



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 ZA PLYNOVOU TURBINU NA ZEMNÍ PLYN

DRAFT DUAL PRESSURE HORIZONTAL WASTE HEAT BOILER FOR GAS TURBINE ON
NATURAL GAS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. ROMAN JUREK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. MAREK BALÁŠ PHD.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Roman Jurek

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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 za plynovou turbinu na zemní plyn

v anglickém jazyce:

Draft dual pressure horizontal waste heat boiler for gas turbine on natural gas

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh spalínového kotle o parametrech:

- množství spalín 110 kg/s, teplota spalín 500°C; složení spalín: O₂=13,9%, Ar=0,9%, N₂=73%, CO₂=4,4%, H₂O=7,8%
- vysokotlaký okruh 5,7 MPa, 450°C;
- nízkotlaký okruh 0,48 MPa, 250°C

Cíle diplomové práce:

- návrh kotle včetně tepelného výpočtu a dimenzování výhřevných ploch
- výkresová dokumentace

Seznam odborné literatury:

Černý, V.: Parní kotle, SNTL 1983

Budaj: Tepelný výpočet kotle, VUT Brno 1983

Baláš, M.: Kotle a výměníky tepla, Brno 2009, ISBN 978-80-214-3955-9

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

Vedoucí diplomové práce: Ing. Marek Baláš, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 7.11.2013

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

Prof.RNDr. Miroslav Doupovec CSc., dr. H. c.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá kotlem na odpadní teplo za turbínu spalující zemní plyn. Dle zadaných parametrů spalin a páry se provedla tepelná bilance a návrh výhřevných ploch kotle a dále spočítány rozměry a uspořádání teplosměnných ploch v kotli s následným zpracováním výkresu kotle.

Abstract

This thesis deals with waste heat boiler for turbines burning natural gas. According to the given parameters of flue gas and vapor are carried out thermal balance and design of the boiler heating surfaces and calculated the dimensions and arrangement of heat transfer surfaces in the boiler followed by treatment with a drawing of the boiler.

Klíčová slova

Spalování, spaliny, pára, kotel, odpadní teplo, dvoutlaký, horizontální

Keywords

Combustion flue gas, steam, boiler, waste heat, dual pressure, horizontal

Citace:

JUREK, R. Návrh dvoutlakého horizontálního kotle na odpadní teplo za plynovou turbinu na zemní plyn. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. XY s. Vedoucí diplomové práce Ing. Marek Baláš, Ph.D..

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Návrh dvoutlakého horizontálního kotle na odpadní teplo za plynovou turbínu na zemní plyn vypracoval sám, za pomoci vedoucího diplomové práce Ing. Marka Baláše, Ph.D. a konzultanta Ing. Pavla Křemínského z firmy PBS, literatury a ostatních zdrojů, které mi byly poskytnuty a které jsou uvedeny v závěru práce.

V Brně Dne 1.5.2014

Bc. Roman Jurek

Poděkování

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu diplomové práce Ing. Marku Balášovi, Ph.D. za cenné rady a odborné vedení a panu Ing. Pavlu Křemínskému za poskytnutí odborných konzultací pro vypracování této diplomové práce.

Obsah

1. Úvod	13
2. Popis kotle	14
2.1. Zadané parametry kotle	14
3. Tepelný výpočet	14
3.1. Parametry VT části	14
3.1.1. Vysokotlaký přehřívák 2 (VT_pre2)	14
3.1.1. Vysokotlaký přehřívák 1 (VT_pre1)	15
3.1.2. Vysokotlaký výparník (VT_vyp)	15
3.1.3. Vysokotlaký ekonomizér 3(VT_eko3)	16
3.1.4. Vysokotlaký ekonomizér 2(VT_eko2)	16
3.1.5. Vysokotlaký ekonomizér 1 (VT_eko1)	16
3.2. Parametry nízkotlaké části	16
3.2.1. Nízkotlaký přehřívák (NT_pre)	16
3.2.2. Nízkotlaký výparník (NT_vyp)	17
3.2.3. Nízkotlaký ekonomizér 2(NT_eko2)	17
3.2.4. Nízkotlaký ekonomizér 1 (NT_eko1)	17
3.3. Bilance spalin a výkony jednotlivých výhřevných ploch	17
3.3.1. Entalpie spalin v bodě A	18
3.3.2. Tepelné ztráty sáláním	18
3.3.3. Entalpie a teplota spalin v bodě D	18
3.3.4. Teplo předané páře mezi body 1VT a 6VT	19
3.3.5. Průtok páry vysokotlakým okruhem	19
3.3.6. Předaná tepla jednotlivých výhřevných ploch vysokotlaké části	19
3.3.7. Entalpie a teplota spalin v bodě G	20
3.3.8. Parní výkon NT části	20
3.3.9. Hmotnostní průtok páry nízkotlakou částí	20
3.3.10. Předaná tepla jednotlivých výhřevných ploch nízkotlaké části	20
3.4. Pilový diagram	21
3.5. Schéma kotle	21
4. Návrh spalinového kanálu	21
4.1. Návrh teplosměnné plochy VT_preII	22
4.2. Počet trubek v podélné řadě VT_preII	22
4.3. Objemový průtok a rychlost spalin VT_preII	23
4.4. Rozměry spalinového kanálu	23
5. Návrh spalinového kanálu	24
5.1. Návrh druhého vysokotlakého přehříváku VT_preII	28
5.1.1. Návrh rozměrů VT_preII a vstupní parametry	28

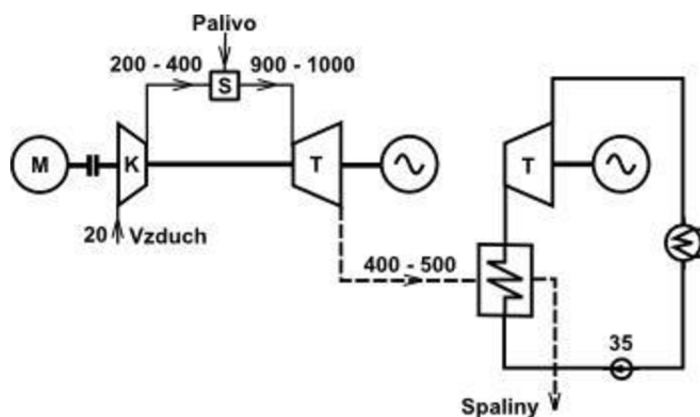
5.1.2. Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin:	28
5.1.3. Počet podélných řad VT_preII	32
5.1.4. Skutečné předané teplo ve VT_preII	32
5.1.5. Skutečná teplota spalin v bodě B	32
5.1.6. Přehled vypočtených hodnot VT_preII	33
5.2. Návrh prvního vysokotlakého přehříváku VT_preI	33
5.2.1. Návrh rozměrů VT_preI a vstupní parametry	33
5.2.2. Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin:	35
5.2.3. Počet podélných řad VT_preI	39
5.2.4. Skutečné předané teplo ve VT_preI	39
5.2.5. Skutečná teplota spalin v bodě C	39
5.2.6. Přehled vypočtených hodnot VT_preI	40
5.3. Návrh vysokotlakého výparníku VT_vyp	40
5.3.1. Návrh rozměrů VT_vyp a vstupní parametry	40
5.3.2. Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin:	42
5.3.3. Počet podélných řad VT_vyp	44
5.3.4. Skutečné předané teplo ve VT_vyp	44
5.3.5. Skutečná teplota spalin v bodě D	45
5.3.6. Přehled vypočtených hodnot VT_vyp	45
5.4. Návrh nízkotlakého přehříváku NT_pre	45
5.4.1. Návrh rozměrů NT_pre a jeho vstupní parametry	45
5.4.2. Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin:	47
5.4.3. Počet podélných řad NT_pre	50
5.4.4. Skutečné předané teplo v NT_pre	51
5.4.5. Skutečná teplota spalin v bodě E	51
5.4.6. Přehled vypočtených hodnot NT_pre	51
5.5. Návrh třetího vysokotlakého ekonomizéru VT_ekoIII	52
5.5.1. Návrh rozměrů VT_ekoIII a vstupní parametry	52
5.5.2. Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin:	54
5.5.3. Počet podélných řad VT_ekoIII	56
5.5.4. Skutečné předané teplo ve VT_ekoIII	57
5.5.5. Skutečná teplota spalin v bodě F	57
5.5.6. Přehled vypočtených hodnot VT_ekoIII	57
5.6. Návrh nízkotlakého výparníku NT_vyp	58
5.6.1. Návrh rozměrů NT_vyp a vstupní parametry	58
5.6.2. Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin:	59
5.6.3. Počet podélných řad NT_vyp	61

5.6.4. Skutečné předané teplo ve NT_vyp.....	62
5.6.5. Skutečná teplota spalin v bodě G	62
5.6.6. Přehled vypočtených hodnot NT_vyp	63
5.7. Návrh druhého nízkotlakého ekonomizéru NT_ekoII.....	63
5.7.1. Návrh rozměrů NT_ekoII a jeho vstupní parametry	63
5.7.2. Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin:.....	65
5.7.3. Počet podélných řad NT_ekoII.....	68
5.7.4. Skutečné předané teplo v NT_ekoII	68
5.7.5. Skutečná teplota spalin v bodě H	68
5.7.6. Přehled vypočtených hodnot NT_ekoII.....	69
5.8. Návrh druhého vysokotlakého ekonomizéru VT_ekoII	69
5.8.1. Návrh rozměrů VT_ekoII a vstupní parametry	69
5.8.2. Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin:.....	71
5.8.3. Počet podélných řad VT_ekoII.....	73
5.8.4. Skutečné předané teplo ve VT_ekoII	74
5.8.5. Skutečná teplota spalin v bodě I.....	74
5.8.6. Přehled vypočtených hodnot VT_ekoII.....	74
5.9. Návrh prvního nízkotlakého ekonomizéru NT_ekoI.....	75
5.9.1. Návrh rozměrů NT_ekoI a jeho vstupní parametry.....	75
5.9.2. Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin:.....	77
5.9.3. Počet podélných řad NT_ekoI	80
5.9.4. Skutečné předané teplo v NT_ekoI	80
5.9.5. Skutečná teplota spalin v bodě J.....	80
5.9.6. Přehled vypočtených hodnot NT_ekoI	80
5.10. Návrh druhého vysokotlakého ekonomizéru VT_ekoI	81
5.10.1. Návrh rozměrů VT_ekoI a vstupní parametry.....	81
5.10.2. Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin:.....	83
5.10.3. Počet podélných řad VT_ekoI.....	85
5.10.4. Skutečné předané teplo ve VT_ekoI.....	86
5.10.5. Skutečná teplota spalin v bodě K	86
5.10.6. Přehled vypočtených hodnot VT_ekoI	86
5.11. Materiál trubek	87
5.12. Rozměry trubek pro vstup a výstup pro výhřevné plochy.....	87
5.12.1. Výstupní potrubí VT_preII.....	88
5.12.2. Vstupní potrubí pro VT_preII a výstupní z VT_preI	89
5.12.3. Vstupní potrubí pro VT_preI.....	89
5.12.4. Výstupní potrubí pro VT_ekoIII	89

