



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH DVOU TLAKÉHO HORIZONTÁLNÍHO KOTLE NA ODPADNÍ TEPLA

PROPOSAL TWO-PRESSURES HORIZONTAL WASTE HEAT BOILER

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. LUKÁŠ MED

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. MAREK BALÁŠ, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Lukáš Med**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Marek Baláš, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh dvoutlakého horizontálního kotle na odpadní teplo

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte dvoutlaký horizontální kotel na odpadní teplo (HRSG) za plynovou turbínou na zemní plyn.

Množství spalin 40kg/s, teplota spalin 550°C. (Lukáš Med)

Parametry přehřáté páry: Vysokotlaký okruh 8,0MPa; 480°C

Nízkotlaký okruh 0,55MPa; 240°C

Teplota napájecí vody: 60°C

Objemové složení spalin: O₂ = 11%; Ar = 0,9%; N₂ = 76,9%; CO₂ = 3,1%; H₂O = 8,1%

Cíle diplomové práce:

Navrhněte dvoutlaký horizontální kotel na odpadní teplo za plynovou turbínou na zemní plyn.

Seznam literatury:

Černý, V.: Parní kotle, SNTL 1983

Budaj: Tepelný výpočet kotle, VUT Brno 1983

Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT v Praze, 2007, ISBN 978-80-01-03757-7

VILIMEC, L.: Stavba kotlů I. Skripta VŠB-TU Ostrava. 2002. ISBN 80-248-0076-4.

VILIMEC, L.: Stavba kotlů II. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1716-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 12. 11. 2015



J. Pospíšil

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

J. Katolický

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá tepelným výpočtem a návrhem rozměrů výhřevných ploch kotle na odpadní teplo, který je umístěn za spalovací turbínou, při zadaných parametrech spalin a požadovaných parametrech páry. V prvních kapitolách je uvedeno, jak bude kotel navržen, rozdělen a následně je popsán tepelný výpočet. Dále je navrhnout spalinový kanál a jednotlivé výhřevné plochy. Poté jsou navrženy rozměry bubnů, zavodňovacích, převáděcích a dalších vnějších potrubí. V předposlední kapitole jsou zvoleny použité materiály a poslední kapitola se věnuje výpočtu tahové ztráty kotle.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kotel na odpadní teplo, HRSG, spalinový kotel, dvoutlaký, horizontální, návrh spalinového kanálu, návrh výhřevných ploch, návrh potrubí, návrh bubnů, tahová ztráta kotle

ABSTRACT

This master's thesis deals with thermal calculation and design of proportions of calorific components of a heat recovery steam generator (HRSG), which is placed behind a combustion turbine, for given parameters of exhaust gases and requested parameters of steam. In the first chapters is described the design, layout of HRSG and the thermal calculation. The next parts deal with the design of flue-gas duct and each individual heating surface. Next section shows computations of dimensions of drums, flooding pipes, transferring pipes and all other outer pipes. The chosen materials are described in one of the last chapters and the last chapter deals with calculation of draft loss of steam generator.

KEYWORDS

Heat recovery steam generator, HRSG, two pressure levels, horizontal design, design of heating surfaces, design of flue-gas duct, design of pipes, design of drums, draft loss of steam generator

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MED, Lukáš. *Návrh dvoutlakého horizontálního kotle na odpadní teplo*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 137 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Marek Baláš, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Marka Baláše, Ph.D. a s konzultacemi Ing. Pavla Křemínského s použitím literatury uvedené v seznamu.

.....
Bc. Lukáš Med

PODĚKOVÁNÍ

Chci tímto velmi poděkovat mému vedoucímu diplomové práce Ing. Marku Balášovi za odborné vedení a za cenné rady při tvorbě této diplomové práce. Dále děkuji Ing. Pavlu Křemínskému, jehož konzultace vždy pomohly vyřešit mé problémy. V neposlední řadě bych rád poděkoval své rodině a především rodičům za jejich podporu během mého studia.

OBSAH

Obsah	9
Úvod	14
1 Základní popis kotle	15
1.1 Zadané parametry kotle	15
2 Tepelný výpočet kotle	17
2.1 Návrh pilového diagramu	17
2.2 Parametry páry a vody	18
2.2.1 Parametry páry a vody ve vysokotlakém okruhu	18
2.2.2 Parametry páry a vody v nízkotlakém okruhu	20
2.3 Parametry spalin	21
2.3.1 Výpočet entalpie spalin	21
2.3.2 Výpočet objemového toku spalin	21
2.3.3 Výpočet entalpie spalin v bodech A a D	21
2.3.4 Výpočet ztráty sáláním a poměrné ztráty kotle	22
2.3.5 Výpočet entalpie spalin v bodech E a H	22
2.4 Parní výkon vysokotlaké části kotle a tepla předaná v jednotlivých plochách	23
2.4.1 Parní výkon vysokotlakého okruhu	23
2.4.2 Tepla předaná v jednotlivých výhřevných plochách vysokotlakého okruhu	24
2.4.3 Kontrola předaných tepel	24
2.5 Parní výkon nízkotlaké části kotle a tepla předaná v jednotlivých plochách	24
2.5.1 Parní výkon nízkotlakého okruhu	25
2.5.2 Tepla předaná v jednotlivých výhřevných plochách nízkotlakého okruhu	25
2.5.3 Kontrola předaných tepel	25
2.6 Souhrn vypočtených hodnot	26
3 Návrh spalinového kanálu	27
3.1 Návrh rozměrů trubek a žeber u přehříváku VP2	27
3.2 Počet trubek v jedné podélné řadě přehříváku VP2	28
3.3 Objemový průtok spalin v přehříváku VP2	29
3.4 Rozměry spalinového kanálu	30
3.5 Souhrn vypočtených hodnot	31
4 Návrh a dimenzování výhřevných ploch	32
4.1 Použité vzorce pro výpočet	32
4.2 Návrh výhřevné plochy přehříváku VP2	36
4.2.1 Návrh rozměrů trubek a žeber u přehříváku VP2	36
4.2.2 Uspořádání trubek v přehříváku VP2	36

4.2.3	Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin u přehříváku VP2	36
4.2.4	Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany páry u přehříváku VP2	39
4.2.5	Výpočet součinitele prostupu tepla u přehříváku VP2.....	40
4.2.6	Počet řad v přehříváku VP2	40
4.2.7	Skutečné teplo předané v přehříváku VP2	41
4.2.8	Skutečná teplota a entalpie spalin v bodě B.....	41
4.3	Návrh výhřevné plochy přehříváku VP1	42
4.3.1	Počet trubek v jedné podélné řadě přehřívák VP1	43
4.3.2	Uspořádání trubek v přehříváku VP1.....	43
4.3.3	Rychlost proudění chladícího média v přehříváku VP1	44
4.3.4	Objemový průtok spalin v přehříváku VP1	44
4.3.5	Rychlost spalin v přehříváku VP1	45
4.3.6	Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin u přehříváku VP1	45
4.3.7	Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany páry u přehříváku VP1	47
4.3.8	Výpočet součinitele prostupu tepla u přehříváku VP1.....	47
4.3.9	Počet řad v přehříváku VP1	48
4.3.10	Skutečné teplo předané v přehříváku VP1	48
4.3.11	Skutečná teplota a entalpie spalin v bodě C.....	49
4.4	Návrh výhřevné plochy výparníku VV	50
4.4.1	Počet trubek v jedné podélné řadě výparník VV	50
4.4.2	Uspořádání trubek ve výparníku VV	51
4.4.3	Objemový průtok spalin ve výparníku VV	52
4.4.4	Rychlost spalin ve výparníku VV	52
4.4.5	Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin u výparníku VV	52
4.4.6	Výpočet součinitele prostupu tepla u výparníku VV	54
4.4.7	Počet řad ve výparníku VV	55
4.4.8	Skutečné teplo předané ve výparníku VV.....	55
4.4.9	Skutečná teplota a entalpie spalin v bodě D	56
4.5	Návrh výhřevné plochy ekonomizéru VE3	57
4.5.1	Počet trubek v jedné podélné řadě ekonomizér VE3	58
4.5.2	Uspořádání trubek v ekonomizéru VE3	58
4.5.3	Rychlost proudění chladícího média v ekonomizéru VE3.....	59
4.5.4	Objemový průtok spalin v ekonomizéru VE3.....	60
4.5.5	Rychlost spalin v ekonomizéru VE3.....	60
4.5.6	Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin u ekonomizéru VE3	60
4.5.7	Výpočet součinitele prostupu tepla u ekonomizéru VE3	62

4.5.8	Počet řad v ekonomizéru VE3	63
4.5.9	Skutečné teplo předané v ekonomizéru VE3	64
4.5.10	Skutečná teplota a entalpie spalin v bodě E	64
4.6	Návrh výhřevné plochy přehříváku NP	65
4.6.1	Počet trubek v jedné podélné řadě přehřívák NP	66
4.6.2	Uspořádání v přehříváku NP	66
4.6.3	Rychlost proudění chladícího média v přehříváku NP	66
4.6.4	Objemový průtok spalin v přehříváku NP	67
4.6.5	Rychlost spalin v přehříváku NP	67
4.6.6	Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin u přehříváku NP	68
4.6.7	Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany páry u přehříváku NP	70
4.6.8	Výpočet součinitele prostupu tepla u přehříváku NP	70
4.6.9	Počet řad v přehříváku NP	71
4.6.10	Skutečné teplo předané v přehříváku NP	71
4.6.11	Skutečná teplota a entalpie spalin v bodě F	72
4.7	Návrh výhřevné plochy ekonomizéru VE2	73
4.7.1	Počet trubek v jedné podélné řadě ekonomizér VE2	74
4.7.2	Uspořádání trubek v ekonomizéru VE2	74
4.7.3	Rychlost proudění chladícího média v ekonomizéru VE2	75
4.7.4	Objemový průtok spalin v ekonomizéru VE2	76
4.7.5	Rychlost spalin v ekonomizéru VE2	76
4.7.6	Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin u ekonomizéru VE2	76
4.7.7	Výpočet součinitele prostupu tepla u ekonomizéru VE2	78
4.7.8	Počet řad v ekonomizéru VE2	79
4.7.9	Skutečné teplo předané v ekonomizéru VE2	79
4.7.10	Skutečná teplota a entalpie spalin v bodě G	80
4.8	Návrh výhřevné plochy výparníku NV	81
4.8.1	Počet trubek v jedné podélné řadě výparník NV	82
4.8.2	Uspořádání trubek ve výparníku NV	82
4.8.3	Objemový průtok spalin ve výparníku NV	83
4.8.4	Rychlost spalin ve výparníku NV	83
4.8.5	Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin u výparníku NV	83
4.8.6	Výpočet součinitele prostupu tepla u výparníku NV	85
4.8.7	Počet řad ve výparníku NV	86
4.8.8	Skutečné teplo předané ve výparníku NV	86
4.8.9	Skutečná teplota a entalpie spalin v bodě H	87

4.9	Návrh výhřevné plochy ekonomizéru NE	88
4.9.1	Počet trubek v jedné podélné řadě ekonomizér NE	89
4.9.2	Uspořádání trubek v ekonomizéru NE.....	89
4.9.3	Rychlost proudění chladícího média v ekonomizéru NE.....	90
4.9.4	Objemový průtok spalin v ekonomizéru NE.....	91
4.9.5	Rychlost spalin v ekonomizéru NE.....	91
4.9.6	Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin u ekonomizéru NE	91
4.9.7	Výpočet součinitele prostupu tepla u ekonomizéru NE.....	93
4.9.8	Počet řad v ekonomizéru NE	94
4.9.9	Skutečné teplo předané v ekonomizéru NE	94
4.9.10	Skutečná teplota a entalpie spalin v bodě I.....	95
4.10	Návrh výhřevné plochy ekonomizéru VE1	96
4.10.1	Počet trubek v jedné podélné řadě ekonomizér VE1	97
4.10.2	Uspořádání trubek v ekonomizéru VE1	97
4.10.3	Rychlost proudění chladícího média v ekonomizéru VE1.....	98
4.10.4	Objemový průtok spalin v ekonomizéru VE1.....	99
4.10.5	Rychlost spalin v ekonomizéru VE1.....	99
4.10.6	Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin u ekonomizéru VE1	99
4.10.7	Výpočet součinitele prostupu tepla u ekonomizéru VE1	101
4.10.8	Počet řad v ekonomizéru VE1	102
4.10.9	Skutečné teplo předané v ekonomizéru VE1	102
4.10.10	Skutečná teplota a entalpie spalin v bodě J.....	103
4.11	Souhrn vypočtených hodnot	103
4.12	Skutečný pilový diagram	105
5	Návrh rozměrů bubnů	106
5.1	Návrh vysokotlakého bubnu.....	106
5.2	Návrh nízkotlakého bubnu	107
5.3	Souhrn vypočtených hodnot.....	108
6	Návrh zavodňovacího a převáděcího potrubí.....	109
6.1	Návrh zavodňovacího potrubí vysokotlakého okruhu.....	110
6.2	Návrh zavodňovacího potrubí nízkotlakého okruhu	111
6.3	Návrh převáděcího potrubí vysokotlakého okruhu	111
6.4	Návrh převáděcího potrubí nízkotlakého okruhu.....	112
7	Návrh vstupních a výstupních potrubí	114
7.1	Návrh výstupního potrubí přehříváku VP2	114
7.2	Návrh vstupního a výstupního potrubí (VP2 a VP1)	115

7.3	Návrh vstupního potrubí přehříváku VP1	115
7.4	Návrh výstupního potrubí ekonomizéru VE3	116
7.5	Návrh vstupního a výstupního potrubí (VE3 a VE2)	116
7.6	Návrh vstupního a výstupního potrubí (VE2 a VE1)	117
7.7	Návrh vstupního potrubí ekonomizéru VE1	118
7.8	Návrh výstupního potrubí přehříváku NP	118
7.9	Návrh vstupního potrubí přehříváku NP	119
7.10	Návrh výstupního potrubí ekonomizéru NE	119
7.11	Návrh vstupního potrubí ekonomizéru NE	120
8	Návrh materiálů výhřevných ploch	121
9	Tahová ztráta kotle	122
9.1	Postup a vzorce u výpočtu tahové ztráty kotle.....	122
9.2	Tlakové ztráty v jednotlivých výhřevných plochách	123
9.2.1	Tlaková ztráta VP2	124
9.2.2	Tlaková ztráta VP1	124
9.2.3	Tlaková ztráta VV	124
9.2.4	Tlaková ztráta VE3	124
9.2.5	Tlaková ztráta NP	125
9.2.6	Tlaková ztráta VE2	125
9.2.7	Tlaková ztráta NV	125
9.2.8	Tlaková ztráta NE	126
9.2.9	Tlaková ztráta VE1	126
9.3	Postup a vzorce u výpočtu tlakové ztráty komína	126
9.4	Tlaková ztráta komína	127
9.4.1	Návrh rozměrů komína.....	127
9.4.2	Tlaková ztráta třením v komíně.....	128
9.4.3	Místní tlakové ztráty v komíně.....	128
9.4.4	Vztlak komína	128
9.4.5	Celková tlaková ztráta komína	128
9.5	Celková tahová ztráta.....	128
	Závěr.....	129
	Použité informační zdroje.....	130
	Seznam obrázků.....	131
	Seznam tabulek.....	132
	Seznam symbolů a zkratk	133
	Seznam příloh.....	137

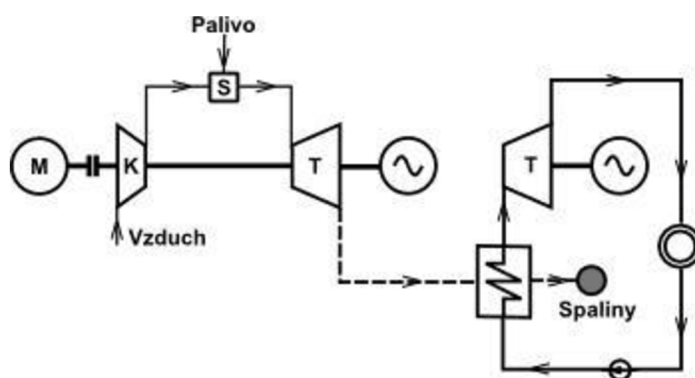
ÚVOD

Kotel na odpadní teplo neboli spalinový kotel, též anglické označení HRSG (Heat Recovery Steam Generator), se používá k využití zbytkového tepla obsaženého ve spalinách, které by bylo dále nezpracováno. Proto jsou tyto kotle nejčastěji k nalezení v průmyslových odvětvích, která generují toto odpadní teplo, např. chemický, hutní nebo sklářský průmysl. Výše zmíněné teplo spalinový kotel transformuje na teplo opět využitelné ve formě ohřáté vody nebo častěji ve formě páry, a tím zvyšuje celkovou účinnost procesu spalování.

Spalinové kotle jsou dále součástí takzvaného paroplynového cyklu. Tento cyklus je jednou z nejefektivnějších možností výroby elektrické energie s tepelnou účinností až 60%. Zde se kotel umísťuje za spalovací turbínu, která zpracovává tepelnou energii obsaženou v zemním plynu. Vzniklé odpadní teplo je v kotli využito k výrobě páry do parní turbíny, která se nachází za kotlem na odpadní teplo [7].

Pára je v kotli na odpadní teplo vyráběna následujícím způsobem. Spaliny, které proudí spalinovým kanálem, postupně ohřívají vodu nebo páru proudící v za sebou řazených přehřívácích, výparnících a ekonomizérech. Na konci spalinového kanálu spaliny pokračují do komína, který je běžně vybaven tlumičem hluku z důvodu využití v městských oblastech [7].

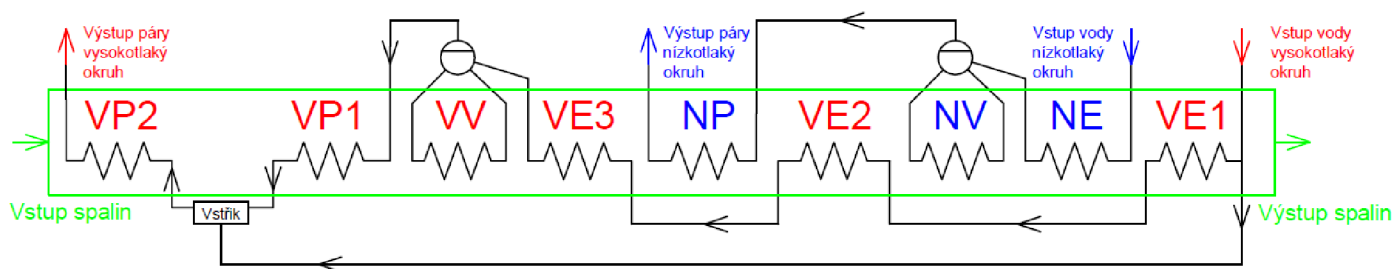
Dnes je možné se setkat i s kotli, které jsou konstruovány s přidavnými hořáky a ventilátory pro zvýšení produkce spalin. Tento návrh kotle je často využíván ke stabilizaci u vysokých výkyvů parametrů spalin.



Obr. 0.1 Schéma paroplynového cyklu [6]

1 ZÁKLADNÍ POPIS KOTLE

Tato diplomová práce se zabývá kotlem na odpadní teplo, který bude umístěn za spalovací turbínu do paroplynového cyklu. Kotel je navržen jako horizontální, bubnový, vodotrubnatý s přirozeným oběhem. Horizontálním provedením jsou sníženy náklady na instalaci kotle a také doba montáže. Nevýhodou je naopak větší zabraná plocha než u kotle vertikálního typu. Kotel je rozdělen do několika modulů z důvodu snadnějšího transportu a mezi jednotlivé svazky trubek jsou umístěny průlezové otvory. Z Obr. 1.1 je vidět, že kotel obsahuje 9 výhřevných ploch, které jsou řazeny za sebou, a dva tlakově oddělené okruhy.



Obr. 1.1 Schéma řazení výhřevných ploch v kotli

Napájecí voda o teplotě 60 °C vstupuje do nízkotlakého ekonomizéru, kde je ohřátá na teplotu blízkou vypařování. Poté voda putuje do bubnu a ze spodní části bubnu teče zavodňovacím potrubím do zavodňovacích komor a odkud se dostává do výparníku. Vlivem přestupu tepla zde vzniká parovodní směs, která pokračuje do sběrných komor a následně převáděcím potrubím zpátky do bubnu. Zde dochází k oddělení syté páry a syté kapaliny. Nejvyšším místem bubnu sytá pára přechází do přehříváku, kde je upravena na přehřátou páru s požadovanými parametry.

Výhřevné plochy ve vysokotlakém okruhu jsou řazeny stejně jako v okruhu nízkotlakém, ale skládá se ze dvou přehříváků a ekonomizér je rozdělen do tří stupňů za účelem lepšího využití energie spalin. Regulace výstupní teploty přehřáté páry z vysokotlaké části kotle je zajištěna vstříkem napájecí vody před druhým stupněm vysokotlakého přehříváku.

1.1 ZADANÉ PARAMETRY KOTLE

Požadované parametry páry pro vysokotlaký okruh:

- výstupní teplota $t_{VT} = 480 \text{ }^\circ\text{C}$
- výstupní tlak $p_{VT} = 8 \text{ MPa}$

Požadované parametry páry pro nízkotlaký okruh:

- výstupní teplota $t_{NT} = 240 \text{ }^\circ\text{C}$
- výstupní tlak $p_{NT} = 0,55 \text{ MPa}$

Parametry napájecí vody:

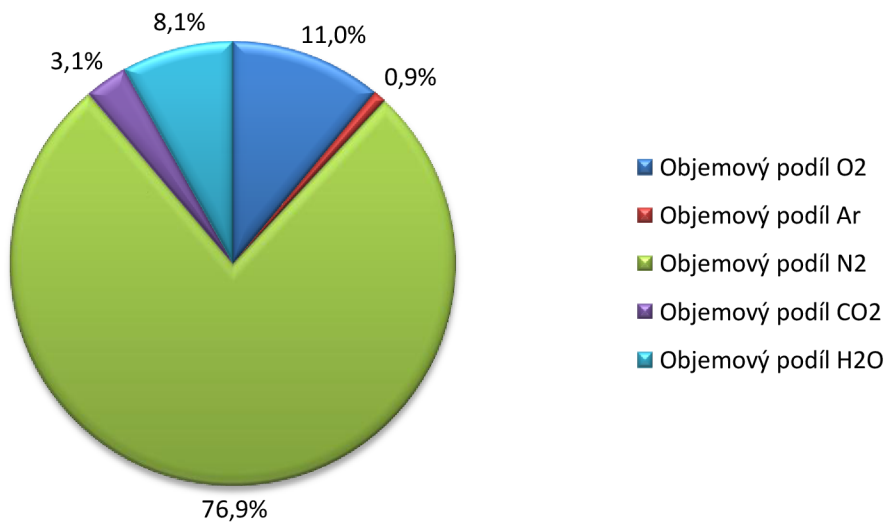
- teplota napájecí vody $t_{NV} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$

Parametry spalín:

- hmotnostní průtok spalín $\dot{M}_{SP} = 40 \text{ kg/s}$
- vstupní teplota spalín $t_{SP} = 550 \text{ °C}$

Objemové složení spalín:

- objemový podíl N_2 $x_{N_2} = 76,9 \%$
- objemový podíl O_2 $x_{O_2} = 11 \%$
- objemový podíl H_2O $x_{H_2O} = 3,1 \%$
- objemový podíl CO_2 $x_{CO_2} = 3,1 \%$
- objemový podíl Ar $x_{Ar} = 0,9 \%$



Obr. 1.2 Objemové složení spalín

Hustoty jednotlivých složek spalín:

- hustota N_2 $\rho_{N_2} = 1,2505 \text{ kg/m}^3$
- hustota O_2 $\rho_{O_2} = 1,4289 \text{ kg/m}^3$
- hustota H_2O $\rho_{H_2O} = 0,804 \text{ kg/m}^3$
- hustota CO_2 $\rho_{CO_2} = 1,9768 \text{ kg/m}^3$
- hustota Ar $\rho_{Ar} = 1,7839 \text{ kg/m}^3$

Maximální přípustná tahová ztráta kotle:

- $\Delta p_{max} = 1500 \text{ Pa}$

Tab. 2.1 Volené hodnoty pro tepelný výpočet kotle

Volená veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Entalpický spád na VP2	Δi_{VP2}	250	kJ/kg
Tlaková ztráta na VP2	Δp_{VP2}	0,1	MPa
Tlaková ztráta na VP1	Δp_{VP1}	0,15	MPa
Tlaková ztráta na VE3-1	Δp_{VE3-1}	0,2	MPa
Tlaková ztráta na NP	Δp_{NP}	0,1	MPa
Tlaková ztráta na NE	Δp_{NE}	0,15	MPa
Pinchpoint pro VO	Δt_{Vpi}	10	°C
Pinchpoint pro NO	Δt_{Npi}	10	°C
Teplota nedohřevu u VO	Δt_{VNed}	5	°C
Teplota nedohřevu u NO	Δt_{NNed}	5	°C
Teplota v bodě 7	t_7	222	°C
Teplota v bodě 8	t_8	145	°C

2.2 PARAMETRY PÁRY A VODY

V následujících kapitolách jsou stanoveny hodnoty veličin tlaku, teploty a entalpie v jednotlivých bodech vysokotlakého a nízkotlakého okruhu. Výpočet byl proveden pomocí programu X-steam 2.6 [5].

2.2.1 PARAMETRY PÁRY A VODY VE VYSOKOTLAKÉM OKRUHU

Všechny veličiny v této podkapitole náleží vysokotlakému okruhu.

Parametry v bodě 1 (přehřátá pára):

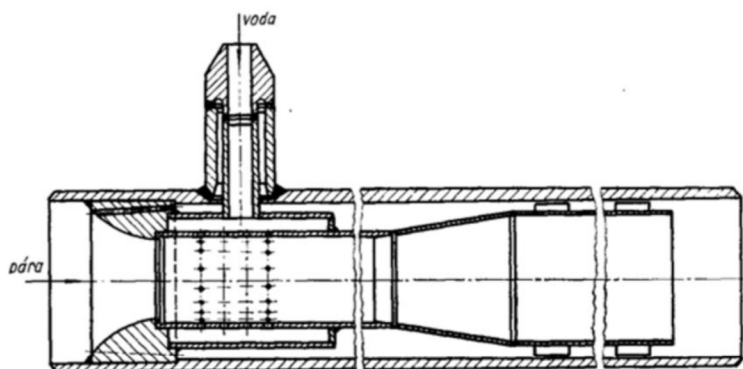
$t_1 = 480 \text{ °C}$	(zadání kotle)
$p_1 = 8 \text{ MPa}$	(zadání kotle)
$i_1 = 3349,53 \text{ kJ/kg}$	(vypočítáno X-steam)

Parametry v bodě 2 (přehřátá pára):

$t_2 = 386,82 \text{ °C}$	(vypočítáno X-steam)
$p_2 = p_1 + \Delta p_{VP2} = 8 + 0,1 = 8,1 \text{ MPa}$	(volená hodnota)
$i_2 = i_1 + \Delta i_{VP2} = 3349,53 - 250 = 3099,53 \text{ kJ/kg}$	(volená hodnota)

Parametry v bodě 3 (přehřátá pára):

Regulace teploty páry pomocí vstříku napájecí vody je použita mezi prvním a druhým stupněm přehříváku, viz. Obr. 2.2. Velikost vstříku byla po konzultaci zvolena 5 % celkového množství napájecí vody protékající vysokotlakým okruhem [3].



Obr. 2.2 Vstřikový chladič páry

Rovnice hmotnostní bilance vstřiku:

Entalpie bodu 9 je vypočítána dále.

$$\dot{M}_{pV} \cdot i_2 = 0,95 \cdot \dot{M}_{pV} \cdot i_3 + 0,05 \cdot \dot{M}_{pV} \cdot i_9$$

$$i_3 = \frac{i_2 - 0,05 \cdot i_9}{0,95} = \frac{3099,53 - 0,05 \cdot 258,56}{0,95} = 3249,05 \text{ kJ/kg}$$

$$p_3 = p_2 = 8,1 \text{ MPa}$$

$$t_3 = 441,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

(vypočítáno X-steam)

Parametry v bodě 4 (pára):

$$t_4 = 297,17 \text{ }^\circ\text{C}$$

(vypočítáno X-steam)

$$p_4 = p_3 + \Delta p_{VP1} = 8,1 + 0,15 = 8,25 \text{ MPa}$$

(volená hodnota)

$$i_4 = 2754,84 \text{ kJ/kg}$$

(vypočítáno X-steam)

Parametry v bodě 5 (voda):

$$t_5 = t_4 = 297,17 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_5 = p_4 = 8,25 \text{ MPa}$$

$$i_5 = 1328,98 \text{ kJ/kg}$$

(vypočítáno X-steam)

Parametry v bodě 6 (voda):

$$t_6 = t_5 - \Delta t_{VNe4} = 297,17 - 5 = 292,17 \text{ }^\circ\text{C}$$

(volená hodnota)

$$p_6 = p_5 = 8,25 \text{ MPa}$$

$$i_6 = 1301,04 \text{ kJ/kg}$$

(vypočítáno X-steam)

Parametry v bodě 7 (voda):

$$t_7 = 222 \text{ }^\circ\text{C}$$

(volená hodnota)

$$p_7 = p_6 + \Delta p_{VE3-1} = 8,25 + 0,2 = 8,45 \text{ MPa}$$

(volená hodnota)

$$i_7 = 954,54 \text{ kJ/kg}$$

(vypočítáno X-steam)

Parametry v bodě 8 (voda):

$t_8 = 145 \text{ }^\circ\text{C}$	(volená hodnota)
$p_8 = p_7 + \Delta p_{VE3-1} = 8,45 + 0,2 = 8,65 \text{ MPa}$	(volená hodnota)
$i_8 = 615,94 \text{ kJ/kg}$	(vypočítáno X-steam)

Parametry v bodě 9 (voda):

$t_9 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$	(zadání kotle)
$p_9 = p_8 + \Delta p_{VE3-1} = 8,65 + 0,2 = 8,85 \text{ MPa}$	(volená hodnota)
$i_9 = 258,56 \text{ kJ/kg}$	(vypočítáno X-steam)

2.2.2 PARAMETRY PÁRY A VODY V NÍZKOTLAKÉM OKRUHU

Všechny veličiny v této podkapitole náleží nízkotlakému okruhu.

Parametry v bodě 1 (přehřátá pára):

$t_1 = 240 \text{ }^\circ\text{C}$	(zadání kotle)
$p_1 = 0,55 \text{ MPa}$	(zadání kotle)
$i_1 = 2938,45 \text{ kJ/kg}$	(vypočítáno X-steam)

Parametry v bodě 2 (pára):

$t_2 = 161,99 \text{ }^\circ\text{C}$	(vypočítáno X-steam)
$p_2 = p_1 + \Delta p_{NP} = 0,55 + 0,1 = 0,65 \text{ MPa}$	(volená hodnota)
$i_2 = 2759,6 \text{ kJ/kg}$	(vypočítáno X-steam)

Parametry v bodě 3 (voda):

$t_3 = t_2 = 161,99 \text{ }^\circ\text{C}$	
$p_3 = p_2 = 0,65 \text{ MPa}$	
$i_3 = 684,22 \text{ kJ/kg}$	(vypočítáno X-steam)

Parametry v bodě 4 (voda):

$t_4 = t_3 - \Delta t_{NNed} = 161,99 - 5 = 156,99 \text{ }^\circ\text{C}$	(volená hodnota)
$p_4 = p_3 = 0,65 \text{ MPa}$	(volená hodnota)
$i_4 = 662,55 \text{ kJ/kg}$	(vypočítáno X-steam)

Parametry v bodě 5 (voda):

$t_5 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$	(zadání kotle)
$p_5 = p_4 + \Delta p_{NE} = 0,65 + 0,15 = 0,8 \text{ MPa}$	(volená hodnota)
$i_5 = 251,81 \text{ kJ/kg}$	(vypočítáno X-steam)

2.3 PARAMETRY SPALIN

Pro další výpočty je nutné určit entalpii spalin a objemový tok spalin.

2.3.1 VÝPOČET ENTALPIE SPALIN

Vzor výpočtu pro 200 °C:

$$I_{SP}^{200} = x_{CO_2} \cdot I_{CO_2}^{200} + x_{H_2O} \cdot I_{H_2O}^{200} + x_{O_2} \cdot I_{O_2}^{200} + x_{N_2} \cdot I_{N_2}^{200} + x_{Ar} \cdot I_{Ar}^{200} =$$

$$= 0,031 \cdot 357 + 0,081 \cdot 304 + 0,11 \cdot 267 + 0,769 \cdot 260 + 0,009 \cdot 186 = 266,675 \text{ kJ/m}^3$$

Obdobným způsobem byly dopočítány hodnoty pro zbylé teploty spalin a poté zaznamenány do tab. 2.2 [2].

Tab. 2.2 Entalpie jednotlivých složek spalin

t	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	Ar	I _{sp}
°C	kJ/Nm ³	kJ/Nm ³	kJ/Nm ³	kJ/Nm ³	kJ/Nm ³	kJ/Nm ³
100	170	150	130	132	93	132,747
200	357	304	260	267	186	266,675
300	559	463	392	407	278	403,552
400	772	626	527	551	372	543,859
500	994	795	666	699	465	688,438
600	1225	969	804	850	557	833,253

2.3.2 VÝPOČET OBJEMOVÉHO TOKU SPALIN

Nejprve je třeba určit hustotu spalin ze zadaného složení a hustoty složek spalin, aby bylo možné vypočítat objemový tok spalin.

$$\rho_{SP} = x_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} + x_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O} + x_{O_2} \cdot \rho_{O_2} + x_{N_2} \cdot \rho_{N_2} + x_{Ar} \cdot \rho_{Ar} =$$

$$= 0,031 \cdot 1,9768 + 0,081 \cdot 0,804 + 0,11 \cdot 1,4289 + 0,769 \cdot 1,2505 + 0,009 \cdot 1,7839 =$$

$$= 1,2613 \text{ kg/m}^3$$

Převedení hmotnostního toku spalin na tok objemový:

$$\dot{M}_{SPV} = \frac{\dot{M}_{SP}}{\rho_{SP}} = \frac{40}{1,2613} = 31,71 \text{ m}^3/\text{s}$$

2.3.3 VÝPOČET ENTALPIE SPALIN V BODECH A A D

Parametry v bodě A (spaliny):

$$T_A = 550 \text{ °C} \quad (\text{zadání kotle})$$

Entalpie spalin pro teplotu t_A je dopočítána interpolací z tab. 2.2.

$$I_A = I_{SP}^{500} + (T_A - 500) \cdot \frac{(I_{SP}^{600} - I_{SP}^{500})}{(600 - 500)} = 688,438 + (550 - 500) \cdot \frac{(833,253 - 688,438)}{100}$$

$$I_A = 760,85 \text{ kJ/m}^3$$

Parametry v bodě D (spaliny):

Teplota v bodě D je určena pinchpointem, který byl volen na základě konzultací [3], a teplotou ve výparníku vysokotlakého okruhu.

$$T_D = t_5 + \Delta t_{vpi} = 297,17 + 10 = 307,17 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{volená hodnota})$$

Entalpie spalin pro teplotu T_D je dopočítána interpolací z tab. 2.2.

$$I_D = I_{SP}^{300} + (T_D - 300) \cdot \frac{(I_{SP}^{400} - I_{SP}^{300})}{(400 - 300)} = 403,55 + (307,17 - 300) \cdot \frac{(543,859 - 403,55)}{100}$$

$$I_D = 413,61 \text{ kJ/m}^3$$

2.3.4 VÝPOČET ZTRÁTY SÁLÁNÍM A POMĚRNÉ ZTRÁTY KOTLE

Z objemového toku a entalpie v bodě A je vypočten maximální využitelný tepelný výkon.

$$Q_A = I_A \cdot \dot{M}_{SPV} = 760,85 \cdot 31,71 = 24,13 \text{ MW}$$

Ztráta sáláním:

Konstanta C byla zvolena stejně jako pro kotle na zemní plyn a pro kotle na kapalná paliva.

$$Q_{ZS} = Q_A^{0,7} \cdot C = 24,13^{0,7} \cdot 0,0113 = 0,10491 \text{ MW} = 104,91 \text{ kW}$$

Poměrná ztráta sáláním kotle:

$$z_S = \frac{Q_{ZS}}{Q_A} = \frac{0,10491}{24,13} = 0,003454 = 0,004348 = 0,4348 \%$$

2.3.5 VÝPOČET ENTALPIE SPALIN V BODECH E A H**Parametry v bodě E (spaliny):**

Z předaného tepla ve vysokotlakém ekonomizéru VE3 chladicímu médiu lze dopočítat teplo dodané spalinami mezi body D a E. Hodnota Q_{VE3} je dopočítána v následující kapitole 2.4.

$$Q_{VE3} = Q_{6-7} = Q_{D-E} \cdot (1 - z_S)$$

$$Q_{D-E} = \dot{M}_{SPV} \cdot (I_D - I_E)$$

Spojením obou rovnic do jedné je možné vypočítat entalpii v bodě E.

$$Q_{VE3} = \dot{M}_{SPV}(I_D - I_E)(1 - z_S)$$

Vyjádření entalpie E:

$$I_E = I_D - \frac{Q_{VE3}}{\dot{M}_{SPV}(1 - z_S)} = 413,61 - \frac{1718,29}{31,71 \cdot (1 - 0,004348)} = 359,19 \text{ kJ/m}^3$$

Parametry v bodě H (spaliny):

Teplota v bodě H je určena pinchpointem, který byl volen na základě konzultací [3], a teplotou ve výparníku nízkotlakého okruhu.

$$T_H = t_3 + \Delta t_{Npi} = 161,99 + 10 = 171,99 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{volená hodnota})$$

Entalpie spalin pro teplotu T_H je dopočítána interpolací z tab. 2.2.

$$I_H = I_{SP}^{100} + (T_H - 100) \cdot \frac{(I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100})}{(200 - 100)} = 132,75 + (171,99 - 100) \cdot \frac{(266,68 - 132,75)}{100}$$

$$I_H = 229,16 \text{ kJ/m}^3$$

2.4 PARNÍ VÝKON VYSOKOTLAKÉ ČÁSTI KOTLE A TEPLA PŘEDANÁ V JEDNOTLIVÝCH PLOCHÁCH

V této kapitole jsou uvedeny výpočty potřebné k určení parního výkonu vysokotlaké části kotle a následně výpočet předaného tepla v jednotlivých teplosměnných plochách kotle.

