk}$	[m/s]	Skutečná rychlost spalin
$w_{sp}^{sk H_2}$	[m/s]	Rychlost spalin při spalování vodíku
$X_{\dot{u}}$	[-]	Poměrný obsah popelu
$Z$	[MW]	Tepelná ztráta
$z$	[-]	Poměrná tepelná ztráta
$z$	[-]	Počet řad
$Z_{CO}$	[-]	Ztráta chemickým nedopalem
$\alpha_k$	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	Součinitel prostupu tepla konvekcí
$\alpha_N$	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	Nomogramový součinitel přestupu tepla
$\alpha_p$	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	Redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany páry
$\alpha_{Sr}$	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	Redukovaný součinitel přestupu tepla ze spalinové strany
$\beta$	[-]	Součinitel pro určení efektivnosti žebor
$\Delta$	[-]	Odchylka tepelných výkonů
$\Delta t_1$	[K]	Menší rozdíl teplot
$\Delta t_2$	[K]	Větší rozdíl teplot
$\Delta t_{ln}$	[K]	Střední logaritmičeský spád
$\varepsilon$	[-]	Součinitel zanesení
$\eta_k$	[-]	Účinnost kompresoru
$\eta_t$	[-]	Účinnost turbíny
$\lambda$	[-]	Součinitel přebytku vzduchu
$\lambda_{H_2}$	[-]	Součinitel přebytku vzduchu při spalování vodíku
$\lambda_{20\% H_2}$	[-]	Součinitel přebytku vzduchu při spalování 20 % vodíku
$\lambda_{50\% H_2}$	[-]	Součinitel přebytku vzduchu při spalování 50 % vodíku
$\lambda_{sp}$	[W/(m·K)]	Součinitel tepelné vodivosti spalin
$\lambda_{\dot{z}}$	[W/(m·K)]	Součinitel tepelné vodivosti žebra
$\mu_{JT}$	[-]	Jouleův-Thompsonův součinitel
$\nu_{sp}$	[m <sup>2</sup> ·s]	Kinematická viskozita spalin

$\pi$	[-]	Tlakový poměr kompresoru
$\rho_{Ar}$	[kg/Nm <sup>3</sup> ]	Hustota argonu
$\rho_{CO_2}$	[kg/Nm <sup>3</sup> ]	Hustota oxidu uhelnatého
$\rho_{H_2O}$	[kg/Nm <sup>3</sup> ]	Hustota vody
$\rho_{N_2}$	[kg/Nm <sup>3</sup> ]	Hustota dusíku
$\rho_{O_2}$	[kg/Nm <sup>3</sup> ]	Hustota kyslíku
$\rho_{sp}$	[kg/Nm <sup>3</sup> ]	Hustota spalin s přebytkem vzduchu
$\rho_{SV\ min}$	[kg/Nm <sup>3</sup> ]	Hustota stechiometrických spalin
$\rho_{VV}$	[kg/Nm <sup>3</sup> ]	Hustota vzduchu
$\sigma_1$	[-]	Poměrná příčná rozteč trubek
$\sigma_2$	[-]	Poměrná podélná rozteč trubek
$\sigma_{\acute{u}}$	[-]	Poměrná úhlopříčná rozteč trubek
$\varphi_{H_2O}$	[-]	Množství vlhkosti ve spalinách při spalování vodíku
$\varphi_{\sigma}$	[m]	Součinitel poměrných roztečí
$\chi_v$	[-]	Součinitel podílu vodní páry na 1 Nm <sup>3</sup> suchého vzduchu
$\Psi_{\acute{z}}$	[-]	Koeficient pro kruhová žebra

## Seznam obrázků

<i>Obrázek 1: Jednoduché schéma paroplynové elektrárny [1].....</i>	<i>8</i>
<i>Obrázek 2: Schéma otevřeného Braytonova cyklu .....</i>	<i>9</i>
<i>Obrázek 3: p-v diagram a T-s diagram ideálního Braytonova oběhu .....</i>	<i>10</i>
<i>Obrázek 4: Závislost tepelné účinnosti na tlakovém poměru [4].....</i>	<i>11</i>
<i>Obrázek 5: Schéma Rankine-Clausiova cyklu [6].....</i>	<i>12</i>
<i>Obrázek 6: T-s diagram Rankine-Clausiova cyklu [6].....</i>	<i>13</i>
<i>Obrázek 7: Závislost redukce emisí CO<sub>2</sub> na objemovém množství směsi vodíku a metanu [6].....</i>	<i>16</i>
<i>Obrázek 8: Wobbeho číslo v závislosti na výhřevnosti pro různá plynná paliva [9].....</i>	<i>18</i>
<i>Obrázek 9: Wobbeho číslo v závislosti na množství vodíku v zemním plynu [8].....</i>	<i>19</i>
<i>Obrázek 10: Závislost růstu NO<sub>x</sub> emisí na množství vodíku přidaném v zemním plynu [7].....</i>	<i>21</i>
<i>Obrázek 11: Model plynové turbíny GT36 od společnosti Ansaldo Energia [16].....</i>	<i>23</i>
<i>Obrázek 12: Množství vodíku schopné spalovat v různých turbínách firmy GE [9].....</i>	<i>23</i>
<i>Obrázek 13: Specifikace hořáků od společnosti MHPS [9].....</i>	<i>24</i>
<i>Obrázek 14: Závislost součinitele přebytku vzduchu na teplotě vstupu do turbín [11].....</i>	<i>31</i>
<i>Obrázek 15: Schéma zadaného paroplynového oběhu.....</i>	<i>34</i>

## Seznam grafů

<i>Graf 1: I-t diagram spalin jednotlivých paliv pro <math>\lambda = 2,45</math>.....</i>	<i>31</i>
<i>Graf 2: I-t diagram spalin ZP a H<sub>2</sub> v závislosti na <math>\lambda</math>.....</i>	<i>33</i>
<i>Graf 3: Q-t diagram HRSG kotle.....</i>	<i>39</i>
<i>Graf 4: Q-t diagram HRSG kotle s popsány teplosměnnými plochami.....</i>	<i>40</i>
<i>Graf 5: Závislost součinitele prostupu tepla na množství vodíku v zemním plynu.....</i>	<i>107</i>
<i>Graf 6: Závislost součinitele prostupu tepla na množství vodíku v zemním plynu.....</i>	<i>108</i>
<i>Graf 7: Q-t diagram výhřevných ploch pro paliva s různým obsahem vodíku.....</i>	<i>110</i>