5.12.5. Výstupní potrubí pro VT_ekoII a vstupní pro VT_ekoIII.....	90
5.12.6. Výstupní potrubí pro VT_ekoI a vstupní pro VT_ekoII	90
5.12.7. Vstupní potrubí pro VT_ekoI	91
5.12.8. Výstupní potrubí pro NT_pre	91
5.12.9. Vstupní potrubí pro NT_pre	92
5.12.10. Výstupní potrubí NT_ekoII	92
5.12.11. Výstupní potrubí NT_ekoI a vstupní pro NT_ekoII.....	92
5.12.12. Vstupní potrubí pro NT_ekoI	93
6. Návrh rozměrů bubnů.....	93
6.1. Vysokotlaký buben.....	93
6.2. Nízkotlaký buben.....	94
7. Návrh zavodňovacího potrubí	94
7.1. Zavodňovací potrubí vysokotlakého okruhu	95
7.2. Zavodňovací potrubí nízkotlakého okruhu.....	95
8. Návrh převáděcího potrubí	96
8.1. Převáděcí potrubí vysokotlakého okruhu	96
8.2. Převáděcí potrubí nízkotlakého okruhu.....	97
9. Ztráty kotle	97
9.1. Tlaková ztráta VT_preII	99
9.2. Tlaková ztráta VT_preI	99
9.3. Tlaková ztráta VT_vyp.....	99
9.4. Tlaková ztráta VT_ekoIII	99
9.5. Tlaková ztráta VT_ekoII	100
9.6. Tlaková ztráta VT_ekoI.....	100
9.7. Tlaková ztráta NT_pre.....	100
9.8. Tlaková ztráta NT_vyp.....	101
9.9. Tlaková ztráta NT_ekoII	101
9.10. Tlaková ztráta NT_ekoI.....	101
9.11. Tlaková ztráta třením v komíně.....	102
9.12. Tlaková ztráta na vstupu a výstupu z komína.....	102
9.13. Celková tahová ztráta kotle	102
10. Závěr.....	103

1. Úvod

Kotel na odpadní teplo bývá využíván v různých částech průmyslu, kde chce být využito odpadní teplo k produkci páry nebo horké vody. Nejčastěji tento kotel bývá zařazen v paroplynovém cyklu, kde se využije zbytkové teplo spalin vzniklých spalováním zemního plynu v plynové turbíně. Spaliny vystupující z turbíny prochází spalínovým kanálem, ve kterém jsou za sebou řazeny výhřevné plochy ekonomizérů, výparníků a přehříváků, ze kterého potom vychází komínem opatřeným tlumičem hluku.



Obr.1.1 Schéma paroplynového cyklu [2]

2. Popis kotle

Spalinový kotel na odpadní teplo je umístěn na konci paroplynového cyklu za plynovou turbínou. Kotel má horizontální uspořádání a jedná se o bubnový kotel s přirozeným oběhem. Z kotle jsou spaliny svedeny do komína opatřeného tlumičem hluku, žebříkem a ochozem.

2.1. Zadané parametry kotle

Objemové složení spalin:

- $x_{O_2} = 0,139[-]$
- $x_{Ar} = 0,009[-]$
- $x_{N_2} = 0,73[-]$
- $x_{CO_2} = 0,044[-]$
- $x_{H_2O} = 0,078[-]$
-

Hustoty jednotlivých složek spalin:

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

Teplota napájecí vody: $t_{NV} = 63^\circ\text{C}$

Hmotnostní průtok spalin: $M_{SP} = 110 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Vstupní teplota spalin: $t_{SP}^A = 500^\circ\text{C}$

Parametry páry pro nízkotlaký okruh:

- Výstupní teplota: $t_{1NT} = 250^\circ\text{C}$
- Výstupní tlak: $p_{1NT} = 4,8 \text{ bar}$

Parametry pro vysokotlaký okruh:

- Výstupní teplota: $t_{1VT} = 450^\circ\text{C}$
- Výstupní tlak: $p_{1VT} = 57 \text{ bar}$

3. Tepelný výpočet

3.1. Parametry VT části

3.1.1. Vysokotlaký přehřívák 2 (VT_pre2)

Výstup: $p_{1VT} = 57 \text{ bar}$

$t_{1VT} = 450^\circ\text{C}$

$i_{1VT} = 3307,23 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ - určeno pomocí X-steam

Na základě konzultace s panem Křemínským bylo zvoleno: $\Delta i_{VT_pre2} = 250 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ a $\Delta p_{1-2} = 1,5 \text{ bar}$ a zbytek se určí pomocí X-steam:

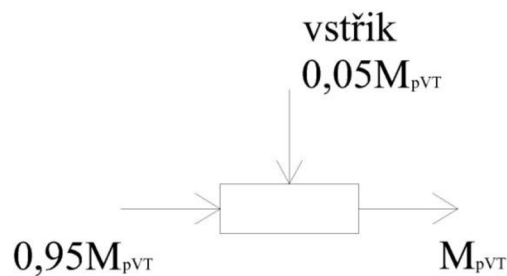
$$p_{2VT} = p_{1VT} + \Delta p_{1-2} = 57 + 1,5 = 58,5 \text{ bar}$$

$$i_{2VT} = i_{1VT} - \Delta i_{VT_pre2} = 3307,23 - 250 = 3057,23 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$t_{2VT} = 353,36^\circ \text{C}$$

3.1.1. Vysokotlaký přehřívák 1 (VT_pre1)

Mezi vysokotlakými přehříváky je vstřík napájecí vody, který je volen 5% z celkového množství páry. Entalpie páry se tedy určí z bilanční rovnice 3-1. Teplota vstříkované vody je 105°C . Je to teplota napájecí vody před přidáním kondenzátu. Napájecí voda se odplyňuje při 105°C a přes výměník, přes který proudí vratný kondenzát o teplotě 33°C se napájecí voda ochladí na teplotu napájecí vody 63°C .



Obr.3.1 Bilance vstříku napájecí vody

Parametry vstříkované vody: $t_{vstřst} = 105^\circ \text{C}$

$$p_{vstřst} = p_{6VT} + 3 \text{ bar} = 65 + 3 = 68 \text{ bar}$$

$$i_{vstřst} = 444,22 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$M_{pVT} \cdot i_{2VT} = 0,95 \cdot i_{3VT} \cdot M_{pVT} + 0,05 \cdot M_{pVT} \cdot i_{vstřst} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow i_{3VT} = \frac{i_{2VT} - 0,05 \cdot i_{vstřst}}{0,95} = \frac{3057,23 - 0,05 \cdot 445,22}{0,95} = 3194,47 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

rov.3.1.1

$$p_{3VT} = p_{2VT} = 58,5 \text{ bar}$$

$$t_{3VT} = 409,038^\circ \text{C}$$

3.1.2. Vysokotlaký výparník (VT_vyp)

$$p_{4VT} = p_{2VT} + \Delta p_{2-4} = 58,5 + 1,5 = 60 \text{ bar}$$

t_{4VT} je teplota saturace pro daný tlak, která se určí pomocí X-steam

$$t_{4VT} = 275,58^\circ \text{C}$$

$$i_{4VT} = 2784,59 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

U výparníku se uvažuje na začátku $x = 1$ a na konci $x = 0$ a neuvažuje se tlaková ztráta.

$$p_{5VT} = p_{4VT} = 60\text{bar}$$
$$t_{5VT} = t_{4VT} = 275,58^{\circ}\text{C}$$
$$i_{5VT} = 1213,92\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

3.1.3. Vysokotlaký ekonomizér 3(VT_eko3)

Mezi body 5 a 6 je tlaková ztráta 5bar a nedohřev 5°C .

$$p_{6VT} = p_{5VT} + 5\text{bar} = 65\text{bar}$$
$$t_{6VT} = t_{5VT} - 5^{\circ}\text{C} = 270,58^{\circ}\text{C}$$
$$i_{6VT} = 1187,89\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Teplota na vstupu do ekonomizéru se volí 145°C , aby mezi vstupem do nízkotlakého výparníku a výstupem z druhého vysokotlakého ekonomizéru byla vhodná teplotní diference.

$$t_{7VT} = 145^{\circ}\text{C}$$
$$p_{7VT} = 66\text{bar}$$
$$i_{7VT} = 614,572\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

3.1.4. Vysokotlaký ekonomizér 2(VT_eko2)

Vzhledem k teplotám nízkotlaké části byl zařazen druhý vysokotlaký ekonomizér až za druhý nízkotlaký ekonomizér. Parametry na výstupu z ekonomizéru jsou stejné, jako na vstupu z třetího vysokotlakého ekonomizéru (VT-eko3)

$$p_{8VT} = 67\text{bar}$$
$$t_{8VT} = 105^{\circ}\text{C}$$
$$i_{8VT} = 445,147\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

3.1.5. Vysokotlaký ekonomizér 1 (VT_eko1)

Parametry na výstupu z prvního vysokotlakého ekonomizéru jsou stejné, jako na vstupu do druhého vysokotlakého ekonomizéru. Do ekonomizéru vstupuje voda o známé teplotě napájecí vody.

$$p_{9VT} = 68\text{bar}$$
$$t_{9VT} = 63^{\circ}\text{C}$$
$$i_{9VT} = 269,383^{\circ}\text{C}$$

3.2. Parametry nízkotlaké části

3.2.1. Nízkotlaký přehřívák (NT_pre)

Výstup:

$$p_{1NT} = 4,8\text{bar}$$
$$t_{1NT} = 250^{\circ}\text{C}$$
$$i_{1NT} = 2961,73\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Nízkotlaký přehřívák má pouze jednu část, čili na vstupu se volí hodnoty při saturaci pro daný tlak. Tlaková ztráta mezi body 1 a 2 je 0,2bar.

$$p_{2NT} = 5\text{bar}$$

$$t_{2NT} = 151,83^{\circ}\text{C}$$

$$i_{2NT} = 2748,11\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

3.2.2. Nízkotlaký výparník (NT_vyp)

U výparníku se uvažuje hodnota $x = 1$ na výstupu pro sytou páru a hodnota $x = 0$ na vstupu pro sytou kapalinu, tlaková ztráta se zde neuvažuje.