2.4.1 PARNÍ VÝKON VYSOKOTLAKÉHO OKRUHU

Teplu předané spalinami mezi body A až D:

$$Q_{A-D} = \dot{M}_{SPV} \cdot (I_A - I_D) = 31,71 \cdot (760,85 - 413,61) = 11010,98 \text{ kW}$$

Teplu předané páře mezi body 1 až 6:

$$Q_{1-6} = Q_{A-D} \cdot (1 - z_S) = 11010,98 \cdot (1 - 0,004348) = 10963,1 \text{ kW}$$

Hmotnostní průtok páry ve vysokotlakém okruhu:

Hmotnostní průtok páry je stanoven z předaného tepla Q_{1-6} a entalpií. Je nutné také zohlednit vstřík 5 %, který byl zvolen po konzultacích [3].

$$Q_{1-6} = \dot{M}_{PV} [(i_1 - i_2) + 0,95 \cdot (i_2 - i_6) + 0,05 \cdot (i_2 - i_9)]$$

$$\begin{aligned} \dot{M}_{PV} &= \frac{Q_{1-6}}{(i_1 - i_2) + 0,95 \cdot (i_2 - i_6) + 0,05 \cdot (i_2 - i_9)} = \\ &= \frac{10963,1}{(3349,53 - 3099,53) + 0,95 \cdot (3099,53 - 1301,04) + 0,05 \cdot (3099,53 - 258,56)} \end{aligned}$$

$$\dot{M}_{PV} = 5,22 \text{ kg/s}$$

2.4.2 TEPLA PŘEDANÁ V JEDNOTLIVÝCH VÝHŘEVNÝCH PLOCHÁCH VYSOKOTLAKÉHO OKRUHU

Tepelný výkon přehříváku VP2:

$$Q_{VP2} = \dot{M}_{PV} \cdot (i_1 - i_2) = 5,22 \cdot (3349,53 - 3099,53) = 1305 \text{ kW}$$

Tepelný výkon přehříváku VP1:

$$Q_{VP1} = 0,95 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot (i_3 - i_4) = 5,22 \cdot (3249,05 - 2754,84) = 2450,79 \text{ kW}$$

Tepelný výkon výparníku VV:

$$Q_{VV} = 0,95 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot (i_4 - i_6) = 5,22 \cdot (2754,84 - 1301,04) = 7209,39 \text{ kW}$$

Tepelný výkon ekonomizéru VE3:

$$Q_{VE3} = 0,95 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot (i_6 - i_7) = 5,22 \cdot (1301,04 - 954,54) = 1718,29 \text{ kW}$$

Tepelný výkon ekonomizéru VE2:

$$Q_{VE2} = 0,95 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot (i_7 - i_8) = 5,22 \cdot (954,54 - 615,94) = 1679,12 \text{ kW}$$

Tepelný výkon ekonomizéru VE1:

$$Q_{VE1} = 0,95 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot (i_8 - i_9) = 5,22 \cdot (615,94 - 258,56) = 1772,25 \text{ kW}$$

2.4.3 KONTROLA PŘEDANÝCH TEPEL

Součet předaných tepel ve výhřevných plochách VP2, VP1 a VV má být roven předanému teplu ze strany spalín. Povolena odchylka je do 0,5 %.

Rozdíl tepel:

$$\Delta Q = Q_{1-6} - (Q_{VP2} + Q_{VP1} + Q_{VV}) = 10963,1 - (1305 + 2450,79 + 7209,39)$$

$$\Delta Q = 2,08 \text{ kW}$$

Kontrola:

$$\frac{\Delta Q}{Q_{1-6}} \cdot 100 = \frac{2,08}{10963,1} \cdot 100 = 0,019 \%$$

Předaná tepla nemají větší odchylku než 0,5 %. Kontrola byla splněna.

2.5 PARNÍ VÝKON NÍZKOTLAKÉ ČÁSTI KOTLE A TEPLA PŘEDANÁ V JEDNOTLIVÝCH PLOCHÁCH

V této kapitole jsou uvedeny výpočty potřebné k určení parního výkonu nízkotlaké části kotle a následně výpočet předaného tepla v jednotlivých teplosměnných plochách kotle.

2.5.1 PARNÍ VÝKON NÍZKOTLAKÉHO OKRUHU**Teplo předané spalinami mezi body E až H:**

$$Q_{E-H} = \dot{M}_{SPV} \cdot (I_E - I_H) = 31,71 \cdot (359,19 - 229,16) = 4123,25 \text{ kW}$$

Teplo předané páře mezi body 1 až 4:

$$Q_{1-4} = Q_{E-H} \cdot (1 - z_S) - Q_{VE2} = 4123,25 \cdot (1 - 0,004348) - 1679,12 = 2426,2 \text{ kW}$$

Hmotnostní průtok páry v nízkotlakém okruhu:Hmotnostní průtok páry je stanoven z předaného tepla Q_{1-4} a entalpií.

$$\dot{M}_{PN} = \frac{Q_{1-4}}{(i_1 - i_4)} = \frac{2426,2}{(2938,45 - 662,55)} = 1,066 \text{ kg/s}$$

2.5.2 TEPLA PŘEDANÁ V JEDNOTLIVÝCH VÝHŘEVNÝCH PLOCHÁCH NÍZKOTLAKÉHO OKRUHU**Tepelný výkon přehříváku NP:**

$$Q_{NP} = \dot{M}_{PN} \cdot (i_1 - i_2) = 1,066 \cdot (2938,45 - 2759,6) = 190,65 \text{ kW}$$

Tepelný výkon výparníku NV:

$$Q_{NV} = \dot{M}_{PN} \cdot (i_2 - i_4) = 1,066 \cdot (2759,6 - 662,55) = 2235,46 \text{ kW}$$

Tepelný výkon ekonomizéru NE:

$$Q_{NE} = \dot{M}_{PN} \cdot (i_4 - i_5) = 1,066 \cdot (662,55 - 251,81) = 437,85 \text{ kW}$$

2.5.3 KONTROLA PŘEDANÝCH TEPEL

Součet předaných tepel ve výhřevných plochách NP a NV má být roven předanému teple ze strany spalin. Povolená odchylka je do 0,5 %.

Rozdíl tepel:

$$\Delta Q = Q_{1-4} - (Q_{NP} + Q_{NV}) = 2426,2 - (190,65 + 2235,46)$$

$$\Delta Q = 0,09 \text{ kW}$$

Kontrola:

$$\frac{\Delta Q}{Q_{1-4}} \cdot 100 = \frac{0,09}{2426,2} \cdot 100 = 0,0037 \%$$

Předaná tepla nemají větší odchylku než 0,5 %. Kontrola byla splněna.

2.6 SOUHRN VYPOČTENÝCH HODNOT

Důležité vypočtené hodnoty z kapitol 2.4 a 2.5 jsou uvedeny v Tab. 2.3.

Tab. 2.3 Důležité vypočtené hodnoty

Vypočítané veličiny	Označení	Hodnota	Jednotka
Teplo předané VP2	Q_{VP2}	1305	<i>kW</i>
Teplo předané VP1	Q_{VP1}	2450,79	<i>kW</i>
Teplo předané VV	Q_{VV}	7209,39	<i>kW</i>
Teplo předané VE3	Q_{VE3}	1718,29	<i>kW</i>
Teplo předané VE2	Q_{VE2}	1679,12	<i>kW</i>
Teplo předané VE1	Q_{VE1}	1772,25	<i>kW</i>
Parní výkon vysokotlaké části kotle	\dot{M}_{PV}	5,22	<i>kg/s</i>
Teplo předané NP	Q_{NP}	190,65	<i>kW</i>
Teplo předané NV	Q_{NV}	2235,46	<i>kW</i>
Teplo předané NE	Q_{NE}	437,85	<i>kW</i>
Parní výkon nízkotlaké části kotle	\dot{M}_{PN}	1,066	<i>kg/s</i>

3 NÁVRH SPALINOVÉHO KANÁLU

Tato kapitola obsahuje návrh rozměrů spalínového kanálu. Nejprve je určena výhřevná plocha, ze které se při výpočtu vychází. V tomto případě se jedná o první teplosměnnou plochu ze směru vstupu spalín do kotle, o vysokotlaký přehřívák VP2.

Jako první jsou navrženy jednotlivé rozměry trubek a žebrování. Poté je zvolena rychlost proudění páry w_p , která se u přehříváků pohybuje v rozmezí od 12 do 25 m/s. Následně je možné dopočítat množství trubek v jedné podélné řadě n_{tr} a příčnou rozteč s_1 . Následuje kontrola, zda se skutečná rychlost páry nachází v povoleném rozmezí pro přehřívák VP2. Z hodnot příčné rozteče a počtu trubek v jedné podélné řadě je zjištěna šířka spalínového kanálu δ .

Na straně spalín je pro danou střední teplotu vypočítán skutečný objemový tok spalín a následuje zvolení rychlosti proudění spalín w_{sp} (8-12 m/s u dvojitlakových kotlů na odpadní teplo). Z těchto hodnot je zjištěna průtočná plocha spalín a poté výška spalínového kanálu l .

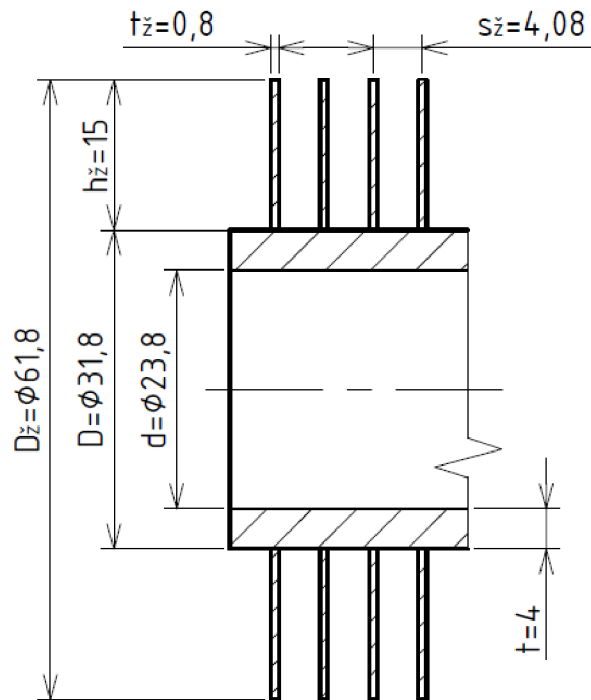
Vypočítané rozměry jsou zaokrouhleny na celé centimetry pro snadnější konstrukci kotle a je tedy nutné přepočítat skutečnou průtočnou plochu a skutečnou rychlost spalín w_{spskut} . Výpočet v následujících kapitolách je proveden s využitím vzorců z literatury [2].

3.1 NÁVRH ROZMĚRŮ TRUBEK A ŽEBER U PŘEHŘÍVÁKU VP2

Vypočtené hodnoty uvedené v následujících kapitolách, pokud není uvedeno jinak, se vztahují pouze k přehříváku VP2. Rozměry žebrovaných trubek jsou uvedeny v Tab. 3.1 a zjednodušenou geometrii trubky zobrazuje Obr. 3.1.

Tab. 3.1 Rozměry žebrovaných trubek přehřívák VP2

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	31,8	mm
Tloušťka trubky	t	4	mm
Vnitřní průměr trubky	d	23,8	mm
Výška žeber	h_z	15	mm
Tloušťka žeber	t_z	0,8	mm
Vnější průměr žeber	D_z	61,8	mm
Rozteč žeber	s_z	4,08	mm
Počet žeber na metr trubky	n_z	245	1/m



Obr. 3.1 Rozměry žebrovaných trubek přehřívák VP2

3.2 POČET TRUBEK V JEDNÉ PODÉLNÉ ŘADĚ PŘEHŘÍVÁK VP2

Jako první se volí rychlost proudění páry, která by se měla pohybovat od 12 do 25 m/s.

$$w_p = 16 \text{ m/s} \quad (\text{volená hodnota})$$

Střední měrný objem páry v přehříváku VP2:

Je dán střední hodnotou teploty a tlaku páry v přehříváku VP2.

$$t_{12} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{480 + 386,82}{2} = 433,41 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{12} = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{8 + 8,1}{2} = 8,05 \text{ MPa}$$

$$v_{12} = 0,036703 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

Celkový průřez trubek:

Je vyjádřen z rovnice kontinuity (3.1).

$$\dot{M}_{PV} = \frac{w_p \cdot S_p}{v_{12}} \quad (3.1)$$

Vyjádření:

$$S_p = \frac{\dot{M}_{PV} \cdot v_{12}}{w_p} = \frac{5,22 \cdot 0,036703}{16} = 0,01197 \text{ m}^2$$

Počet trubek v jedné řadě:

Je vyjádřen z rovnice pro průřechový průřez trubek (3.2).

$$S_P = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \quad (3.2)$$

Vyjádření:

$$n_{tr} = \frac{4 \cdot S_P}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0,01197}{\pi \cdot 0,0238^2} = 26,92 [-]$$

Skutečný počet trubek v jedné podélné řadě je volen $n_{tr} = 27$.

Skutečná rychlost páry v přehříváku VP2:

Vypočítá se dosazením vzorce (3.2) do vzorce (3.1).

$$w_P = \frac{\dot{M}_{PV} \cdot v_{12}}{S_P} = \frac{\dot{M}_{PV} \cdot v_{12}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot v_{12}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot 5,22 \cdot 0,036703}{\pi \cdot 0,0238^2 \cdot 27} = 15,95 \text{ m/s}$$

3.3 OBJEMOVÝ PRŮTOK SPALIN V PŘEHŘÍVÁKU VP2

Po konzultacích byla zvolena rychlost spalin.

$$w_{SP} = 10 \text{ m/s}$$

Pro výpočet skutečného objemového průtoku spalin je nutné dopočítat teplotu a entalpii v bodě B.

Parametry v bodě B (spaliny):

$$I_B = I_A - \frac{Q_{VP2}}{\dot{M}_{SPV} \cdot (1 - z_S)} = 760,85 - \frac{1305}{31,71 \cdot (1 - 0,004348)} = 719,52 \text{ kJ/m}^3.$$

Teplota spalin pro entalpii I_B je dopočítána interpolací z tab. 2.2.

$$T_B = 500 + (600 - 500) \cdot \frac{(I_B - I_{SP}^{500})}{(I_{SP}^{600} - I_{SP}^{500})} = 500 + (600 - 500) \cdot \frac{(719,52 - 688,44)}{(833,25 - 688,44)} =$$

$$T_B = 521,46 \text{ }^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin:

$$T_{AB} = \frac{T_A + T_B}{2} = \frac{550 + 521,46}{2} = 535,73 \text{ }^\circ\text{C}$$

Skutečný objemový průtok spalin:

$$\dot{M}_{SPV}^{SKUT} = \dot{M}_{SPV} \cdot \frac{T_{AB} + 273,15}{273,15} = 31,71 \cdot \frac{521,46 + 273,15}{273,15} = 93,9 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Průtočná plocha spalin:

$$S_{KAN} = \frac{\dot{M}_{SPV}^{SKUT}}{w_{SP}} = \frac{93,9}{10} = 9,39 \text{ m}^2$$

3.4 ROZMĚRY SPALINOVÉHO KANÁLU**Příčná rozteč:**

Nejprve je důležité vypočítat příčnou rozteč s_1 , kde je třeba zvolit mezitrubkovou vzdálenost v rozmezí 5-15 mm.

$$a = 14 \text{ mm} \quad (\text{volená hodnota})$$

$$s_1 = D_{\bar{z}} + a = 61,8 + 14 = 75,8 \text{ mm}$$

Šířka spalinového kanálu:

Vypočítá se z navrhované geometrie, viz vzorec (3.3).

$$\check{s} = \frac{s_1}{2} + (n_{tr} - 1) \cdot s_1 + \frac{s_1}{2} + \frac{s_1}{2} \quad (3.3)$$

Po úpravě:

$$\check{s} = \left(n_{tr} + \frac{1}{2}\right) \cdot s_1 = \left(27 + \frac{1}{2}\right) \cdot 75,8 = 2084,5 \text{ mm}$$

$$\check{s} = 2,0845 \text{ m} \sim 2,1 \text{ m}$$

Výška spalinového kanálu:

Vypočítá se ze zvolené rychlosti a vypočtené průtočné plochy spalin, viz vzorec (3.4).

$$S_{KAN} = \check{s} \cdot l - l \cdot D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_{\bar{z}} \cdot t_{\bar{z}} \cdot l \cdot n_{\bar{z}} \cdot n_{tr} \quad (3.4)$$

Po úpravě:

$$l = \frac{S_{KAN}}{\check{s} - n_{tr} \cdot (D + 2 \cdot h_{\bar{z}} \cdot t_{\bar{z}} \cdot n_{\bar{z}})} = \frac{9,39}{2,1 - 27 \cdot (0,0318 + 2 \cdot 0,015 \cdot 0,0008 \cdot 245)}$$

$$l = 8673,5 \text{ mm} \sim 8,7 \text{ m}$$

Skutečná rychlost spalin:

Vypočítá se ze skutečného objemového průtoku a skutečného průřezu spalinového kanálu.

$$w_{SP} = \frac{\dot{M}_{SPV}^{SKUT}}{S_{KAN}} = \frac{\dot{M}_{SPV}^{SKUT}}{l \cdot (\check{s} - n_{tr} \cdot (D + 2 \cdot h_{\bar{z}} \cdot t_{\bar{z}} \cdot n_{\bar{z}}))} =$$

$$= \frac{93,9}{8,7 \cdot (2,1 - 27 \cdot (0,0318 + 2 \cdot 0,015 \cdot 0,0008 \cdot 245))} = \frac{93,9}{9,419} = 9,97 \text{ m/s}$$

3.5 SOUHRN VYPOČTENÝCH HODNOT

Tab. 3.2 Základní rozměry spalínového kanálu a vypočtené hodnoty přehříváku VP2

Vypočítané veličiny	Označení	Hodnota	Jednotka
Počet trubek v jedné podélné řadě	n_{tr}	27	[–]
Rychlost páry	w_p	15,95	m/s
Rychlost spalin na vstupu do kotle	w_{SP}	9,97	m/s
Šířka spalínového kanálu	\check{s}	2,1	m
Výška spalínového kanálu	l	8,7	m
Skutečný objemový průtok spalin	\dot{M}_{SPV}^{SKUT}	93,9	m ³ /s

4 NÁVRH A DIMENZOVÁNÍ VÝHŘEVNÝCH PLOCH

V kapitole tři byly vypočítány rozměry spalinového kanálu a základní geometrie vysokotlakého přehříváku VP2. Výhřevné plochy, dimenzované v této kapitole, musí vycházet z rozměrů dříve navrženého spalinového kanálu.

Volí se normalizované trubky s průměrem D a tloušťkou stěny t , která byla na základě konzultací zvolena 4 mm pro vysokotlaký okruh a 3,2 mm pro okruh nízkotlaký. Vnější průměr D se volí u přehříváků a ekonomizérů ze tří nejčastěji používaných rozměrů (31,8 mm; 33,7 mm a 38 mm) a u výparníků je zvolen průměr 57 mm. Vnitřní průměr trubek d se dopočítává.

U žebrování je volena tloušťka žeber t_z , která byla zvolena 0,8 mm u všech teplosměnných ploch, výška žebra h_z a počet žeber na metr délky trubky n_z . Výška žebra h_z se liší pro ekonomizéry a přehříváky, kde je doporučena hodnota 10-15 mm, a výparníky, kde by měla být v rozmezí 10-19 mm [3]. Vnější průměr žebrované trubky D_z se určí z vnějšího průměru trubky a výšky žebra. Počet žeber na metr délky trubky n_z se uvažuje v rozmezí od 150 do 250 žeber na metr, přičemž je kladen důraz na to, aby tato hodnota byla co nejvyšší. Rozteč mezi žebry s_z je převrácenou hodnotou počtu žeber na jeden metr délky trubky.

Nejprve je navržena příčná rozteč s_1 , která závisí na mezitrubkové vzdálenosti a (5-15 mm) [3]. Dále se určí počet trubek v jedné podélné řadě n_{tr} . Podélná rozteč s_2 byla zvolena po konzultacích 117 mm pro přehříváky a výparníky a 92 mm pro ekonomizéry [3]. Je důležité dbát na dodržení rychlostí páry w_p . Určí se také velikost průtočné plochy a rychlost spalin w_{sp} .

Pokračuje se určením celkového počtu podélných řad n_{rad} . Zde se vychází ze součinitele přestupu tepla na straně spalin α_{1r} a součinitele přestupu tepla na straně páry α_{2r} (pouze přehříváky). Pomocí metrových povrchů trubek se dopočítá součinitel přestupu tepla k , který je potřebný společně s logaritmickým teplotním spádem Δt_{ln} a navrženým výkonem teplosměnné plochy Q k určení celkové plochy. Z geometrie je následně určena plocha jedné řady. Počet řad se volí jako nejbližší celé číslo. Nakonec je vypočteno skutečné předané teplo Q_{skut} .

Rozdíl mezi navrhovaným výkonem Q a skutečným výkonem Q_{skut} teplosměnné plochy nesmí být větší než 5 %, aby mohla být plocha považována za vhodně navrženou. Ze skutečného předaného tepla je získána skutečná entalpie a následně interpolací z tab. 2.2 skutečná teplota výstupního bodu spalin. Zde by se teplota neměla lišit o více než tři stupně Celsia.

4.1 POUŽITÉ VZORCE PRO VÝPOČET

Vzorce vycházejí z literatury [2].

Součinitel prostupu tepla k :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (4.1)$$

$-\alpha_{1r} \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$ součinitel přestupu tepla ze strany spalin

- $\alpha_{2r} \left[\frac{W}{m^2K} \right]$ součinitel přestupu tepla ze strany páry
- $S_{1m} [m^2]$ celkový vnější povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry
- $S_{2m} [m^2]$ celkový vnitřní povrch jedné jeden metr dlouhé trubky

Součinitel přestupu tepla na straně spalin α_{1r} :

$$\alpha_{1r} = \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K} \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (4.2)$$

- $S_z/S [-]$ podíl výhřevných ploch žeber ku celkové ploše ze strany spalin
- $S_h/S [-]$ podíl volných trubek ku celkové ploše
- $E [-]$ součinitel efektivnosti žebra
- $\mu [-]$ součinitel rozšíření žebra
- $\psi_z [-]$ součinitel nerovnoměrného rozložení přestupu tepla po povrchu žebra
- $\alpha_K \left[\frac{W}{m^2K} \right]$ součinitel přestupu tepla konvekcí
- $\varepsilon \left[\frac{m^2K}{W} \right]$ součinitel znečištění žebra

Podíl výhřevných ploch žeber ku celkové ploše ze strany spalin S_z/S :

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D} \right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D} \right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D} \right)} [-] \quad (4.3)$$

- $s_z [m]$ rozteč žeber
- $t_z [m]$ tloušťka žeber

Podíl volných trubek ku celkové ploše S_h/S :

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} [-] \quad (4.4)$$

Součinitel Beta β :

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} [-] \quad (4.5)$$

- $\lambda_z \left[\frac{W}{mK} \right]$ součinitel tepelné vodivosti žebra

Součinitel přestupu tepla konvekcí α_K :

$$\alpha_K = 0,23 \cdot c_Z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_{\check{z}}} \cdot \left(\frac{D}{s_{\check{z}}}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_{\check{z}}}{s_{\check{z}}}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot s_{\check{z}}}{\nu_{SP}}\right)^{0,65} \left[\frac{W}{m^2 K}\right] \quad (4.6)$$

- $h_{\check{z}}$ [m] výška žebek
- w_{SP} [m/s] rychlost proudění spalin
- λ_{SP} $\left[\frac{W}{mK}\right]$ součinitel tepelné vodivosti spalin
- ν_{SP} [m²/s] součinitel kinematické viskozity spalin
- c_Z [–] opravný koeficient poměrné délky
- φ_σ [–] součinitel poměrných roztečí

Součinitel poměrných roztečí φ_σ :

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} [-] \quad (4.7)$$

- σ_1 [–] poměrná příčná rozteč trubek
- σ'_2 [–] poměrná úhlopříčná rozteč trubek

Poměrná příčná rozteč trubek σ_1 :

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} \quad (4.8)$$

Poměrná úhlopříčná rozteč trubek σ'_2 :

$$\sigma'_2 = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} \quad (4.9)$$

Celkový vnější povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry S_{1m} :

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_{\check{z}} \cdot t_{\check{z}}) + n_{\check{z}} \cdot S_{1\check{z}} [m^2] \quad (4.10)$$

– $S_{1\check{z}}$ [m²] povrch jednoho žebra

Povrch jednoho žebra $S_{1\check{z}}$:

$$S_{1\check{z}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_{\check{z}}^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_{\check{z}} \cdot t_{\check{z}} [m^2] \quad (4.11)$$

Celkový vnitřní povrch jedné jeden metr dlouhé trubky S_{2m} :

$$S_{2m} = \pi \cdot d \text{ [m}^2\text{]} \quad (4.12)$$

Součinitel přestupu tepla na straně páry α_{2r} :

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_e} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_e}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (4.13)$$

- d_e [m] ekvivalentní průměr
- w_p [m/s] rychlost proudění páry
- ν_p [m²/s] součinitel kinematické viskozity páry
- Pr [–] Prandltovo číslo
- c_t [–] součinitel zohledňující teplotu proudu a stěny
- c_l [–] součinitel zohledňující poměrnou délku
- c_m [–] součinitel zohledňující mezikruží

Střední logaritmický teplotní spád Δt_{ln} :

$$\Delta t_{LN} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \right)} \text{ [K]} \quad (4.14)$$

- Δt_1 [K] rozdíl teplot mezi vstupem a výstupem vody/páry
- Δt_2 [K] rozdíl teplot mezi výstupem spalin a vstupem vody/páry

Vnější teplosměnná plocha S_{SP} :

$$S_{SP} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{LN}} \text{ [m}^2\text{]} \quad (4.15)$$

- Q [W] teplo předané v dané teplosměnné ploše

Plocha jedné řady trubek $S_{řad}$:

$$S_{řad} = l \cdot S_{1m} \cdot n_{tr} \text{ [m}^2\text{]} \quad (4.16)$$

- n_{tr} [–] počet trubek v jedné podélné řadě
- l [–] výška spalinového kanálu

Počet řad $n_{řad}$:

$$n_{řad} = \frac{S_{SP}}{S_{řad}} \text{ [–]} \quad (4.17)$$

4.2 NÁVRH VÝHŘEVNÉ PLOCHY PŘEHŘÍVÁKU VP2

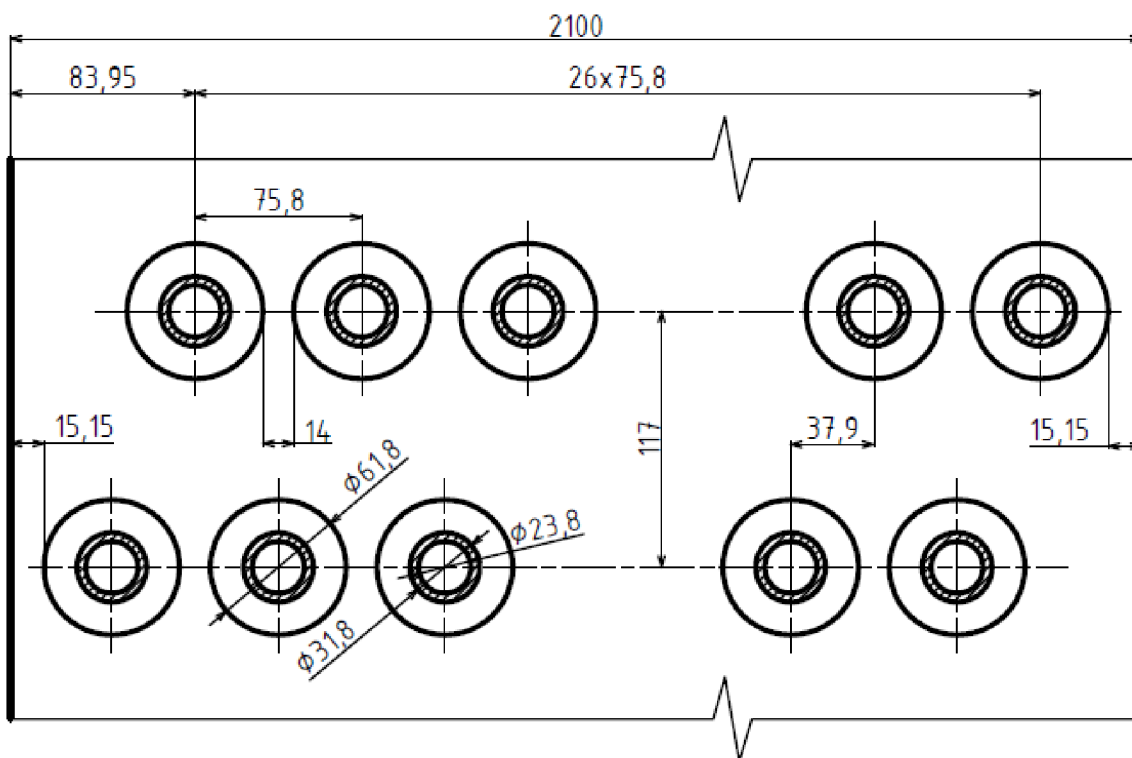
Hodnoty vypočtené v následujících kapitolách, pokud není v textu uvedeno jinak, souvisí výhradně s přehřívákem VP2.

4.2.1 NÁVRH ROZMĚRŮ TRUBEK A ŽEBER U PŘEHŘÍVÁKU VP2

Tyto rozměry byly navrženy v předchozí kapitole 3 společně s návrhem spalínového kanálu. Hodnoty jsou uvedeny v Tab. 3.1.

4.2.2 USPOŘÁDÁNÍ TRUBEK V PŘEHŘÍVÁKU VP2

Na Obr. 4.1 je vidět rozložení trubek ve spalínovém kanálu v přehříváku VP2.



Obr. 4.1 Uspořádání trubek ve spalínovém kanálu přehřívák VP2

4.2.3 VÝPOČET SOUČINITELE PŘESTUPU TEPLA ZE STRANY SPALIN U PŘEHŘÍVÁKU VP2

Vypočítá se ze vzorce (4.2), ale nejprve je nutné dopočítat následující hodnoty.

Podíl výhřevných ploch žebér ku celkové ploše ze strany spalín S_z/S :

$$\frac{S_{\dot{z}}}{S} = \frac{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_{\dot{z}}}{D} - \frac{t_{\dot{z}}}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{61,8}{31,8}\right)^2 - 1}{\left(\frac{61,8}{31,8}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{4,08}{31,8} - \frac{0,8}{31,8}\right)} = 0,93081$$

Podíl volných trubek ku celkové ploše S_h/S :

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_{\dot{z}}}{S} = 1 - 0,93081 = 0,06919$$

Střední teplota spalin T_{AB} :

$$T_{AB} = \frac{T_A + T_B}{2} = \frac{550 + 521,46}{2} = 535,73 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} a součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} :

K určení těchto součinitelů byla využita tabulka hodnot z literatury [2]. Do Tab. 4.1 a Tab. 4.2 byly dopočítány interpolací hodnoty pro zadanou vlhkost spalin 8,1 %.

Vzor výpočtu hodnoty tepelné vodivosti pro spaliny s vlhkostí 8,1% při teplotě 100 °C:

$$\lambda_{SP} = 30,5 + (8,1 - 5) \cdot \frac{31,2 - 30,5}{10 - 5} = 30,93 \frac{W}{mK}$$

Výpočet součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} pro teplotu T_{AB} :

$$\lambda_{SP} = 64,00 + (535,73 - 500) \cdot \frac{72,17 - 64,00}{600 - 500} \cdot 10^{-3} = 0,06692 \frac{W}{mK}$$

Tab. 4.1 Hodnoty součinitele tepelné vodivosti spalin $\lambda_{SP} \cdot 10^{-3}$

Teplota [°C]	Obsah H ₂ O v procentech		
	5	8,1	10
0	22,5	22,62	22,7
100	30,5	30,93	31,2
200	38,7	39,38	39,8
300	46,4	47,45	48,1
400	54,3	55,73	56,6
500	62,2	64,00	65,1
600	70	72,17	73,5

Výpočet součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} pro teplotu T_{AB} :

$$\nu_{SP} = 75,65 + (535,73 - 500) \cdot \frac{92,76 - 75,65}{600 - 500} \cdot 10^{-6} = 8,17674 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Tab. 4.2 Hodnoty součinitele kinematické viskozity spalín $\nu_{SP} \cdot 10^{-6}$

Teplota [°C]	Obsah H ₂ O v procentech		
	5	8,1	10
0	12,2	12,2	12,2
100	21,3	21,42	21,5
200	31,8	32,42	32,8
300	45	45,5	45,8
400	59,2	59,94	60,4
500	74,6	75,65	76,3
600	91,4	92,76	93,6

Poměrná příčná rozteč trubek σ_1 :

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{75,8}{31,8} = 2,3836$$

Poměrná úhlopříčná rozteč trubek σ'_2 :

$$\sigma'_2 = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{75,8}{2}\right)^2 + 117^2}}{31,8} = 3,8675$$

Součinitel poměrných roztečí φ_σ :

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{2,3836 - 1}{3,8675 - 1} = 0,4825$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí α_K :

Součinitel pro přehříváky c_Z byl po konzultacích zvolen $c_Z = 0,95$.

$$\begin{aligned} \alpha_K &= 0,23 \cdot c_Z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot s_z}{\nu_{SP}}\right)^{0,65} = \\ &= 0,23 \cdot 0,95 \cdot 0,4825^{0,2} \cdot \frac{0,06692}{0,00408} \cdot \left(\frac{0,0318}{0,00408}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,00408}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{9,97 \cdot 0,00408}{8,18 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} = \\ \alpha_K &= 48,23 \frac{W}{m^2 K} \end{aligned}$$

Součinitel Beta β :

Pro kruhová žebra je součinitel $\psi_z = 0,85$.

Pro všechna žebra je součinitel $\lambda_z = 40 \frac{W}{mK}$.

Pro plynné palivo a žebrované trubky je $\varepsilon = 0,0045$.

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 48,23}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 48,23)}} = 46,508$$

Součinitel efektivity žebra E :

Hodnota součinitele E se odečte z grafu na straně 114 v literatuře [2].

$$\frac{D_z}{D} = \frac{61,8}{31,8} = 1,94$$

$$\beta \cdot h_z = 46,508 \cdot 0,015 = 0,70$$

$$E = 0,83$$

(odečteno z grafu)

Součinitel přestupu tepla na straně spalin α_{1r} :

Pro žebra s konstantním průměrem je $\mu = 1$.

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

$$= [0,93081 \cdot 0,83 \cdot 1 + 0,06919] \cdot \frac{0,85 \cdot 48,23}{1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 48,23} = 29,13 \frac{W}{m^2K}$$

4.2.4 VÝPOČET SOUČINITELE PŘESTUPU TEPLA ZE STRANY PÁRY U PŘEHŘÍVÁKU VP2

Pomocí programu X-steam se stanoví pro střední teplotu a tlak páry součinitel tepelné vodivosti páry λ_p , součinitel dynamické viskozity páry μ_p a Prandltovo číslo Pr.

$$t_{12} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{480 + 386,82}{2} = 433,41 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{12} = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{8 + 8,1}{2} = 8,05 \text{ MPa}$$

$$\lambda_p = 0,066533 \frac{W}{mK} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

$$\mu_p = 2,59 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

$$\text{Pr} = 1,028835 \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

Součinitel kinematické viskozity páry ν_p :

$$\nu_p = \mu_p \cdot \nu_{12} = 2,59 \cdot 10^{-5} \cdot 0,036703 = 9,51 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

Součinitel přestupu tepla ze strany páry α_{2r} :

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m$$

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{0,066533}{0,0238} \cdot \left(\frac{15,95 \cdot 0,0238}{9,51 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,028835^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1968,21 \frac{W}{m^2K}$$

4.2.5 VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA U PŘEHŘÍVÁKU VP2

Povrch jednoho žebra $S_{1ž}$:

$$S_{1ž} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_{ž}^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_{ž} \cdot t_{ž} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,0618^2 - 0,0318^2)}{4} + \pi \cdot 0,0618 \cdot 0,0008$$

$$S_{1ž} = 0,00457 m^2$$

Celkový vnější povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry S_{1m} :

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_{ž} \cdot t_{ž}) + n_{ž} \cdot S_{1ž} = \pi \cdot 0,0318 \cdot (1 - 245 \cdot 0,0008) + 245 \cdot 0,00457$$

$$S_{1m} = 1,19902 m^2$$

Celkový vnitřní povrch jedné jeden metr dlouhé trubky S_{2m} :

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0238 = 0,07477 m^2$$

Součinitel prostupu tepla k :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} = \frac{1}{\frac{1}{29,13} + \frac{1}{1968,21} \cdot \frac{1,19902}{0,07477}} = 23,543 \frac{W}{m^2K}$$

4.2.6 POČET ŘAD V PŘEHŘÍVÁKU VP2

Rozdíly teplot pro výpočet středního logaritmického spádu:

$$\Delta t_1 = T_A - t_1 = 550 - 480 = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T_B - t_2 = 521,46 - 386,82 = 134,64 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední logaritmický teplotní spád Δt_{ln} :

$$\Delta t_{LN} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \right)} = \frac{70 - 134,64}{\ln \left(\frac{70}{134,64} \right)} = 98,82 \text{ } K$$

Vnější teplosměnná plocha S_{SP} :

$$S_{SP} = \frac{Q_{VP2}}{k \cdot \Delta t_{LN}} = \frac{1305000}{23,543 \cdot 98,82} = 560,91 \text{ m}^2$$

Počet řad $n_{řad}$:

$$n_{řad} = \frac{S_{SP}}{l \cdot S_{1m} \cdot n_{tr}} = \frac{560,91}{8,7 \cdot 1,19902 \cdot 27} = 1,992$$

Počet řad musí být celé číslo, proto $n_{řad} = 2$.

4.2.7 SKUTEČNÉ TEPLA PŘEDANÉ V PŘEHŘÍVÁKU VP2

Skutečná vnější teplosměnná plocha S_{SP}^{SKUT} :

$$S_{SP}^{SKUT} = n_{řad} \cdot n_{tr} \cdot l \cdot S_{1m} = 2 \cdot 27 \cdot 8,7 \cdot 1,19902 = 563,30 \text{ m}^2$$

Skutečné teplo předané v přehříváku VP2 Q_{VP2}^{SKUT} :

$$Q_{VP2}^{SKUT} = k \cdot S_{SP}^{SKUT} \cdot \Delta t_{LN} = 23,543 \cdot 563,30 \cdot 98,82 = 1310,56 \text{ kW}$$

Kontrola:

Poměrný rozdíl tepel nesmí překročit 5 %.

$$\Delta Q = \left| \frac{Q_{VP2}^{SKUT} - Q_{VP2}}{Q_{VP2}^{SKUT}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1310,56 - 1305}{1310,56} \right| \cdot 100 = 0,425 \%$$

Podmínka byla splněna. Výpočet vyhovuje.

4.2.8 SKUTEČNÁ TEPLOTA A ENTALPIE SPALIN V BODĚ B

Skutečné parametry v bodě B (spaliny):

$$I_B^{SKUT} = I_A - \frac{Q_{VP2}^{SKUT}}{M_{SP}(1 - z_S)} = 760,85 - \frac{1310,56}{31,71 \cdot (1 - 0,004348)} = 719,340 \text{ kJ/m}^3$$

Teplota spalin pro entalpii I_B^{SKUT} je dopočítána interpolací z tab. 2.2.

$$T_B^{SKUT} = 500 + (600 - 500) \frac{(I_B^{SKUT} - I_{SP}^{500})}{(I_{SP}^{600} - I_{SP}^{500})} = 500 + 100 \frac{(719,34 - 688,44)}{(833,25 - 688,44)} = 521,34 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kontrola:

Rozdíl teplot nesmí překročit 3 °C.

$$\Delta T = |T_B^{SKUT} - T_B| = |521,34 - 521,46| = 0,12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

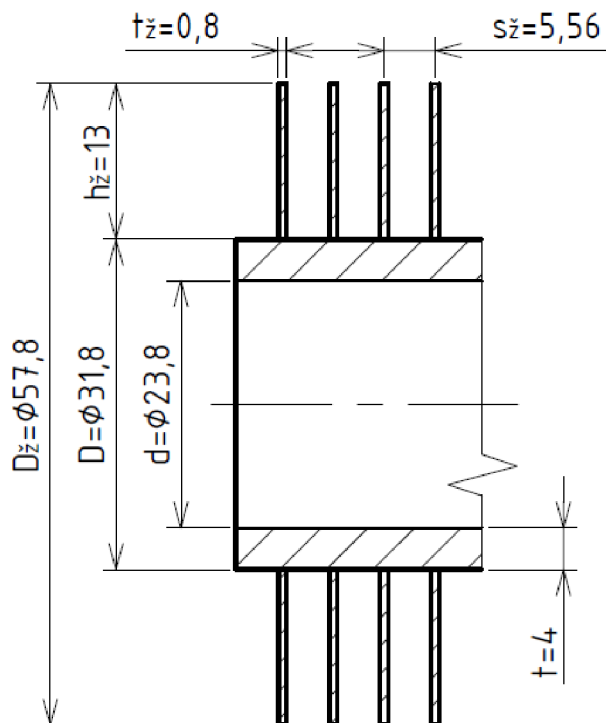
Podmínka byla splněna. Výpočet vyhovuje.

4.3 NÁVRH VÝHŘEVNÉ PLOCHY PŘEHŘÍVÁKU VP1

Vypočtené hodnoty uvedené v následujících kapitolách, pokud není uvedeno jinak, se vztahují pouze k přehříváku VP1. Rozměry žebrovaných trubek jsou uvedeny v Tab. 4.3 a zjednodušená geometrie trubky je zobrazena na Obr. 4.2.

Tab. 4.3 Rozměry žebrovaných trubek přehřívák VP1

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	31,8	mm
Tloušťka trubky	t	4	mm
Vnitřní průměr trubky	d	23,8	mm
Výška žeber	h_z	13	mm
Tloušťka žeber	t_z	0,8	mm
Vnější průměr žeber	D_z	57,8	mm
Rozteč žeber	s_z	5,56	mm
Počet žeber na metr trubky	n_z	180	1/m



Obr. 4.2 Rozměry žebrovaných trubek přehřívák VP1

4.3.1 POČET TRUBEK V JEDNÉ PODÉLNÉ ŘADĚ PŘEHŘIVÁK VP1

Rozteče u přehříváku VP1:

Nejprve je důležité vypočítat příčnou rozteč s_1 , kde je třeba zvolit mezitrubkovou vzdálenost v rozmezí 5-15 mm, a zvolit podélnou rozteč s_2 .

$$a = 14 \text{ mm} \quad (\text{volená hodnota})$$

$$s_2 = 117 \text{ mm} \quad (\text{volená hodnota})$$

$$s_1 = D_{\bar{z}} + a = 57,8 + 15 = 72,8 \text{ mm}$$

Počet trubek v jedné řadě:

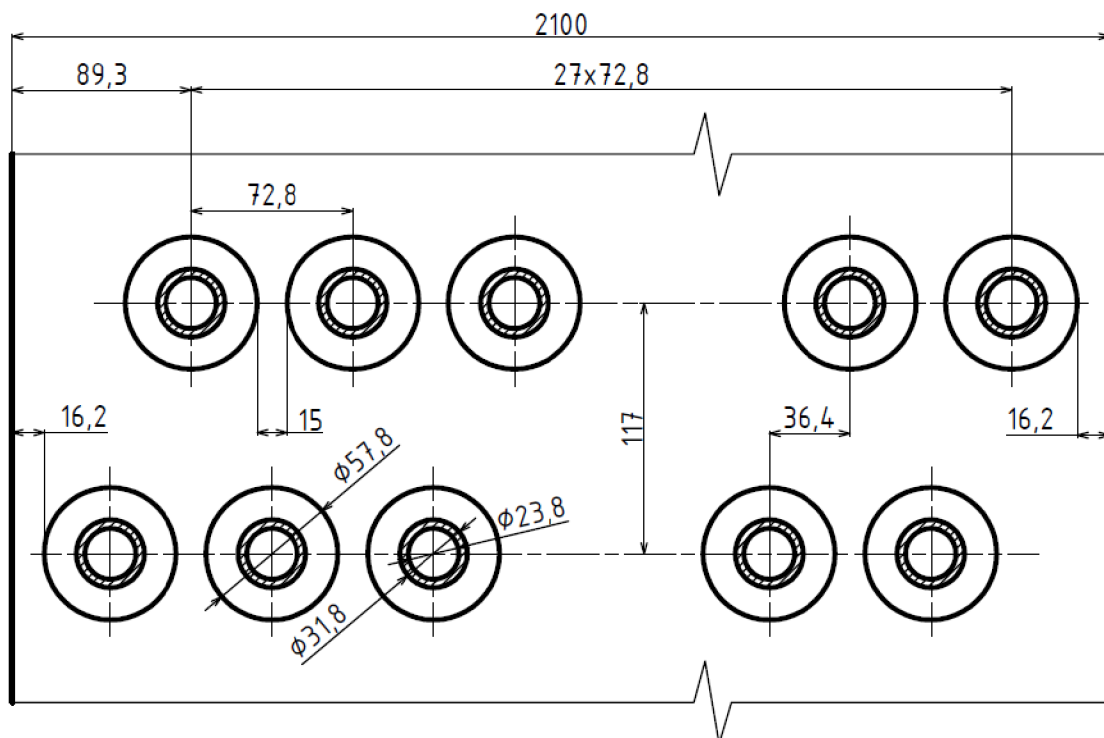
Upravením vzorce (3.3) je získán vztah pro určení počtu trubek v jedné podélné řadě.

$$n_{tr} = \frac{\check{s}}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{2,1}{0,0728} - \frac{1}{2} = 28,35$$

Skutečný počet trubek v jedné podélné řadě je zvolen $n_{tr} = 28$.

4.3.2 USPOŘÁDÁNÍ TRUBEK V PŘEHŘIVÁKU VP1

Obr. 4.3 znázorňuje rozložení trubek ve spalinovém kanálu v přehříváku VP1.



Obr. 4.3 Uspořádání trubek ve spalinovém kanálu přehříváku VP1

4.3.3 RYCHLOST PROUDĚNÍ CHLADÍČÍHO MÉDIA V PŘEHŘÍVÁKU VP1

Nejprve je nutné spočítat střední měrný objem páry.

Střední měrný objem páry v přehříváku VP1:

Je dán střední hodnotou teploty a tlaku páry v přehříváku VP1.

$$t_{34} = \frac{t_3 + t_4}{2} = \frac{441,3 + 297,17}{2} = 369,24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{34} = \frac{p_3 + p_4}{2} = \frac{8,1 + 8,25}{2} = 8,175 \text{ MPa}$$

$$v_{34} = 0,030935 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

Skutečná rychlost páry v přehříváku VP1:

Vypočítá se dosazením vzorce (3.2) do vzorce (3.1). Její hodnota by měla být v rozmezí 12-25 m/s.

$$w_P = \frac{\dot{M}_{PV} \cdot v_{34}}{S_P} = \frac{4 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot 0,95 \cdot v_{34}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot 5,22 \cdot 0,95 \cdot 0,030935}{\pi \cdot 0,0238^2 \cdot 28} = 12,32 \text{ m/s}$$

4.3.4 OBJEMOVÝ PRŮTOK SPALIN V PŘEHŘÍVÁKU VP1

Pro výpočet skutečného objemového průtoku spalin je nutné dopočítat teplotu a entalpii v bodě C.

Parametry v bodě C (spaliny):

$$I_C = I_B - \frac{Q_{VP1}}{\dot{M}_{SPV} \cdot (1 - z_S)} = 719,34 - \frac{2450,79}{31,71 \cdot (1 - 0,004348)} = 641,71 \text{ kJ/m}^3.$$

Teplota spalin pro entalpii I_C je dopočítána interpolací z Tab. 2.2.

$$T_C = 400 + (500 - 400) \cdot \frac{(I_C - I_{SP}^{400})}{(I_{SP}^{500} - I_{SP}^{400})} = 400 + (500 - 400) \cdot \frac{(641,71 - 543,86)}{(688,44 - 543,86)} =$$

$$T_C = 467,68 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin:

$$T_{BC} = \frac{T_B + T_C}{2} = \frac{521,34 + 467,68}{2} = 494,51 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Skutečný objemový průtok spalin:

$$\dot{M}_{SPV}^{SKUT} = \dot{M}_{SPV} \cdot \frac{T_{BC} + 273,15}{273,15} = 31,71 \cdot \frac{521,46 + 273,15}{273,15} = 89,118 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

4.3.5 RYCHLOST SPALIN V PŘEHŘÍVÁKU VP1**Skutečný průřez spalinového kanálu:**

$$S_{KAN} = \check{s} \cdot l - l \cdot D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_{\check{z}} \cdot t_{\check{z}} \cdot l \cdot n_{\check{z}} \cdot n_{tr} =$$

$$= 2,1 \cdot 8,7 - 8,7 \cdot 0,0318 \cdot 28 - 2 \cdot 0,013 \cdot 0,0008 \cdot 8,7 \cdot 180 \cdot 28 = 9,612 \text{ m}^2$$

Skutečná rychlost spalin:

Vypočítá se ze skutečného objemového průtoku a skutečného průřezu spalinového kanálu.

$$w_{SP} = \frac{\dot{M}_{SPV}^{SKUT}}{S_{KAN}} = \frac{89,118}{9,612} = 9,27 \text{ m/s}$$

4.3.6 VÝPOČET SOUČINITELE PŘESTUPU TEPLA ZE STRANY SPALIN U PŘEHŘÍVÁKU VP1

Vypočítá se ze vzorce (4.2), ale nejprve je nutné dopočítat následující hodnoty.

Podíl výhřevných ploch žebek k celkové ploše ze strany spalin $S_{\check{z}}/S$:

$$\frac{S_{\check{z}}}{S} = \frac{\left(\frac{D_{\check{z}}}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_{\check{z}}}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_{\check{z}}}{D} - \frac{t_{\check{z}}}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{57,8}{31,8}\right)^2 - 1}{\left(\frac{57,8}{31,8}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{5,56}{31,8} - \frac{0,8}{31,8}\right)} = 0,88509$$

Podíl volných trubek ku celkové ploše S_h/S :

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_{\check{z}}}{S} = 1 - 0,88509 = 0,11491$$

Součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} a součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} :

Jsou určeny interpolací z Tab. 4.1 a Tab. 4.2.

Výpočet součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} pro teplotu T_{BC} :

$$\lambda_{SP} = 55,73 + (494,51 - 400) \cdot \frac{64,00 - 55,73}{500 - 400} \cdot 10^{-3} = 0,06354 \frac{W}{mK}$$

Výpočet součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} pro teplotu T_{BC} :

$$\nu_{SP} = 59,94 + (494,51 - 400) \cdot \frac{75,65 - 59,94}{500 - 400} \cdot 10^{-6} = 7,47915 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Poměrná příčná rozteč trubek σ_1 :

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{72,8}{31,8} = 2,2893$$

Poměrná úhlopříčná rozteč trubek σ'_2 :

$$\sigma'_2 = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{72,8}{2}\right)^2 + 117^2}}{31,8} = 3,8532$$

Součinitel poměrných roztečí φ_σ :

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{2,2893 - 1}{3,8532 - 1} = 0,4519$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí α_K :

Součinitel pro přehříváky c_Z byl po konzultacích zvolen $c_Z = 0,95$.

$$\begin{aligned} \alpha_K &= 0,23 \cdot c_Z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot s_z}{v_{SP}}\right)^{0,65} = \\ &= 0,23 \cdot 0,95 \cdot 0,4519^{0,2} \cdot \frac{0,06354}{0,00556} \cdot \left(\frac{0,0318}{0,00556}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,013}{0,00556}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{9,27 \cdot 0,00556}{7,48 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} = \\ \alpha_K &= 51,60 \frac{W}{m^2K} \end{aligned}$$

Součinitel Beta β :

Pro kruhová žebra je součinitel $\psi_z = 0,85$.

Pro všechna žebra je součinitel $\lambda_z = 40 \frac{W}{mK}$.

Pro plynné palivo a žebrované trubky je $\varepsilon = 0,0045$.

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 51,60}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 51,60)}} = 47,849$$

Součinitel efektivity žebra E :

Hodnota součinitele E se odečte z grafu na straně 114 v literatuře [2].

$$\frac{D_z}{D} = \frac{57,8}{31,8} = 1,82$$

$$\beta \cdot h_z = 47,849 \cdot 0,013 = 0,62$$

$$E = 0,87$$

(odečteno z grafu)

Součinitel přestupu tepla na straně spalín α_{1r} :

Pro žebra s konstantním průměrem je $\mu = 1$.

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

$$= [0,88509 \cdot 0,83 \cdot 1 + 0,11491] \cdot \frac{0,85 \cdot 51,60}{1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 51,60} = 32,42 \frac{W}{m^2K}$$

4.3.7 VÝPOČET SOUČINITELE PŘESTUPU TEPLA ZE STRANY PÁRY U PŘEHŘÍVÁKU VP1

Pomocí programu X-steam se stanoví pro střední teplotu a tlak páry součinitel tepelné vodivosti páry λ_p , součinitel dynamické viskozity páry μ_p a Prandltovo číslo Pr.

$$t_{34} = \frac{t_3 + t_4}{2} = \frac{441,3 + 297,17}{2} = 369,24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{34} = \frac{p_3 + p_4}{2} = \frac{8,1 + 8,25}{2} = 8,175 \text{ MPa}$$

$$\lambda_p = 0,062381 \frac{W}{mK} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

$$\mu_p = 2,30 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

$$\text{Pr} = 1,143544 \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

Součinitel kinematické viskozity páry ν_p :

$$\nu_p = \mu_p \cdot \nu_{34} = 2,30 \cdot 10^{-5} \cdot 0,030935 = 7,12 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

Součinitel přestupu tepla ze strany páry α_{2r} :

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m$$

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{0,062381}{0,0238} \cdot \left(\frac{12,32 \cdot 0,0238}{7,12 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,143544^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1974,10 \frac{W}{m^2K}$$

4.3.8 VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA U PŘEHŘÍVÁKU VP1

Povrch jednoho žebra S_{1z} :

$$S_{1z} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot t_z = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,0578^2 - 0,0318^2)}{4} + \pi \cdot 0,0578 \cdot 0,0008$$

$$S_{1z} = 0,00380 \text{ m}^2$$

Celkový vnější povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry S_{1m} :

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot S_{1z} = \pi \cdot 0,0318 \cdot (1 - 180 \cdot 0,0008) + 180 \cdot 0,00380$$

$$S_{1m} = 0,77034 \text{ m}^2$$

Celkový vnitřní povrch jedné jeden metr dlouhé trubky S_{2m} :

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0238 = 0,07477 \text{ m}^2$$

Součinitel prostupu tepla k :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} = \frac{1}{\frac{1}{32,42} + \frac{1}{1974,10} \cdot \frac{0,77034}{0,07477}} = 27,727 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

4.3.9 POČET ŘAD V PŘEHŘÍVÁKU VP1

Rozdíly teplot pro výpočet středního logaritmického spádu:

$$\Delta t_1 = T_B - t_3 = 521,34 - 441,3 = 80,04 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T_C - t_4 = 467,68 - 297,17 = 170,51 \text{ }^\circ\text{C}$$

Střední logaritmický teplotní spád Δt_{ln} :

$$\Delta t_{LN} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{80,04 - 170,51}{\ln\left(\frac{80,04}{170,51}\right)} = 119,63 \text{ K}$$

Vnější teplosměnná plocha S_{SP} :

$$S_{SP} = \frac{Q_{VP1}}{k \cdot \Delta t_{LN}} = \frac{2450787}{27,727 \cdot 119,63} = 738,890 \text{ m}^2$$

Počet řad $n_{řad}$:

$$n_{řad} = \frac{S_{SP}}{l \cdot S_{1m} \cdot n_{tr}} = \frac{738,890}{8,7 \cdot 0,77034 \cdot 28} = 3,937$$

Počet řad musí být celé číslo, proto $n_{řad} = 4$.

4.3.10 SKUTEČNÉ TEPLO PŘEDANÉ V PŘEHŘÍVÁKU VP1

Skutečná vnější teplosměnná plocha S_{SP}^{SKUT} :

$$S_{SP}^{SKUT} = n_{řad} \cdot n_{tr} \cdot l \cdot S_{1m} = 4 \cdot 28 \cdot 8,7 \cdot 0,77034 = 738,89 \text{ m}^2$$

Skutečné teplo předané v přehříváku VP1 Q_{VP1}^{SKUT} :

$$Q_{VP1}^{SKUT} = k \cdot S_{SP}^{SKUT} \cdot \Delta t_{LN} = 27,727 \cdot 738,89 \cdot 119,63 = 2489,70 \text{ kW}$$

Kontrola:

Poměrný rozdíl tepel nesmí překročit 5 %.

$$\Delta Q = \left| \frac{Q_{VP1}^{SKUT} - Q_{VP1}}{Q_{VP1}^{SKUT}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{2489,70 - 2450,787}{2489,70} \right| \cdot 100 = 1,56 \%$$

Podmínka byla splněna. Výpočet vyhovuje.

4.3.11 SKUTEČNÁ TEPLOTA A ENTALPIE SPALIN V BODĚ C**Skutečné parametry v bodě C (spaliny):**

$$I_C^{SKUT} = I_B - \frac{Q_{VP1}^{SKUT}}{\dot{M}_{SPV}(1 - z_S)} = 719,340 - \frac{2489,70}{31,71 \cdot (1 - 0,004348)} = 640,482 \text{ kJ/m}^3$$

Teplota spalin pro entalpii I_C^{SKUT} je dopočítána interpolací z tab. 2.2.

$$T_C^{SKUT} = 400 + (500 - 400) \frac{(I_C^{SKUT} - I_{SP}^{500})}{(I_{SP}^{600} - I_{SP}^{500})} = 400 + 100 \frac{(640,48 - 543,86)}{(688,44 - 543,86)} = 466,83 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kontrola:

Rozdíl teplot nesmí překročit 3 °C.

$$\Delta T = |T_C^{SKUT} - T_C| = |466,83 - 467,68| = 0,85 \text{ } ^\circ\text{C}$$

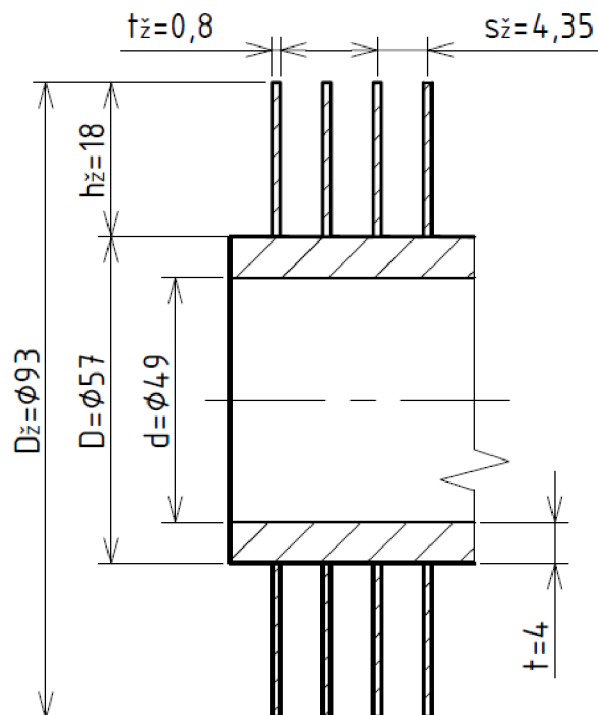
Podmínka byla splněna. Výpočet vyhovuje.

4.4 NÁVRH VÝHŘEVNÉ PLOCHY VÝPARNÍKU VV

Vypočtené hodnoty uvedené v následujících kapitolách, pokud není uvedeno jinak, se vztahují pouze k výparníku VV. Rozměry žebrovaných trubek jsou uvedeny v Tab. 4.4 a zjednodušená geometrie trubky je zobrazena na Obr. 4.4. Při výpočtu výparníku se nedopočítává rychlost proudění chladicího média a součinitel přestupu tepla ze strany chladicího média je zanedbán.

Tab. 4.4 Rozměry žebrovaných trubek výparník VV

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	57	mm
Tloušťka trubky	t	4	mm
Vnitřní průměr trubky	d	49	mm
Výška žeber	h_z	18	mm
Tloušťka žeber	t_z	0,8	mm
Vnější průměr žeber	D_z	93	mm
Rozteč žeber	s_z	4,35	mm
Počet žeber na metr trubky	n_z	230	1/m



Obr. 4.4 Rozměry žebrovaných trubek výparník VV

4.4.1 POČET TRUBEK V JEDNÉ PODÉLNÉ ŘADĚ VÝPARNÍKU VV

Rozteče u výparníku VV:

Nejprve je důležité vypočítat příčnou rozteč s_1 , kde je třeba zvolit mezitrubkovou vzdálenost v rozmezí 5-15 mm, a zvolit podélnou rozteč s_2 .

$$a = 9 \text{ mm} \quad (\text{volená hodnota})$$

$$s_2 = 117 \text{ mm} \quad (\text{volená hodnota})$$

$$s_1 = D_z + a = 93 + 9 = 102 \text{ mm}$$

Počet trubek v jedné řadě:

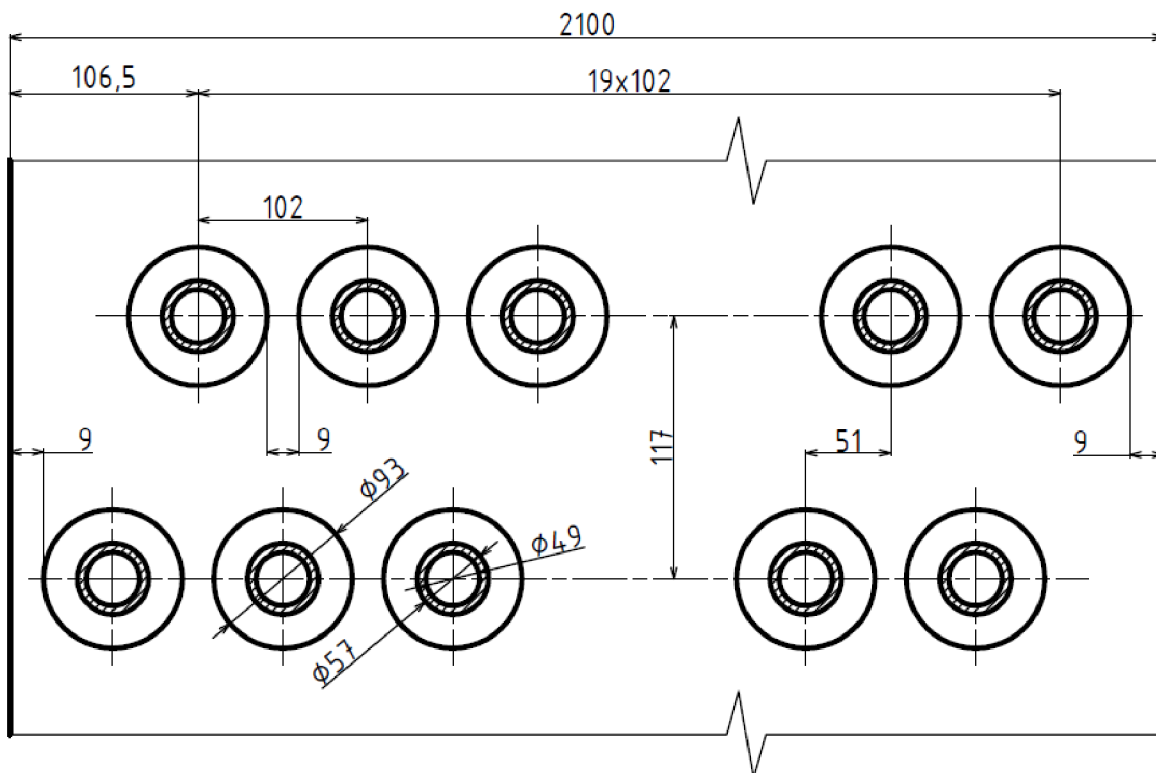
Upravením vzorce (3.3) je získán vztah pro určení počtu trubek v jedné podélné řadě.

$$n_{tr} = \frac{\check{s}}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{2,1}{0,102} - \frac{1}{2} = 20,09$$

Skutečný počet trubek v jedné podélné řadě je zvolen $n_{tr} = 20$.

4.4.2 USPOŘÁDÁNÍ TRUBEK VE VÝPARNÍKU VV

Obr. 4.5 znázorňuje rozložení trubek ve spalinovém kanálu ve výparníku VV.



Obr. 4.5 Uspořádání trubek ve spalinovém kanálu výparník VV

4.4.3 OBJEMOVÝ PRŮTOK SPALIN VE VÝPARNÍKU VV

Pro výpočet skutečného objemového průtoku spalin je nutné dopočítat teplotu a entalpii v bodě D.

Parametry v bodě D (spaliny):

$$I_D = I_C - \frac{Q_{VV}}{\dot{M}_{SPV} \cdot (1 - z_S)} = 640,482 - \frac{7209,394}{31,71 \cdot (1 - 0,004348)} = 412,14 \text{ kJ/m}^3.$$

Teplota spalin pro entalpii I_D je dopočítána interpolací z Tab. 2.2.

$$T_D = 300 + (400 - 300) \cdot \frac{(I_D - I_{SP}^{300})}{(I_{SP}^{400} - I_{SP}^{300})} = 300 + (400 - 300) \cdot \frac{(412,14 - 403,55)}{(543,86 - 403,55)} =$$

$$T_D = 306,12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin:

$$T_{CD} = \frac{T_C + T_D}{2} = \frac{466,83 + 306,12}{2} = 386,48 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Skutečný objemový průtok spalin:

$$\dot{M}_{SPV}^{SKUT} = \dot{M}_{SPV} \cdot \frac{T_{CD} + 273,15}{273,15} = 31,71 \cdot \frac{386,48 + 273,15}{273,15} = 76,576 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

4.4.4 RYCHLOST SPALIN VE VÝPARNÍKU VV

Skutečný průřez spalinového kanálu:

$$\begin{aligned} S_{KAN} &= \check{s} \cdot l - l \cdot D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_{\check{z}} \cdot t_{\check{z}} \cdot l \cdot n_{\check{z}} \cdot n_{tr} = \\ &= 2,1 \cdot 8,7 - 8,7 \cdot 0,057 \cdot 20 - 2 \cdot 0,018 \cdot 0,0008 \cdot 8,7 \cdot 230 \cdot 20 = 7,199 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Skutečná rychlost spalin:

Vypočítá se ze skutečného objemového průtoku a skutečného průřezu spalinového kanálu.

$$w_{SP} = \frac{\dot{M}_{SPV}^{SKUT}}{S_{KAN}} = \frac{76,576}{7,199} = 10,64 \text{ m/s}$$

4.4.5 VÝPOČET SOUČINITELE PŘESTUPU TEPLA ZE STRANY SPALIN U VÝPARNÍKU VV

Vypočítá se ze vzorce (4.2), ale nejprve je nutné dopočítat následující hodnoty.

Podíl výhřevných ploch žebek k celkové ploše ze strany spalin S_z/S :

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{93}{57}\right)^2 - 1}{\left(\frac{93}{57}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{4,35}{57} - \frac{0,8}{57}\right)} = 0,93032$$

Podíl volných trubek ku celkové ploše S_h/S :

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,93032 = 0,06968$$

Součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} a součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} :

Jsou určeny interpolací s Tab. 4.1 a Tab. 4.2.

Výpočet součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} pro teplotu T_{CD} :

$$\lambda_{SP} = 47,45 + (386,48 - 300) \cdot \frac{55,73 - 47,45}{400 - 300} \cdot 10^{-3} = 0,05461 \frac{W}{mK}$$

Výpočet součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} pro teplotu T_{CD} :

$$\nu_{SP} = 45,50 + (386,48 - 300) \cdot \frac{59,94 - 45,50}{400 - 300} \cdot 10^{-6} = 5,79906 \cdot 10^{-5} m^2/s$$

Poměrná příčná rozteč trubek σ_1 :

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{102}{57} = 1,7895$$

Poměrná úhlopříčná rozteč trubek σ'_2 :

$$\sigma'_2 = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{102}{2}\right)^2 + 117^2}}{57} = 2,2392$$

Součinitel poměrných roztečí φ_σ :

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{1,7895 - 1}{2,2392 - 1} = 0,6371$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí α_K :

Součinitel pro výparníky c_z byl po konzultacích zvolen $c_z = 1$.

$$\begin{aligned}\alpha_K &= 0,23 \cdot c_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{S_{\dot{z}}} \cdot \left(\frac{D}{S_{\dot{z}}}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_{\dot{z}}}{S_{\dot{z}}}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot S_{\dot{z}}}{v_{SP}}\right)^{0,65} = \\ &= 0,23 \cdot 1 \cdot 0,6371^{0,2} \cdot \frac{0,05461}{0,00435} \cdot \left(\frac{0,057}{0,00435}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,018}{0,00435}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{10,64 \cdot 0,00435}{5,80 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} = \\ \alpha_K &= 41,47 \frac{W}{m^2K}\end{aligned}$$

Součinitel Beta β :

Pro kruhová žebra je součinitel $\psi_{\dot{z}} = 0,85$.

Pro všechna žebra je součinitel $\lambda_{\dot{z}} = 40 \frac{W}{mK}$.

Pro plynné palivo a žebrované trubky je $\varepsilon = 0,0045$.

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_K}{t_{\dot{z}} \cdot \lambda_{\dot{z}} \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 41,47}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 41,47)}} = 43,608$$

Součinitel efektivity žebra E :

Hodnota součinitele E se odečte z grafu na straně 114 v literatuře [2].

$$\frac{D_{\dot{z}}}{D} = \frac{93}{57} = 1,63$$

$$\beta \cdot h_{\dot{z}} = 43,608 \cdot 0,018 = 0,78$$

$$E = 0,81$$

(odečteno z grafu)

Součinitel přestupu tepla na straně spalin α_{1r} :

Pro žebra s konstantním průměrem je $\mu = 1$.

$$\begin{aligned}\alpha_{1r} &= \left[\frac{S_{\dot{z}}}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_K} = \\ &= [0,93032 \cdot 0,81 \cdot 1 + 0,06968] \cdot \frac{0,85 \cdot 41,47}{1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 41,47} = 25,048 \frac{W}{m^2K}\end{aligned}$$

4.4.6 VÝPOČET SOUČiniteLE PROSTUPU TEPLA U VÝPARNÍKU VV

U výparníků a ekonomizérů se součinitel přestupu tepla ze strany páry zanedbává, neboť jeho hodnota je velmi vysoká a zlomek $\frac{1}{\alpha_{2r}}$ ze vzorce (4.1) se tudíž blíží nule. Součinitel prostupu tepla se vypočítá následovně.