$$p_{3VT} = 5\text{bar}$$

$$t_{3VT} = 151,83^{\circ}\text{C}$$

$$i_{3VT} = 640,085\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

3.2.3. Nízkotlaký ekonomizér 2(NT_eko2)

Vzhledem k účinnosti, údržbě a pilovému diagramu se volí dva nízkotlaké ekonomizéry. Druhý (NT_eko2) je řazen za nízkotlakým výparníkem (NT_vyp), a první nízkotlaký ekonomizér (NT_eko1) je řazen za druhým vysokotlakým ekonomizérem (VT_ekoII). Parametry na výstupu z NT_eko2 jsou stejné jako parametry na vstupu do nízkotlakého výparníku (NT_vyp).

$$p_{4NT} = 5,3\text{bar}$$

$$t_{4NT} = 107^{\circ}\text{C}$$

$$i_{4NT} = 440,576\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

3.2.4. Nízkotlaký ekonomizér 1 (NT_eko1)

První nízkotlaký ekonomizér byl zařazen za druhým vysokotlakým ekonomizérem (VT_ekoII). Parametry na výstupu jsou stejné, jako parametry na vstupu do druhého nízkotlakého ekonomizéru (NT_eko2). Teplota vody na vstupu je rovna teplotě napájecí vody.

$$p_{5NT} = 5,6\text{bar}$$

$$t_{5NT} = 63^{\circ}\text{C}$$

$$i_{5NT} = 264,188\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

3.3. Bilance spalin a výkony jednotlivých výhřevných ploch

V této části se provede bilance spalin. Pomocí známé teploty spalin v bodě A a pro daný pinch point je možno získat teplotu spalin v bodě D a díky těmto teplotám je možné vypočítat výkon mezi body A a D, a tedy i výkon mezi body 1VT a 6VT pomocí dopočítané ztráty sáláním.

t[°C]	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	Ar
0	0	0	0	0	0
25	41,62	39,1	32,53	32,78	23,3
100	170	150,6	129,5	131,7	93
200	357,5	304,5	259,9	267	186
300	558,8	462,8	392,1	406,7	278
400	771,9	625,9	526,7	550,9	372
500	994,4	794,5	664	698,7	465

Tab.3.1 Entalpie složek spalin pro různé teploty [1]

3.3.1. Entalpie spalin v bodě A

Spaliny v bodě A mají teplotu 500°C, takže se nemusí provádět interpolace a spočítá se entalpie rovnou podle jednotlivých koncentrací.

$$I_{SPA} = x_{CO_2} \cdot 994,4 + x_{H_2O} \cdot 794,5 + x_{N_2} \cdot 664 + x_{O_2} \cdot 698,7 + x_{Ar} \cdot 465 =$$

$$0,044 \cdot 994,4 + 0,078 \cdot 794,5 + 0,73 \cdot 664 + 0,139 \cdot 698,7 + 0,009 \cdot 465 = 691,7489 kJ \cdot Nm^{-3}$$

rov.3.3.1

3.3.2. Tepelné ztráty sáláním

Pro zadané hustoty spalin lze spočítat hustotu spalin ρ_{SP} pro zadané složení spalin:

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

$$0,044 \cdot 1,9768 + 0,078 \cdot 0,804 + 0,73 \cdot 1,2505 + 0,139 \cdot 1,4289 + 0,009 \cdot 1,7839 = 1,2772284 kg \cdot Nm^{-3}$$

rov.3.3.2

Převod hmotnostního toku na objemový tok spalin:

$$M_{SP}^O = \frac{M_{SP}}{\rho_{SP}} = \frac{110}{1,2772284} = 86,124 m^3 \cdot s^{-1}$$

rov.3.3.3

Maximální využitelný tepelný výkon:

$$Q_A = I_{SPA} \cdot M_{SP}^O = 691,75 \cdot 86,124 = 59,57627 MW$$

rov.3.3.4

Pro kotle na kapalná a plynná paliva byla zvolena konstanta $C=0,0113$, potom budou ztráty sáláním a konvekcí a poměrná ztráta sáláním a konvekcí:

$$Q_{RC} = C \cdot (Q_A)^{0,7} = 0,0113 \cdot 59,57627^{0,7} = 0,1975 MW$$

rov.3.3.5

$$z_s = \frac{Q_{RC}}{Q_A} = \frac{0,1975}{59,576} = 0,0033 = 3,3\%$$

rov.3.3.6

3.3.3. Entalpie a teplota spalin v bodě D

Pinch-point v bodě D byl zvolen 10°C, tedy teplota v bodě D je $t_D = t_{SVT} + 10 = 285,58^\circ C$

Entalpií v bodě D se musí spočítat interpolací pro zadanou teplotu pomocí tabulky 3.1:

$$I_{SP100} = x_{CO_2} \cdot 170 + x_{H_2O} \cdot 150,6 + x_{N_2} \cdot 129,5 + x_{O_2} \cdot 131,7 + x_{Ar} \cdot 93 =$$

$$0,044 \cdot 170 + 0,078 \cdot 150,6 + 0,73 \cdot 129,5 + 0,139 \cdot 131,7 + 0,009 \cdot 93 = 132,9051 kJ \cdot Nm^{-3}$$

rov.3.3.7

$$I_{SP200} = x_{CO_2} \cdot 357,5 + x_{H_2O} \cdot 304,5 + x_{N_2} \cdot 259,9 + x_{O_2} \cdot 267 + x_{Ar} \cdot 186 =$$

$$0,044 \cdot 357,5 + 0,078 \cdot 304,5 + 0,73 \cdot 259,9 + 0,139 \cdot 267 + 0,009 \cdot 186 = 267,995 kJ \cdot Nm^{-3}$$

rov.3.3.8

$$I_{SP300} = x_{CO_2} \cdot 558,8 + x_{H_2O} \cdot 462,8 + x_{N_2} \cdot 392,1 + x_{O_2} \cdot 406,7 + x_{Ar} \cdot 278 =$$

$$0,044 \cdot 558,8 + 0,078 \cdot 462,8 + 0,73 \cdot 392,1 + 0,139 \cdot 406,7 + 0,009 \cdot 278 = 405,95 kJ \cdot Nm^{-3}$$

rov.3.3.9

$$I_{SP400} = x_{CO_2} \cdot 771,9 + x_{H_2O} \cdot 625,9 + x_{N_2} \cdot 526,7 + x_{O_2} \cdot 550,9 + x_{Ar} \cdot 372 =$$

$$0,044 \cdot 771,9 + 0,078 \cdot 625,9 + 0,73 \cdot 526,7 + 0,139 \cdot 550,9 + 0,009 \cdot 372 = 547,1979 kJ \cdot Nm^{-3}$$

rov.3.3.10

$$I_{SP500} = x_{CO_2} \cdot 994,4 + x_{H_2O} \cdot 794,5 + x_{N_2} \cdot 664 + x_{O_2} \cdot 698,7 + x_{Ar} \cdot 465 =$$

$$0,044 \cdot 994,4 + 0,078 \cdot 794,5 + 0,73 \cdot 664 + 0,139 \cdot 698,7 + 0,009 \cdot 465 = 691,7489 kJ \cdot Nm^{-3}$$

rov.3.3.11

$$I_{SPD} = I_{SP200} + \frac{(I_{SP300} - I_{SP200}) \cdot 85,58}{100} = 267,995 + \frac{(405,95 - 267,995) \cdot 85,58}{100} = 386,08 kJ \cdot Nm^{-3}$$

rov.3.3.12

3.3.4. Teplo předané páře mezi body 1VT a 6VT

Rozdíl entalpií mezi body A a D:

$$\Delta I_{SPA-D} = I_{SPA} - I_{SPD} = 691,75 - 386,06 = 305,69 kJ \cdot Nm^{-3}$$

rov.3.3.13

Teplo dodané spaliny mezi body A-D:

$$Q_{SPA-D} = \Delta I_{SPA-D} \cdot M_{SP}^O = 305,96 \cdot 86,124 = 26,3505 MW$$

rov.3.3.14

Teplo předané páře od spalin mezi body 1VT a 6VT:

$$Q_{1VT-6VT} = Q_{SPA-D} \cdot (1 - z_s) = 26,3505 \cdot (1 - 0,0033) = 26,26354 MW$$

rov.3.3.15

3.3.5. Průtok páry vysokotlakým okruhem

Pomocí známého tepla předaného páře mezi body 1VT a 6VT se spočítá průtok páry vysokotlakým okruhem:

$$Q_{1VT-6VT} = M_{PVT} \cdot (i_{1VT} - i_{2VT}) + 0,95 \cdot M_{PVT} \cdot (i_{2VT} - i_{6VT}) + 0,05 \cdot M_{PVT} \cdot (i_{2VT} - i_{vsřst}) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M_{PVT} = \frac{Q_{1VT-6VT}}{(i_{1VT} - i_{2VT}) + 0,95 \cdot (i_{2VT} - i_{6VT}) + 0,05 \cdot (i_{2VT} - i_{vsřst})} =$$

$$= \frac{26263,54}{(3307,23 - 3057,23) + 0,95 \cdot (3057,23 - 1187,89) + 0,05 \cdot (3075,23 - 445,22)} = 12,1789 kg \cdot s^{-1}$$

rov.3.3.16

3.3.6. Předaná tepla jednotlivých výhřevných ploch vysokotlaké části

Teplo předané v druhém vysokotlakém přehříváku (VT_pre2):

$$Q^{VT-pre2} = M_{PVT} \cdot (i_{1VT} - i_{2VT}) = 12,1789 \cdot (3307,23 - 3057,23) = 3,0447 MW$$

rov.3.3.17

Teplo předané v prvním vysokotlakém přehříváku (VT_pre1)

$$Q^{VT-pre1} = 0,95 \cdot M_{PVT} \cdot (i_{3VT} - i_{4VT}) = 0,95 \cdot 12,1789 \cdot (3194,47 - 2784,59) = 4,742 MW$$

rov.3.3.18

Teplo předané ve vysokotlakém výparníku (VT_vyp)

$$Q^{VT-vyp} = 0,95 \cdot M_{PVT} \cdot (i_{4VT} - i_{6VT}) = 0,95 \cdot 12,1789 \cdot (2784,59 - 1187,89) = 18,474 MW$$

rov.3.3.19

Teplo předané v třetím vysokotlakém ekonomizéru (VT_eko3)

$$Q^{VT-eko3} = 0,95 \cdot M_{PVT} \cdot (i_{6VT} - i_{7VT}) = 0,95 \cdot 12,1789 \cdot (1187,89 - 614,572) = 6,5986 MW$$

rov.3.3.20

Teplo předané ve druhém vysokotlakém ekonomizéru (VT_eko2)

$$Q^{VT_eko2} = 0,95 \cdot M_{PVT} \cdot (i_{7VT} - i_{8VT}) = 0,95 \cdot 12,1789 \cdot (614,572 - 445,147) = 1,960 \text{ MW}$$

rov.3.3.21

Teplo předané v prvním vysokotlakém ekonomizéru (VT_eko1):

$$Q^{VT_eko1} = 0,95 \cdot M_{PVT} \cdot (i_{8VT} - i_{9VT}) = 0,95 \cdot 12,1789 \cdot (445,147 - 269,383) = 2,0336 \text{ MW}$$

rov.3.3.22

3.3.7. Entalpie a teplota spalin v bodě G

Pinch-point v bodě G byl zvolen 10°C, tedy teplota v bodě G je $t_G = t_{3NT} + 10 = 161,83^\circ\text{C}$