Součinitel prostupu tepla k :

$$k = \alpha_{1r} = 25,048 \frac{W}{m^2K}$$

Povrch jednoho žebra $S_{1ž}$:

$$S_{1ž} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_{ž}^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_{ž} \cdot t_{ž} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,093^2 - 0,057^2)}{4} + \pi \cdot 0,093 \cdot 0,0008$$

$$S_{1ž} = 0,00872 \text{ m}^2$$

Celkový vnější povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry S_{1m} :

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_{ž} \cdot t_{ž}) + n_{ž} \cdot S_{1ž} = \pi \cdot 0,057 \cdot (1 - 230 \cdot 0,0008) + 230 \cdot 0,00872$$

$$S_{1m} = 2,15081 \text{ m}^2$$

Celkový vnitřní povrch jedné jeden metr dlouhé trubky S_{2m} :

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,049 = 0,15394 \text{ m}^2$$

4.4.7 POČET ŘAD VE VÝPARNÍKU VV

Rozdíly teplot pro výpočet středního logaritmického spádu:

$$\Delta t_1 = T_C - t_4 = 466,83 - 297,17 = 169,66 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T_D - t_5 = 306,12 - 297,17 = 8,95 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední logaritmický teplotní spád Δt_{ln} :

$$\Delta t_{LN} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{169,66 - 8,95}{\ln\left(\frac{169,66}{8,95}\right)} = 54,62 \text{ K}$$

Vnější teplosměnná plocha S_{SP} :

$$S_{SP} = \frac{Q_{VV}}{k \cdot \Delta t_{LN}} = \frac{7209394}{25,048 \cdot 54,62} = 5269,184 \text{ m}^2$$

Počet řad $n_{řad}$:

$$n_{řad} = \frac{S_{SP}}{l \cdot S_{1m} \cdot n_{tr}} = \frac{5269,184}{8,7 \cdot 2,15081 \cdot 20} = 14,08$$

Počet řad musí být celé číslo, proto $n_{řad} = 14$.

4.4.8 SKUTEČNÉ TEPLA PŘEDANÉ VE VÝPARNÍKU VV

Skutečná vnější teplosměnná plocha S_{SP}^{SKUT} :

$$S_{SP}^{SKUT} = n_{řad} \cdot n_{tr} \cdot l \cdot S_{1m} = 14 \cdot 20 \cdot 8,7 \cdot 2,15081 = 5239,373 \text{ m}^2$$

Skutečné teplo předané ve výparníku VV Q_{VV}^{SKUT} :

$$Q_{VV}^{SKUT} = k \cdot S_{SP}^{SKUT} \cdot \Delta t_{LN} = 25,048 \cdot 5239,373 \cdot 54,62 = 7168,606 \text{ kW}$$

Kontrola:

Poměrný rozdíl tepel nesmí překročit 5 %.

$$\Delta Q = \left| \frac{Q_{VV}^{SKUT} - Q_{VV}}{Q_{VV}^{SKUT}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{7168,606 - 7209,394}{7168,606} \right| \cdot 100 = 0,57 \%$$

Podmínka byla splněna. Výpočet vyhovuje.

4.4.9 SKUTEČNÁ TEPLOTA A ENTALPIE SPALIN V BODĚ D

Skutečné parametry v bodě D (spaliny):

$$I_D^{SKUT} = I_C - \frac{Q_{VV}^{SKUT}}{\dot{M}_{SPV}(1 - z_S)} = 640,482 - \frac{7168,606}{31,71 \cdot (1 - 0,004348)} = 413,427 \text{ kJ/m}^3$$

Teplota spalin pro entalpii I_D^{SKUT} je dopočítána interpolací z tab. 2.2.

$$T_D^{SKUT} = 300 + (400 - 300) \frac{(I_D^{SKUT} - I_{SP}^{300})}{(I_{SP}^{400} - I_{SP}^{300})} = 300 + 100 \frac{(413,43 - 403,55)}{(543,86 - 403,55)} = 307,04 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kontrola:

Rozdíl teplot nesmí překročit 3 °C.

$$\Delta T = |T_D^{SKUT} - T_D| = |307,04 - 306,12| = 0,92 \text{ } ^\circ\text{C}$$

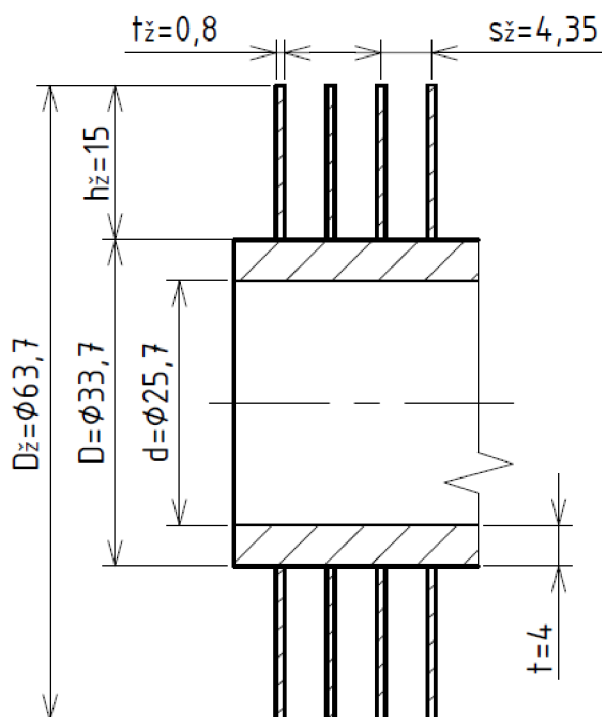
Podmínka byla splněna. Výpočet vyhovuje.

4.5 NÁVRH VÝHŘEVNÉ PLOCHY EKONOMIZÉRU VE3

Vypočtené hodnoty uvedené v následujících kapitolách, pokud není uvedeno jinak, se vztahují pouze k ekonomizéru VE3. Rozměry žebrovaných trubek jsou uvedeny v Tab. 4.5 a zjednodušená geometrie trubky je zobrazena na Obr. 4.6.

Tab. 4.5 Rozměry žebrovaných trubek ekonomizér VE3

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	33,7	mm
Tloušťka trubky	t	4	mm
Vnitřní průměr trubky	d	25,7	mm
Výška žeber	h_z	15	mm
Tloušťka žeber	t_z	0,8	mm
Vnější průměr žeber	D_z	63,7	mm
Rozteč žeber	s_z	4,35	mm
Počet žeber na metr trubky	n_z	230	1/m



Obr. 4.6 Rozměry žebrovaných trubek ekonomizér VE3

4.5.1 POČET TRUBEK V JEDNÉ PODÉLNÉ ŘADĚ EKONOMIZÉR VE3

Rozteče u ekonomizéru VE3:

Nejprve je důležité vypočítat příčnou rozteč s_1 , kde je třeba zvolit mezitrubkovou vzdálenost v rozmezí 5-15 mm, a zvolit podélnou rozteč s_2 .

$$a = 9,9 \text{ mm} \quad (\text{volená hodnota})$$

$$s_2 = 92 \text{ mm} \quad (\text{volená hodnota})$$

$$s_1 = D_{\bar{z}} + a = 63,7 + 9,9 = 73,6 \text{ mm}$$

Počet trubek v jedné řadě:

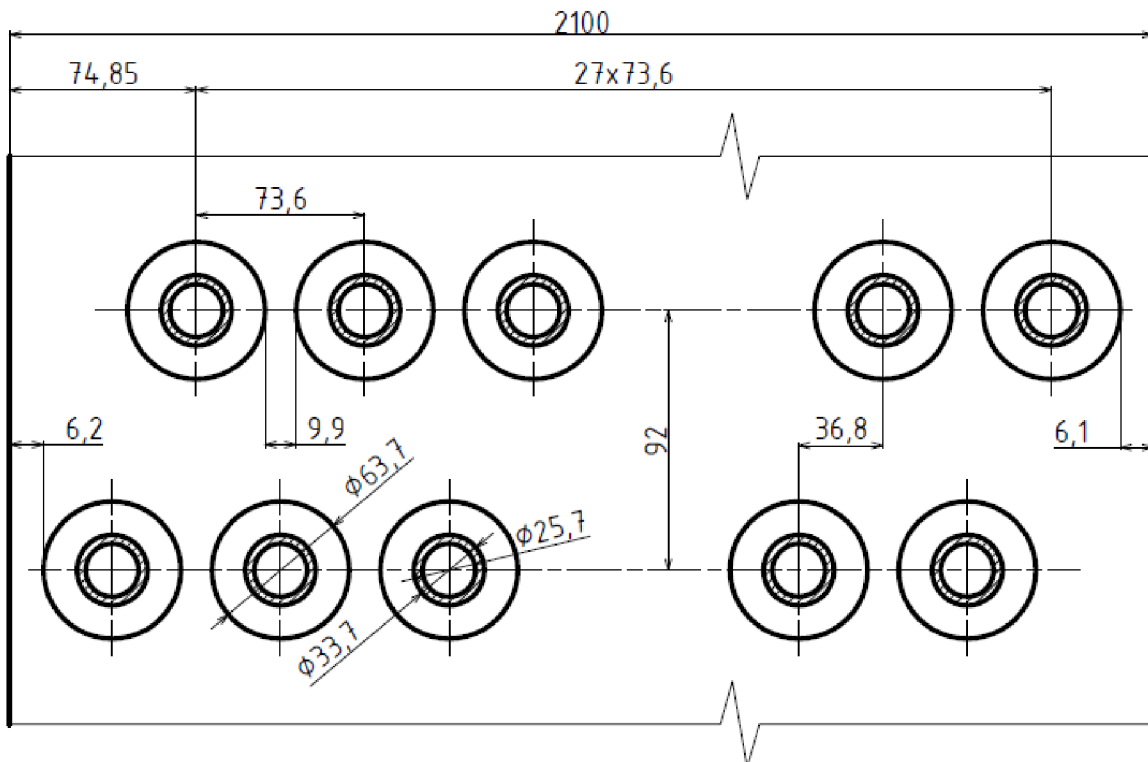
Upravením vzorce (3.3) je získán vztah pro určení počtu trubek v jedné podélné řadě.

$$n_{tr} = \frac{\check{s}}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{2,1}{0,0736} - \frac{1}{2} = 28,03$$

Skutečný počet trubek v jedné podélné řadě je zvolen $n_{tr} = 28$.

4.5.2 USPOŘÁDÁNÍ TRUBEK V EKONOMIZÉRU VE3

Obr. 4.7 znázorňuje rozložení trubek ve spalinovém kanálu v ekonomizéru VE3.



Obr. 4.7 Uspořádání trubek ve spalinovém kanálu ekonomizér VE3

4.5.3 RYCHLOST PROUDĚNÍ CHLADÍČÍHO MÉDIA V EKONOMIZÉRU VE3

Nejprve je nutné spočítat střední měrný objem proudící vody.

Střední měrný objem vody v ekonomizéru VE3:

Je dán střední hodnotou teploty a tlaku chladícího média v ekonomizéru VE3.

$$t_{67} = \frac{t_6 + t_7}{2} = \frac{292,17 + 222}{2} = 257,09 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{67} = \frac{p_6 + p_7}{2} = \frac{8,25 + 8,45}{2} = 8,35 \text{ MPa}$$

$$v_{67} = 0,001261 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

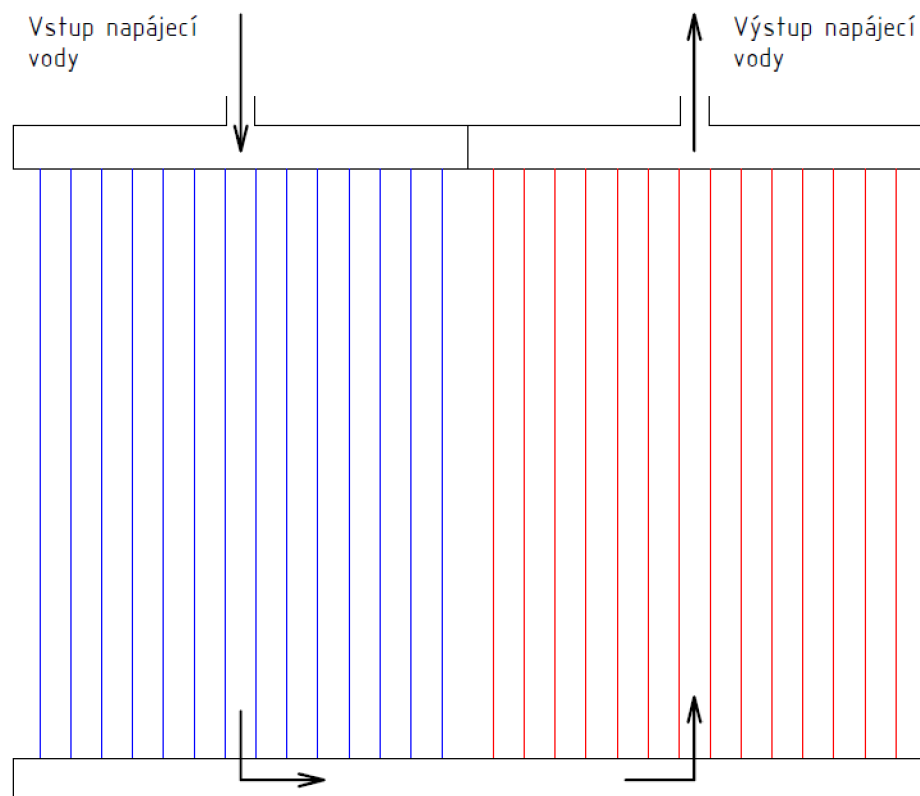
Skutečná rychlost proudění vody v ekonomizéru VE3:

Vypočítá se dosazením vzorce (3.2) do vzorce (3.1). Její hodnota by měla být v rozmezí 0,5-1,5 m/s.

$$w_P = \frac{\dot{M}_{PV} \cdot v_{67}}{S_P} = \frac{4 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot 0,95 \cdot v_{67}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot 5,22 \cdot 0,95 \cdot 0,001261}{\pi \cdot 0,0257^2 \cdot 28} = 0,43 \text{ m/s}$$

Tato rychlost proudění vody nevyhovuje požadované hodnotě, proto je nutné, aby byla rozváděcí komora rozdělena na dvě části, viz. Obr. 4.8. Tímto je dosažena dvojnásobná rychlost proudění, protože voda bude proudit nejprve jednou polovinou trubek a poté druhou.

$$w_P = 2 \cdot 0,43 = 0,86 \text{ m/s}$$



Obr. 4.8 Schéma rozdělení ekonomizéru VE3

4.5.4 OBJEMOVÝ PRŮTOK SPALIN V EKONOMIZÉRU VE3

Pro výpočet skutečného objemového průtoku spalin je nutné dopočítat teplotu a entalpii v bodě E.

Parametry v bodě E (spaliny):

$$I_E = I_D - \frac{Q_{VE3}}{\dot{M}_{SPV} \cdot (1 - z_S)} = 413,427 - \frac{1718,294}{31,71 \cdot (1 - 0,004348)} = 359 \text{ kJ/m}^3.$$

Teplota spalin pro entalpii I_E je dopočítána interpolací z tab. 2.2.

$$T_E = 200 + (300 - 200) \cdot \frac{(I_E - I_{SP}^{200})}{(I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200})} = 200 + (300 - 200) \cdot \frac{(359 - 266,68)}{(403,55 - 266,68)} =$$

$$T_E = 267,45 \text{ }^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin:

$$T_{DE} = \frac{T_D + T_E}{2} = \frac{307,04 + 267,45}{2} = 287,24 \text{ }^\circ\text{C}$$

Skutečný objemový průtok spalin:

$$\dot{M}_{SPV}^{SKUT} = \dot{M}_{SPV} \cdot \frac{T_{DE} + 273,15}{273,15} = 31,71 \cdot \frac{287,24 + 273,15}{273,15} = 65,056 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

4.5.5 RYCHLOST SPALIN V EKONOMIZÉRU VE3

Skutečný průřez spalinového kanálu:

$$S_{KAN} = \check{s} \cdot l - l \cdot D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_{\check{z}} \cdot t_{\check{z}} \cdot l \cdot n_{\check{z}} \cdot n_{tr} =$$

$$= 2,1 \cdot 8,7 - 8,7 \cdot 0,0337 \cdot 28 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,0008 \cdot 8,7 \cdot 230 \cdot 28 = 8,716 \text{ m}^2$$

Skutečná rychlost spalin:

Vypočítá se ze skutečného objemového průtoku a skutečného průřezu spalinového kanálu.

$$w_{SP} = \frac{\dot{M}_{SPV}^{SKUT}}{S_{KAN}} = \frac{65,056}{8,716} = 7,46 \text{ m/s}$$

4.5.6 VÝPOČET SOUČINITELE PŘESTUPU TEPLA ZE STRANY SPALIN U EKONOMIZÉRU VE3

Vypočítá se ze vzorce (4.2), ale nejprve je nutné dopočítat následující hodnoty.

Podíl výhřevných ploch žebek k celkové ploše ze strany spalin S_z/S :

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{63,7}{33,7}\right)^2 - 1}{\left(\frac{63,7}{33,7}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{4,35}{33,7} - \frac{0,8}{33,7}\right)} = 0,92435$$

Podíl volných trubek k celkové ploše S_h/S :

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,92435 = 0,07565$$

Součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} a součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} :

Jsou určeny interpolací s Tab. 4.1 a Tab. 4.2.

Výpočet součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} pro teplotu T_{DE} :

$$\lambda_{SP} = 39,38 + (287,24 - 200) \cdot \frac{47,45 - 39,38}{300 - 200} \cdot 10^{-3} = 0,04642 \frac{W}{mK}$$

Výpočet součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} pro teplotu T_{DE} :

$$\nu_{SP} = 32,42 + (287,24 - 200) \cdot \frac{45,50 - 32,42}{300 - 200} \cdot 10^{-6} = 4,3828 \cdot 10^{-5} m^2/s$$

Poměrná příčná rozteč trubek σ_1 :

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{73,6}{33,7} = 2,1840$$

Poměrná úhlopříčná rozteč trubek σ'_2 :

$$\sigma'_2 = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{73,6}{2}\right)^2 + 92^2}}{33,7} = 2,9403$$

Součinitel poměrných roztečí φ_σ :

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{2,1840 - 1}{2,9403 - 1} = 0,6102$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí α_K :

Součinitel pro ekonomizéry c_Z byl po konzultacích zvolen $c_Z = 0,95$.

$$\begin{aligned} \alpha_K &= 0,23 \cdot c_Z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot s_z}{v_{SP}}\right)^{0,65} = \\ &= 0,23 \cdot 0,95 \cdot 0,6102^{0,2} \cdot \frac{0,04642}{0,00435} \cdot \left(\frac{0,0337}{0,00435}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,00435}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{7,46 \cdot 0,00435}{4,38 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} = \\ \alpha_K &= 43,116 \frac{W}{m^2K} \end{aligned}$$

Součinitel Beta β :

Pro kruhová žebra je součinitel $\psi_z = 0,85$.

Pro všechna žebra je součinitel $\lambda_z = 40 \frac{W}{mK}$.

Pro plynné palivo a žebrované trubky je $\varepsilon = 0,0045$.

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 43,116}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 43,116)}} = 44,343$$

Součinitel efektivity žebra E :

Hodnota součinitele E se odečte z grafu na straně 114 v literatuře [2].

$$\frac{D_z}{D} = \frac{63,7}{33,7} = 1,89$$

$$\beta \cdot h_z = 44,343 \cdot 0,015 = 0,67$$

$$E = 0,86$$

(odečteno z grafu)

Součinitel přestupu tepla na straně spalin α_{1r} :

Pro žebra s konstantním průměrem je $\mu = 1$.

$$\begin{aligned} \alpha_{1r} &= \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K} = \\ &= [0,92435 \cdot 0,86 \cdot 1 + 0,07565] \cdot \frac{0,85 \cdot 43,116}{1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 43,116} = 27,389 \frac{W}{m^2K} \end{aligned}$$

4.5.7 VÝPOČET SOUČiniteLE PROSTUPU TEPLA U EKONOMIZÉRU VE3

U výparníků a ekonomizérů se součinitel přestupu tepla ze strany páry zanedbává, neboť jeho hodnota je velmi vysoká a zlomek $\frac{1}{\alpha_{2r}}$ ze vzorce (4.1) se tudíž blíží nule. Součinitel prostupu tepla se vypočítá následovně.

Součinitel prostupu tepla k :

$$k = \alpha_{1r} = 27,389 \frac{W}{m^2K}$$

Povrch jednoho žebra $S_{1ž}$:

$$S_{1ž} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_{ž}^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_{ž} \cdot t_{ž} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,0637^2 - 0,0337^2)}{4} + \pi \cdot 0,0637 \cdot 0,0008$$

$$S_{1ž} = 0,00475 \text{ m}^2$$

Celkový vnější povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry S_{1m} :

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_{ž} \cdot t_{ž}) + n_{ž} \cdot S_{1ž} = \pi \cdot 0,0337 \cdot (1 - 230 \cdot 0,0008) + 230 \cdot 0,00475$$

$$S_{1m} = 1,17888 \text{ m}^2$$

Celkový vnitřní povrch jedné jeden metr dlouhé trubky S_{2m} :

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0257 = 0,08074 \text{ m}^2$$

4.5.8 POČET ŘAD V EKONOMIZÉRU VE3

Rozdíly teplot pro výpočet středního logaritmického spádu:

$$\Delta t_1 = T_D - t_6 = 307,04 - 292,17 = 14,87 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T_E - t_7 = 267,45 - 222 = 45,45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední logaritmický teplotní spád Δt_{ln} :

$$\Delta t_{LN} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{14,87 - 45,45}{\ln\left(\frac{14,87}{45,45}\right)} = 27,37 \text{ K}$$

Vnější teplosměnná plocha S_{SP} :

$$S_{SP} = \frac{Q_{VE3}}{k \cdot \Delta t_{LN}} = \frac{1718294}{27,389 \cdot 27,37} = 2292,230 \text{ m}^2$$

Počet řad $n_{řad}$:

$$n_{řad} = \frac{S_{SP}}{l \cdot S_{1m} \cdot n_{tr}} = \frac{2292,230}{8,7 \cdot 1,17888 \cdot 28} = 7,982$$

Počet řad musí být celé číslo, proto $n_{řad} = 8$.

4.5.9 SKUTEČNÉ TEPLO PŘEDANÉ V EKONOMIZÉRU VE3**Skutečná vnější teplosměnná plocha S_{SP}^{SKUT} :**

$$S_{SP}^{SKUT} = n_{rad} \cdot n_{tr} \cdot l \cdot S_{1m} = 8 \cdot 28 \cdot 8,7 \cdot 1,17888 = 2297,406 \text{ m}^2$$

Skutečné teplo předané v ekonomizéru VE3 Q_{VE3}^{SKUT} :

$$Q_{VE3}^{SKUT} = k \cdot S_{SP}^{SKUT} \cdot \Delta t_{LN} = 27,389 \cdot 2297,406 \cdot 27,37 = 1722,174 \text{ kW}$$

Kontrola:

Poměrný rozdíl tepel nesmí překročit 5 %.

$$\Delta Q = \left| \frac{Q_{VE3}^{SKUT} - Q_{VE3}}{Q_{VE3}^{SKUT}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1722,174 - 1718,294}{1722,174} \right| \cdot 100 = 0,23 \%$$

Podmínka byla splněna. Výpočet vyhovuje.

4.5.10 SKUTEČNÁ TEPLOTA A ENTALPIE SPALIN V BODĚ E**Skutečné parametry v bodě E (spaliny):**

$$I_E^{SKUT} = I_D - \frac{Q_{VE3}^{SKUT}}{\dot{M}_{SPV}(1 - z_S)} = 413,427 - \frac{1722,174}{31,71 \cdot (1 - 0,004348)} = 358,880 \text{ kJ/m}^3$$

Teplota spalin pro entalpii I_E^{SKUT} je dopočítána interpolací z tab. 2.2.

$$T_E^{SKUT} = 200 + (300 - 200) \frac{(I_E^{SKUT} - I_{SP}^{200})}{(I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200})} = 200 + 100 \frac{(358,88 - 266,68)}{(403,55 - 266,68)} = 267,36 \text{ }^\circ\text{C}$$

Kontrola:

Rozdíl teplot nesmí překročit 3 °C.

$$\Delta T = |T_E^{SKUT} - T_E| = |267,36 - 267,45| = 0,09 \text{ }^\circ\text{C}$$

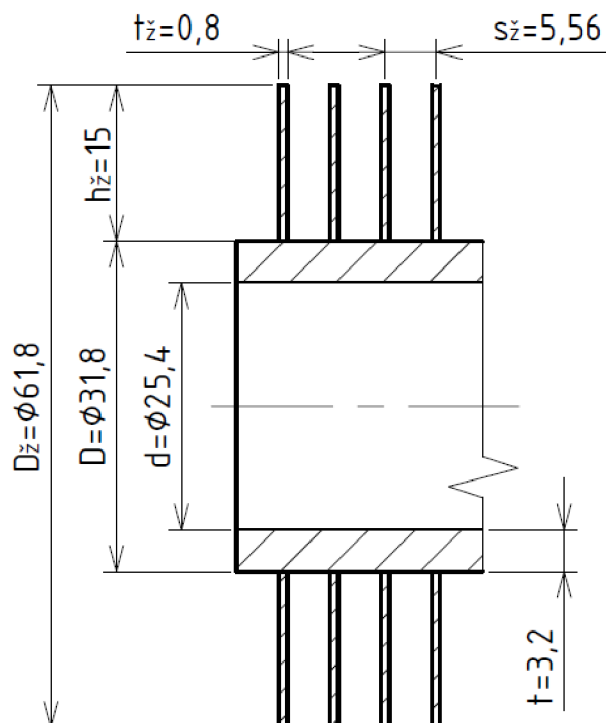
Podmínka byla splněna. Výpočet vyhovuje.

4.6 NÁVRH VÝHŘEVNÉ PLOCHY PŘEHŘÍVÁKU NP

Vypočtené hodnoty uvedené v následujících kapitolách, pokud není uvedeno jinak, se vztahují pouze k přehříváku NP a k nízkotlakému okruhu. Rozměry žebrovaných trubek jsou uvedeny v Tab. 4.6 a zjednodušená geometrie trubky je zobrazena na Obr. 4.9.

Tab. 4.6 Rozměry žebrovaných trubek přehřívák NP

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	31,8	mm
Tloušťka trubky	t	3,2	mm
Vnitřní průměr trubky	d	25,4	mm
Výška žeber	h_z	15	mm
Tloušťka žeber	t_z	0,8	mm
Vnější průměr žeber	D_z	61,8	mm
Rozteč žeber	s_z	5,56	mm
Počet žeber na metr trubky	n_z	180	1/m



Obr. 4.9 Rozměry žebrovaných trubek přehřívák NP

4.6.1 POČET TRUBEK V JEDNÉ PODÉLNÉ ŘADĚ PŘEHŘIVÁK NP

Rozteče u přehříváku NP:

Nejprve je důležité vypočítat příčnou rozteč s_1 , kde je třeba zvolit mezitrubkovou vzdálenost v rozmezí 5-15 mm, a zvolit podélnou rozteč s_2 .

$$a = 7 \text{ mm} \quad (\text{volená hodnota})$$

$$s_2 = 117 \text{ mm} \quad (\text{volená hodnota})$$

$$s_1 = D_{\bar{z}} + a = 61,8 + 7 = 68,8 \text{ mm}$$

Počet trubek v jedné řadě:

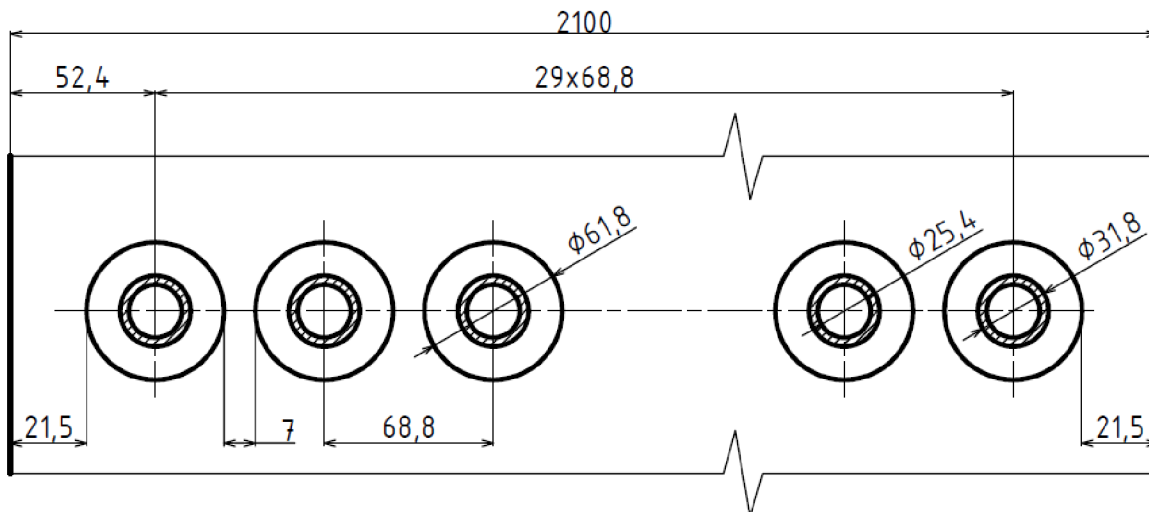
Upravením vzorce (3.3) je získán vztah pro určení počtu trubek v jedné podélné řadě.

$$n_{tr} = \frac{\bar{s}}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{2,1}{0,0688} - \frac{1}{2} = 30,02$$

Skutečný počet trubek v jedné podélné řadě je zvolen $n_{tr} = 30$.

4.6.2 USPOŘÁDÁNÍ V PŘEHŘIVÁKU NP

Obr. 4.10 znázorňuje rozložení trubek ve spalinovém kanálu v přehříváku NP.



Obr. 4.10 Uspořádání trubek ve spalinovém kanálu přehříváku NP

4.6.3 RYCHLOST PROUDĚNÍ CHLADÍCÍHO MÉDIA V PŘEHŘIVÁKU NP

Nejprve je nutné spočítat střední měrný objem páry.

Střední měrný objem páry v přehříváku NP:

Je dán střední hodnotou teploty a tlaku páry v přehříváku NP.

$$t_{12} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{240 + 161,99}{2} = 201 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{12} = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{0,55 + 0,65}{2} = 0,6 \text{ MPa}$$

$$v_{12} = 0,352968 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

Skutečná rychlost páry v přehříváku NP:

Vypočítá se dosazením vzorce (3.2) do vzorce (3.1). Její hodnota by měla být v rozmezí 12-25 m/s.

$$w_P = \frac{\dot{M}_{PN} \cdot v_{12}}{S_P} = \frac{4 \cdot \dot{M}_{PN} \cdot v_{12}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot 1,066 \cdot 0,030935}{\pi \cdot 0,0254^2 \cdot 30} = 24,75 \text{ m/s}$$

4.6.4 OBJEMOVÝ PRŮTOK SPALIN V PŘEHŘÍVÁKU NP

Pro výpočet skutečného objemového průtoku spalín je nutné dopočítat teplotu a entalpii v bodě F.

Parametry v bodě C (spaliny):

$$I_F = I_E - \frac{Q_{NP}}{\dot{M}_{SPV} \cdot (1 - z_S)} = 358,880 - \frac{190,654}{31,71 \cdot (1 - 0,004348)} = 352,84 \text{ kJ/m}^3.$$

Teplota spalín pro entalpii I_F je dopočítána interpolací z Tab. 2.2.

$$T_F = 200 + (300 - 200) \cdot \frac{(I_F - I_{SP}^{200})}{(I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200})} = 200 + (300 - 200) \cdot \frac{(352,84 - 266,68)}{(403,55 - 266,68)} =$$

$$T_F = 262,95 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalín:

$$T_{EF} = \frac{T_E + T_F}{2} = \frac{267,363 + 262,95}{2} = 265,16 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Skutečný objemový průtok spalín:

$$\dot{M}_{SPV}^{SKUT} = \dot{M}_{SPV} \cdot \frac{T_{EF} + 273,15}{273,15} = 31,71 \cdot \frac{265,16 + 273,15}{273,15} = 62,492 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

4.6.5 RYCHLOST SPALIN V PŘEHŘÍVÁKU NP

Skutečný průřez spalínového kanálu:

$$S_{KAN} = \check{s} \cdot l - l \cdot D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_{\check{z}} \cdot t_{\check{z}} \cdot l \cdot n_{\check{z}} \cdot n_{tr} =$$

$$= 2,1 \cdot 8,7 - 8,7 \cdot 0,0318 \cdot 30 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,0008 \cdot 8,7 \cdot 180 \cdot 30 = 8,843 \text{ m}^2$$

Skutečná rychlost spalin:

Vypočítá se ze skutečného objemového průtoku a skutečného průřezu spalinového kanálu.

$$w_{SP} = \frac{\dot{M}_{SPV}^{SKUT}}{S_{KAN}} = \frac{62,492}{8,843} = 7,07 \text{ m/s}$$

4.6.6 VÝPOČET SOUČINITELE PŘESTUPU TEPLA ZE STRANY SPALIN U PŘEHŘÍVÁKU NP

Vypočítá se ze vzorce (4.2), ale nejprve je nutné dopočítat následující hodnoty.

Podíl výhřevných ploch žeber k celkové ploše ze strany spalin $S_{\dot{z}}/S$:

$$\frac{S_{\dot{z}}}{S} = \frac{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_{\dot{z}}}{D} - \frac{t_{\dot{z}}}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{61,8}{31,8}\right)^2 - 1}{\left(\frac{61,8}{31,8}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{5,56}{31,8} - \frac{0,8}{31,8}\right)} = 0,90276$$

Podíl volných trubek k celkové ploše S_h/S :

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_{\dot{z}}}{S} = 1 - 0,90276 = 0,09724$$

Součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} a součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} :

Jsou určeny interpolací s Tab. 4.1 a Tab. 4.2.

Výpočet součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} pro teplotu T_{EF} :

$$\lambda_{SP} = 39,38 + (265,16 - 200) \cdot \frac{47,45 - 39,38}{300 - 200} \cdot 10^{-3} = 0,04464 \frac{W}{mK}$$

Výpočet součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} pro teplotu T_{EF} :

$$\nu_{SP} = 32,42 + (265,16 - 200) \cdot \frac{45,50 - 32,42}{300 - 200} \cdot 10^{-6} = 4,09403 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Poměrná příčná rozteč trubek σ_1 :

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{68,8}{31,8} = 2,1635$$

Poměrná úhlopříčná rozteč trubek σ'_2 :

$$\sigma'_2 = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{68,8}{2}\right)^2 + 117^2}}{31,8} = 3,8350$$

Součinitel poměrných roztečí φ_σ :

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{2,1635 - 1}{3,8350 - 1} = 0,4104$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí α_K :

Součinitel pro přehříváky c_Z byl po konzultacích zvolen $c_Z = 0,95$.

$$\begin{aligned} \alpha_K &= 0,23 \cdot c_Z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{S_{\dot{z}}} \cdot \left(\frac{D}{S_{\dot{z}}}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_{\dot{z}}}{S_{\dot{z}}}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot S_{\dot{z}}}{V_{SP}}\right)^{0,65} = \\ &= 0,23 \cdot 0,95 \cdot 0,4104^{0,2} \cdot \frac{0,04464}{0,00556} \cdot \left(\frac{0,0318}{0,00556}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,00556}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{7,07 \cdot 0,00556}{4,09 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} = \\ \alpha_K &= 43,226 \frac{W}{m^2K} \end{aligned}$$

Součinitel Beta β :

Pro kruhová žebra je součinitel $\psi_{\dot{z}} = 0,85$.

Pro všechna žebra je součinitel $\lambda_{\dot{z}} = 40 \frac{W}{mK}$.

Pro plynné palivo a žebrované trubky je $\varepsilon = 0,0045$.