Entalpie v bodě G se musí spočítat interpolací pro zadanou teplotu pomocí tabulky tab.3.1:

$$I_{SPG} = I_{SP100} + \frac{(I_{SP200} - I_{SP100}) \cdot 61,83}{100} = 132,9051 + \frac{(267,995 - 132,9051) \cdot 61,83}{100} = 216,431 \text{ kJ} \cdot \text{Nm}^{-3}$$

rov.3.3.23

3.3.8. Parní výkon NT části

Parní výkon nízkotlaké části se spočítá stejným způsobem jako parní výkon vysokotlaké části, tedy pomocí známých entalpií spalin, objemového průtoku spalin a známé ztráty sáláním.

$$Q_{SP}^{D-G} = M_{SP} (I_D - I_G) = 86,124 (386,06 - 216,431) = 14,609 \text{ MW}$$

$$Q^{1NT-3NT} = (1 - z_s) Q_{SP}^{D-G} - Q_{VT_EKO3} = (1 - 0,0033) 14,609 - 6,5986 = 7,96219 \text{ MW}$$

rov.3.3.24

3.3.9. Hmotnostní průtok páry nízkotlakou částí

Pomocí známého tepelného výkonu a entalpií se spočítá hmotnostní průtok páry nízkotlakou částí:

$$M_{PNT} = \frac{Q_{1NT-3NT}}{i_{1NT} - i_{3NT}} = \frac{7962,19}{2961,73 - 640,085} = 3,42954 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

rov.3.3.25

3.3.10. Předaná tepla jednotlivých výhřevných ploch nízkotlaké části

Teplo předané v nízkotlakém přehříváku (NT_pre):

$$Q^{NT_pre} = M_{PNT} \cdot (i_{1NT} - i_{2NT}) = 3,42954 \cdot (2961,73 - 2748,11) = 732,618 \text{ kW}$$

rov.3.3.26

Teplo předané v nízkotlakém výparníku (NT_vyp)

$$Q^{NT_vyp} = M_{PNT} \cdot (i_{2NT} - i_{3NT}) = 3,42954 \cdot (2748,11 - 640,085) = 7,22955 \text{ MW}$$

rov.3.3.27

Teplo předané ve druhém nízkotlakém ekonomizéru (NT_ekoII)

$$Q^{NT_eko2} = M_{PNT} \cdot (i_{3NT} - i_{4NT}) = 3,42954 \cdot (640,085 - 440,576) = 684,224 \text{ kW}$$

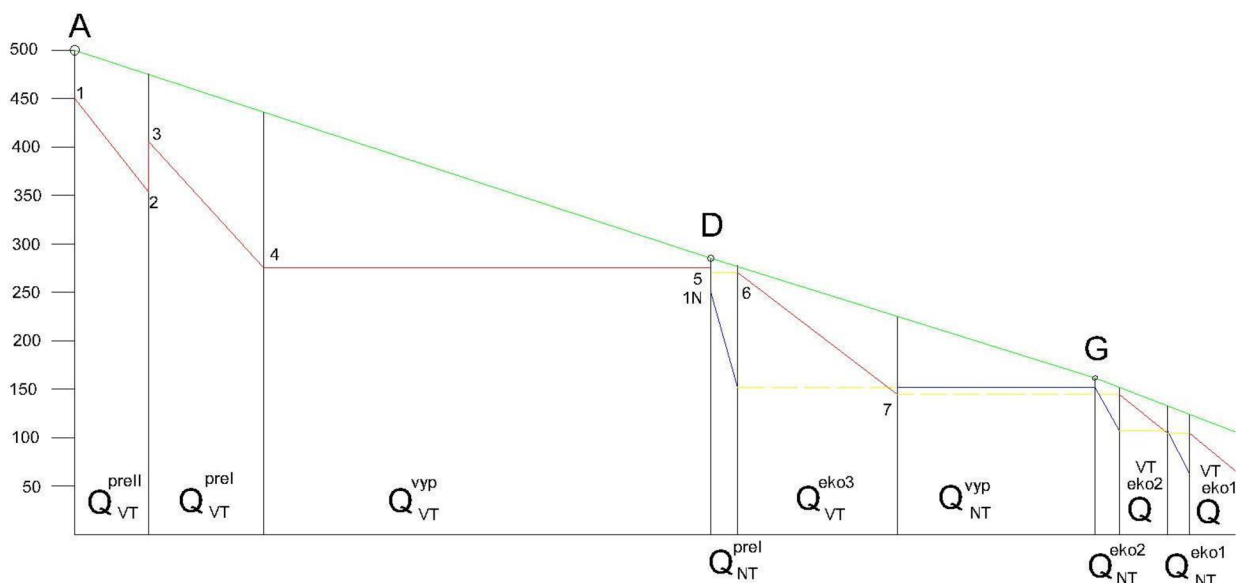
rov.3.3.28

Teplo předané v prvním nízkotlakém ekonomizéru (NT_ekoI)

$$Q^{NT_eko1} = M_{PNT} \cdot (i_{4NT} - i_{5NT}) = 3,42954 \cdot (440,576 - 264,188) = 604,93 \text{ kW}$$

rov.3.3.29

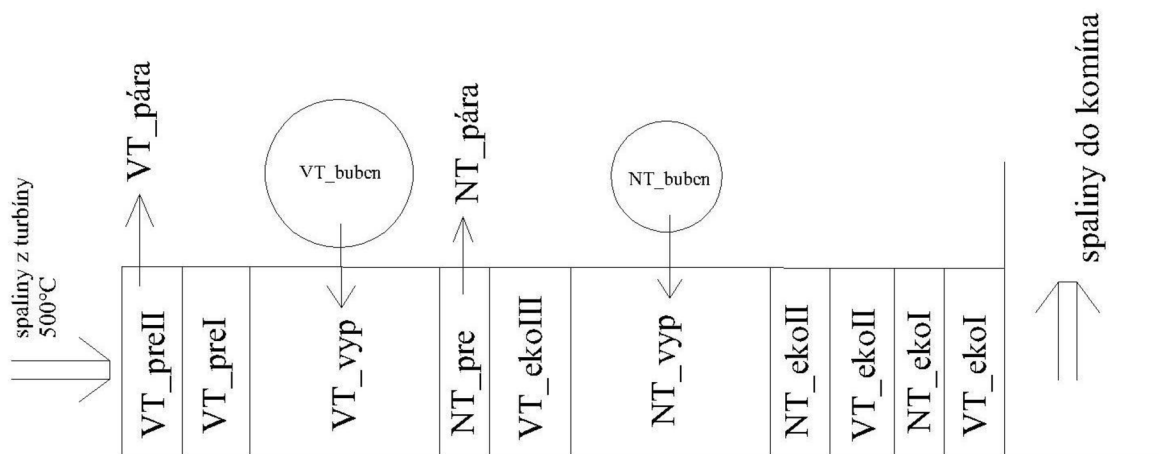
3.4. Pilový diagram



Obr.3.2 Pilový diagram

3.5. Schéma kotle

Uspořádání výhřevných ploch bylo schématicky vyobrazeno na následujícím obrázku.



Obr.3.3 Schéma kotle

4. Návrh spalínového kanálu

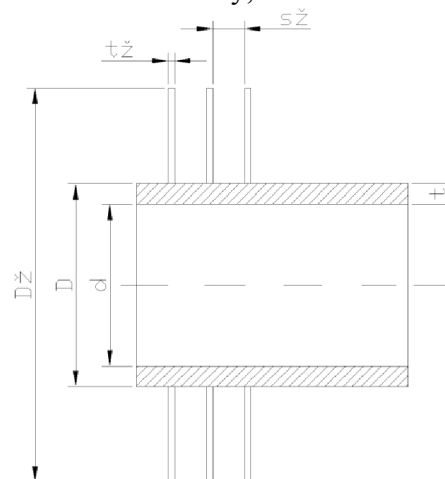
Pro výpočet rozměrů spalínového kanálu se musí zvolit rozměr některé teplosměnné plochy, v tomto případě byla zvolena plocha druhého vysokotlakého přehříváku VT_preII, ve kterém se nejdříve vybere normovaná žebrovaná trubka a stanoví se příčná rozteč mezi trubkami s_1 , poté se zkontroluje, zda při vypočteném počtu trubek n_{tr} vyhovuje rychlost proudění páry uvnitř těchto trubek. Poté se z již vypočtené rozteče a počtu trubek vypočítá šířka spalínového kanálu \check{s} . Dále se vypočítá skutečný objemový tok spalin spalínovým kanálem pro danou střední teplotu spalin a zvolí se rychlost proudění spalin w_{sp} a z těchto hodnot se dopočítá výška spalínového kanálu l . Hodnoty se zaokrouhlí a bude s nimi počítáno pro všechny ostatní teplosměnné plochy, dopočítá se skutečná průtočná plocha spalin S_{SP_prir} a skutečná rychlost spalin.

4.1. Návrh teplosměnné plochy VT_{preII}

Pro druhý vysokotlaký přehřívák budou použity normované žebrované trubky, viz tab.4.1 a obr 4.1

Název veličiny	Označení	Rozměr
Vnější průměr trubky	D^{VT_preII}	31.8mm
Vnitřní průměr trubky	d^{VT_preII}	25.4mm
Tloušťka stěny trubky	s_{tr}	3.2mm
Tloušťka žeber	t_z	1mm
Počet žeber na metr	$n_z^{VT_preII}$	100
Rozteč mezi žebry	$s_z^{VT_preII}$	10mm
Výška žeber	$h_z^{VT_preII}$	15mm
Průměr žeber	$D_z^{VT_preII}$	61.8mm

Tab. 4.1. Rozměry trubek VT_{preII}



Obr.4.1. Rozměry trubek VT_{preII}

4.2. Počet trubek v podélné řadě VT_{preII}

Spočítá se pomocí rychlosti proudění páry v trubkách:

$$w_p = \frac{M_p^{VT} \cdot v_p}{f}$$

rov.4.2.1

$v_p [m^3 kg^{-1}]$ - střední objem páry

$S_p^{VT_preII} [m^2]$ - teplosměnná plocha VT_{preII} ze strany páry

$$v_p = \frac{v_{1VT} + v_{2VT}}{2} = \frac{0.0551034 + 0.0438726}{2} = 0.049488 m^3 kg^{-1}$$

rov.4.2.2

Rychlost proudění páry by měla být v rozmezí $15 - 25 m \cdot s^{-1}$, voleno $w_p^{VT_preII} = 20 m \cdot s^{-1}$.

$$S_p^{VT_preII} = \frac{M_p^{VT} \cdot v_p}{w_p^{VT_preII}} = \frac{12.1789 \cdot 0.049488}{20} = 0.03013547 m^2$$

rov.4.2.3

Upravený vzorec pro výpočet teplosměnné plochy VT_{preII} lze použít pro výpočet počtu trubek v jedné řadě:

$$n_{tr}^{VT_preII} = \frac{4 \cdot S_p^{VT_preII}}{\pi \cdot (d^{VT_preII})^2} = \frac{4 \cdot 0.03013547}{\pi \cdot 0.0254^2} = 59.511$$

rov.4.2.4

Počet trubek se musí zaokrouhlit na celé číslo, tedy $n_{tr}^{VT_preII} = 60$

Pro počet trubek se musí zkontrolovat, zda-li je rychlost proudění páry v přípustných mezích.

$$w_p^{VT_preII} = \frac{4 \cdot M_p^{VT} \cdot v_p}{\pi \cdot (d^{VT_preII})^2 \cdot n_{tr}^{VT_preII}} = \frac{4 \cdot 12.1789 \cdot 0.049488}{\pi \cdot 0.0254^2 \cdot 60} = 19.824 m \cdot s^{-1}$$

rov.4.2.5

Rychlost se nachází v rozmezí $15 - 20 m \cdot s^{-1}$, výpočet je tedy správný.

4.3. Objemový průtok a rychlost spalín VT_preII

Nejdříve se spočítá entalpie v bodě B pilového diagramu:

$$I_{SP}^B = I_{SP}^A - \frac{Q^{VT_preII}}{M_{SP}^o \cdot (1 - z_s)} = 691.7489 - \frac{3044.7}{86.124(1 - 0.0033)} = 656.28 kJ \cdot m^{-3}$$

rov.4.3.1

Pomocí entalpie byla spočtena interpolací teplota spalín v bodě B pilového diagramu:

$$t_{Bn} = \frac{(I_{SP}^B - I_{SP}^{400}) \cdot 100}{I_{SP}^{500} - I_{SP}^{400}} + 400 = \frac{(656.28 - 547.1979) \cdot 100}{691.7489 - 547.197} + 400 = 475.46^\circ C$$

rov.4.3.2

Dále se dopočítá střední teplota spalín jako aritmetický průměr:

$$t_{SP}^{VT_preII} = \frac{t_A + t_{Bn}}{2} = \frac{500 + 475.46}{2} = 487.73^\circ C$$

rov.4.3.3

Přepočítá se objemový průtok spalín na skutečný objemový průtok spalín:

$$M_{SP_skut}^{0_VT_preII} = M_{SP}^o \cdot \frac{t_{SP}^{VT_preII} + 273.15}{273.15} = 86.124 \cdot \frac{487.73 + 273.15}{273.15} = 239.9 m^3 \cdot s^{-1}$$

rov.4.3.4

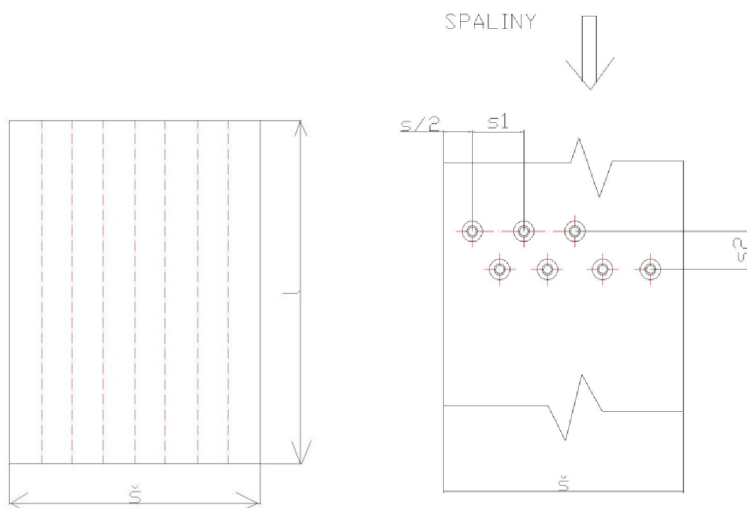
Na základě konzultace s panem Křemínským byla zvolena rychlost spalín $w_{SP}^{VT_preII} = 16 m \cdot s^{-1}$

4.4. Rozměry spalínového kanálu

Spočítá se průtočná plocha pro spaliny za pomoci objemového průtoku a rychlosti spalín:

$$S_{SP_průr_n}^{VT_preII} = \frac{M_{SP_skut}^{0_VT_preII}}{w_{SP}^{VT_preII}} = \frac{239.9}{16} = 14.994 m^2$$

rov.4.4.1



Obr.4.2 Rozměry spalínového kanálu a rozteče trubek VT_preII

Mezera mezi trubkami byla zvolena $a^{VT_preII} = 9 mm$ a tedy rozteč trubek je:

$$s_1^{VT_preII} = D_z^{VT_preII} + a = 61.8 + 9 = 70.8 mm$$

rov.4.4.2

Dopočítá se šířka kanálu pomocí známého počtu trubek v jedné řadě a rozteče trubek:

$$\check{s} = \frac{3 \cdot s_1^{VT-preII}}{2} + (n_{tr}^{VT-preII} - 1) \cdot s_1^{VT-preII} = \frac{3 \cdot 0.0708}{2} + (60 - 1) \cdot 0.078 = 4.2834 \text{ m}$$

rov.4.4.3

Hodnota se zaokrouhlí na konečnou hodnotu $\check{s} = 4.28 \text{ m}$

Výška spalínového kanálu se spočítá úpravou vzorce pro průtočnou plochu spalín:

$$l = \frac{S_{SP-prut}^{VT-preII}}{\check{s} - D^{VT-preII} \cdot n_{tr}^{VT-preII} - 2 \cdot h_z^{VT-preII} \cdot t_z - n_z^{VT-preII} \cdot n_{tr}^{VT-preII}} =$$

$$= \frac{14.994}{4.28 - 0.0318 \cdot 60 - 2 \cdot 60 \cdot 0.015 \cdot 0.001 \cdot 170} = 7.340627 \text{ m}$$

rov.4.4.5

Hodnota se zaokrouhlí na konečnou hodnotu $l = 7.34 \text{ m}$.

Po zaokrouhlení se dopočítá skutečná průtočná plocha ze strany spalín:

$$S_{SP-prut}^{VT-preII} = \check{s} \cdot l - l \cdot D^{VT-preII} \cdot n_{tr}^{VT-preII} - 2 \cdot h_z^{VT-preII} \cdot t_z \cdot n_z^{VT-preII} \cdot n_{tr}^{VT-preII} =$$

$$= 4.28 \cdot 7.34 - 7.34 \cdot 0.0318 \cdot 60 - 2 \cdot 0.015 \cdot 0.001 \cdot 60 \cdot 170 = 17.14048 \text{ m}^2$$

rov.4.4.6

Skutečná rychlost spalín:

$$w_{sp}^{VT-preII} = \frac{M_{SP-skut}^{o-VT-preII}}{S_{SP-prut}^{VT-preII}} = \frac{239.9}{17.14048} = 13.996 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

rov.4.4.7

5. Návrh spalínového kanálu

Při výpočtu výhřevných ploch se používají normalizované trubky se známými průměry D a se známou tloušťkou stěny t_{tr} , vnitřní průměr trubky se dopočítá. Tloušťka žebek byla ve všech případech zvolena $t_z = 1 \text{ mm}$. Výška žebek je pro výparník doporučena v rozmezí 10-19mm a pro přehříváky a ekonomizéry v rozmezí 10-15mm. Vnější průměr žebek se tedy dopočítá jako součet průměru trubky a dvou výšek žebek jako $D_z = D + 2 \cdot h_z$. Počet žebek n_z na metr je zvolen nejdříve 200 a pokud se liší výsledný skutečný výkon od návrhového o více než 5%, počty žebek se sníží a výpočet provede znovu.

Pro zvolené trubky se dále spočítá příčná rozteč trubek s_1 jako součet průměru trubky D a zvolené mezery mezi trubkami a . Pomocí rozteče a známé šířky spalínového kanálu se dopočítá počet trubek v jedné řadě n_f , přičemž se musí ohlídat rychlost páry v potrubí.

Podélná rozteč trubky s_2 je zvolena s ohledem na rozměry rozváděcích trubek. Pro ekonomizéry byla $s_2 = 94 \text{ mm}$ a pro výparníky a přehříváky 120mm. Následně se určí rychlost proudění spalín ve spalínovém kanále a průtočná plocha spalín na jednu řadu a díky podílu celkové průtočné plochy a průtočné plochy na jednu řadu lze dostat počet řad trubek n_r .

Počet podélných řad:

$$n_{\bar{r}} = \frac{S_{SP}}{S_{SP-1\bar{r}}},$$

rov.5.1

- $S_{SP} [m^2]$ je průtočná plocha ze strany spalin
- $S_{SP-1\bar{r}} [m^2]$ je průtočná plocha na jednu řadu trubek

Teplosměnná plocha ze strany spalin:

$$S_{SP} = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\ln}},$$

rov.5.2

- $Q [kW]$ je hodnota předaného tepla v jednotlivých výhřevných plochách
- $\Delta t_{\ln} [^{\circ}C]$ je logaritmický teplotní spád
- $K [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ je součinitel prostupu tepla

Teplosměnná plocha na jednu řadu trubek ze strany spalin:

$$S_{SP-1\bar{r}} = S_{SP-1m} \cdot l \cdot n_{tr}$$

rov.5.3

- S_{SP-1m} je teplosměnná plocha ze strany spalin na jeden metr trubky

$$S_{SP-1m} = \pi \cdot D + 2 \cdot \pi \left(\frac{(D_z)^2 - (D)^2}{4} \right) \cdot n_z$$

rov.5.4

A pro hladké trubky:

$$S_{SP-1m} = \pi \cdot D$$

rov.5.5
Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_{\ln} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}},$$

rov.5.6
 Δt_2 je větší teplotní spád mezi párou a spalinami a Δt_1 je menší teplotní spád.