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_K}{t_{\dot{z}} \cdot \lambda_{\dot{z}} \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 43,226}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 43,226)}} = 44,391$$

Součinitel efektivity žebra E :

Hodnota součinitele E se odečte z grafu na straně 114 v literatuře [2].

$$\frac{D_{\dot{z}}}{D} = \frac{61,8}{31,8} = 1,94$$

$$\beta \cdot h_{\dot{z}} = 44,391 \cdot 0,015 = 0,67$$

$$E = 0,85 \quad (\text{odečteno z grafu})$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin α_{1r} :

Pro žebra s konstantním průměrem je $\mu = 1$.

$$\begin{aligned} \alpha_{1r} &= \left[\frac{S_{\dot{z}}}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_K} = \\ &= [0,90276 \cdot 0,85 \cdot 1 + 0,09724] \cdot \frac{0,85 \cdot 43,226}{1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 43,226} = 27,260 \frac{W}{m^2K} \end{aligned}$$

4.6.7 VÝPOČET SOUČiniteLE PŘESTUPU TEPLA ZE STRANY PÁRY U PŘEHŘÍVÁKU NP

Pomocí programu X-steam se stanoví pro střední teplotu a tlak páry součinitel tepelné vodivosti páry λ_p , součinitel dynamické viskozity páry μ_p a Prandltovo číslo Pr.

$$t_{12} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{240 + 161,99}{2} = 201 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{12} = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{0,55 + 0,65}{2} = 0,6 \text{ MPa}$$

$$\lambda_p = 0,034620 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

$$\mu_p = 1,606 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

$$\text{Pr} = 1,016603 \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

Součinitel kinematické viskozity páry ν_p :

$$\nu_p = \mu_p \cdot \nu_{12} = 1,606 \cdot 10^{-5} \cdot 0,352968 = 5,67 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Součinitel přestupu tepla ze strany páry α_{2r} :

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m$$

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{0,034620}{0,0254} \cdot \left(\frac{24,75 \cdot 0,0254}{5,67 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,016603^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 342,778 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

4.6.8 VÝPOČET SOUČiniteLE PROSTUPU TEPLA U PŘEHŘÍVÁKU NP

Povrch jednoho žebra $S_{1ž}$:

$$S_{1ž} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot t_z = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,0618^2 - 0,0318^2)}{4} + \pi \cdot 0,0618 \cdot 0,0008$$

$$S_{1ž} = 0,00457 \text{ m}^2$$

Celkový vnější povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry S_{1m} :

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot S_{1ž} = \pi \cdot 0,0318 \cdot (1 - 180 \cdot 0,0008) + 180 \cdot 0,00457$$

$$S_{1m} = 0,90742 \text{ m}^2$$

Celkový vnitřní povrch jedné jeden metr dlouhé trubky S_{2m} :

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0254 = 0,07980 \text{ m}^2$$

Součinitel prostupu tepla k :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} = \frac{1}{\frac{1}{27,260} + \frac{1}{342,778} \cdot \frac{0,90742}{0,07980}} = 14,314 \frac{W}{m^2K}$$

4.6.9 POČET ŘAD V PŘEHŘÍVÁKU NP

Rozdíly teplot pro výpočet středního logaritmického spádu:

$$\Delta t_1 = T_E - t_1 = 267,36 - 240 = 27,36 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T_F - t_2 = 262,95 - 161,99 = 100,96 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední logaritmický teplotní spád Δt_{LN} :

$$\Delta t_{LN} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{27,36 - 100,96}{\ln\left(\frac{27,36}{100,96}\right)} = 56,37 \text{ } K$$

Vnější teplosměnná plocha S_{SP} :

$$S_{SP} = \frac{Q_{NP}}{k \cdot \Delta t_{LN}} = \frac{190654}{14,314 \cdot 56,37} = 236,263 \text{ } m^2$$

Počet řad $n_{řad}$:

$$n_{řad} = \frac{S_{SP}}{l \cdot S_{1m} \cdot n_{tr}} = \frac{236,263}{8,7 \cdot 0,90742 \cdot 30} = 0,998$$

Počet řad musí být celé číslo, proto $n_{řad} = 1$.

4.6.10 SKUTEČNÉ TEPLA PŘEDANÉ V PŘEHŘÍVÁKU NP

Skutečná vnější teplosměnná plocha S_{SP}^{SKUT} :

$$S_{SP}^{SKUT} = n_{řad} \cdot n_{tr} \cdot l \cdot S_{1m} = 1 \cdot 30 \cdot 8,7 \cdot 0,90742 = 236,836 \text{ } m^2$$

Skutečné teplo předané v přehříváku NP Q_{NP}^{SKUT} :

$$Q_{NP}^{SKUT} = k \cdot S_{SP}^{SKUT} \cdot \Delta t_{LN} = 14,314 \cdot 236,836 \cdot 56,37 = 191,116 \text{ } kW$$

Kontrola:

Poměrný rozdíl teplot nesmí překročit 5 %.

$$\Delta Q = \left| \frac{Q_{NP}^{SKUT} - Q_{NP}}{Q_{NP}^{SKUT}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{191,116 - 190,654}{191,116} \right| \cdot 100 = 0,242 \text{ } \%$$

Podmínka byla splněna. Výpočet vyhovuje.

4.6.11 SKUTEČNÁ TEPLOTA A ENTALPIE SPALIN V BODĚ F**Skutečné parametry v bodě F (spaliny):**

$$I_F^{SKUT} = I_E - \frac{Q_{NP}^{SKUT}}{\dot{M}_{SPV}(1 - z_S)} = 358,880 - \frac{191,116}{31,71 \cdot (1 - 0,004348)} = 352,827 \text{ kJ/m}^3$$

Teplota spalin pro entalpii I_F^{SKUT} je dopočítána interpolací z tab. 2.2.

$$T_F^{SKUT} = 200 + (300 - 200) \frac{(I_F^{SKUT} - I_{SP}^{200})}{(I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200})} = 200 + 100 \frac{(352,83 - 266,68)}{(403,55 - 266,68)} = 262,94 \text{ }^\circ\text{C}$$

Kontrola:

Rozdíl teplot nesmí překročit 3 °C.

$$\Delta T = |T_F^{SKUT} - T_F| = |262,94 - 262,95| = 0,01 \text{ }^\circ\text{C}$$

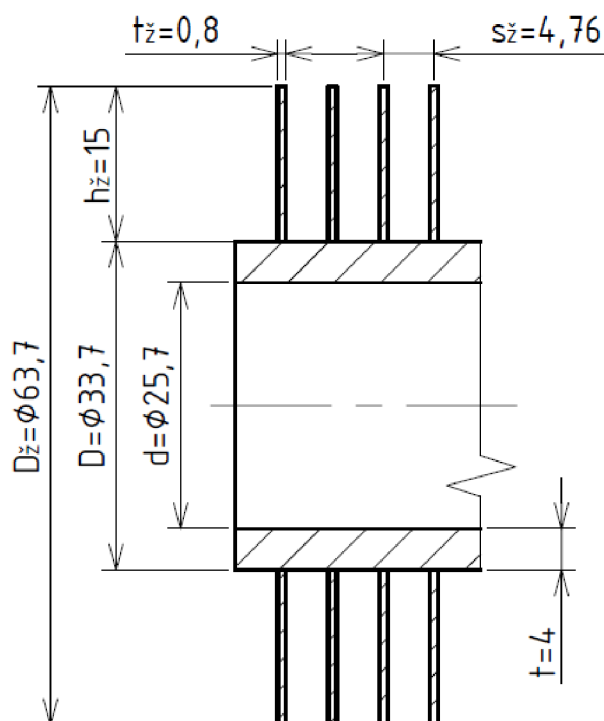
Podmínka byla splněna. Výpočet vyhovuje.

4.7 NÁVRH VÝHŘEVNÉ PLOCHY EKONOMIZÉRU VE2

Vypočtené hodnoty uvedené v následujících kapitolách, pokud není uvedeno jinak, se vztahují pouze k ekonomizéru VE2. Rozměry žebrovaných trubek jsou uvedeny v Tab. 4.7 a zjednodušená geometrie trubky je zobrazena na Obr. 4.11.

Tab. 4.7 Rozměry žebrovaných trubek ekonomizér VE2

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	33,7	mm
Tloušťka trubky	t	4	mm
Vnitřní průměr trubky	d	25,7	mm
Výška žeber	h_z	15	mm
Tloušťka žeber	t_z	0,8	mm
Vnější průměr žeber	D_z	63,7	mm
Rozteč žeber	s_z	4,76	mm
Počet žeber na metr trubky	n_z	210	1/m



Obr. 4.11 Rozměry žebrovaných trubek ekonomizér VE2

4.7.1 POČET TRUBEK V JEDNÉ PODÉLNÉ ŘADĚ EKONOMIZÉR VE2

Rozteče u ekonomizéru VE2:

Nejprve je důležité vypočítat příčnou rozteč s_1 , kde je třeba zvolit mezitrubkovou vzdálenost v rozmezí 5-15 mm, a zvolit podélnou rozteč s_2 .

$$a = 9,9 \text{ mm} \quad (\text{volená hodnota})$$

$$s_2 = 92 \text{ mm} \quad (\text{volená hodnota})$$

$$s_1 = D_{\bar{z}} + a = 63,7 + 9,9 = 73,6 \text{ mm}$$

Počet trubek v jedné řadě:

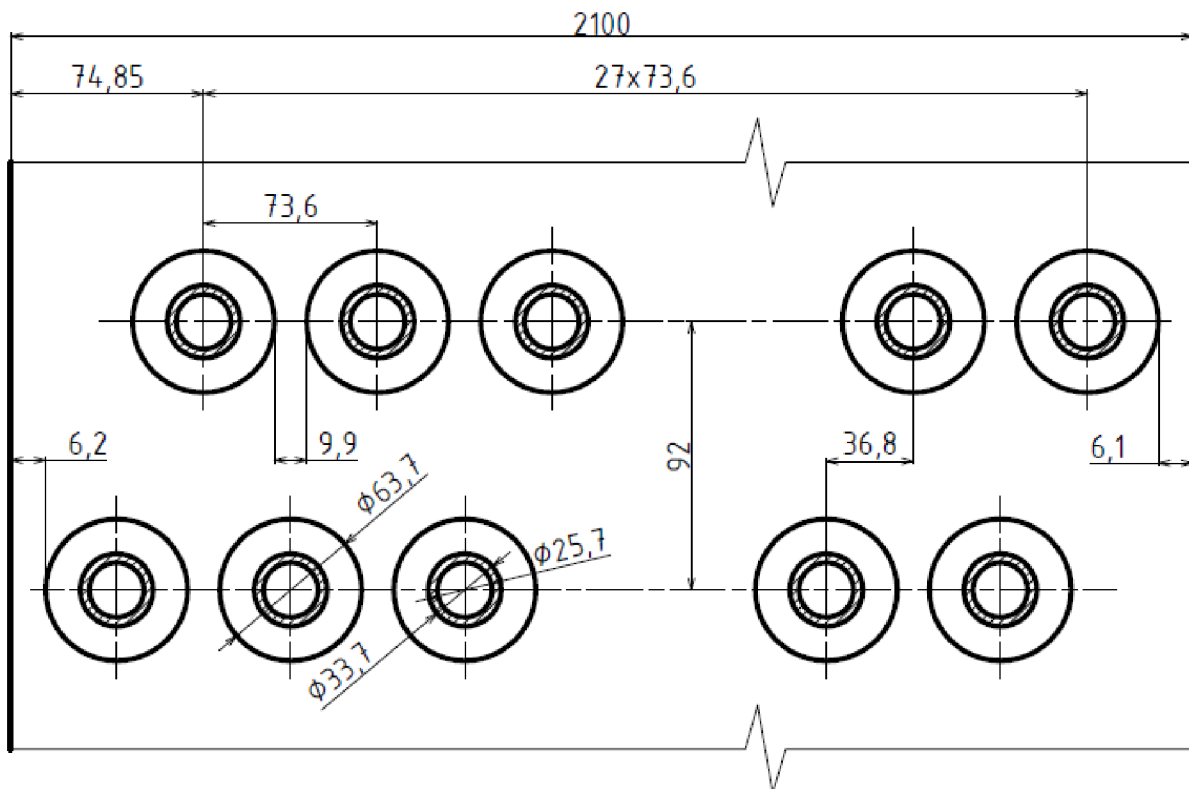
Upravením vzorce (3.3) je získán vztah pro určení počtu trubek v jedné podélné řadě.

$$n_{tr} = \frac{\check{s}}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{2,1}{0,0736} - \frac{1}{2} = 28,03$$

Skutečný počet trubek v jedné podélné řadě je zvolen $n_{tr} = 28$.

4.7.2 USPOŘÁDÁNÍ TRUBEK V EKONOMIZÉRU VE2

Obr. 4.12 znázorňuje rozložení trubek ve spalinovém kanálu v ekonomizéru VE2.



Obr. 4.12 Uspořádání trubek ve spalinovém kanálu ekonomizér VE2

4.7.3 RYCHLOST PROUDĚNÍ CHLADÍČÍHO MÉDIA V EKONOMIZÉRU VE2

Nejprve je nutné spočítat střední měrný objem proudící vody.

Střední měrný objem vody v ekonomizéru VE2:

Je dán střední hodnotou teploty a tlaku chladícího média v ekonomizéru VE2.

$$t_{78} = \frac{t_7 + t_8}{2} = \frac{222 + 145}{2} = 183,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{78} = \frac{p_6 + p_7}{2} = \frac{8,45 + 8,65}{2} = 8,55 \text{ MPa}$$

$$v_{78} = 0,001126 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

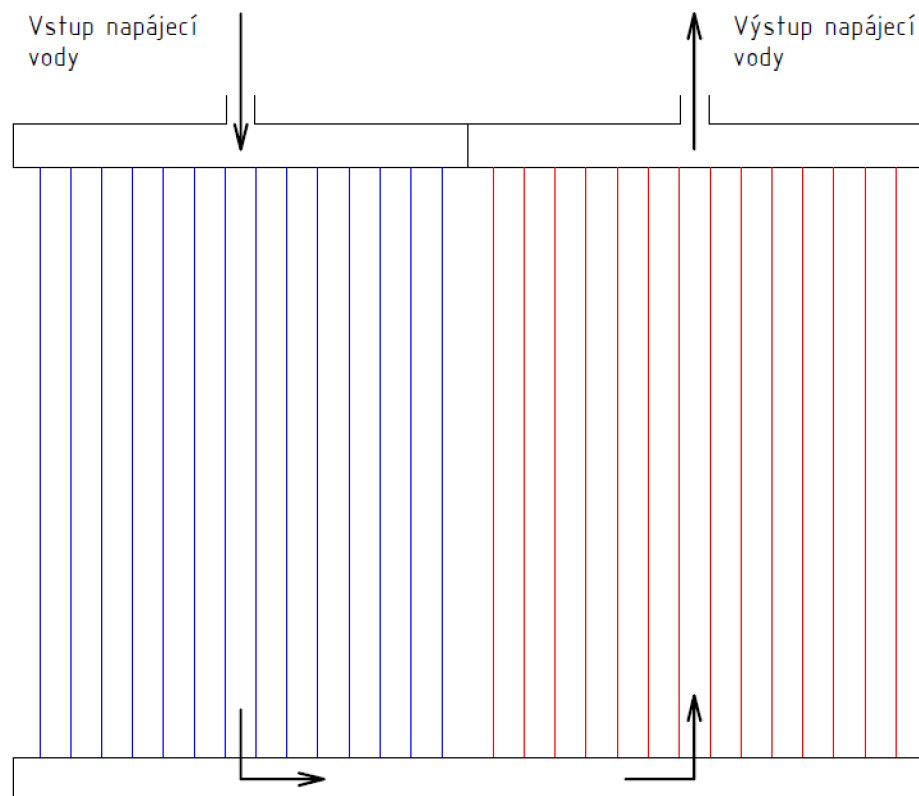
Skutečná rychlost proudění vody v ekonomizéru VE2:

Vypočítá se dosazením vzorce (3.2) do vzorce (3.1). Její hodnota by měla být v rozmezí 0,5-1,5 m/s.

$$w_p = \frac{\dot{M}_{PV} \cdot v_{78}}{S_p} = \frac{4 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot 0,95 \cdot v_{78}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot 5,22 \cdot 0,95 \cdot 0,001126}{\pi \cdot 0,0257^2 \cdot 28} = 0,38 \text{ m/s}$$

Tato rychlost proudění vody nevyhovuje požadované hodnotě, proto je nutné, aby byla rozváděcí komora rozdělena na dvě části, Obr. 4.13. Tímto je dosažena dvojnásobná rychlost proudění, protože voda bude proudit nejprve jednou polovinou trubek a poté druhou.

$$w_p = 2 \cdot 0,38 = 0,77 \text{ m/s}$$



Obr. 4.13 Schéma rozdělení ekonomizéru VE2

4.7.4 OBJEMOVÝ PRŮTOK SPALIN V EKONOMIZÉRU VE2

Pro výpočet skutečného objemového průtoku spalin je nutné dopočítat teplotu a entalpii v bodě G.

Parametry v bodě G (spaliny):

$$I_G = I_F - \frac{Q_{VE2}}{\dot{M}_{SPV} \cdot (1 - z_S)} = 352,827 - \frac{1679,117}{31,71 \cdot (1 - 0,004348)} = 299,64 \text{ kJ/m}^3.$$

Teplota spalin pro entalpii I_G je dopočítána interpolací z tab. 2.2.

$$T_G = 200 + (300 - 200) \cdot \frac{(I_G - I_{SP}^{200})}{(I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200})} = 200 + (300 - 200) \cdot \frac{(299,64 - 266,68)}{(403,55 - 266,68)} =$$

$$T_G = 224,08 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin:

$$T_{FG} = \frac{T_F + T_G}{2} = \frac{262,94 + 224,08}{2} = 243,51 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Skutečný objemový průtok spalin:

$$\dot{M}_{SPV}^{SKUT} = \dot{M}_{SPV} \cdot \frac{T_{FG} + 273,15}{273,15} = 31,71 \cdot \frac{243,51 + 273,15}{273,15} = 59,979 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

4.7.5 RYCHLOST SPALIN V EKONOMIZÉRU VE2

Skutečný průřez spalinového kanálu:

$$\begin{aligned} S_{KAN} &= \check{s} \cdot l - l \cdot D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_{\check{z}} \cdot t_{\check{z}} \cdot l \cdot n_{\check{z}} \cdot n_{tr} = \\ &= 2,1 \cdot 8,7 - 8,7 \cdot 0,0337 \cdot 28 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,0008 \cdot 8,7 \cdot 210 \cdot 28 = 8,833 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Skutečná rychlost spalin:

Vypočítá se ze skutečného objemového průtoku a skutečného průřezu spalinového kanálu.

$$w_{SP} = \frac{\dot{M}_{SPV}^{SKUT}}{S_{KAN}} = \frac{59,979}{8,833} = 6,79 \text{ m/s}$$

4.7.6 VÝPOČET SOUČINITELE PŘESTUPU TEPLA ZE STRANY SPALIN U EKONOMIZÉRU VE2

Vypočítá se ze vzorce (4.2), ale nejprve je nutné dopočítat následující hodnoty.

Podíl výhřevných ploch žebek ku celkové ploše ze strany spalin S_z/S :

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{63,7}{33,7}\right)^2 - 1}{\left(\frac{63,7}{33,7}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{4,76}{33,7} - \frac{0,8}{33,7}\right)} = 0,91627$$

Podíl volných trubek ku celkové ploše S_h/S :

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,91627 = 0,08373$$

Součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} a součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} :

Jsou určeny interpolací s Tab. 4.1 a Tab. 4.2.

Výpočet součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} pro teplotu T_{FG} :

$$\lambda_{SP} = 39,38 + (243,51 - 200) \cdot \frac{47,45 - 39,38}{300 - 200} \cdot 10^{-3} = 0,04289 \frac{W}{mK}$$

Výpočet součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} pro teplotu T_{FG} :

$$\nu_{SP} = 32,42 + (243,51 - 200) \cdot \frac{45,50 - 32,42}{300 - 200} \cdot 10^{-6} = 3,8109 \cdot 10^{-5} m^2/s$$

Poměrná příčná rozteč trubek σ_1 :

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{73,6}{33,7} = 2,1840$$

Poměrná úhlopříčná rozteč trubek σ'_2 :

$$\sigma'_2 = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{73,6}{2}\right)^2 + 92^2}}{33,7} = 2,9403$$

Součinitel poměrných roztečí φ_σ :

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{2,1840 - 1}{2,9403 - 1} = 0,6102$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí α_K :

Součinitel pro ekonomizéry c_z byl po konzultacích zvolen $c_z = 0,95$.

$$\begin{aligned}\alpha_K &= 0,23 \cdot c_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot s_z}{v_{SP}}\right)^{0,65} = \\ &= 0,23 \cdot 0,95 \cdot 0,6102^{0,2} \cdot \frac{0,04289}{0,00476} \cdot \left(\frac{0,0337}{0,00476}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,00476}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{6,79 \cdot 0,00476}{3,81 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} = \\ \alpha_K &= 42,277 \frac{W}{m^2K}\end{aligned}$$

Součinitel Beta β :

Pro kruhová žebra je součinitel $\psi_z = 0,85$.

Pro všechna žebra je součinitel $\lambda_z = 40 \frac{W}{mK}$.

Pro plynné palivo a žebrované trubky je $\varepsilon = 0,0045$.

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 42,277}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 42,277)}} = 43,969$$

Součinitel efektivity žebra E :

Hodnota součinitele E se odečte z grafu na straně 114 v literatuře [2].

$$\frac{D_z}{D} = \frac{63,7}{33,7} = 1,89$$

$$\beta \cdot h_z = 43,969 \cdot 0,015 = 0,66$$

$$E = 0,86$$

(odečteno z grafu)

Součinitel přestupu tepla na straně spalin α_{1r} :

Pro žebra s konstantním průměrem je $\mu = 1$.

$$\begin{aligned}\alpha_{1r} &= \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K} = \\ &= [0,91627 \cdot 0,86 \cdot 1 + 0,08373] \cdot \frac{0,85 \cdot 42,277}{1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 42,277} = 26,965 \frac{W}{m^2K}\end{aligned}$$

4.7.7 VÝPOČET SOUČiniteLE PROSTUPU TEPLA U EKONOMIZÉRU VE2

U výparníků a ekonomizérů se součinitel přestupu tepla ze strany páry zanedbává, neboť jeho hodnota je velmi vysoká a zlomek $\frac{1}{\alpha_{2r}}$ ze vzorce (4.1) se tudíž blíží nule. Součinitel prostupu tepla se vypočítá následovně.

Součinitel prostupu tepla k :

$$k = \alpha_{1r} = 26,965 \frac{W}{m^2K}$$

Povrch jednoho žebra $S_{1ž}$:

$$S_{1ž} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_{ž}^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_{ž} \cdot t_{ž} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,0637^2 - 0,0337^2)}{4} + \pi \cdot 0,0637 \cdot 0,0008$$

$$S_{1ž} = 0,00475 \text{ m}^2$$

Celkový vnější povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry S_{1m} :

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_{ž} \cdot t_{ž}) + n_{ž} \cdot S_{1ž} = \pi \cdot 0,0337 \cdot (1 - 210 \cdot 0,0008) + 210 \cdot 0,00475$$

$$S_{1m} = 1,08558 \text{ m}^2$$

Celkový vnitřní povrch jedné jeden metr dlouhé trubky S_{2m} :

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0257 = 0,08074 \text{ m}^2$$

4.7.8 POČET ŘAD V EKONOMIZÉRU VE2

Rozdíly teplot pro výpočet středního logaritmického spádu:

$$\Delta t_1 = T_F - t_7 = 262,94 - 222 = 40,94 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T_G - t_8 = 224,08 - 145 = 79,08 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední logaritmický teplotní spád Δt_{ln} :

$$\Delta t_{LN} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{40,94 - 79,08}{\ln\left(\frac{40,94}{79,08}\right)} = 57,93 \text{ K}$$

Vnější teplosměnná plocha S_{SP} :

$$S_{SP} = \frac{Q_{VE2}}{k \cdot \Delta t_{LN}} = \frac{1679117}{26,965 \cdot 57,93} = 1074,863 \text{ m}^2$$

Počet řad $n_{řad}$:

$$n_{řad} = \frac{S_{SP}}{l \cdot S_{1m} \cdot n_{tr}} = \frac{1074,863}{8,7 \cdot 1,08558 \cdot 28} = 4,065$$

Počet řad musí být celé číslo, proto $n_{řad} = 4$.

4.7.9 SKUTEČNÉ TEPLO PŘEDANÉ V EKONOMIZÉRU VE2

Skutečná vnější teplosměnná plocha S_{SP}^{SKUT} :

$$S_{SP}^{SKUT} = n_{řad} \cdot n_{tr} \cdot l \cdot S_{1m} = 4 \cdot 28 \cdot 8,7 \cdot 1,08558 = 1057,787 \text{ m}^2$$

Skutečné teplo předané v ekonomizéru VE2 Q_{VE2}^{SKUT} :

$$Q_{VE2}^{SKUT} = k \cdot S_{SP}^{SKUT} \cdot \Delta t_{LN} = 26,965 \cdot 1057,787 \cdot 57,93 = 1652,440 \text{ kW}$$

Kontrola:

Poměrný rozdíl tepel nesmí překročit 5 %.

$$\Delta Q = \left| \frac{Q_{VE2}^{SKUT} - Q_{VE2}}{Q_{VE2}^{SKUT}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1652,440 - 1679,117}{1652,440} \right| \cdot 100 = 1,61 \%$$

Podmínka byla splněna. Výpočet vyhovuje.

4.7.10 SKUTEČNÁ TEPLOTA A ENTALPIE SPALIN V BODĚ G

Skutečné parametry v bodě G (spaliny):

$$I_G^{SKUT} = I_F - \frac{Q_{VE2}^{SKUT}}{\dot{M}_{SPV}(1 - z_S)} = 352,827 - \frac{1652,440}{31,71 \cdot (1 - 0,004348)} = 300,488 \text{ kJ/m}^3$$

Teplota spalin pro entalpii I_G^{SKUT} je dopočítána interpolací z tab. 2.2.

$$T_G^{SKUT} = 200 + (300 - 200) \frac{(I_G^{SKUT} - I_{SP}^{200})}{(I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200})} = 200 + 100 \frac{(300,49 - 266,68)}{(403,55 - 266,68)} = 224,70 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kontrola:

Rozdíl teplot nesmí překročit 3 °C.

$$\Delta T = |T_G^{SKUT} - T_G| = |224,70 - 224,08| = 0,62 \text{ } ^\circ\text{C}$$

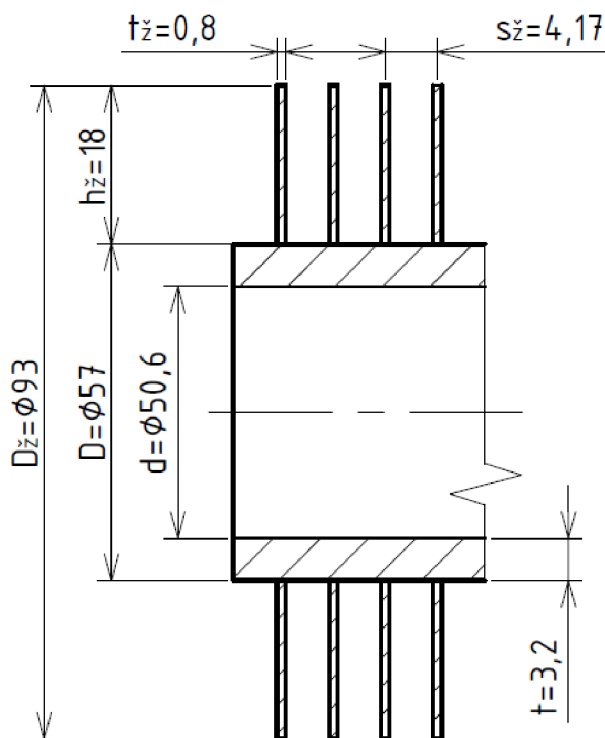
Podmínka byla splněna. Výpočet vyhovuje.

4.8 NÁVRH VÝHŘEVNÉ PLOCHY VÝPARNÍKU NV

Vypočtené hodnoty uvedené v následujících kapitolách, pokud není uvedeno jinak, se vztahují pouze k nízkotlakému výparníku NV. Rozměry žebrovaných trubek jsou uvedeny v Tab. 4.8 a zjednodušená geometrie trubky je zobrazena na Obr. 4.14. Při výpočtu výparníku se nedopočítává rychlost proudění chladicího média a součinitel přestupu tepla ze strany chladicího média je zanedbán.

Tab. 4.8 Rozměry žebrovaných trubek výparník NV

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	57	mm
Tloušťka trubky	t	3,2	mm
Vnitřní průměr trubky	d	50,6	mm
Výška žeber	h_z	18	mm
Tloušťka žeber	t_z	0,8	mm
Vnější průměr žeber	D_z	93	mm
Rozteč žeber	s_z	4,17	mm
Počet žeber na metr trubky	n_z	240	1/m



Obr. 4.14 Rozměry žebrovaných trubek výparník NV

4.8.1 POČET TRUBEK V JEDNÉ PODÉLNÉ ŘADĚ VÝPARNÍK NV

Rozteče u výparníku NV:

Nejprve je důležité vypočítat příčnou rozteč s_1 , kde je třeba zvolit mezitrubkovou vzdálenost v rozmezí 5-15 mm, a zvolit podélnou rozteč s_2 .

$$a = 9 \text{ mm} \quad (\text{volená hodnota})$$

$$s_2 = 117 \text{ mm} \quad (\text{volená hodnota})$$

$$s_1 = D_{\bar{z}} + a = 93 + 9 = 102 \text{ mm}$$

Počet trubek v jedné řadě:

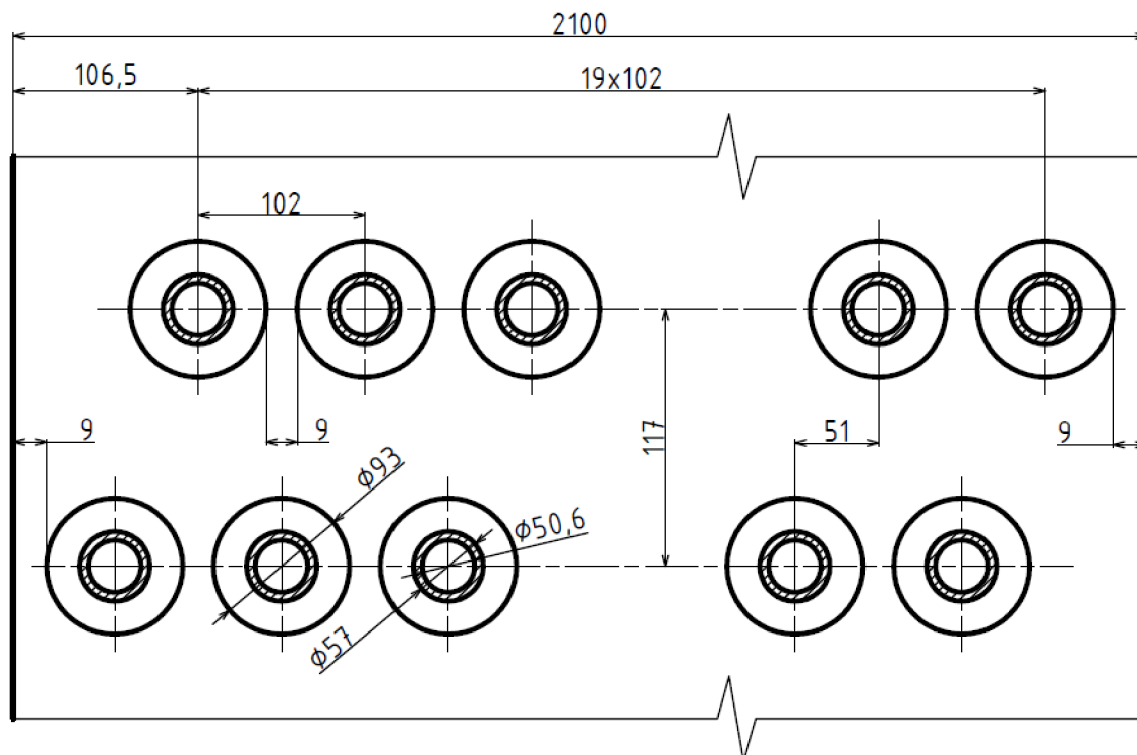
Upravením vzorce (3.3) je získán vztah pro určení počtu trubek v jedné podélné řadě.

$$n_{tr} = \frac{\check{s}}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{2,1}{0,102} - \frac{1}{2} = 20,09$$

Skutečný počet trubek v jedné podélné řadě je zvolen $n_{tr} = 20$.

4.8.2 USPOŘÁDÁNÍ TRUBEK VE VÝPARNÍKU NV

Obr. 4.15 znázorňuje rozložení trubek ve spalinovém kanálu ve výparníku NV.



Obr. 4.15 Uspořádání trubek ve spalinovém kanálu výparník NV

4.8.3 OBJEMOVÝ PRŮTOK SPALIN VE VÝPARNÍKU NV

Pro výpočet skutečného objemového průtoku spalin je nutné dopočítat teplotu a entalpii v bodě H.

Parametry v bodě H (spaliny):

$$I_H = I_G - \frac{Q_{NV}}{\dot{M}_{SPV} \cdot (1 - z_S)} = 300,488 - \frac{2235,45}{31,71 \cdot (1 - 0,004348)} = 229,68 \text{ kJ/m}^3.$$

Teplota spalin pro entalpii I_H je dopočítána interpolací z tab. 2.2.

$$T_H = 100 + (200 - 100) \cdot \frac{(I_H - I_{SP}^{100})}{(I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100})} = 100 + (200 - 100) \cdot \frac{(229,68 - 132,75)}{(266,68 - 132,75)} =$$

$$T_H = 172,38 \text{ }^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin:

$$T_{GH} = \frac{T_G + T_H}{2} = \frac{224,70 + 172,38}{2} = 198,54 \text{ }^\circ\text{C}$$

Skutečný objemový průtok spalin:

$$\dot{M}_{SPV}^{SKUT} = \dot{M}_{SPV} \cdot \frac{T_{GH} + 273,15}{273,15} = 31,71 \cdot \frac{198,54 + 273,15}{273,15} = 54,759 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

4.8.4 RYCHLOST SPALIN VE VÝPARNÍKU NV

Skutečný průřez spalinového kanálu:

$$S_{KAN} = \check{s} \cdot l - l \cdot D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_{\check{z}} \cdot t_{\check{z}} \cdot l \cdot n_{\check{z}} \cdot n_{tr} =$$

$$= 2,1 \cdot 8,7 - 8,7 \cdot 0,057 \cdot 20 - 2 \cdot 0,018 \cdot 0,0008 \cdot 8,7 \cdot 240 \cdot 20 = 7,149 \text{ m}^2$$

Skutečná rychlost spalin:

Vypočítá se ze skutečného objemového průtoku a skutečného průřezu spalinového kanálu.

$$w_{SP} = \frac{\dot{M}_{SPV}^{SKUT}}{S_{KAN}} = \frac{54,759}{7,149} = 7,66 \text{ m/s}$$

4.8.5 VÝPOČET SOUČINITELE PŘESTUPU TEPLA ZE STRANY SPALIN U VÝPARNÍKU NV

Vypočítá se ze vzorce (4.2), ale nejprve je nutné dopočítat následující hodnoty.

Podíl výhřevných ploch žeber k celkové ploše ze strany spalin $S_{\dot{z}}/S$:

$$\frac{S_{\dot{z}}}{S} = \frac{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_{\dot{z}}}{D} - \frac{t_{\dot{z}}}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{93}{57}\right)^2 - 1}{\left(\frac{93}{57}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{4,17}{57} - \frac{0,8}{57}\right)} = 0,93364$$

Podíl volných trubek k celkové ploše S_h/S :

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_{\dot{z}}}{S} = 1 - 0,93364 = 0,06636$$

Součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} a součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} :

Jsou určeny interpolací s Tab. 4.1 a Tab. 4.2.

Výpočet součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} pro teplotu T_{GH} :

$$\lambda_{SP} = 30,93 + (198,54 - 100) \cdot \frac{39,38 - 30,93}{200 - 100} \cdot 10^{-3} = 0,03926 \frac{W}{mK}$$

Výpočet součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} pro teplotu T_{GH} :

$$\nu_{SP} = 21,42 + (198,54 - 100) \cdot \frac{32,42 - 21,42}{200 - 100} \cdot 10^{-6} = 3,22595 \cdot 10^{-5} m^2/s$$

Poměrná příčná rozteč trubek σ_1 :

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{102}{57} = 1,7895$$

Poměrná úhlopříčná rozteč trubek σ'_2 :

$$\sigma'_2 = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{102}{2}\right)^2 + 117^2}}{57} = 2,2392$$

Součinitel poměrných roztečí φ_σ :

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{1,7895 - 1}{2,2392 - 1} = 0,6371$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí α_K :

Součinitel pro výparníky c_Z byl po konzultacích zvolen $c_Z = 1$.

$$\begin{aligned}\alpha_K &= 0,23 \cdot c_Z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{S_z} \cdot \left(\frac{D}{S_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{S_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot S_z}{V_{SP}}\right)^{0,65} = \\ &= 0,23 \cdot 1 \cdot 0,6371^{0,2} \cdot \frac{0,03926}{0,00417} \cdot \left(\frac{0,057}{0,00417}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,018}{0,00417}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{7,66 \cdot 0,00417}{3,26 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} = \\ \alpha_K &= 34,771 \frac{W}{m^2K}\end{aligned}$$

Součinitel Beta β :

Pro kruhová žebra je součinitel $\psi_z = 0,85$.

Pro všechna žebra je součinitel $\lambda_z = 40 \frac{W}{mK}$.

Pro plynné palivo a žebrované trubky je $\varepsilon = 0,0045$.

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 34,771}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 34,771)}} = 40,378$$

Součinitel efektivity žebra E :

Hodnota součinitele E se odečte z grafu na straně 114 v literatuře [2].

$$\frac{D_z}{D} = \frac{93}{57} = 1,63$$

$$\beta \cdot h_z = 40,378 \cdot 0,018 = 0,73$$

$$E = 0,83$$

(odečteno z grafu)

Součinitel přestupu tepla na straně spalin α_{1r} :

Pro žebra s konstantním průměrem je $\mu = 1$.

$$\begin{aligned}\alpha_{1r} &= \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K} = \\ &= [0,93364 \cdot 0,83 \cdot 1 + 0,06636] \cdot \frac{0,85 \cdot 34,771}{1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 34,771} = 21,946 \frac{W}{m^2K}\end{aligned}$$

4.8.6 VÝPOČET SOUČiniteLE PROSTUPU TEPLA U VÝPARNÍKU NV

U výparníků a ekonomizérů se součinitel přestupu tepla ze strany páry zanedbává, neboť jeho hodnota je velmi vysoká a zlomek $\frac{1}{\alpha_{2r}}$ ze vzorce (4.1) se tudíž blíží nule. Součinitel prostupu tepla se vypočítá následovně.