Součinitel prostupu tepla:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{SP-1m}}{S_{p-1m}} + \varepsilon}$$

rov.5.7

- $\alpha_{1r} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ je součinitel přestupu tepla ze strany spalin
- $\alpha_{2r} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ je součinitel přestupu tepla ze strany páry nebo vody
- $\varepsilon [W^{-1} \cdot m^2 \cdot K^1]$ je poměrná zářivost, voleno $\varepsilon = 0.002 W^{-1} \cdot m^2 \cdot K^1$
- $S_{p-1m} [m^2]$ je teplosměnná plocha ze strany páry na metr trubky

$$S_{p-1m} = \pi \cdot D$$

rov.5.8

Součinitel přestupu tepla ze strany spalin:

$$\alpha_{1r} = \left(\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\Psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \Psi_z \cdot \alpha_k},$$

rov.5.9

- $\frac{S_z}{S}$ [-] je poměr výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin

- $\frac{S_h}{S}$ [-] je poměr plochy trubek bez žeber a celkové plochy ze strany spalin

- E [-] je součinitel efektivity žeber, který se odečte z grafu [1] na straně 24 pomocí

$$\text{poměrů } \beta \cdot h_z \text{ a } \frac{D_z}{D}.$$

- μ [-] je součinitel rozšíření žebra, který se pro žebra s konstantním průřezem volí 1

- ψ_z [-] je koeficient nerovnoměrnosti α_k po povrchu žebra, pro žebra s kruhovým průřezem je $\psi_z = 0.85$.

- α_k [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] je součinitel přestupu tepla konvekcí

Součinitel β pro určení poměru $\beta \cdot h_z$ a určení efektivity žeber:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}}$$

rov.5.10

- λ_z [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] je součinitel tepelné vodivosti žeber, která je pro všechny žebra:

$$\lambda_z = 40 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Poměr výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin:

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

rov.5.11
Poměr plochy trubek bez žeber a celkové plochy ze strany spalin:

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S}$$

rov.5.12
Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin:

$$\alpha_k = 0.23 \cdot c_z \cdot \varphi_\sigma^{0.2} \frac{\lambda_{SP}}{s_z} \left(\frac{D}{s_z} \right)^{-0.54} \left(\frac{h_z}{s_z} \right)^{-0.14} \left(\frac{w_{SP} \cdot s_z}{\nu_{SP}} \right)^{0.65}$$

rov.5.13

- c_z [-] je opravný součinitel na počet podélných řad

- φ_σ [-] je součinitel poměrných podélných roztečí

- λ_{SP} [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$] je součinitel tepelné vodivosti spalin

- ν_{SP} [$m^2 \cdot s^{-1}$] je součinitel dynamické viskozity spalin

Součinitel poměrných podélných roztečí:

$$\varphi_{\sigma} = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} [-]$$

rov.5.14

Kde $-\sigma_1 = \frac{s_1}{D} [-]$, $\sigma_2' = \frac{s_2'}{D} [-]$ jsou poměrné rozteče.

Součinitel přestupu tepla ze strany páry a vody:

$$\alpha_{2r} = 0.023 \cdot \frac{\lambda_{SP}}{d_e} \left(\frac{w_p \cdot d_e}{\nu_p} \right)^{0.8} \cdot (\text{Pr}_p)^{0.4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m$$

rov.5.15

- $\lambda_p [W \cdot m^{-1} K^{-1}]$ je součinitel tepelné vodivosti vody nebo páry
- $d_e [mm]$ je ekvivalentní průměr, který je roven vnitřnímu průměru trubky
- $w_p [m \cdot s^{-1}]$ je rychlost proudění páry nebo vody uvnitř trubky
- $\nu_p [m^2 \cdot s^{-1}]$ je součinitel dynamické viskozity páry nebo vody
- $\text{Pr}_p [-]$ je Prandtlovo číslo vody nebo páry
- $c_t [-]$ je opravný součinitel závislý na teplotě proudu a na teplotě stěny, $c_t = 1$
- $c_l [-]$ je opravný součinitel na poměrnou délku, viz graf [1] na str.108, $c_l = 1$
- $c_m [-]$ je opravný součinitel mezikruží, $c_m = 1$

Pro zvolený počet řad se přepočítá skutečná teplosměnná plocha ze strany spalin S_{SP_skut} , pomocí níž se spočítá skutečné předané teplo Q_{skut} , přičemž musí být splněna podmínka maximálního rozdílu mezi Q_{skut} a navrhovaným Q maximálně 5%. Pokud není splněna tato podmínka, upraví se počet trubek, nebo se zvolí jiný počet žebor na metr trubky, nebo se zvolí jiné trubky. Hodnoty, které jsou použity při výpočtu všech teplosměnných ploch jsou uvedeny v tabulce 5.1.

Název veličiny	Označení veličiny	Hodnota veličiny
Šířka spalinového kanálu	\check{s}	4.28m
Výška spalinového kanálu	l	7.34m
Objemový průtok spalin	M_{SP}^o	$86.124 m^3 \cdot s^{-1}$
Poměrná ztráta sáláním a konvekcí	z_s	0.0033
Poměrná zářivost	ε	$0.002 W^{-1} \cdot m^2 K$
Součinitel rozšíření žebra	μ	1
Součinitel tepelné vodivosti žebor	λ_z	$40 W \cdot m^{-1} K^{-1}$
Opravný součinitel závislý na teplotě proudu a na teplotě stěny	c_t	1
Opravný součinitel na poměrnou délku	c_l	1
Opravný součinitel mezikruží	c_m	1
Součinitel nerovnoměrnosti rozložení α_k po povrchu žebra	ψ_z	0.85

Tab.5.1. Hodnoty pro výpočet všech výhřevných ploch

5.1. Návrh druhého vysokotlakého přehříváku VT_preII

5.1.1. Návrh rozměrů VT_preII a vstupní parametry

Rozměry jsou uvedené a spočítané v kapitole 4. Výstupní parametry VT_preII jsou uvedeny v následující tabulce tab.5.2.

Název veličiny	Označení veličiny	Hodnota veličiny
Hmotnostní průtok páry VT okruhem	M_{pVT}	$12.1789 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Teplo předané ve VT_preII	Q^{VT_preII}	3.0447MW
Entalpie spalin v bodě A	I_A	$691.7489 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$
Entalpie spalin pro 500°C	I_{SP}^{500}	$691.7489 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$
Entalpie spalin pro 400°C	I_{SP}^{400}	$547.1979 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$
Teplota spalin v bodě A	t_A	500°C
Teplota páry v bodě 1VT	t_{1VT}	450°C
Teplota páry v bodě 2VT	t_{2VT}	353.36°C
Měrný objem páry v bodě 1VT	v_{1VT}	$0.0551034 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Měrný objem páry v bodě 2VT	v_{2VT}	$0.0438726 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Tlak páry v bodě 1VT	p_{1VT}	57bar
Tlak páry v bodě 2VT	p_{2VT}	58.5bar
Příčná rozteč trubek	s_1	70.8mm
Podélná rozteč trubek	s_2	120mm
Rychlost proudění spalin	$w_{SP}^{VT_preII}$	$13.996 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
Rychlost proudění páry	$w_p^{VT_preII}$	$19.8234 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Tab.5.2. Parametry potřebné k návrhu druhého vysokotlakého přehříváku VT_preII

5.1.2. Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin:

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$s^{VT_preII} = \sqrt{\left(\frac{s_1^{VT_preII}}{2}\right)^2 + (s_2^{VT_preII})^2} = \sqrt{\left(\frac{70,8}{2}\right)^2 + 120^2} = 125,1 \text{ mm}$$

rov.5.1.1

Poměrné příčné rozteče:

$$\sigma_1^{VT_preII} = \frac{s_1^{VT_preII}}{D^{VT_preII}} = \frac{70,8}{31,8} = 2,22642$$

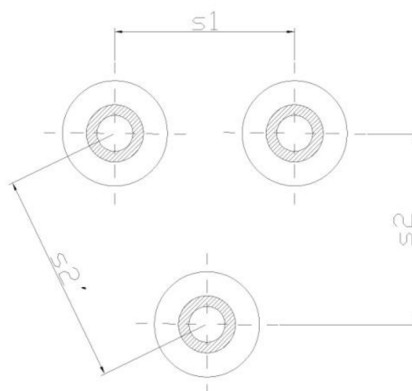
rov.5.1.2

$$\sigma_2^{VT_preII} = \frac{s_2^{VT_preII}}{D^{VT_preII}} = \frac{125,11}{31,8} = 3,93428$$

rov.5.1.3

$$\phi_{\sigma}^{VT_preII} = \frac{\sigma_1^{VT_preII} - 1}{\sigma_2^{VT_preII} - 1} = \frac{2,22642 - 1}{3,93428 - 1} = 0,417963$$

rov.5.1.4


Obr.5.1 rozteče trubek

Pro předpokládaný počet podélných řad menší než 5 je zvolen opravný součinitel na počet podélných řad $c_z^{VT-preII} = 0.9$

Součinitel tepelné vodivosti spalin a součinitel kinematické viskozity se vypočítá interpolací hodnot z [1] na straně 24.

$$\lambda_{SP}^{VT-preII} = 0.0637 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\nu_{SP}^{VT-preII} = 75.5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\begin{aligned} \alpha_k^{VT-preII} &= 0.23 \cdot c_z^{VT-preII} \cdot (\varphi_\sigma^{VT-preII})^{0.2} \frac{\lambda_{SP}^{VT-preII}}{s_z^{VT-preII}} \left(\frac{D^{VT-preII}}{s_z^{VT-preII}} \right)^{-0.54} \left(\frac{h_z^{VT-preII}}{s_z^{VT-preII}} \right)^{-0.14} \left(\frac{W_{SP}^{VT-preII} \cdot s_z^{VT-preII}}{\nu_{SP}^{VT-preII}} \right)^{0.65} = \\ &= 0.23 \cdot 0.9 \cdot 0.417963^{0.2} \frac{0.0637}{0.01} \left(\frac{0.0318}{0.01} \right)^{-0.54} \left(\frac{0.015}{0.01} \right)^{-0.14} \left(\frac{13.996 \cdot 0.01}{75.5 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.65} = \\ &= 74.588 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned}$$

rov.5.1.5

Součinitel efektivnosti žeber:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k^{VT-preII}}{t_z \cdot \lambda_z (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k^{VT-preII})}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0.85 \cdot 74.588}{0.001 \cdot 40 (1 + 0.002 \cdot 0.85 \cdot 74.588)}} = 53.04 \text{ m}^{-1}$$

rov.5.1.6

Pomocí součinitele β se dají vypočítat poměry nutné k odečtení součinitele efektivnosti žeber z [1] na straně 114:

$$\beta \cdot h_z^{VT-preII} = 53.04 \cdot 0.015 = 0.7956$$

rov.5.1.7

$$\frac{D_z^{VT-preII}}{D^{VT-preII}} = \frac{61.8}{31.8} = 1.9434$$

rov.5.1.8

$$E^{VT-preII} = 0.88$$

Poměr teplosměnných ploch a celkové plochy ze strany spalín:

Podíl výhřevných ploch žebér ze strany spalín:

$$\frac{S_z^{VT-preII}}{S^{VT-preII}} = \frac{\left(\frac{D_z^{VT-preII}}{D^{VT-preII}}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z^{VT-preII}}{D^{VT-preII}}\right)^2 - 1 + 2\left[\left(\frac{S_z^{VT-preII}}{D^{VT-preII}}\right) - \left(\frac{t_z}{D^{VT-preII}}\right)\right]} =$$

$$= \frac{\left(\frac{61.8}{31.8}\right)^2 - 1}{\left(\frac{61.8}{31.8}\right)^2 - 1 + 2\left[\left(\frac{10}{31.8}\right) - \left(\frac{1}{31.8}\right)\right]} = 0.8307$$

rov.5.1.9

Podíl ploch trubek, kde nejsou žebra:

$$\frac{S_h^{VT-preII}}{S^{VT-preII}} = 1 - \frac{S_z^{VT-preII}}{S^{VT-preII}} = 1 - 0.893726 = 0.1693$$

rov.5.1.10

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín:

$$\alpha_{1r}^{VT-preII} = \left(\frac{S_z^{VT-preII}}{S^{VT-preII}} \cdot E^{VT-preII} \cdot \mu + \frac{S_h^{VT-preII}}{S^{VT-preII}}\right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K^{VT-preII}}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K^{VT-preII}} =$$

$$(0,8307 \cdot 0,88 \cdot 1 + 0,1693) \cdot \frac{0,85 \cdot 74,65}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 74,65} = 50,68 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

rov.5.1.11

Součinitel přestupu tepla ze strany páry:

Nejdříve se spočítá střední tlak páry $p_p^{VT-preII}$ a střední teplotu páry $t_p^{VT-preII}$ a z těchto hodnot se pomocí X-steam určí součinitel tepelné vodivosti páry $\lambda_p^{VT-preII}$, Prandtlovo číslo $\text{Pr}_p^{VT-preII}$ a součinitel kinematické viskozity vodní páry $\mu_p^{VT-preII}$:

$$p_p^{VT-preII} = \frac{p_{1VT} + p_{2VT}}{2} = \frac{57 + 58.5}{2} = 57.75 \text{ bar}$$

rov.5.1.12

$$t_p^{VT-preII} = \frac{t_{1VT} + t_{2VT}}{2} = \frac{450 + 353.36}{2} = 401.68^\circ \text{C}$$

rov.5.1.13

$$-\lambda_p^{VT-preII} = 0.0554055 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$$-\text{Pr}_p^{VT-preII} = 0.929495$$

$$-\mu_p^{VT-preII} = 2.45061 \cdot 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$$

Dynamická viskozita vodní páry:

$$\nu_p^{VT-preII} = \mu_p^{VT-preII} \cdot \nu_p^{VT-preII} = 2.45061 \cdot 10^{-5} \cdot 0.049488 = 1.213 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

rov.5.1.14

Dosazením spočítaných hodnot lze získat součinitel přestupu tepla ze strany vodní páry:

$$\alpha_{2r} = 0.023 \cdot \frac{\lambda_{SP}^{VT_preII}}{d_e^{VT_preII}} \left(\frac{w_p^{VT_preII} \cdot d_e^{VT_preII}}{\nu_p^{VT_preII}} \right)^{0.8} \cdot (\text{Pr}_p^{VT_preII})^{0.4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m =$$

$$= 0.023 \cdot \frac{0.0554055}{0.0254} \left(\frac{19.8243 \cdot 0.0254}{1.213 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.8} \cdot 0.929495^{0.4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1521.537 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

rov.5.1.15

Výpočet součinitele prostupu tepla:

Nejdříve je třeba spočítat teplosměnnou plochu ze strany spalin i páry na jeden metr délky trubky:

$$S_{SP_1m}^{VT_preII} = \pi \cdot D^{VT_preII} + 2 \cdot \pi \cdot n_z^{VT_preII} \cdot \left(\frac{(D_z^{VT_preII})^2 - (D^{VT_preII})^2}{4} \right) =$$

$$= \pi \cdot 0,0318 + 2 \cdot \pi \cdot 100 \cdot \left(\frac{0,0618^2 - 0,0318^2}{4} \right) = 0,54099 \text{ m}$$

rov.5.1.16

$$S_{p_1m}^{VT_preII} = \pi \cdot d^{VT_preII} = \pi \cdot 0.0254 = 0.0797965 \text{ m}$$

rov.5.1.17

Dosazením vypočtených hodnot lze získat součinitel prostupu tepla:

$$K^{VT_preII} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}^{VT_preII}} + \frac{1}{\alpha_{2r}^{VT_preII}} \cdot \frac{S_{SP_1m}^{VT_preII}}{S_{p_1m}^{VT_preII}} + \varepsilon} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{50.68} + \frac{1}{1521.537} \left(\frac{0.54099}{0.0797965} \right) + 0.002} = 38.186 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

rov.5.1.18

Logaritmický teplotní spád VT_preII:

$$-\Delta t_1^{VT_preII} = t_A - t_{1VT} = 500 - 450 = 50^\circ \text{C}$$

rov.5.1.18

$$-\Delta t_2^{VT_preII} = t_{BN} - t_{2VT} = 475.46 - 353.36 = 122.1^\circ \text{C}$$

rov.5.1.19

$$\Delta t_{\ln}^{VT_preII} = \frac{\Delta t_2^{VT_preII} - \Delta t_1^{VT_preII}}{\ln \frac{\Delta t_2^{VT_preII}}{\Delta t_1^{VT_preII}}} = \frac{122.1 - 50}{\ln \frac{122.1}{50}} = 80.7556^\circ \text{C}$$

rov.5.1.20

5.1.3. Počet podélných řad VT_preII

Nejdříve se spočítá celková teplosměnná plocha ze strany spalín a plocha na jednu řadu trubek ze strany spalín:

$$S_{SP}^{VT_preII} = \frac{Q^{VT_preII}}{K^{VT_preII} \cdot \Delta t_{ln}^{VT_preII}} = \frac{3044.7 \cdot 1000}{38.186 \cdot 80.7556} = 987.34 m^2$$

rov.5.1.21

$$S_{SP_1ř}^{VT_preII} = S_{SP_1m}^{VT_preII} \cdot l \cdot n_{tr}^{VT_preII} = 0.54099 \cdot 7.34 \cdot 60 = 238.25 m^2$$

rov.5.1.22

Počet podélných řad VT_preII:

$$n_{ř}^{VT_preII} = \frac{S_{SP}^{VT_preII}}{S_{SP_1r}^{VT_preII}} = \frac{987.34}{238.25} = 4.144$$

rov.5.1.23

Zaokrouhlením získám konečný počet podélných řad $n_{ř}^{VT_preII} = 4$

5.1.4. Skutečné předané teplo ve VT_preII

Skutečná teplosměnná plocha ze strany spalín:

$$S_{SP_skut}^{VT_preII} = S_{SP_1ř}^{VT_preII} \cdot n_{ř}^{VT_preII} = 238.25 \cdot 4 = 953 m^2$$

rov.5.1.24

Skutečné předané teplo VT_preII:

$$Q_{skut}^{VT_preII} = K^{VT_preII} \cdot S_{SP_skut}^{VT_preII} \cdot \Delta t_{ln}^{VT_preII} = 38.186 \cdot 953 \cdot 80.7556 = 2938.79 kW$$

rov.5.1.25

Nyní se musí zkontrolovat, zda skutečné předané teplo odpovídá návrhovému teplu s maximálně 5% chybou:

$$x_Q^{VT_preII} = \left| 5 \cdot \frac{Q_{skut}^{VT_preII} - Q^{VT_preII}}{Q_{skut}^{VT_preII} \cdot 0.05} \right| = \left| 5 \cdot \frac{2938.79 - 3044.7}{2938.59 \cdot 0.05} \right| = 3.6\%$$

rov.5.1.26

Navrhovaný počet podélných řad tedy vyhovuje.

5.1.5. Skutečná teplota spalín v bodě B

Skutečná entalpie v bodě B:

$$I_{SP}^B = I_{SP}^A - \frac{Q_{skut}^{VT_preII}}{M_{SP}^O \cdot (1 - z_s)} = 691.7489 - \frac{2938.79}{86.124 \cdot (1 - 0.0033)} = 657,51 kJ \cdot m^{-3}$$

rov.5.1.27

Skutečná teplota spalín v bodě B:

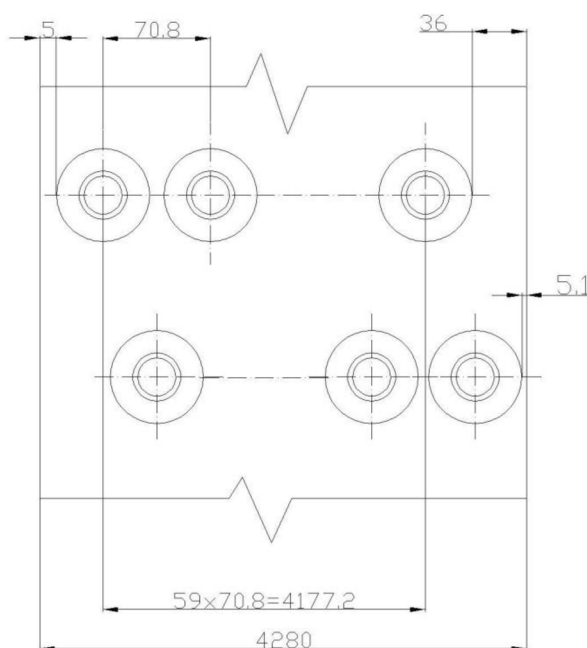
$$t_B = \frac{(I_{SP}^B - I_{SP}^{400}) \cdot 100}{I_{SP}^{500} - I_{SP}^{400}} + 400 = \frac{(657,51 - 547,1979) \cdot 100}{691,7489 - 547,1979} + 400 = 476,223^\circ C$$

rov.5.1.28

5.1.6. Přehled vypočtených hodnot VT_preII

Název veličiny	Označení veličiny	Hodnota veličiny
Skutečná teplota spalin v bodě B	t_B	476.223°C
Skutečné předané teplo v VT_preII	$Q_{skut}^{VT_preII}$	2938.79kW
Počet podélných řad trubek VT_preII	$n_f^{VT_preII}$	4
Podélná rozteč trubek VT_preII	$s_2^{VT_preII}$	120mm