Součinitel prostupu tepla k :

$$k = \alpha_{1r} = 21,946 \frac{W}{m^2K}$$

Povrch jednoho žebra $S_{1ž}$:

$$S_{1ž} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_{ž}^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_{ž} \cdot t_{ž} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,093^2 - 0,057^2)}{4} + \pi \cdot 0,093 \cdot 0,0008$$

$$S_{1ž} = 0,00872 \text{ m}^2$$

Celkový vnější povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry S_{1m} :

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_{ž} \cdot t_{ž}) + n_{ž} \cdot S_{1ž} = \pi \cdot 0,057 \cdot (1 - 240 \cdot 0,0008) + 240 \cdot 0,00872$$

$$S_{1m} = 2,23654 \text{ m}^2$$

Celkový vnitřní povrch jedné jeden metr dlouhé trubky S_{2m} :

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0506 = 0,15896 \text{ m}^2$$

4.8.7 POČET ŘAD VE VÝPARNÍKU NV

Rozdíly teplot pro výpočet středního logaritmického spádu:

$$\Delta t_1 = T_G - t_2 = 224,70 - 161,99 = 62,71 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T_H - t_3 = 172,38 - 161,99 = 10,39 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední logaritmický teplotní spád Δt_{ln} :

$$\Delta t_{LN} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{62,71 - 10,39}{\ln\left(\frac{62,71}{10,39}\right)} = 29,11 \text{ K}$$

Vnější teplosměnná plocha S_{SP} :

$$S_{SP} = \frac{Q_{NV}}{k \cdot \Delta t_{LN}} = \frac{2235455}{21,946 \cdot 29,11} = 3499,823 \text{ m}^2$$

Počet řad $n_{řad}$:

$$n_{řad} = \frac{S_{SP}}{l \cdot S_{1m} \cdot n_{tr}} = \frac{3499,823}{8,7 \cdot 2,23654 \cdot 20} = 8,99$$

Počet řad musí být celé číslo, proto $n_{řad} = 9$.

4.8.8 SKUTEČNÉ TEPLO PŘEDANÉ VE VÝPARNÍKU NV

Skutečná vnější teplosměnná plocha S_{SP}^{SKUT} :

$$S_{SP}^{SKUT} = n_{řad} \cdot n_{tr} \cdot l \cdot S_{1m} = 9 \cdot 20 \cdot 8,7 \cdot 2,23654 = 3502,418 \text{ m}^2$$

Skutečné teplo předané ve výparníku NV Q_{NV}^{SKUT} :

$$Q_{NV}^{SKUT} = k \cdot S_{SP}^{SKUT} \cdot \Delta t_{LN} = 21,946 \cdot 3502,418 \cdot 29,11 = 2237,112 \text{ kW}$$

Kontrola:

Poměrný rozdíl tepel nesmí překročit 5 %.

$$\Delta Q = \left| \frac{Q_{NV}^{SKUT} - Q_{NV}}{Q_{NV}^{SKUT}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{2237,112 - 2235,455}{2237,112} \right| \cdot 100 = 0,074 \%$$

Podmínka byla splněna. Výpočet vyhovuje.

4.8.9 SKUTEČNÁ TEPLOTA A ENTALPIE SPALIN V BODĚ H

Skutečné parametry v bodě H (spaliny):

$$I_H^{SKUT} = I_G - \frac{Q_{NV}^{SKUT}}{\dot{M}_{SPV}(1 - z_S)} = 300,488 - \frac{2237,112}{31,71 \cdot (1 - 0,004348)} = 229,631 \text{ kJ/m}^3$$

Teplota spalin pro entalpii I_H^{SKUT} je dopočítána interpolací z tab. 2.2.

$$T_H^{SKUT} = 100 + (200 - 100) \frac{(I_H^{SKUT} - I_{SP}^{100})}{(I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100})} = 100 + 100 \frac{(229,63 - 132,75)}{(266,68 - 132,75)} = 172,34 \text{ }^\circ\text{C}$$

Kontrola:

Rozdíl teplot nesmí překročit 3 °C.

$$\Delta T = |T_H^{SKUT} - T_H| = |172,34 - 172,38| = 0,04 \text{ }^\circ\text{C}$$

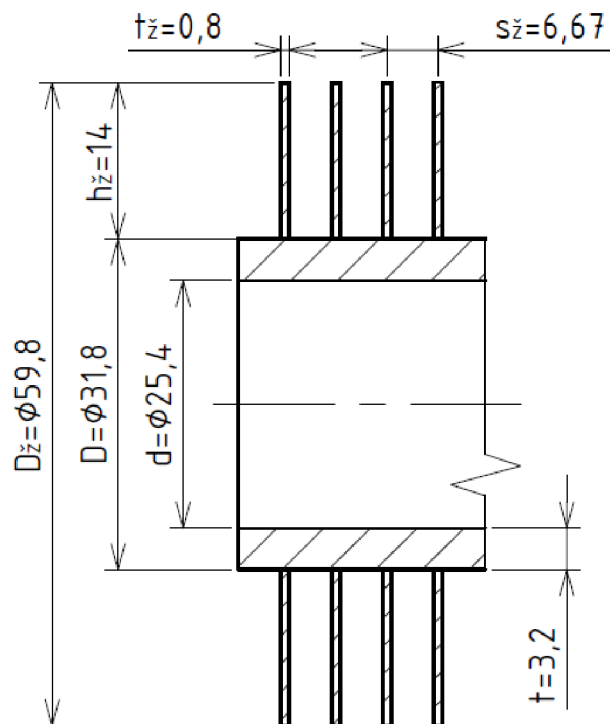
Podmínka byla splněna. Výpočet vyhovuje.

4.9 NÁVRH VÝHŘEVNÉ PLOCHY EKONOMIZÉRU NE

Vypočtené hodnoty uvedené v následujících kapitolách, pokud není uvedeno jinak, se vztahují pouze k nízkotlakému ekonomizéru NE. Rozměry žebrovaných trubek jsou uvedeny v Tab. 4.9 a zjednodušená geometrie trubky je zobrazena na Obr. 4.16.

Tab. 4.9 Rozměry žebrovaných trubek ekonomizér NE

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	31,8	mm
Tloušťka trubky	t	3,2	mm
Vnitřní průměr trubky	d	25,4	mm
Výška žeber	h_z	14	mm
Tloušťka žeber	t_z	0,8	mm
Vnější průměr žeber	D_z	59,8	mm
Rozteč žeber	s_z	6,67	mm
Počet žeber na metr trubky	n_z	150	1/m



Obr. 4.16 Rozměry žebrovaných trubek ekonomizér NE

4.9.1 POČET TRUBEK V JEDNÉ PODÉLNÉ ŘADĚ EKONOMIZÉR NE

Rozteče u ekonomizéru NE:

Nejprve je důležité vypočítat příčnou rozteč s_1 , kde je třeba zvolit mezitrubkovou vzdálenost v rozmezí 5-15 mm, a zvolit podélnou rozteč s_2 .

$$a = 13 \text{ mm} \quad (\text{volená hodnota})$$

$$s_2 = 92 \text{ mm} \quad (\text{volená hodnota})$$

$$s_1 = D_{\bar{z}} + a = 59,8 + 13 = 72,8 \text{ mm}$$

Počet trubek v jedné řadě:

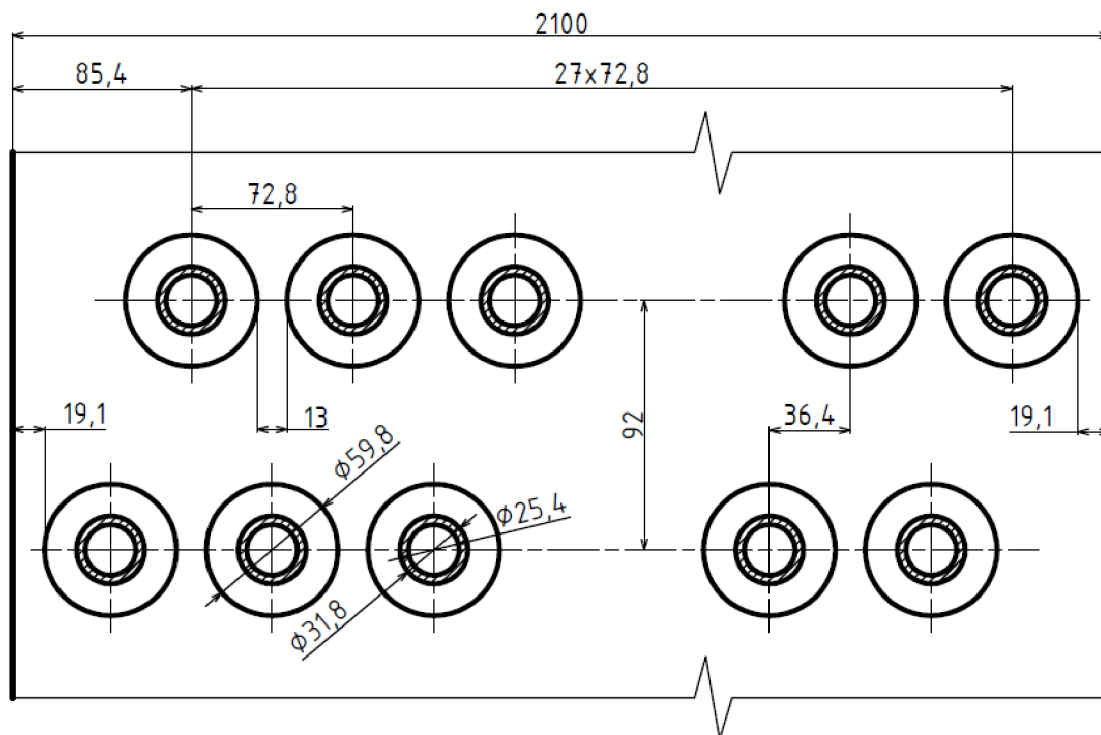
Upravením vzorce (3.3) je získán vztah pro určení počtu trubek v jedné podélné řadě.

$$n_{tr} = \frac{\check{s}}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{2,1}{0,0728} - \frac{1}{2} = 28,35$$

Skutečný počet trubek v jedné podélné řadě je zvolen $n_{tr} = 28$.

4.9.2 USPOŘÁDÁNÍ TRUBEK V EKONOMIZÉRU NE

Obr. 4.17 znázorňuje rozložení trubek ve spalinovém kanálu v ekonomizéru NE.



Obr. 4.17 Uspořádání trubek ve spalinovém kanálu ekonomizér NE

4.9.3 RYCHLOST PROUDĚNÍ CHLADÍČÍHO MÉDIA V EKONOMIZÉRU NE

Nejprve je nutné spočítat střední měrný objem proudící vody.

Střední měrný objem vody v ekonomizéru NE:

Je dán střední hodnotou teploty a tlaku chladícího média v ekonomizéru NE.

$$t_{45} = \frac{t_4 + t_5}{2} = \frac{156,99 + 60}{2} = 108,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{45} = \frac{p_4 + p_5}{2} = \frac{0,65 + 0,8}{2} = 0,725 \text{ MPa}$$

$$v_{45} = 0,001050 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

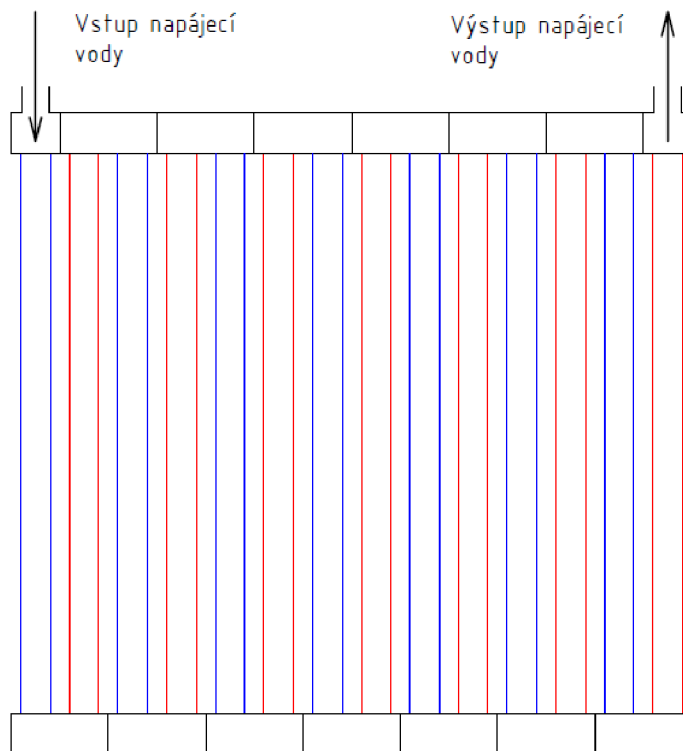
Skutečná rychlost proudění vody v ekonomizéru NE:

Vypočítá se dosazením vzorce (3.2) do vzorce (3.1). Její hodnota by měla být v rozmezí 0,5-1,5 m/s.

$$w_p = \frac{\dot{M}_{PN} \cdot v_{45}}{S_p} = \frac{4 \cdot \dot{M}_{PN} \cdot v_{45}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot 1,066 \cdot 0,001050}{\pi \cdot 0,0254^2 \cdot 28} = 0,0789 \text{ m/s}$$

Tato rychlost proudění vody nevyhovuje požadované hodnotě, proto je nutné, aby byla rozváděcí komora rozdělena na čtrnáct částí, Obr. 4.18. Tímto je dosažena potřebná rychlost proudění.

$$w_p = 14 \cdot 0,0789 = 1,104 \text{ m/s}$$



Obr. 4.18 Schéma rozdělení ekonomizéru NE

4.9.4 OBJEMOVÝ PRŮTOK SPALIN V EKONOMIZÉRU NE

Pro výpočet skutečného objemového průtoku spalin je nutné dopočítat teplotu a entalpii v bodě I.

Parametry v bodě I (spaliny):

$$I_I = I_H - \frac{Q_{NE}}{\dot{M}_{SPV} \cdot (1 - z_S)} = 229,631 - \frac{437,849}{31,71 \cdot (1 - 0,004348)} = 215,76 \text{ kJ/m}^3$$

Teplota spalin pro entalpii I_I je dopočítána interpolací z tab. 2.2.

$$T_I = 100 + (200 - 100) \cdot \frac{(I_I - I_{SP}^{100})}{(I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100})} = 100 + (200 - 100) \cdot \frac{(215,76 - 132,75)}{(266,68 - 132,75)} =$$

$$T_I = 161,98 \text{ }^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin:

$$T_{HI} = \frac{T_H + T_I}{2} = \frac{172,34 + 161,98}{2} = 167,16 \text{ }^\circ\text{C}$$

Skutečný objemový průtok spalin:

$$\dot{M}_{SPV}^{SKUT} = \dot{M}_{SPV} \cdot \frac{T_{HI} + 273,15}{273,15} = 31,71 \cdot \frac{167,16 + 273,15}{273,15} = 51,116 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

4.9.5 RYCHLOST SPALIN V EKONOMIZÉRU NE

Skutečný průřez spalinového kanálu:

$$S_{KAN} = \check{s} \cdot l - l \cdot D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_{\check{z}} \cdot t_{\check{z}} \cdot l \cdot n_{\check{z}} \cdot n_{tr} =$$

$$= 2,1 \cdot 8,7 - 8,7 \cdot 0,0318 \cdot 28 - 2 \cdot 0,014 \cdot 0,0008 \cdot 8,7 \cdot 150 \cdot 28 = 9,705 \text{ m}^2$$

Skutečná rychlost spalin:

Vypočítá se ze skutečného objemového průtoku a skutečného průřezu spalinového kanálu.

$$w_{SP} = \frac{\dot{M}_{SPV}^{SKUT}}{S_{KAN}} = \frac{51,116}{9,705} = 5,27 \text{ m/s}$$

4.9.6 VÝPOČET SOUČINITELE PŘESTUPU TEPLA ZE STRANY SPALIN U EKONOMIZÉRU NE

Vypočítá se ze vzorce (4.2), ale nejprve je nutné dopočítat následující hodnoty.

Podíl výhřevných ploch žebek k celkové ploše ze strany spalin S_z/S :

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{59,8}{31,8}\right)^2 - 1}{\left(\frac{59,8}{31,8}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{6,67}{31,8} - \frac{0,8}{31,8}\right)} = 0,87300$$

Podíl volných trubek k celkové ploše S_h/S :

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,87300 = 0,12700$$

Součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} a součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} :

Jsou určeny interpolací s tab. 4.1 a tab. 4.2.

Výpočet součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} pro teplotu T_{HI} :

$$\lambda_{SP} = 30,93 + (167,16 - 100) \cdot \frac{39,38 - 30,93}{200 - 100} \cdot 10^{-3} = 0,03661 \frac{W}{mK}$$

Výpočet součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} pro teplotu T_{HI} :

$$\nu_{SP} = 21,42 + (167,16 - 100) \cdot \frac{32,42 - 21,42}{200 - 100} \cdot 10^{-6} = 2,8809 \cdot 10^{-5} m^2/s$$

Poměrná příčná rozteč trubek σ_1 :

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{72,8}{31,8} = 2,2893$$

Poměrná úhlopříčná rozteč trubek σ'_2 :

$$\sigma'_2 = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{72,8}{2}\right)^2 + 92^2}}{31,8} = 3,1113$$

Součinitel poměrných roztečí φ_σ :

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{2,2893 - 1}{3,1113 - 1} = 0,6107$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí α_K :

Součinitel pro ekonomizéry c_z byl po konzultacích zvolen $c_z = 0,95$.

$$\begin{aligned}\alpha_K &= 0,23 \cdot c_Z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{S_{\dot{z}}} \cdot \left(\frac{D}{S_{\dot{z}}}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_{\dot{z}}}{S_{\dot{z}}}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot S_{\dot{z}}}{V_{SP}}\right)^{0,65} = \\ &= 0,23 \cdot 0,95 \cdot 0,6102^{0,2} \cdot \frac{0,03661}{0,00667} \cdot \left(\frac{0,0318}{0,00667}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,014}{0,00667}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{5,27 \cdot 0,00667}{2,88 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} = \\ \alpha_K &= 42,719 \frac{W}{m^2K}\end{aligned}$$

Součinitel Beta β :

Pro kruhová žebra je součinitel $\psi_{\dot{z}} = 0,85$.

Pro všechna žebra je součinitel $\lambda_{\dot{z}} = 40 \frac{W}{mK}$.

Pro plynné palivo a žebrované trubky je $\varepsilon = 0,0045$.

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_K}{t_{\dot{z}} \cdot \lambda_{\dot{z}} \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 42,719}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 42,719)}} = 44,167$$

Součinitel efektivity žebra E :

Hodnota součinitele E se odečte z grafu na straně 114 v literatuře [2].

$$\frac{D_{\dot{z}}}{D} = \frac{59,8}{31,8} = 1,88$$

$$\beta \cdot h_{\dot{z}} = 44,167 \cdot 0,014 = 0,62$$

$$E = 0,86$$

(odečteno z grafu)

Součinitel přestupu tepla na straně spalín α_{1r} :

Pro žebra s konstantním průměrem je $\mu = 1$.

$$\begin{aligned}\alpha_{1r} &= \left[\frac{S_{\dot{z}}}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_K} = \\ &= [0,87300 \cdot 0,86 \cdot 1 + 0,12700] \cdot \frac{0,85 \cdot 42,719}{1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 42,719} = 27,397 \frac{W}{m^2K}\end{aligned}$$

4.9.7 VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA U EKONOMIZÉRU NE

U výparníků a ekonomizérů se součinitel přestupu tepla ze strany páry zanedbává, neboť jeho hodnota je velmi vysoká a zlomek $\frac{1}{\alpha_{2r}}$ ze vzorce (4.1) se tudíž blíží nule. Součinitel prostupu tepla se vypočítá následovně.

Součinitel prostupu tepla k :

$$k = \alpha_{1r} = 27,397 \frac{W}{m^2K}$$

Povrch jednoho žebra $S_{1ž}$:

$$S_{1ž} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_{ž}^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_{ž} \cdot t_{ž} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,0598^2 - 0,0318^2)}{4} + \pi \cdot 0,0598 \cdot 0,0008$$

$$S_{1ž} = 0,00418 \text{ m}^2$$

Celkový vnější povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry S_{1m} :

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_{ž} \cdot t_{ž}) + n_{ž} \cdot S_{1ž} = \pi \cdot 0,0318 \cdot (1 - 150 \cdot 0,0008) + 150 \cdot 0,00418$$

$$S_{1m} = 0,71478 \text{ m}^2$$

Celkový vnitřní povrch jedné jeden metr dlouhé trubky S_{2m} :

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0254 = 0,07980 \text{ m}^2$$

4.9.8 POČET ŘAD V EKONOMIZÉRU NE

Rozdíly teplot pro výpočet středního logaritmického spádu:

$$\Delta t_1 = T_H - t_4 = 172,34 - 156,99 = 15,35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T_1 - t_5 = 161,98 - 60 = 101,98 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední logaritmický teplotní spád Δt_{ln} :

$$\Delta t_{LN} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{15,35 - 101,98}{\ln\left(\frac{15,35}{101,98}\right)} = 45,75 \text{ K}$$

Vnější teplosměnná plocha S_{SP} :

$$S_{SP} = \frac{Q_{NE}}{k \cdot \Delta t_{LN}} = \frac{437849}{27,397 \cdot 45,75} = 349,346 \text{ m}^2$$

Počet řad $n_{řad}$:

$$n_{řad} = \frac{S_{SP}}{l \cdot S_{1m} \cdot n_{tr}} = \frac{349,346}{8,7 \cdot 0,71478 \cdot 28} = 2,006$$

Počet řad musí být celé číslo, proto $n_{řad} = 2$.

4.9.9 SKUTEČNÉ TEPLO PŘEDANÉ V EKONOMIZÉRU NE

Skutečná vnější teplosměnná plocha S_{SP}^{SKUT} :

$$S_{SP}^{SKUT} = n_{řad} \cdot n_{tr} \cdot l \cdot S_{1m} = 2 \cdot 28 \cdot 8,7 \cdot 0,71478 = 348,238 \text{ m}^2$$

Skutečné teplo předané v ekonomizéru NE Q_{NE}^{SKUT} :

$$Q_{NE}^{SKUT} = k \cdot S_{SP}^{SKUT} \cdot \Delta t_{LN} = 27,397 \cdot 348,238 \cdot 45,75 = 436,460 \text{ kW}$$

Kontrola:

Poměrný rozdíl tepel nesmí překročit 5 %.

$$\Delta Q = \left| \frac{Q_{NE}^{SKUT} - Q_{NE}}{Q_{NE}^{SKUT}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{436,460 - 437,849}{436,460} \right| \cdot 100 = 0,318 \%$$

Podmínka byla splněna. Výpočet vyhovuje.

4.9.10 SKUTEČNÁ TEPLOTA A ENTALPIE SPALIN V BODĚ I

Skutečné parametry v bodě I (spaliny):

$$I_I^{SKUT} = I_H - \frac{Q_{NE}^{SKUT}}{\dot{M}_{SPV}(1 - z_S)} = 229,631 - \frac{436,460}{31,71 \cdot (1 - 0,004348)} = 215,806 \text{ kJ/m}^3$$

Teplota spalin pro entalpii I_I^{SKUT} je dopočítána interpolací z tab. 2.2.

$$T_I^{SKUT} = 100 + (200 - 100) \frac{(I_I^{SKUT} - I_{SP}^{100})}{(I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100})} = 100 + 100 \frac{(215,81 - 132,75)}{(266,68 - 132,75)} = 162,02 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kontrola:

Rozdíl teplot nesmí překročit 3 °C.

$$\Delta T = |T_I^{SKUT} - T_I| = |162,02 - 161,98| = 0,04 \text{ } ^\circ\text{C}$$

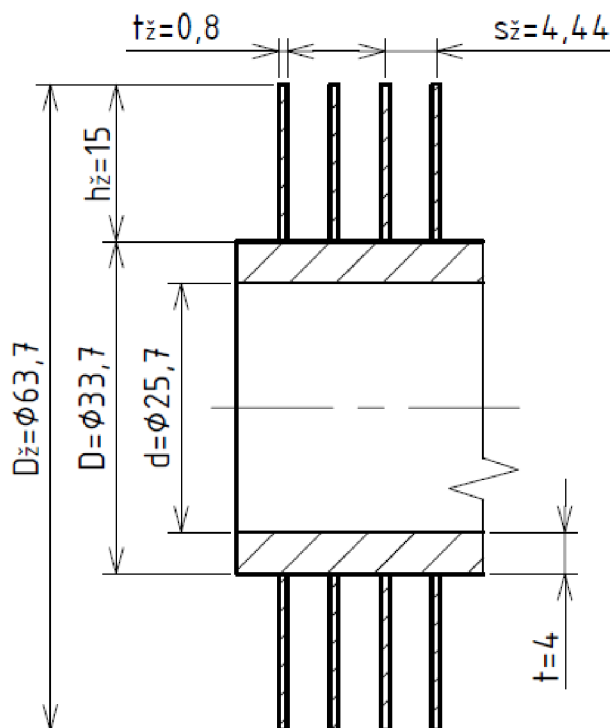
Podmínka byla splněna. Výpočet vyhovuje.

4.10 NÁVRH VÝHŘEVNÉ PLOCHY EKONOMIZÉRU VE1

Vypočtené hodnoty uvedené v následujících kapitolách, pokud není uvedeno jinak, se vztahují pouze k ekonomizéru VE1. Rozměry žebrovaných trubek jsou uvedeny v Tab. 4.10 a zjednodušená geometrie trubky je zobrazena na Obr. 4.19.

Tab. 4.10 Rozměry žebrovaných trubek ekonomizér VE1

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	33,7	mm
Tloušťka trubky	t	4	mm
Vnitřní průměr trubky	d	25,7	mm
Výška žeber	h_z	15	mm
Tloušťka žeber	t_z	0,8	mm
Vnější průměr žeber	D_z	63,7	mm
Rozteč žeber	s_z	4,44	mm
Počet žeber na metr trubky	n_z	225	1/m



Obr. 4.19 Rozměry žebrovaných trubek ekonomizér VE1

4.10.1 POČET TRUBEK V JEDNÉ PODÉLNÉ ŘADĚ EKONOMIZÉR VE1

Rozteče u ekonomizéru VE1:

Nejprve je důležité vypočítat příčnou rozteč s_1 , kde je třeba zvolit mezitrubkovou vzdálenost v rozmezí 5-15 mm, a zvolit podélnou rozteč s_2 .

$$a = 5 \text{ mm} \quad (\text{volená hodnota})$$

$$s_2 = 92 \text{ mm} \quad (\text{volená hodnota})$$

$$s_1 = D_{\bar{z}} + a = 63,7 + 5 = 68,7 \text{ mm}$$

Počet trubek v jedné řadě:

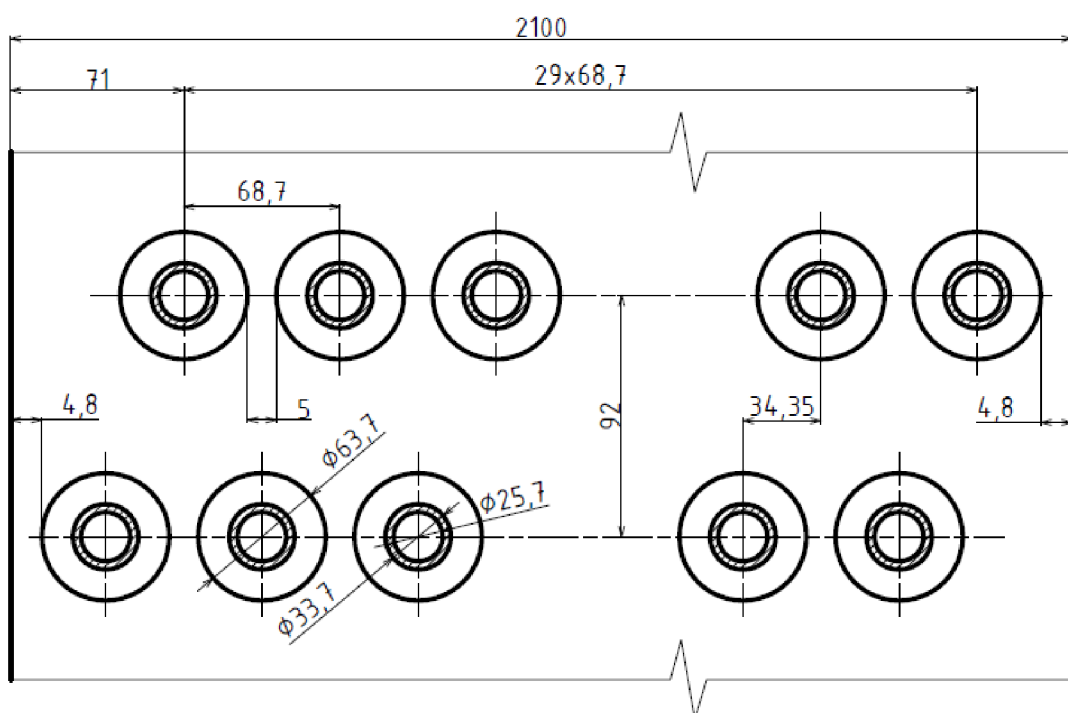
Upravením vzorce (3.3) je získán vztah pro určení počtu trubek v jedné podélné řadě.

$$n_{tr} = \frac{\check{s}}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{2,1}{0,0687} - \frac{1}{2} = 30,07$$

Skutečný počet trubek v jedné podélné řadě je zvolen $n_{tr} = 30$.

4.10.2 USPOŘÁDÁNÍ TRUBEK V EKONOMIZÉRU VE1

Obr. 4.20 znázorňuje rozložení trubek ve spalinovém kanálu v ekonomizéru VE1.



Obr. 4.20 Uspořádání trubek ve spalinovém kanálu ekonomizér VE1

4.10.3 RYCHLOST PROUDĚNÍ CHLADÍČÍHO MÉDIA V EKONOMIZÉRU VE1

Nejprve je nutné spočítat střední měrný objem proudící vody.

Střední měrný objem vody v ekonomizéru VE1:

Je dán střední hodnotou teploty a tlaku chladícího média v ekonomizéru VE1.

$$t_{89} = \frac{t_8 + t_9}{2} = \frac{145 + 60}{2} = 102,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{89} = \frac{p_8 + p_9}{2} = \frac{8,65 + 8,85}{2} = 8,75 \text{ MPa}$$

$$v_{89} = 0,001041 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

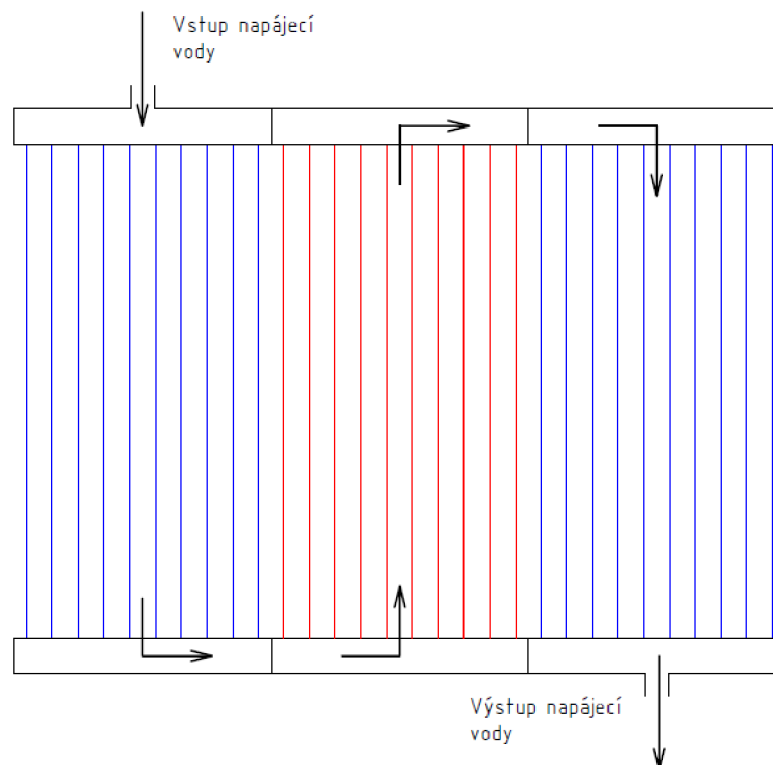
Skutečná rychlost proudění vody v ekonomizéru VE1:

Vypočítá se dosazením vzorce (3.2) do vzorce (3.1). Její hodnota by měla být v rozmezí 0,5-1,5 m/s.

$$w_P = \frac{\dot{M}_{PV} \cdot v_{89}}{S_P} = \frac{4 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot 0,95 \cdot v_{89}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot 5,22 \cdot 0,95 \cdot 0,001041}{\pi \cdot 0,0257^2 \cdot 30} = 0,333 \text{ m/s}$$

Tato rychlost proudění vody nevyhovuje požadované hodnotě, proto je nutné, aby byla rozváděcí komora rozdělena na tři části, Obr. 4.21. Tímto je dosažena trojnásobná rychlost proudění.

$$w_P = 3 \cdot 0,333 = 1,00 \text{ m/s}$$



Obr. 4.21 Schéma rozdělení ekonomizéru VE1

4.10.4 OBJEMOVÝ PRŮTOK SPALIN V EKONOMIZÉRU VE1

Pro výpočet skutečného objemového průtoku spalin je nutné dopočítat teplotu a entalpii v bodě J.

Parametry v bodě J (spaliny):

$$I_J = I_I - \frac{Q_{VE1}}{\dot{M}_{SPV} \cdot (1 - z_S)} = 215,806 - \frac{1772,247}{31,71 \cdot (1 - 0,004348)} = 159,67 \text{ kJ/m}^3.$$

Teplota spalin pro entalpii I_J je dopočítána interpolací z tab. 2.2.

$$T_J = 100 + (200 - 100) \cdot \frac{(I_J - I_{SP}^{100})}{(I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100})} = 100 + (200 - 100) \cdot \frac{(159,67 - 132,75)}{(266,68 - 132,75)} =$$

$$T_J = 120,10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin:

$$T_{IJ} = \frac{T_I + T_J}{2} = \frac{162,02 + 120,10}{2} = 141,06 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Skutečný objemový průtok spalin:

$$\dot{M}_{SPV}^{SKUT} = \dot{M}_{SPV} \cdot \frac{T_{IJ} + 273,15}{273,15} = 31,71 \cdot \frac{141,06 + 273,15}{273,15} = 48,086 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

4.10.5 RYCHLOST SPALIN V EKONOMIZÉRU VE1

Skutečný průřez spalinového kanálu:

$$S_{KAN} = \check{s} \cdot l - l \cdot D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_{\check{z}} \cdot t_{\check{z}} \cdot l \cdot n_{\check{z}} \cdot n_{tr} =$$

$$= 2,1 \cdot 8,7 - 8,7 \cdot 0,0337 \cdot 30 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,0008 \cdot 8,7 \cdot 225 \cdot 30 = 8,095 \text{ m}^2$$

Skutečná rychlost spalin:

Vypočítá se ze skutečného objemového průtoku a skutečného průřezu spalinového kanálu.

$$w_{SP} = \frac{\dot{M}_{SPV}^{SKUT}}{S_{KAN}} = \frac{48,086}{8,095} = 5,96 \text{ m/s}$$

4.10.6 VÝPOČET SOUČINITELE PŘESTUPU TEPLA ZE STRANY SPALIN U EKONOMIZÉRU VE1

Vypočítá se ze vzorce (4.2), ale nejprve je nutné dopočítat následující hodnoty.

Podíl výhřevných ploch žebek k celkové ploše ze strany spalin S_z/S :

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{63,7}{33,7}\right)^2 - 1}{\left(\frac{63,7}{33,7}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{4,44}{33,7} - \frac{0,8}{33,7}\right)} = 0,92245$$

Podíl volných trubek k celkové ploše S_h/S :

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,92245 = 0,07755$$

Součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} a součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} :

Jsou určeny interpolací s Tab. 4.1 a Tab. 4.2.

Výpočet součinitel tepelné vodivosti spalin λ_{SP} pro teplotu T_{IJ} :

$$\lambda_{SP} = 30,93 + (141,06 - 100) \cdot \frac{39,38 - 30,93}{200 - 100} \cdot 10^{-3} = 0,03440 \frac{W}{mK}$$

Výpočet součinitel kinematické viskozity spalin ν_{SP} pro teplotu T_{IJ} :

$$\nu_{SP} = 21,42 + (141,06 - 100) \cdot \frac{32,42 - 21,42}{200 - 100} \cdot 10^{-6} = 2,5939 \cdot 10^{-5} m^2/s$$

Poměrná příčná rozteč trubek σ_1 :

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{68,7}{33,7} = 2,0386$$

Poměrná úhlopříčná rozteč trubek σ'_2 :

$$\sigma'_2 = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{68,7}{2}\right)^2 + 92^2}}{33,7} = 2,9140$$

Součinitel poměrných roztečí φ_σ :

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{2,0386 - 1}{2,9140 - 1} = 0,5426$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí α_K :

Součinitel pro ekonomizéry c_Z byl po konzultacích zvolen $c_Z = 0,95$.

$$\begin{aligned}\alpha_K &= 0,23 \cdot c_Z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{S_{\dot{z}}} \cdot \left(\frac{D}{S_{\dot{z}}}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_{\dot{z}}}{S_{\dot{z}}}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot S_{\dot{z}}}{V_{SP}}\right)^{0,65} = \\ &= 0,23 \cdot 0,95 \cdot 0,5426^{0,2} \cdot \frac{0,03440}{0,00444} \cdot \left(\frac{0,0337}{0,00444}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,00444}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{5,96 \cdot 0,00444}{2,59 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} = \\ \alpha_K &= 38,203 \frac{W}{m^2K}\end{aligned}$$

Součinitel Beta β :

Pro kruhová žebra je součinitel $\psi_{\dot{z}} = 0,85$.

Pro všechna žebra je součinitel $\lambda_{\dot{z}} = 40 \frac{W}{mK}$.

Pro plynné palivo a žebrované trubky je $\varepsilon = 0,0045$.

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_K}{t_{\dot{z}} \cdot \lambda_{\dot{z}} \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 38,203}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 38,203)}} = 42,081$$

Součinitel efektivity žebra E :

Hodnota součinitele E se odečte z grafu na straně 114 v literatuře [2].

$$\frac{D_{\dot{z}}}{D} = \frac{63,7}{33,7} = 1,89$$

$$\beta \cdot h_{\dot{z}} = 42,081 \cdot 0,015 = 0,63$$

$$E = 0,86$$

(odečteno z grafu)

Součinitel přestupu tepla na straně spalin α_{1r} :

Pro žebra s konstantním průměrem je $\mu = 1$.

$$\begin{aligned}\alpha_{1r} &= \left[\frac{S_{\dot{z}}}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_K} = \\ &= [0,92245 \cdot 0,86 \cdot 1 + 0,07755] \cdot \frac{0,85 \cdot 38,203}{1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 38,203} = 24,674 \frac{W}{m^2K}\end{aligned}$$

4.10.7 VÝPOČET SOUČiniteLE PROSTUPU TEPLA U EKONOMIZÉRU VE1

U výparníků a ekonomizérů se součinitel přestupu tepla ze strany páry zanedbává, neboť jeho hodnota je velmi vysoká a zlomek $\frac{1}{\alpha_{2r}}$ ze vzorce (4.1) se tudíž blíží nule. Součinitel prostupu tepla se vypočítá následovně.

Součinitel prostupu tepla k :

$$k = \alpha_{1r} = 24,674 \frac{W}{m^2K}$$

Povrch jednoho žebra $S_{1ž}$:

$$S_{1ž} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_{ž}^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_{ž} \cdot t_{ž} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,0637^2 - 0,0337^2)}{4} + \pi \cdot 0,0637 \cdot 0,0008$$

$$S_{1ž} = 0,00475 \text{ m}^2$$

Celkový vnější povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry S_{1m} :

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_{ž} \cdot t_{ž}) + n_{ž} \cdot S_{1ž} = \pi \cdot 0,0337 \cdot (1 - 225 \cdot 0,0008) + 225 \cdot 0,00475$$

$$S_{1m} = 1,15556 \text{ m}^2$$

Celkový vnitřní povrch jedné jeden metr dlouhé trubky S_{2m} :

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0257 = 0,08074 \text{ m}^2$$

4.10.8 POČET ŘAD V EKONOMIZÉRU VE1

Rozdíly teplot pro výpočet středního logaritmického spádu:

$$\Delta t_1 = T_1 - t_8 = 162,02 - 145 = 17,02 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T_j - t_9 = 120,10 - 60 = 60,10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední logaritmický teplotní spád Δt_{ln} :

$$\Delta t_{LN} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{17,02 - 60,10}{\ln\left(\frac{17,02}{60,10}\right)} = 34,145 \text{ K}$$

Vnější teplosměnná plocha S_{SP} :

$$S_{SP} = \frac{Q_{VE1}}{k \cdot \Delta t_{LN}} = \frac{1772247}{24,674 \cdot 34,145} = 2103,609 \text{ m}^2$$

Počet řad $n_{řad}$:

$$n_{řad} = \frac{S_{SP}}{l \cdot S_{1m} \cdot n_{tr}} = \frac{2103,609}{8,7 \cdot 1,15556 \cdot 30} = 6,97$$

Počet řad musí být celé číslo, proto $n_{řad} = 7$.

4.10.9 SKUTEČNÉ TEPLA PŘEDANÉ V EKONOMIZÉRU VE1

Skutečná vnější teplosměnná plocha S_{SP}^{SKUT} :

$$S_{SP}^{SKUT} = n_{řad} \cdot n_{tr} \cdot l \cdot S_{1m} = 7 \cdot 30 \cdot 8,7 \cdot 1,15556 = 2111,201 \text{ m}^2$$

Skutečné teplo předané v ekonomizéru VE1 Q_{VE1}^{SKUT} :

$$Q_{VE1}^{SKUT} = k \cdot S_{SP}^{SKUT} \cdot \Delta t_{LN} = 24,674 \cdot 2111,201 \cdot 34,145 = 1778,644 \text{ kW}$$

Kontrola:

Poměrný rozdíl tepel nesmí překročit 5 %.

$$\Delta Q = \left| \frac{Q_{VE1}^{SKUT} - Q_{VE1}}{Q_{VE1}^{SKUT}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1778,644 - 1772,247}{1778,644} \right| \cdot 100 = 0,36 \%$$

Podmínka byla splněna. Výpočet vyhovuje.

4.10.10 SKUTEČNÁ TEPLOTA A ENTALPIE SPALIN V BODĚ J

Skutečné parametry v bodě J (spaliny):

$$I_j^{SKUT} = I_i - \frac{Q_{VE1}^{SKUT}}{\dot{M}_{SPV}(1 - z_S)} = 215,806 - \frac{1778,644}{31,71 \cdot (1 - 0,004348)} = 159,470 \text{ kJ/m}^3$$

Teplota spalin pro entalpii I_j^{SKUT} je dopočítána interpolací z tab. 2.2.

$$T_j^{SKUT} = 100 + (200 - 100) \frac{(I_j^{SKUT} - I_{SP}^{100})}{(I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100})} = 100 + 100 \frac{(159,47 - 132,75)}{(266,68 - 132,75)} =$$

$$T_j^{SKUT} = 119,954$$

Kontrola:

Rozdíl teplot nesmí překročit 3 °C.

$$\Delta T = |T_j^{SKUT} - T_j| = |119,95 - 120,10| = 0,15 \text{ °C}$$

Podmínka byla splněna. Výpočet vyhovuje.

4.11 SOUHRN VYPOČTENÝCH HODNOT

Přehled skutečných teplot spalin je uveden v Tab. 4.11. Další důležité vypočtené hodnoty jsou v Tab. 4.12 a v Tab. 4.13.

Tab. 4.11 Skutečné teploty spalin v bodech A-J

	T_A	T_B	T_C	T_D	T_E	T_F	T_G	T_H	T_I	T_J
Teplota [°C]	550	521,3	466,8	307,0	267,4	262,9	224,7	172,3	162,0	120,0

Tab. 4.12 Souhrn vypočtených hodnot

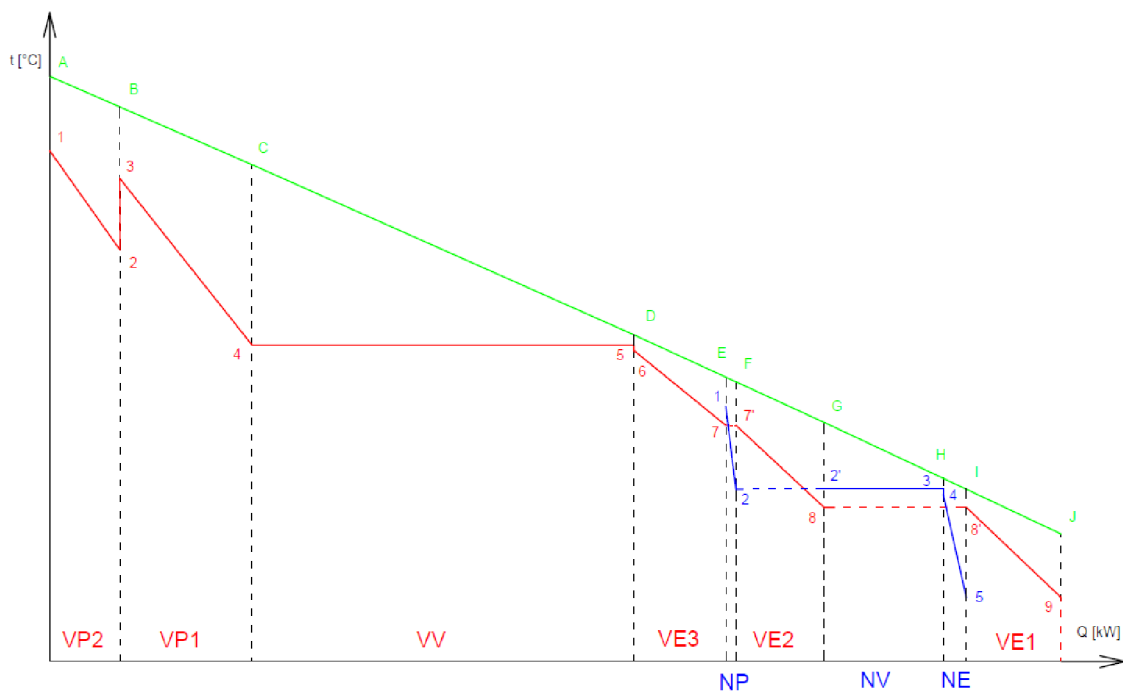
	VP2	VP1	VV	VE3
Počet trubek v jedné řadě [-]	27	28	20	28
Počet řad [-]	2	4	14	8
Skutečné předané teplo [kW]	1310,56	2489,70	7168,61	1722,17
Objemový průtok spalin [m ³ /s]	93,90	89,12	76,58	65,06
Rychlost proudění spalin [m/s]	9,96	9,27	10,64	7,46
Rychlost proudění chladicího média [m/s]	15,95	12,32	-	0,86

Tab. 4.13 Souhrn vypočtených hodnot

	NP	VE2	NV	NE	VE1
Počet trubek v jedné řadě [-]	30	28	20	28	30
Počet řad [-]	1	4	9	2	7
Skutečné předané Teplo [kW]	191,12	1652,44	2237,11	436,46	1778,64
Objemový průtok Spalin [m ³ /s]	62,49	59,98	54,76	51,12	48,09
Rychlost proudění Spalin [m/s]	7,07	6,79	7,66	5,27	5,96
Rychlost proudění Chladicího média [m/s]	24,75	0,77	-	1,10	1,00

4.12 SKUTEČNÝ PILOVÝ DIAGRAM

V předešlých kapitolách byly stanoveny skutečné hodnoty teplot v jednotlivých bodech a hodnoty předaných tepel ve výhřevných plochách. Nyní je možné sestavit skutečný pilový diagram, který je vidět na Obr. 4.22.



Obr. 4.22 Skutečný pilový diagram

5 NÁVRH ROZMĚRŮ BUBNŮ

Nejprve je nutné navrhnout základní rozměry bubnu, které se volí podle Tab. 5.1 v závislosti na parním výkonu kotle v tunách za hodinu [4]. Délka bubnu je volena tak, aby se rovnala šířce kanálu, a tloušťka stěny se volí v rozmezí 40 až 120 mm. Po konzultacích byla zvolena 40 mm pro vysokotlaký buben a 20 mm pro nízkotlaký buben. Je dopočítán vnitřní průměr bubnu a poloviční objem bubnu. Následně se zjistí zatížení bubnu, které musí být nižší než mezní zatížení z_{mez} .

Tab. 5.1 Volba průměru bubnu

Parní výkon kotle \dot{M}_P [t/h]	Průměr bubnu D_B [m]
≥ 60	1,6
15 – 60	1,4
≤ 15	1,2

Poloviční objem bubnu:

$$V_B = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} \cdot \frac{l_B}{2} \quad [m^3] \quad (5.1)$$

– d_B [m] vnitřní průměr bubnu

– l_B [m] délka bubnu

Zatížení bubnu:

$$z_B = \frac{\dot{M}_P}{V_B} \left[\frac{kg}{s \cdot m^3} \right] \quad (5.2)$$

– \dot{M}_P [t/s] parní výkon kotle

5.1 NÁVRH VYSOKOTLAKÉHO BUBNU

$D_{BV} = 1400 \text{ mm}$ (odečteno z tabulky)

$t_{BV} = 40 \text{ mm}$ (volená hodnota)

$d_{BV} = D_{BV} - 2 \cdot t_{BV} = 1400 - 2 \cdot 40 = 1320 \text{ mm}$

$l_{BV} = \check{s} = 2,1 \text{ m}$

Poloviční objem bubnu:

$$V_{BV} = \frac{\pi \cdot d_{BV}^2}{4} \cdot \frac{l_{BV}}{2} = \frac{\pi \cdot 1,32^2}{4} \cdot \frac{2,1}{2} = 1,437 \text{ m}^3$$

Zatížení bubnu:

$$z_{BV} = \frac{M_{PV}}{V_{BV}} = \frac{5,22}{1,437} = 3,63 \frac{kg}{s \cdot m^3}$$

Kontrola:

Mezní zatížení se určí interpolací z tabulky hodnot zatížení používané v PBS, kde se předpokládá, že tlak vysokotlakého bubnu se rovná tlaku ve výparníku [4].

$$z_{mez} = 7,75 \frac{kg}{s \cdot m^3}$$

$$3,63 \leq 7,75$$

$$z_{BV} \leq z_{mez}$$

Vypočtené zatížení je nižší než mezní zatížení. Kontrola byla splněna.

5.2 NÁVRH NÍZKOTLAKÉHO BUBNU

$$D_{BN} = 1200 \text{ mm}$$

(odečteno z tabulky)

$$t_{BN} = 20 \text{ mm}$$

(volená hodnota)

$$d_{BN} = D_{BN} - 2 \cdot t_{BN} = 1200 - 2 \cdot 40 = 1160 \text{ mm}$$

$$l_{BN} = \check{s} = 2,1 \text{ m}$$

Poloviční objem bubnu:

$$V_{BN} = \frac{\pi \cdot d_{BN}^2}{4} \cdot \frac{l_{BN}}{2} = \frac{\pi \cdot 1,16^2}{4} \cdot \frac{2,1}{2} = 1,110 \text{ m}^3$$

Zatížení bubnu:

$$z_{BN} = \frac{M_{PN}}{V_{BN}} = \frac{1,066}{1,110} = 0,96 \frac{kg}{s \cdot m^3}$$

Kontrola:

Mezní zatížení se určí interpolací z tabulky hodnot zatížení používané v PBS, kde se předpokládá, že tlak nízkotlakého bubnu se rovná tlaku ve výparníku [4].

$$z_{mez} = 1,96 \frac{kg}{s \cdot m^3}$$

$$0,96 \leq 1,96$$

$$z_{BN} \leq z_{mez}$$

Vypočtené zatížení je nižší než mezní zatížení. Kontrola byla splněna.

5.3 SOUHRN VYPOČTENÝCH HODNOT

Tab. 5.2 Souhrn vypočtených hodnot při návrhu bubnů

Veličina	Vysokotlaký buben	Nízkotlaký buben	Jednotka
Průměr bubnu	1,4	1,2	[m]
Délka bubnu	2,1	2,1	[m]
Tloušťka stěny	40	40	[mm]
Zatížení bubnu	3,63	1,03	$\left[\frac{kg}{s \cdot m^3} \right]$
Mezní zatížení bubnu	7,75	1,96	$\left[\frac{kg}{s \cdot m^3} \right]$

6 NÁVRH ZAVODŇOVACÍHO A PŘEVADĚCÍHO POTRUBÍ

Vypočítá se pomocí následujících vzorců z literatury [1]. Určí se výška umístění bubnu, která se volí o tři metry vyšší než výška spalínového kanálu, a tlak v bubnu, který je stejný jako tlak ve výparníku. Nejprve se spočítá průtočný průřez všech varných trubek ze vzorce (6.1) a poté se z empirického vztahu (6.2) vyjádří a dopočítá průtočný průřez všech zavodňovacích trubek. Zvolí se počet trubek a ze vzorce (6.3) se zjistí vnitřní průměr zavodňovacích trubek. Následně se z katalogu vyráběných rozměrů trubek vybere vhodná možnost. Převáděcí potrubí se navrhuje prakticky stejně s využitím vzorců (6.1), (6.4) a (6.5).

Průtočný průřez všech varných trubek:

$$S_{OS} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{řad} [m^2] \quad (6.1)$$

- $d [m]$ vnitřní průměr potrubí výparníku
- $n_{tr} [-]$ počet trubek v jedné podélné řadě výparníku
- $n_{řad} [-]$ počet řad výparníku

Poměr průřezů všech zavodňovacích a varných trubek:

$$\frac{S_{OZ}}{S_{OS}} = 0,06 + 0,016 \cdot p_b + 0,005 \cdot h_b [-] \quad (6.2)$$

- $S_{OZ} [m^2]$ průtočný průměr všech zavodňovacích trubek
- $p_b [MPa]$ tlak bubnu
- $h_b [m]$ výška umístění bubnu

Průtočný průřez všech zavodňovacích trubek:

$$S_{OZ} = \frac{\pi \cdot d_Z^2}{4} \cdot n_Z [m^2] \quad (6.3)$$

- $n_Z [-]$ počet zavodňovacích trubek
- $d_Z [m]$ vnitřní průměr zavodňovacích trubek

Poměr průřezů všech převáděcích a varných trubek:

$$\frac{S_P}{S_{OS}} = 0,1 + 0,01 \cdot p_B + 0,01 \cdot h_P [-] \quad (6.4)$$

- $S_P [m^2]$ průtočný průřez všech převáděcích trubek

Průtočný průřez všech převadčích trubek:

$$S_{OP} = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot n_p \text{ [m}^2\text{]} \quad (6.5)$$

6.1 NÁVRH ZAVODŇOVACÍHO POTRUBÍ VYSOKOTLAKÉHO OKRUHU

Průtočný průřez všech varných trubek:

$$S_{OS} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{řad} = \frac{\pi \cdot 0,049^2}{4} \cdot 20 \cdot 14 = 0,528 \text{ m}^2$$

Průtočný průřez všech zavodňovacích trubek:

Dopočítá se jednoduchou úpravou vzorce (6.2).

$$h_b = 11,7 \text{ m} \quad (\text{volená hodnota})$$

$$p_b = p_4 = p_5 = 8,25 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned} S_{OZ} &= (0,06 + 0,016 \cdot p_b + 0,005 \cdot h_b) \cdot S_{OS} = \\ &= (0,06 + 0,016 \cdot 8,25 + 0,005 \cdot 11,7) \cdot 0,528 = 0,132 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Vnitřní průměr zavodňovacích trubek:

Dopočítá se úpravou vzorce (6.3). Volí se počet zavodňovacích trubek n_Z .

$$n_Z = 2 \quad (\text{volená hodnota})$$

$$d_Z = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{OZ}}{\pi \cdot n_Z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,132}{\pi \cdot 2}} = 0,290 \text{ m}$$

Volba rozměrů zavodňovacích trubek:

Rozměry jsou voleny dle tabulky vyráběných rozměrů trubek.

$$D_Z = 355,6 \text{ mm}$$

$$t_Z = 22,2 \text{ mm}$$

$$d_Z = D_Z - 2 \cdot t_Z = 355,6 - 2 \cdot 22,2 = 311,2 \text{ mm}$$

6.2 NÁVRH ZAVODŇOVACÍHO POTRUBÍ NÍZKOTLAKÉHO OKRUHU

Průtočný průřez všech varných trubek:

$$S_{OS} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{řad} = \frac{\pi \cdot 0,0506^2}{4} \cdot 20 \cdot 9 = 0,362 \text{ m}^2$$

Průtočný průřez všech zavodňovacích trubek:

Dopočítá se jednoduchou úpravou vzorce (6-2).

$$h_b = 11,7 \text{ m} \quad (\text{volená hodnota})$$

$$p_b = p_2 = p_3 = 0,65 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned} S_{OZ} &= (0,06 + 0,016 \cdot p_b + 0,005 \cdot h_b) \cdot S_{OS} = \\ &= (0,06 + 0,016 \cdot 0,65 + 0,005 \cdot 11,7) \cdot 0,362 = 0,0467 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Vnitřní průměr zavodňovacích trubek:

Dopočítá se úpravou vzorce (6.3). Volí se počet zavodňovacích trubek n_z .

$$n_z = 2 \quad (\text{volená hodnota})$$

$$d_z = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{OZ}}{\pi \cdot n_z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0467}{\pi \cdot 2}} = 0,172 \text{ m}$$

Volba rozměrů zavodňovacích trubek:

Rozměry jsou voleny dle tabulky vyráběných rozměrů trubek.

$$D_z = 219,1 \text{ mm}$$

$$t_z = 17,5 \text{ mm}$$

$$d_z = D_z - 2 \cdot t_z = 355,6 - 2 \cdot 22,2 = 184,1 \text{ mm}$$

6.3 NÁVRH PŘEVADĚCÍHO POTRUBÍ VYSOKOTLAKÉHO OKRUHU

Průtočný průřez všech varných trubek:

$$S_{OS} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{řad} = \frac{\pi \cdot 0,049^2}{4} \cdot 20 \cdot 14 = 0,528 \text{ m}^2$$

Průtočný průřez všech převadčích trubek:

Dopočítá se jednoduchou úpravou vzorce (6.4).

$$h_b = 11,7 \text{ m} \quad (\text{volená hodnota})$$

$$p_b = p_4 = p_5 = 8,25 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned} S_{OP} &= (0,1 + 0,01 \cdot (p_b + h_b)) \cdot S_{OS} = \\ &= (0,1 + 0,01 \cdot (8,25 + 11,7)) \cdot 0,528 = 0,158 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Vnitřní průměr převadčích trubek:

Dopočítá se úpravou vzorce (6.5). Volí se počet převadčích trubek n_p .

$$n_p = 14 \quad (\text{volená hodnota})$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{OP}}{\pi \cdot n_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,158}{\pi \cdot 14}} = 0,120 \text{ m}$$

Volba rozměrů převadčích trubek:

Rozměry jsou voleny dle tabulky vyráběných rozměrů trubek.

$$D_p = 139,7 \text{ mm}$$

$$t_p = 6,3 \text{ mm}$$

$$d_p = D_p - 2 \cdot t_p = 139,7 - 2 \cdot 6,3 = 127,1 \text{ mm}$$

6.4 NÁVRH PŘEVADĚCÍHO POTRUBÍ NÍZKOTLAKÉHO OKRUHU

Průtočný průřez všech varných trubek:

$$S_{OS} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{rad} = \frac{\pi \cdot 0,0506^2}{4} \cdot 20 \cdot 9 = 0,362 \text{ m}^2$$

Průtočný průřez všech převadčích trubek:

Dopočítá se jednoduchou úpravou vzorce (6.4).

$$h_b = 11,7 \text{ m} \quad (\text{volená hodnota})$$

$$p_b = p_2 = p_3 = 0,65 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned} S_{OP} &= (0,1 + 0,01 \cdot (p_b + h_b)) \cdot S_{OS} = \\ &= (0,1 + 0,01 \cdot (0,65 + 11,7)) \cdot 0,362 = 0,081 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Vnitřní průměr převadčích trubek:

Dopočítá se úpravou vzorce (6.5). Volí se počet převadčích trubek n_p .

$$n_p = 10 \quad (\text{volená hodnota})$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{OP}}{\pi \cdot n_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,081}{\pi \cdot 10}} = 0,101 \text{ m}$$

Volba rozměrů převaděcích trubek:

Rozměry jsou voleny dle tabulky vyráběných rozměrů trubek.

$$D_p = 114,3 \text{ mm}$$

$$t_p = 5,4 \text{ mm}$$

$$d_p = D_z - 2 \cdot t_z = 114,3 - 2 \cdot 5,4 = 103,5 \text{ mm}$$

7 NÁVRH VSTUPNÍCH A VÝSTUPNÍCH POTRUBÍ

Vstupní a výstupní potrubí je navrženo pomocí vzorce (7.1), který vznikne dosazením vzorce (3.2) do vzorce (3.1), přičemž počet trubek je zvolen $n_{tr} = 1$. Rychlost chladicího média u přehříváků je volena $w_p = 25 \text{ m/s}$ a pro ekonomizéry v rozmezí $w_p = 1 - 1,5 \text{ m/s}$. Z této rovnice se dopočítá vnitřní průměr trubky a navrhne se zbytek rozměrů dle katalogu vyráběných rozměrů trubek. Nakonec je pomocí stejné vzorce pro navrhovaný vnitřní průměr provedena kontrola rychlosti chladicího média, která by měla být u přehříváků v rozmezí $w_p = 20 - 30 \text{ m/s}$ a u ekonomizérů $w_p = 0,7 - 2,5 \text{ m/s}$.

Vnitřní průměr vstup. a výstup. potrubí:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_P \cdot v_P}{\pi \cdot w_P}} \text{ [m]} \quad (7.1)$$

7.1 NÁVRH VÝSTUPNÍHO POTRUBÍ PŘEHŘÍVÁKU VP2

Z t_1 a p_1 je pomocí programu X-steam zjištěna hodnota v_1 .

$$v_1 = 0,040365 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

Vnitřní průměr:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot v_1}{\pi \cdot w_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,22 \cdot 0,040365}{\pi \cdot 25}} = 0,104 \text{ m}$$

Volba rozměrů výstupního potrubí VP2:

Rozměry jsou voleny dle tabulky vyráběných rozměrů trubek.

$$D_{VP2} = 127 \text{ mm}$$

$$t_{VP2} = 10 \text{ mm}$$

$$d_{VP2} = D_{VP2} - 2 \cdot t_{VP2} = 127 - 2 \cdot 10 = 100,1 \text{ mm}$$

Kontrola:

$$w_P = \frac{4 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot v_1}{\pi \cdot (d_{VP2})^2} = \frac{4 \cdot 5,22 \cdot 0,040365}{\pi \cdot 0,107^2} = 23,43 \text{ m/s}$$

Rychlost proudění chladicího média je v povoleném rozmezí. Navrhnuté rozměry vyhovují.

7.2 NÁVRH VSTUPNÍHO A VÝSTUPNÍHO POTRUBÍ (VP2 A VP1)

Ze střední hodnoty teplot t_2 a t_3 a z p_3 je pomocí programu X-steam zjištěna hodnota v_{23} .

$$v_{23} = 0,034973 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

Vnitřní průměr:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot v_{23}}{\pi \cdot w_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,22 \cdot 0,034973}{\pi \cdot 25}} = 0,096 \text{ m}$$

Volba rozměrů vstupního a výstupního potrubí (VP2 a VP1):

Rozměry jsou voleny dle tabulky vyráběných rozměrů trubek.

$$D_{VP1} = 114,3 \text{ mm}$$

$$t_{VP1} = 8,8 \text{ mm}$$

$$d_{VP1} = D_{VP1} - 2 \cdot t_{VP1} = 114,3 - 2 \cdot 8,8 = 96,7 \text{ mm}$$

Kontrola:

$$w_P = \frac{4 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot v_1}{\pi \cdot (d_{VP1})^2} = \frac{4 \cdot 5,22 \cdot 0,034973}{\pi \cdot 0,0967^2} = 24,86 \text{ m/s}$$

Rychlost proudění chladicího média je v povoleném rozmezí. Navrhnuté rozměry vyhovují.

7.3 NÁVRH VSTUPNÍHO POTRUBÍ PŘEHŘÍVÁKU VP1

Z t_4 a p_4 je pomocí programu X-steam zjištěna hodnota v_4 .

$$v_4 = 0,022704 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

Vnitřní průměr:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot 0,95 \cdot v_4}{\pi \cdot w_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,22 \cdot 0,95 \cdot 0,022704}{\pi \cdot 25}} = 0,076 \text{ m}$$

Volba rozměrů vstupního potrubí VP1:

Rozměry jsou voleny dle tabulky vyráběných rozměrů trubek.

$$D_{VP1} = 101,6 \text{ mm}$$

$$t_{VP1} = 11 \text{ mm}$$

$$d_{VP1} = D_{VP1} - 2 \cdot t_{VP1} = 101,6 - 2 \cdot 11 = 79,6 \text{ mm}$$

Kontrola:

$$w_P = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot v_4}{\pi \cdot (d_{VP1})^2} = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot 5,22 \cdot 0,022704}{\pi \cdot 0,0796^2} = 22,62 \text{ m/s}$$

Rychlost proudění chladícího média je v povoleném rozmezí. Navrhnuté rozměry vyhovují.

7.4 NÁVRH VÝSTUPNÍHO POTRUBÍ EKONOMIZÉRU VE3

Z t_6 a p_6 je pomocí programu X-steam zjištěna hodnota v_6 .

$$v_6 = 0,001372 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

Vnitřní průměr:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot 0,95 \cdot v_6}{\pi \cdot w_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,22 \cdot 0,95 \cdot 0,001372}{\pi \cdot 1}} = 0,093 \text{ m}$$

Volba rozměrů výstupního potrubí VE3:

Rozměry jsou voleny dle tabulky vyráběných rozměrů trubek.

$$D_{VE3} = 114,3 \text{ mm}$$

$$t_{VE3} = 10 \text{ mm}$$

$$d_{VE3} = D_{VE3} - 2 \cdot t_{VE3} = 114,3 - 2 \cdot 10 = 94,3 \text{ mm}$$

Kontrola:

$$w_P = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot v_6}{\pi \cdot (d_{VE3})^2} = \frac{4 \cdot 5,22 \cdot 0,95 \cdot 0,001372}{\pi \cdot 0,0943^2} = 0,974 \text{ m/s}$$

Rychlost proudění chladícího média je v povoleném rozmezí. Navrhnuté rozměry vyhovují.

7.5 NÁVRH VSTUPNÍHO A VÝSTUPNÍHO POTRUBÍ (VE3 A VE2)

Z t_7 a p_7 je pomocí programu X-steam zjištěna hodnota v_7 .

$$v_7 = 0,001186 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

Vnitřní průměr:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot 0,95 \cdot v_7}{\pi \cdot w_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,22 \cdot 0,95 \cdot 0,001186}{\pi \cdot 1}} = 0,087 \text{ m}$$

Volba rozměrů vstupního a výstupního potrubí (VE3 a VE2):

Rozměry jsou voleny dle tabulky vyráběných rozměrů trubek.

$$D_{VE2} = 101,6 \text{ mm}$$

$$t_{VE2} = 8 \text{ mm}$$

$$d_{VE2} = D_{VE2} - 2 \cdot t_{VE2} = 101,6 - 2 \cdot 8 = 85,6 \text{ mm}$$

Kontrola:

$$w_P = \frac{4 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot 0,95 \cdot v_7}{\pi \cdot (d_{VE2})^2} = \frac{4 \cdot 5,22 \cdot 0,95 \cdot 0,001186}{\pi \cdot 0,0856^2} = 1,022 \text{ m/s}$$

Rychlost proudění chladicího média je v povoleném rozmezí. Navrhnuté rozměry vyhovují.

7.6 NÁVRH VSTUPNÍHO A VÝSTUPNÍHO POTRUBÍ (VE2 A VE1)

Z t_8 a p_8 je pomocí programu X-steam zjištěna hodnota v_8 .

$$v_8 = 0,001080 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

Vnitřní průměr:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot 0,95 \cdot v_8}{\pi \cdot w_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,22 \cdot 0,95 \cdot 0,001080}{\pi \cdot 1}} = 0,083 \text{ m}$$

Volba rozměrů vstupního a výstupního potrubí (VE2 a VE1):

Rozměry jsou voleny dle tabulky vyráběných rozměrů trubek.

$$D_{VE1} = 101,6 \text{ mm}$$

$$t_{VE1} = 8,8 \text{ mm}$$

$$d_{VE1} = D_{VE1} - 2 \cdot t_{VE1} = 101,6 - 2 \cdot 8,8 = 84 \text{ mm}$$

Kontrola:

$$w_P = \frac{4 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot 0,95 \cdot v_8}{\pi \cdot (d_{VE1})^2} = \frac{4 \cdot 5,22 \cdot 0,95 \cdot 0,001080}{\pi \cdot 0,084^2} = 0,966 \text{ m/s}$$

Rychlost proudění chladicího média je v povoleném rozmezí. Navrhnuté rozměry vyhovují.

7.7 NÁVRH VSTUPNÍHO POTRUBÍ EKONOMIZÉRU VE1

Z t_9 a p_9 je pomocí programu X-steam zjištěna hodnota v_9 .

$$v_9 = 0,001013 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

Vnitřní průměr:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot 0,95 \cdot v_9}{\pi \cdot w_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,22 \cdot 0,95 \cdot 0,001013}{\pi \cdot 1}} = 0,080 \text{ m}$$

Volba rozměrů vstupního potrubí VE1:

Rozměry jsou voleny dle tabulky vyráběných rozměrů trubek.

$$D_{VE1} = 101,6 \text{ mm}$$

$$t_{VE1} = 10 \text{ mm}$$

$$d_{VE1} = D_{VE1} - 2 \cdot t_{VE1} = 101,6 - 2 \cdot 10 = 81,6 \text{ mm}$$

Kontrola:

$$w_P = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot \dot{M}_{PV} \cdot v_9}{\pi \cdot (d_{VE1})^2} = \frac{4 \cdot 5,22 \cdot 0,95 \cdot 0,001013}{\pi \cdot 0,0816^2} = 0,961 \text{ m/s}$$

Rychlost proudění chladicího média je v povoleném rozmezí. Navrhnuté rozměry vyhovují.

7.8 NÁVRH VÝSTUPNÍHO POTRUBÍ PŘEHŘÍVÁKU NP

Z t_1 a p_1 pro nízkotlaký okruh je pomocí programu X-steam zjištěna hodnota v_1 .

$$v_1 = 0,421587 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

Vnitřní průměr:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_{PN} \cdot v_1}{\pi \cdot w_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,066 \cdot 0,421587}{\pi \cdot 25}} = 0,151 \text{ m}$$

Volba rozměrů výstupního potrubí NP:

Rozměry jsou voleny dle tabulky vyráběných rozměrů trubek.

$$D_{NP} = 168,3 \text{ mm}$$

$$t_{NP} = 8,8 \text{ mm}$$

$$d_{NP} = D_{NP} - 2 \cdot t_{NP} = 168,3 - 2 \cdot 8,8 = 150,7 \text{ mm}$$

Kontrola:

$$w_P = \frac{4 \cdot \dot{M}_{PN} \cdot v_1}{\pi \cdot (d_{NP})^2} = \frac{4 \cdot 1,066 \cdot 0,421587}{\pi \cdot 0,1507^2} = 25,20 \text{ m/s}$$

Rychlost proudění chladicího média je v povoleném rozmezí. Navrhnuté rozměry vyhovují.

7.9 NÁVRH VSTUPNÍHO POTRUBÍ PŘEHŘÍVÁKU NP

Z t_2 a p_2 pro nízkotlaký okruh je pomocí programu X-steam zjištěna hodnota v_2 .

$$v_2 = 0,292584 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

Vnitřní průměr:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_{PN} \cdot v_2}{\pi \cdot w_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,066 \cdot 0,292584}{\pi \cdot 25}} = 0,126 \text{ m}$$

Volba rozměrů vstupního potrubí NP:

Rozměry jsou voleny dle tabulky vyráběných rozměrů trubek.

$$D_{NP} = 139,7 \text{ mm}$$

$$t_{NP} = 6,3 \text{ mm}$$

$$d_{NP} = D_{NP} - 2 \cdot t_{NP} = 139,7 - 2 \cdot 6,3 = 127,1 \text{ mm}$$

Kontrola:

$$w_P = \frac{4 \cdot \dot{M}_{PN} \cdot v_2}{\pi \cdot (d_{NP})^2} = \frac{4 \cdot 1,066 \cdot 0,292584}{\pi \cdot 0,1271^2} = 24,58 \text{ m/s}$$

Rychlost proudění chladicího média je v povoleném rozmezí. Navrhnuté rozměry vyhovují.

7.10 NÁVRH VÝSTUPNÍHO POTRUBÍ EKONOMIZÉRU NE

Z t_4 a p_4 pro nízkotlaký okruh je pomocí programu X-steam zjištěna hodnota v_4 .

$$v_4 = 0,001098 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

Vnitřní průměr:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_{PN} \cdot v_4}{\pi \cdot w_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,066 \cdot 0,001098}{\pi \cdot 1}} = 0,039 \text{ m}$$

Volba rozměrů výstupního potrubí NE:

Rozměry jsou voleny dle tabulky vyráběných rozměrů trubek.

$$D_{NE} = 51 \text{ mm}$$

$$t_{NE} = 6,3 \text{ mm}$$

$$d_{NE} = D_{NE} - 2 \cdot t_{NE} = 51 - 2 \cdot 6,3 = 38,4 \text{ mm}$$

Kontrola:

$$w_P = \frac{4 \cdot \dot{M}_{PN} \cdot v_4}{\pi \cdot (d_{NE})^2} = \frac{4 \cdot 1,066 \cdot 0,001098}{\pi \cdot 0,0384^2} = 1,011 \text{ m/s}$$

Rychlost proudění chladícího média je v povoleném rozmezí. Navrhnuté rozměry vyhovují.

7.11 NÁVRH VSTUPNÍHO POTRUBÍ EKONOMIZÉRU NE

Z t_5 a p_5 pro nízkotlaký okruh je pomocí programu X-steam zjištěna hodnota v_5 .

$$v_5 = 0,001017 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{vypočítáno X-steam})$$

Vnitřní průměr:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_{PN} \cdot v_5}{\pi \cdot w_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,066 \cdot 0,001017}{\pi \cdot 1}} = 0,037 \text{ m}$$

Volba rozměrů vstupního potrubí NE:

Rozměry jsou voleny dle tabulky vyráběných rozměrů trubek.

$$D_{NE} = 51 \text{ mm}$$

$$t_{NE} = 7,1 \text{ mm}$$

$$d_{NE} = D_{NE} - 2 \cdot t_{NE} = 51 - 2 \cdot 7,1 = 36,8 \text{ mm}$$

Kontrola:

$$w_P = \frac{4 \cdot \dot{M}_{PN} \cdot v_5}{\pi \cdot (d_{NE})^2} = \frac{4 \cdot 1,066 \cdot 0,001017}{\pi \cdot 0,0368^2} = 1,019 \text{ m/s}$$

Rychlost proudění chladícího média je v povoleném rozmezí. Navrhnuté rozměry vyhovují.

8 NÁVRH MATERIÁLŮ VÝHŘEVNÝCH PLOCH

Při návrhu se postupuje dle normy ČSN EN 12 952-3 [8]. Nejprve je nutné stanovit vztažnou teplotu pro každou výhřevnou plochu podle vzorce (8.1). Pro přehřívačky, kde převažuje přestup tepla konvekcí, je teplotní přírůstek stanoven jako $\Delta t_{př} = 35 \text{ °C}$ a pro výparníky a ekonomizéry se postupuje podle vzorce (8.2). Trubky ve vysokotlaké části kotle mají tloušťku stěny 4 mm, proto $\Delta t_{př} = 15 + 2 \cdot t_{tr} = 15 + 2 \cdot 4 = 23 \text{ °C}$, a trubky v nízkotlaké části 3,2 mm, proto $\Delta t_{př} = 15 + 2 \cdot t_{tr} = 15 + 2 \cdot 3,2 = 21,4 \text{ °C}$. Všechny důležité vypočtené hodnoty včetně zvolených materiálů jsou zobrazeny v Tab. 8.1. Materiál žebek byl zvolen X10Cr13 pro maximální teplotu 800 °C [3].

Vztažná teplota pro určení materiálu:

$$t_{vz} = t_{vs} + \Delta t_{př} \text{ [°C]} \quad (8.1)$$

$-t_{vz} \text{ [°C]}$	vztažná teplota
$-t_{vs} \text{ [°C]}$	teplota vstupujících spalin do teplosměnné plochy
$-\Delta t_{př} \text{ [°C]}$	teplotní přírůstek

Teplotní přírůstek:

$$\Delta t_{př} = 15 + 2 \cdot t_{tr} \text{ [°C]} \quad (8.2)$$

$-t_{tr} \text{ [mm]}$	tloušťka trubek
------------------------	-----------------

Tab. 8.1 Volba materiálu trubek výhřevných ploch

Výhřevná plocha	Vstupní teplota spalin [°C]	Teplotní přírůstek [°C]	Vztažná teplota [°C]	Zvolený materiál trubek
VP2	550,00	35	585,00	10CrMo9-10
VP1	521,34	35	556,34	10CrMo9-10
VV	466,83	23	489,83	16Mo3
VE3	307,04	23	330,04	P265GH
NP	267,36	35	302,36	P265GH
VE2	262,94	23	285,94	P265GH
NV	224,70	21,4	246,10	P265GH
NE	172,34	21,4	193,74	P265GH
VE1	162,02	23	185,02	P265GH

9 TAHOVÁ ZTRÁTA KOTLE

Jedním ze zadaných parametrů při návrhu kotle je i maximální povolená tahová ztráta kotle $\Delta p_{max} = 1500 \text{ Pa}$. Proto je nutné vypočítat tahovou ztrátu kotle a ujistit se o správném návržení. Postup výpočtu a vzorce vycházejí z lit [1].

9.1 POSTUP A VZORCE U VÝPOČTU TAHOVÉ ZTRÁTY KOTLE

Celková tahová ztráta kotle Δp_c je součtem tlakových ztrát jednotlivých teplosměnných ploch a ztráty v komíně.

Tlaková ztráta svazku žebrovaných trubek:

$$\Delta p_Z = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP} [\text{Pa}] \quad (9.1)$$

- $\xi [-]$ součinitel tlakových ztrát pro svazek žebrovaných trubek
- $w_{SP} [\text{m/s}]$ rychlost proudění spalin
- $\rho_{SP} [\text{kg/m}^3]$ hustota spalin

Součinitel tlakových ztrát pro svazek žebrovaných trubek:

$$\xi = K \cdot n_{rad} \cdot \left(\frac{h_z}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{S_z}{D}\right)^{-k_2} \cdot Re^{-k_3} [-] \quad (9.2)$$

- $K, k_1, k_2, k_3 [-]$ koeficienty pro vystřídání uspořádání trubek
- $Re [-]$ Reynoldsovo číslo vztažené na střední teplotu stěny

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_{SP} \cdot d_e}{\nu_S} [-] \quad (9.3)$$

- $\nu_S [\text{m}^2/\text{s}]$ součinitel kinematické viskozity spalin vztažené na střední teplotu stěny
- $d_e [\text{m}]$ ekvivalentní průměr

Ekvivalentní průměr spalinového kanálu:

$$d_e = \frac{4 \cdot S_K}{O_K} [\text{m}] \quad (9.4)$$

- $S_K [\text{m}^2]$ průtočná plocha kotle
- $O_K [\text{m}]$ obvod průtočné plochy kotle

Střední teplota povrchu stěny:

$$t_Z = t_M + \Delta t_Z [^\circ\text{C}] \quad (9.5)$$

$-\Delta t_z$ [°C]	přírůstek teploty, podle literatury [2] pro spalování plynu $\Delta t_z = 25$ °C
$-t_p$ [°C]	střední teplota chladicího média

9.2 TLAKOVÉ ZTRÁTY V JEDNOTLIVÝCH VÝHŘEVNÝCH PLOCHÁCH

Nejprve je zapotřebí dopočítat hodnoty, které jsou pro všechny výhřevné plochy stejné.

Ekvivalentní průměr spalínového kanálu:

$$S_K = \check{s} \cdot l = 2,1 \cdot 8,7 = 18,27 \text{ m}^2$$

$$O_K = 2 \cdot (\check{s} + l) = 2 \cdot (2,1 + 8,7) = 21,6 \text{ m}$$

$$d_e = \frac{4 \cdot S_K}{O_K} = \frac{4 \cdot 18,27}{21,6} = 3,383 \text{ m}$$

Koeficienty pro vystřídání uspořádání trubek:

Jsou voleny podle literatury [4].

$$K = 2$$

$$k_1 = 0$$

$$k_2 = 0,72$$

$$k_3 = 0,24$$

Hustota spalín

$$\rho_{SP} = 1,26127 \text{ kg/m}^3$$

Další hodnoty potřebné k určení tahových ztrát jednotlivých výhřevných ploch byly vypočteny pomocí vzorců z kapitoly 9.1 a jsou uvedeny v Tab. 9.1.

Tab. 9.1 Potřebné hodnoty pro výpočet tlakových ztrát

Výhřevná plocha	Střední teplota povrchu stěny [°C]	Součinitel kinematické viskozity spalín [m^2/s]	Reynoldsovo číslo
VP2	458,41	$6,9120 \cdot 10^{-5}$	$4,8797 \cdot 10^5$
VP1	394,24	$5,9112 \cdot 10^{-5}$	$5,3053 \cdot 10^5$
VV	322,17	$4,8699 \cdot 10^{-5}$	$7,3913 \cdot 10^5$
VE3	282,09	$4,3154 \cdot 10^{-5}$	$5,8482 \cdot 10^5$
NP	226,00	$3,5820 \cdot 10^{-5}$	$6,6773 \cdot 10^5$
VE2	208,50	$3,3532 \cdot 10^{-5}$	$6,8504 \cdot 10^5$
NV	186,99	$3,0989 \cdot 10^{-5}$	$8,3621 \cdot 10^5$
NE	133,50	$2,5108 \cdot 10^{-5}$	$7,1008 \cdot 10^5$
VE1	127,50	$2,4448 \cdot 10^{-5}$	$8,2472 \cdot 10^5$

9.2.1 TLAKOVÁ ZTRÁTA VP2**Součinitel tlakové ztráty VP2:**

$$\xi = K \cdot n_{rad} \cdot \left(\frac{h_z}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{S_z}{D}\right)^{-k_2} \cdot Re^{-k_3} = 2 \cdot 2 \cdot \left(\frac{15}{31,8}\right)^0 \cdot \left(\frac{4,08}{31,8}\right)^{-0,72} \cdot (4,8797 \cdot 10^5)^{-0,24}$$

$$\xi = 0,757$$

Tlaková ztráta VP2:

$$\Delta p_{ZVP2} = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 0,757 \cdot \frac{9,97^2}{2} \cdot 1,26127 = 47,453 \text{ Pa}$$

9.2.2 TLAKOVÁ ZTRÁTA VP1**Součinitel tlakové ztráty VP1:**

$$\xi = K \cdot n_{rad} \cdot \left(\frac{h_z}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{S_z}{D}\right)^{-k_2} \cdot Re^{-k_3} = 2 \cdot 4 \cdot \left(\frac{13}{31,8}\right)^0 \cdot \left(\frac{5,56}{31,8}\right)^{-0,72} \cdot (5,3053 \cdot 10^5)^{-0,24}$$

$$\xi = 1,187$$

Tlaková ztráta VP1:

$$\Delta p_{ZVP1} = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 1,187 \cdot \frac{9,27^2}{2} \cdot 1,26127 = 64,326 \text{ Pa}$$

9.2.3 TLAKOVÁ ZTRÁTA VV**Součinitel tlakové ztráty VV:**

$$\xi = K \cdot n_{rad} \cdot \left(\frac{h_z}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{S_z}{D}\right)^{-k_2} \cdot Re^{-k_3} = 2 \cdot 14 \cdot \left(\frac{18}{57}\right)^0 \cdot \left(\frac{4,35}{57}\right)^{-0,72} \cdot (7,3913 \cdot 10^5)^{-0,24}$$

$$\xi = 6,969$$

Tlaková ztráta VV:

$$\Delta p_{ZVV} = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 6,969 \cdot \frac{10,63^2}{2} \cdot 1,26127 = 496,610 \text{ Pa}$$

9.2.4 TLAKOVÁ ZTRÁTA VE3**Součinitel tlakové ztráty VE3:**

$$\xi = K \cdot n_{rad} \cdot \left(\frac{h_z}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{S_z}{D}\right)^{-k_2} \cdot Re^{-k_3} = 2 \cdot 8 \cdot \left(\frac{15}{33,7}\right)^0 \cdot \left(\frac{4,35}{33,7}\right)^{-0,72} \cdot (5,8482 \cdot 10^5)^{-0,24}$$

$$\xi = 2,886$$

Tlaková ztráta VE3:

$$\Delta p_{ZVE3} = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 2,886 \cdot \frac{7,46^2}{2} \cdot 1,26127 = 101,286 \text{ Pa}$$

9.2.5 TLAKOVÁ ZTRÁTA NP**Součinitel tlakové ztráty NP:**

$$\xi = K \cdot n_{\text{řad}} \cdot \left(\frac{h_{\check{z}}}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{S_{\check{z}}}{D}\right)^{-k_2} \cdot Re^{-k_3} = 2 \cdot 1 \cdot \left(\frac{15}{31,8}\right)^0 \cdot \left(\frac{5,56}{31,8}\right)^{-0,72} \cdot (6,6773 \cdot 10^5)^{-0,24}$$

$$\xi = 0,281$$

Tlaková ztráta NP:

$$\Delta p_{ZNP} = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 0,281 \cdot \frac{7,07^2}{2} \cdot 1,26127 = 8,858 \text{ Pa}$$

9.2.6 TLAKOVÁ ZTRÁTA VE2**Součinitel tlakové ztráty VE2:**

$$\xi = K \cdot n_{\text{řad}} \cdot \left(\frac{h_{\check{z}}}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{S_{\check{z}}}{D}\right)^{-k_2} \cdot Re^{-k_3} = 2 \cdot 4 \cdot \left(\frac{15}{33,7}\right)^0 \cdot \left(\frac{4,76}{33,7}\right)^{-0,72} \cdot (6,8504 \cdot 10^5)^{-0,24}$$

$$\xi = 1,302$$

Tlaková ztráta VE2:

$$\Delta p_{ZVE2} = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 1,302 \cdot \frac{6,79^2}{2} \cdot 1,26127 = 37,855 \text{ Pa}$$

9.2.7 TLAKOVÁ ZTRÁTA NV**Součinitel tlakové ztráty NV:**

$$\xi = K \cdot n_{\text{řad}} \cdot \left(\frac{h_{\check{z}}}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{S_{\check{z}}}{D}\right)^{-k_2} \cdot Re^{-k_3} = 2 \cdot 9 \cdot \left(\frac{18}{57}\right)^0 \cdot \left(\frac{4,17}{57}\right)^{-0,72} \cdot (8,3621 \cdot 10^5)^{-0,24}$$

$$\xi = 4,484$$

Tlaková ztráta NV:

$$\Delta p_{ZNV} = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 4,484 \cdot \frac{7,66^2}{2} \cdot 1,26127 = 165,921 \text{ Pa}$$

9.2.8 TLAKOVÁ ZTRÁTA NE

Součinitel tlakové ztráty NE:

$$\xi = K \cdot n_{rad} \cdot \left(\frac{h_z}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{S_z}{D}\right)^{-k_2} \cdot Re^{-k_3} = 2 \cdot 2 \cdot \left(\frac{14}{31,8}\right)^0 \cdot \left(\frac{6,67}{31,8}\right)^{-0,72} \cdot (7,1008 \cdot 10^5)^{-0,24}$$

$$\xi = 0,485$$

Tlaková ztráta NE:

$$\Delta p_{ZNE} = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 0,485 \cdot \frac{5,27^2}{2} \cdot 1,26127 = 8,495 \text{ Pa}$$

9.2.9 TLAKOVÁ ZTRÁTA VE1

Součinitel tlakové ztráty VE1:

$$\xi = K \cdot n_{rad} \cdot \left(\frac{h_z}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{S_z}{D}\right)^{-k_2} \cdot Re^{-k_3} = 2 \cdot 7 \cdot \left(\frac{15}{33,7}\right)^0 \cdot \left(\frac{4,44}{33,7}\right)^{-0,72} \cdot (8,2472 \cdot 10^5)^{-0,24}$$

$$\xi = 2,291$$

Tlaková ztráta VE1:

$$\Delta p_{ZVE1} = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 2,291 \cdot \frac{5,96^2}{2} \cdot 1,26127 = 51,321 \text{ Pa}$$

9.3 POSTUP A VZORCE U VÝPOČTU TLAKOVÉ ZTRÁTY KOMÍNA

Tlaková ztráta komína se počítá jako součet místních a třecích odporů, které vznikají v komíně.

Tlaková ztráta komína:

$$\Delta p_K = \Delta p_{TK} + \Delta p_{MK} - \Delta p_{VK} \text{ [Pa]} \quad (9.6)$$

$-\Delta p_{TK}$ [Pa] tlaková ztráta třením v komíně

$-\Delta p_{MK}$ [Pa] místní tlakové ztráty v komíně

$-\Delta p_{VK}$ [Pa] vztlak komínu

Tlaková ztráta třením v komíně:

$$\Delta p_{TK} = \lambda_K \cdot \frac{H_K}{d_K} \cdot \frac{w_K^2}{2} \cdot \rho_{SP} \text{ [Pa]} \quad (9.7)$$

$-\lambda_K$ [-] součinitel tření v komíně (komín z cihel $\lambda_K = 0,04 \frac{W}{mK}$)

$-H_K$ [m] výška komína (volena 25m)

$-w_K$ [m/s] střední rychlost proudění spalin v komínu

$-d_K [m]$ střední průměr komína

Místní tlakové ztráty v komíně:

$$\Delta p_{MK} = (\xi_{IN} + \xi_{OUT}) \cdot \frac{w_K^2}{2} \cdot \rho_{SP} [Pa] \quad (9.8)$$

$-\xi_{IN} [-]$ místní ztráta vstupem do komína ($\xi_{IN} = 1$)

$-\xi_{OUT} [-]$ místní ztráta výstupu z komína ($\xi_{OUT} = 1$)

Vztlak komína:

$$\Delta p_{VK} = H_K \cdot \left(\rho_V - \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{273,15 + \Delta t_S} \right) \cdot g [Pa] \quad (9.9)$$

$-\Delta t_S [^\circ C]$ střední teplota spalin (voleno $\Delta t_S = T_J$)

$-g [m^2/s]$ gravitační zrychlení

$-\rho_V [kg/m^3]$ hustota atmosférického vzduchu (voleno $\rho_V = 1,275 kg/m^3$)

9.4 TLAKOVÁ ZTRÁTA KOMÍNA

9.4.1 NÁVRH ROZMĚRŮ KOMÍNA

Nejprve je zapotřebí určit skutečný objemový průtok spalin v komíně.

$$M_K = \dot{M}_{SPV} \cdot \frac{T_J + 273,15}{273,15} = 31,71 \cdot \frac{119,95 + 273,15}{273,15} = 45,635 m^3/s$$

Rychlost na výstupu se volí.

$$w_{kvys} = 20 m/s \quad (\text{volená hodnota})$$

Výstupní průměr:

$$d_{kvys} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_K}{\pi \cdot w_{kvys}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 45,635}{\pi \cdot 20}} = 1,704 m$$

Navrhne se střední průměr komína.

$$d_K = 2,5 m \quad (\text{volená hodnota})$$

Střední rychlost spali v komíně:

$$w_K = \frac{4 \cdot M_K}{\pi \cdot d_K^2} = \frac{4 \cdot 45,635}{\pi \cdot 2,5^2} = 9,30 m/s$$

9.4.2 TLAKOVÁ ZTRÁTA TŘENÍM V KOMÍNĚ

$$\Delta p_{TK} = \lambda_K \cdot \frac{H_K}{d_K} \cdot \frac{w_K^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 0,04 \cdot \frac{25}{2,5} \cdot \frac{9,30^2}{2} \cdot 1,26127 = 21,817 \text{ Pa}$$

9.4.3 MÍSTNÍ TLAKOVÉ ZTRÁTY V KOMÍNĚ

$$\Delta p_{MK} = (\xi_{IN} + \xi_{OUT}) \cdot \frac{w_K^2}{2} \cdot \rho_{SP} = (1 + 1) \cdot \frac{9,30^2}{2} \cdot 1,26127 = 109,087 \text{ Pa}$$

9.4.4 VZTLAK KOMÍNA

$$\Delta p_{VK} = H_K \left(\rho_V - \rho_{SP} \cdot \frac{273}{273 + \Delta t_S} \right) \cdot g = 25 \cdot \left(1,275 - 1,26127 \cdot \frac{273,15}{273,15 + 119,95} \right) \cdot 9,81$$

$$\Delta p_{VK} = 97,755 \text{ Pa}$$

9.4.5 CELKOVÁ TLAKOVÁ ZTRÁTA KOMÍNA

$$\Delta p_K = \Delta p_{TK} + \Delta p_{MK} - \Delta p_{VK} = 21,817 + 109,087 - 97,755 = 33,149 \text{ Pa}$$

9.5 CELKOVÁ TAHOVÁ ZTRÁTA

Je dána součtem tlakových ztrát v jednotlivých výhřevných plochách a tlakové ztráty v komíně. Kvůli využití v městských oblastech je nutné do komína umístit tlumič hluku, který má tlakovou ztrátu $\Delta p_T = 300 \text{ Pa}$.

Celková tahová ztráta:

$$\begin{aligned} \Delta p_c &= \Delta p_{ZVP2} + \Delta p_{ZVP1} + \Delta p_{ZVV} + \Delta p_{ZVE3} + \Delta p_{ZNP} + \Delta p_{ZVE2} + \Delta p_{ZNV} + \Delta p_{ZNE} + \\ &\quad + \Delta p_{ZVE1} + \Delta p_K + \Delta p_T = 47,453 + 64,326 + 496,610 + 101,286 + 8,858 + \\ &\quad + 37,855 + 165,921 + 8,495 + 51,321 + 33,149 + 300 \end{aligned}$$

$$\Delta p_c = 1315,274 \text{ Pa}$$

Kontrola:

Celková tahová ztráta je nižší než maximální dovolená povolená tahová ztráta. Návrh kotle vyhovuje zadaným parametrům.

$$\Delta p_c < \Delta p_{max}$$

$$1315,274 \text{ Pa} < 1500 \text{ Pa}$$

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnouti dvoutlakého horizontálního kotle na odpadní teplo, před kterým je umístěna spalovací turbína. Práce spočívala v provedení tepelného výpočtu a v dimenzování výhřevných ploch. Veškeré výpočty kotle byly provedeny za pomoci přídavného programu X-steam verze 2.6 v programu MS Excel 2007, aby bylo možné výpočet opakovaně optimalizovat.

Z požadovaných parametrů páry na výstupu z kotle a z daných vlastností spalin byl zvolen počet a řazení výhřevných ploch a následně byl předběžně sestrojen pilový diagram. Z důvodu lepšího využití tepla spalin byl vysokotlaký přehřívák rozdělen na dvě části a vysokotlaký ekonomizér na tři části. Jako regulace vysokotlaké části slouží 5% vstřík napájecí vody. Poté byl proveden tepelný výpočet, čímž byly zjištěny důležité hodnoty: výkon vysokotlaké části kotle $\dot{M}_{pV} = 5,22 \text{ kg/s}$ ($18,79 \text{ t/h}$), výkon nízkotlaké části kotle $\dot{M}_{pN} = 1,066 \text{ kg/s}$ ($3,84 \text{ t/h}$) a první výpočet tepel předaných v jednotlivých výhřevných plochách.

Šířka a výška kanálu ($2,1 \times 8,7 \text{ m}$) byla navržena podle první teplosměnné plochy podle přehříváku VP2. Následně byly dimenzovány zbylé teplosměnné plochy dle rozměrů spalínového kanálu. Celý kotel byl z důvodu snazšího převozu rozdělen do čtyř hlavních modulů, v kterých jsou umístěny teplosměnné plochy, a dalších pěti modulů.

Dále se určila všechna skutečná předaná tepla. Teplota spalin na výstupu z kotle byla spočítána a určena $T_j = 119,95 \text{ }^\circ\text{C}$, což znamená, že došlo k odchýlení o pouhé $0,15 \text{ }^\circ\text{C}$ od předběžného výpočtu.

V dalších kapitolách byly zvoleny materiály potrubí, navrženy rozměry vstupních, výstupních, převáděcích a zavodňovacích potrubí a navrženy parametry bubnu. Vnější průměr vysokotlakého bubnu byl zvolen $D_{BV} = 1,4 \text{ m}$ a nízkotlakého bubnu $D_{BN} = 1,2 \text{ m}$. Tyto rozměry byly podrobeny kontrole, kde bylo určeno, že nedošlo k překročení mezního zatížení bubnu.

V závěrečné kapitole byla určena celková tahová ztráta kotle $\Delta p_c = 1315,274 \text{ Pa}$, která nesměla přesáhnout maximální dovolenou tahovou ztrátu kotle $\Delta p_{max} = 1500 \text{ Pa}$. Tato podmínka byla splněna, čímž byla určena celková správnost výpočtu navrhovaného kotle.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČERNÝ, Václav, JANEBA, Břetislav a TEYSSLER, Jiří. *Parní kotle*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1983. 864 s.
- [2] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet*. 4. přepr. vyd. Brno: VUT Brno, 1992, 200 s. ISBN 80-214-0426-4.
- [3] PBS Brno a.s., KŘEMÍNSKÝ P., *Konzultace*, Kancelář Brno-Židenice, 2016.
- [4] PBS Brno a.s., *Firemní podklady k zatížení bubnu*. Brno, 2016.
- [5] HOLMGREN, Magnus. *Software X-Steam version 2.6. Excel Steam Tables*, [online]. 2011 [cit. 2015-12-7]. Dostupné z WWW: <<http://xsteam.sourceforge.net/>>
- [6] FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ UNIVERZITA V ŽILINĚ. *Elektrárne*. Žilina: Fakulta elektrotechnická, [online]. 2016, [cit. 2016-4-15]. Dostupné z WWW: <http://www.kves.uniza.sk/kvesnew/dokumenty/elektroenergetika1/ELEN2007/EENERGETIKA/ELEN-3_2.htm>.
- [7] BALÁŠ, Marek.: *Kotle a výměníky tepla*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009. 110s. ISBN 978-80-214-3955-9.
- [8] ČSN EN 12952-3. *Vodotrubné kotle a pomocná zařízení: Konstrukce a výpočet částí kotle namáhaných tlakem*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1. 8. 2012, 134 s. ICS 27.040 - Plynové a parní turbíny. Parní stroje.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 0.1 Schéma paroplynového cyklu [6].....	14
Obr. 1.1 Schéma řazení výhřevných ploch v kotli	15
Obr. 1.2 Objemové složení spalin	16
Obr. 2.1 Předběžný návrh pilového diagramu	17
Obr. 2.2 Vstříkový chladič páry	19
Obr. 3.1 Rozměry žebrovaných trubek přehřívák VP2	28
Obr. 4.1 Uspořádání trubek ve spalínovém kanálu přehřívák VP2	36
Obr. 4.2 Rozměry žebrovaných trubek přehřívák VP1	42
Obr. 4.3 Uspořádání trubek ve spalínovém kanálu přehřívák VP1	43
Obr. 4.4 Rozměry žebrovaných trubek výparník VV	50
Obr. 4.5 Uspořádání trubek ve spalínovém kanálu výparník VV	51
Obr. 4.6 Rozměry žebrovaných trubek ekonomizér VE3	57
Obr. 4.7 Uspořádání trubek ve spalínovém kanálu ekonomizér VE3	58
Obr. 4.8 Schéma rozdělení ekonomizéru VE3	59
Obr. 4.9 Rozměry žebrovaných trubek přehřívák NP	65
Obr. 4.10 Uspořádání trubek ve spalínovém kanálu přehřívák NP	66
Obr. 4.11 Rozměry žebrovaných trubek ekonomizér VE2	73
Obr. 4.12 Uspořádání trubek ve spalínovém kanálu ekonomizér VE2	74
Obr. 4.13 Schéma rozdělení ekonomizéru VE2	75
Obr. 4.14 Rozměry žebrovaných trubek výparník NV	81
Obr. 4.15 Uspořádání trubek ve spalínovém kanálu výparník NV	82
Obr. 4.16 Rozměry žebrovaných trubek ekonomizér NE	88
Obr. 4.17 Uspořádání trubek ve spalínovém kanálu ekonomizér NE	89
Obr. 4.18 Schéma rozdělení ekonomizéru NE	90
Obr. 4.19 Rozměry žebrovaných trubek ekonomizér VE1	96
Obr. 4.20 Uspořádání trubek ve spalínovém kanálu ekonomizér VE1	97
Obr. 4.21 Schéma rozdělení ekonomizéru VE1	98
Obr. 4.22 Skutečný pilový diagram	105

SEZNAM TABULEK

Tab. 2.1 Volené hodnoty pro tepelný výpočet kotle	18
Tab. 2.2 Entalpie jednotlivých složek spalin	21
Tab. 2.3 Důležité vypočtené hodnoty	26
Tab. 3.1 Rozměry žebrovaných trubek přehřívák VP2.....	27
Tab. 3.2 Základní rozměry spalinového kanálu a vypočtené hodnoty přehříváku VP2	31
Tab. 4.1 Hodnoty součinitele tepelné vodivosti spalin $\lambda_{SP} \cdot 10 - 3$	37
Tab. 4.2 Hodnoty součinitele kinematické viskozity spalin $\nu_{SP} \cdot 10 - 6$	38
Tab. 4.3 Rozměry žebrovaných trubek přehřívák VP1	42
Tab. 4.4 Rozměry žebrovaných trubek výparník VV	50
Tab. 4.5 Rozměry žebrovaných trubek ekonomizér VE3	57
Tab. 4.6 Rozměry žebrovaných trubek přehřívák NP	65
Tab. 4.7 Rozměry žebrovaných trubek ekonomizér VE2	73
Tab. 4.8 Rozměry žebrovaných trubek výparník NV	81
Tab. 4.9 Rozměry žebrovaných trubek ekonomizér NE	88
Tab. 4.10 Rozměry žebrovaných trubek ekonomizér VE1	96
Tab. 4.11 Skutečné teploty spalin v bodech A-J	103
Tab. 4.12 Souhrn vypočtených hodnot	104
Tab. 4.13 Souhrn vypočtených hodnot	104
Tab. 5.1 Volba průměru bubnu	106
Tab. 5.2 Souhrn vypočtených hodnot při návrhu bubnů	108
Tab. 8.1 Volba materiálu trubek výhřevných ploch.....	121
Tab. 9.1 Potřebné hodnoty pro výpočet tlakových ztrát	123

SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK

α_{1r}	[W/m ² /K]	Součinitel přestupu tepla na straně spalín
α_{2r}	[W/m ² /K]	Součinitel přestupu tepla na straně páry
α_K	[W/m ² /K]	Součinitel přestupu tepla konvekcí
β	[-]	Součinitel β k určení součinitele efektivnosti žeber
Δi	[kJ/kg]	Entalpický spád
Δp	[MPa]	Tlaková ztráta
Δp_c	[Pa]	Celková tahová ztráta kotle
Δp_K	[Pa]	Tlaková ztráta v komíně
Δp_{MK}	[Pa]	Místní tlakové ztráty v komíně
Δp_{TK}	[Pa]	Tlaková ztráta třením v komíně
Δp_{VK}	[Pa]	Vztlak komínu
Δp_Z	[Pa]	Tlaková ztráta svazku žebrovaných trubek
Δt_{pi}	[°C]	Teplota pinchpointu
Δt_{Ned}	[°C]	Teplota nedohřevu
ΔQ	[kW]	Rozdíl tepel
Δt_{LN}	[K]	Střední logaritmický teplotní spád
$\Delta t_{př}$	[°C]	Teplotní přídavek pro volbu materiálu
Δt_Z	[°C]	Přírůstek teploty
ΔT	[°C]	Rozdíl teplot
ε	[-]	Součinitel znečištění žebra
λ_{SP}	[W/m/K]	Součinitel tepelné vodivosti spalín
$\lambda_{ž}$	[W/m/K]	Součinitel tepelné vodivosti žebra
λ_p	[W/m/K]	Součinitel tepelné vodivosti páry
λ_K	[-]	Součinitel tření v komíně
μ	[-]	Součinitel rozšíření žebra
ν_p	[m ² /s]	Součinitel kinematické viskozity páry
μ_p	[Pa·s]	Součinitel dynamické viskozity páry
ν_S	[m ² /s]	Součinitel kinematické viskozity spalín vztažené na střední teplotu stěny
ρ	[kg/m ³]	Hustota
ξ	[-]	Součinitel tlakových ztrát pro svazek žebrovaných trubek
σ_1	[-]	Poměrná příčná rozteč

σ'_2	[-]	Poměrná úhlopříčná rozteč
φ_σ	[-]	Součinitel poměrných roztečí
$\psi_{\dot{z}}$	[-]	Souč. nerovnoměrného rozložení přestupu tepla po povrchu žebra
a	[m]	Mezitrubková vzdálenost
C	[-]	Konstanta zohledňující druh paliva
c_z	[-]	Opravný koeficient poměrné délky
d	[m]	Vnitřní průměr
d_e	[m]	Ekvivalentní průměr
d_K	[m]	Střední průměr komína
D	[m]	Vnější průměr
$D_{\dot{z}}$	[m]	Vnější průměr potrubí včetně žeber
E	[-]	Součinitel efektivnosti žebra
$h_{\dot{z}}$	[m]	Výška žebra
h_b	[m]	Výška umístění bubnu
H_K	[m]	Výška komína
i	[kJ/kg]	Entalpie na straně média
I	[kJ/kg]	Entalpie na straně spalin
k	[W/m ² /K]	součinitel prostupu tepla
K, k_1, k_2, k_3	[-]	Koeficienty pro vystřídání uspořádání trubek
l	[m]	Výška spalinového kanálu
l_b	[m]	Délka bubnu
\dot{M}_{SP}	[kg/s]	Hmotnostní tok spalin
\dot{M}_{SPV}	[m ³ /s]	Objemový tok spalin
\dot{M}_P	[kg/s]	Hmotnostní tok páry
n_{tr}	[-]	Počet trubek v jedné podélné řadě
$n_{řad}$	[-]	Počet podélných řad
$n_{\dot{z}}$	[-]	Počet žeber na metr na jeden metr délky trubky
p	[MPa]	Tlak
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
Q	[kW]	Teplo
Q_{ZS}	[kW]	Ztráta sáláním
Q_A	[MW]	Maximální využitelný tepelný výkon
s_1	[m]	Příčná rozteč

s_2	[m]	Podélná rozteč
S_{KAN}	[m ²]	Průtočná plocha spalin
$S_{řad}$	[m ²]	Plocha jedné řady trubek
S_{SP}	[m ²]	Vnější teplosměnná plocha
S_{1m}	[m ²]	Celkový vnější povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry
S_{2m}	[m ²]	Celkový vnitřní povrch jedné jeden metr dlouhé trubky
S_P	[m ²]	Celkový průřez trubek
S_O	[m ²]	Průtočný průřez
$S_{1ž}$	[m ²]	Povrch jednoho žebra
$s_ž$	[m]	Rozteč žeber
$š$	[m]	Šířka spalinového kanálu
t_x	[m]	Tloušťka stěny
t_{NV}	[°C]	Teplota napájecí vody
t	[°C]	Teplota na straně média
T	[°C]	Teplota na straně spalin
t_z	[°C]	Střední teplota povrchu stěny
V_B	[m ³]	Poloviční objem bubnu
w_P	[m/s]	Rychlost proudění média
w_{SP}	[m/s]	Rychlost proudění spalin
w_K	[m/s]	Střední rychlost proudění spalin v komíně
v	[m ³ /kg]	Měrný objem
x	[%]	Objemový podíl sloučenin ve spalinách
z_S	[-]	Poměrná ztráta sáláním
z_B	[kg/s/m ³]	Zatížení bubnu
z_{mez}	[kg/s/m ³]	Mezní zatížení bubnu
α_{1r}	[W/m ² /K]	součinitel přestupu tepla ze strany spalin
α_{1r}	[W/m ² /K]	součinitel přestupu tepla ze strany spalin
α_{1r}	[W/m ² /K]	součinitel přestupu tepla ze strany spalin

Zkratky:

1-9	body pilového diagramu (chladící médium)
A-J	body pilového diagramu (spaliny)
HRSG	Heat Recovery Steam Generator
N/V	nízkotlaký/vysokotlaký
NE	nízkotlaký ekonomizér
NP	nízkotlaký přehřívák
NV	nízkotlaký výparník
NO/VO	nízkotlaký/vysokotlaký okruh
PBS	První brněnská strojírna
VE1	vysokotlaký ekonomizér 1
VE2	vysokotlaký ekonomizér 2
VE3	vysokotlaký ekonomizér 3
VP1	vysokotlaký přehřívák 1
VP2	vysokotlaký přehřívák 2
VV	vysokotlaký výparník

SEZNAM PŘÍLOH

- Výkres kotle na odpadní teplo