Tab.5.3. vypočítané hodnoty VT_preII



Obr.5.2. Rozmístění trubek VT_preII ve spalinovém kanále

5.2. Návrh prvního vysokotlakého přehříváku VT_preI

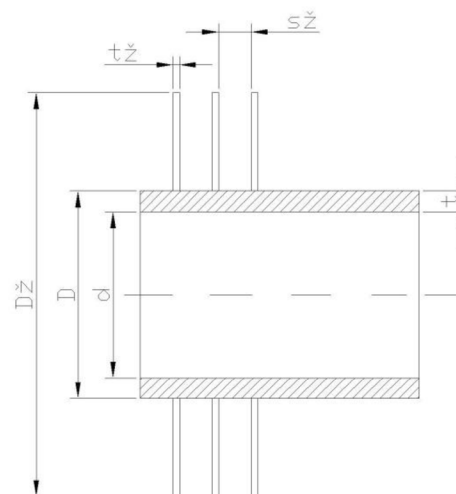
5.2.1. Návrh rozměrů VT_preI a vstupní parametry

Název veličiny	Označení veličiny	Hodnota veličiny
Hmotnostní průtok páry VT okruhem	M_{pVT}	12.1789 kg · s ⁻¹
Teplo předané ve VT_preI	Q^{VT_preI}	4742kW
Entalpie spalin v bodě B	I_B	657.38kJ · m ⁻³
Entalpie spalin pro 400°C	I_{SP}^{400}	547.1979kJ · m ⁻³
Entalpie spalin pro 300°C	I_{SP}^{300}	405.95kJ · m ⁻³
Teplota spalin v bodě B	t_B	476.223°C
Teplota páry v bodě 3VT	t_{3VT}	405.283°C
Teplota páry v bodě 4VT	t_{4VT}	275.58°C
Měrný objem páry v bodě 3VT	v_{3VT}	0.0492833 m ³ · kg ⁻¹

Měrný objem páry v bodě 4VT	v_{4VT}	$0,0323321 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Tlak páry v bodě 3VT	p_{3VT}	58.5bar
Tlak páry v bodě 4VT	p_{4VT}	60bar
Příčná rozteč trubek	s_1	60mm
Podélná rozteč trubek	s_2	120mm

Tab.5.4 parametry potřebné pro návrh prvního vysokotlakého přehříváku VT_{prel}

Název veličiny	Označení	Rozměr
Vnější průměr trubky	$D^{VT-prel}$	31,8mm
Vnitřní průměr trubky	$d^{VT-prel}$	25,4mm
Tloušťka stěny trubky	$s_{tr}^{VT-prel}$	3,2mm
Tloušťka žebor	t_z	1mm
Počet žebor na metr	$n_z^{VT-prel}$	240
Rozteč mezi žebory	$s_z^{VT-prel}$	4.1666mm
Výška žebor	$h_z^{VT-prel}$	15mm
Průměr žebor	$D_z^{VT-prel}$	61,8mm

Tab.5.5. Rozměry trubek VT_{prel}

obr.5.3 rozměry trubek VT_{prel}

Mezera mezi trubkami byla zvolena $a^{VT-prel} = 10\text{mm}$ a tedy rozteč trubek je:

$$s_1^{VT-prel} = D_z^{VT-prel} + a^{VT-prel} = 61,8 + 10 = 71,8$$

rov.5.2.1

A počet trubek v prvním vysokotlakém přehříváku tedy je:

$$n_{tr}^{VT-prel} = \frac{\check{s}}{s_1^{VT-prel}} - \frac{1}{2} = \frac{4,28}{0,0718} - \frac{1}{2} = 59,11$$

rov.5.2.2

Počet trubek se musí zaokrouhlit na celé číslo, bylo tedy zvoleno $n_{tr}^{VT-prel} = 59$

Dále se dopočítá střední měrný objem páry, pomocí níž a počtu trubek se dopočítá rychlost páry v trubkách, která musí být v rozmezí $15 - 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$v_p^{VT-prel} = \frac{v_{3VT} + v_{4VT}}{2} = \frac{0,0492833 + 0,0323321}{2} = 0,0408077 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

rov.5.2.3

$$w_p^{VT-prel} = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot M_{PVT} \cdot v_p^{VT-prel}}{\pi \cdot (d^{VT-prel})^2 \cdot n_{tr}^{VT-prel}} = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot 12,1789 \cdot 0,0408077}{\pi \cdot 0,0254^2 \cdot 59} = 15,79 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

rov.5.2.4

Rychlost proudění páry v potrubí tedy vyhovuje. Pokračuje se spočítáním entalpie a teplotou spalin v bodě C pilového diagramu.

$$I_{SP}^C = I_{SP}^B - \frac{Q^{VT-prel}}{M_{SP}^O \cdot (1 - z_s)} = 657.38 - \frac{4742}{86.124(1 - 0.0033)} = 602.137 \text{ kJ}$$

rov.5.2.5

$$t_{CN} = \frac{(I_{SP}^C - I_{SP}^{400}) \cdot 100}{I_{SP}^{500} - I_{SP}^{400}} + 400 = \frac{(602.137 - 547.1979) \cdot 100}{691.7489 - 547.1979} + 400 = 438.007^\circ\text{C}$$

rov.5.2.6

Střední teplota spalin pro první vysokotlaký přehřívák:

$$t_{SP}^{VT-prel} = \frac{t_B + t_{CN}}{2} = \frac{476.223 + 438.007}{2} = 457.115^\circ\text{C}$$

rov.5.2.7

Skutečný objemový tok spalin:

$$M_{SP-skut}^{VT-prel} = M_{SP}^O \cdot \frac{t_{SP}^{VT-prel} + 273,15}{273,15} = 86,124 \cdot \frac{457,115 + 273,15}{273,15} = 230,252 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

rov.5.2.8

Průtočná plocha spalin v prvním vysokotlakém přehříváku:

$$S_{SP-prut}^{VT-prel} = l \cdot \check{s} - l \cdot D^{VT-prel} \cdot n_{tr}^{VT-prel} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z^{VT-prel} \cdot n_{tr}^{VT-prel} \cdot l = \\ = 7,34 \cdot 4,28 - 7,34 \cdot 0,0318 \cdot 59 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,001 \cdot 240 \cdot 59 \cdot 7,34 = 14,525868 \text{ m}^2$$

rov.5.2.9

Skutečná rychlost spalin v prvním vysokotlakém přehříváku:

$$w_{SP}^{VT-prel} = \frac{M_{SP-skut}^{VT-prel}}{S_{SP-prut}^{VT-prel}} = \frac{230,252}{14,525868} = 15,85117 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

rov.5.2.10

5.2.2. Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin:

Výpočet přestupu tepla konvekcí

$$s_{VT-prel} = \sqrt{\left(\frac{s_1^{VT-prel}}{2}\right)^2 + (s_2^{VT-prel})^2} = \sqrt{\left(\frac{71,8}{2}\right)^2 + 120^2} = 125,255 \text{ mm}$$

rov.5.2.11

Poměrné příčné rozteče:

$$\sigma_1^{VT-prel} = \frac{s_1^{VT-prel}}{D^{VT-prel}} = \frac{71,8}{31,8} = 2,25786$$

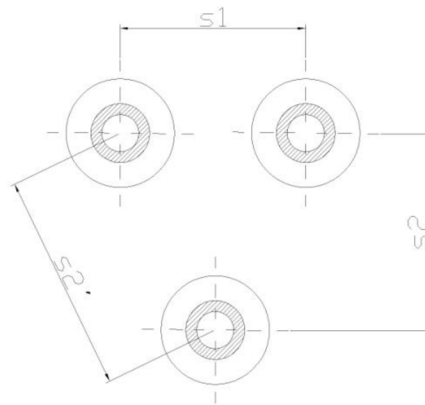
rov.5.2.12

$$\sigma_2^{VT-prel} = \frac{s_2^{VT-prel}}{D^{VT-prel}} = \frac{125,255}{31,8} = 3,9388$$

rov.5.2.13

$$\varphi_\sigma^{VT-prel} = \frac{\sigma_1^{VT-prel} - 1}{\sigma_2^{VT-prel} - 1} = \frac{2,25786 - 1}{3,9388 - 1} = 0,428018$$

rov.5.2.14


Obr.5.4 rozteče trubek VT_{preI}

Pro předpokládaný počet podélných řad menší než 5 je zvolen opravný součinitel na počet podélných řad $c_z^{VT-preI} = 0.9$

Součinitel tepelné vodivosti spalin a součinitel kinematické viskozity se vypočítá interpolací hodnot z [1] na straně 24.

$$\lambda_{SP}^{VT-preI} = 0.060977 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\nu_{SP}^{VT-preI} = 68.66 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\begin{aligned} \alpha_K^{VT-preI} &= 0,23 \cdot c_z^{VT-preI} \cdot (\varphi_\sigma^{VT-preI})^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}^{VT-preI}}{\nu_z^{VT-preI}} \cdot \left(\frac{D^{VT-preI}}{s_z^{VT-preI}} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z^{VT-preI}}{s_z^{VT-preI}} \right)^{-0,14} \\ &\cdot \left(\frac{W_{SP}^{VT-preI} \cdot s_z^{VT-preI}}{\nu_{SP}^{VT-preI}} \right)^{0,65} = 0,23 \cdot 0,9 \cdot 0,428018^{0,2} \cdot \frac{0,060977}{0,0041666} \left(\frac{0,0318}{0,0041666} \right)^{-0,54} \\ &\cdot \left(\frac{0,015}{0,0041666} \right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{15,8517 \cdot 0,0041666}{68,66 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} = 61,9659 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned}$$

rov.5.2.15

Součinitel efektivnosti žeber:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K^{VT-preI}}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K^{VT-preI})}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 61,9659}{0,001 \cdot 40 \cdot (1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 61,9659)}} = 48,812 \text{ m}^{-1}$$

rov.5.2.16

Pomocí součinitele β se dají vypočítat poměry nutné k odečtení součinitele efektivnosti žeber z [1] na straně 114:

$$\beta \cdot h_z = 48,812 \cdot 0,015 = 0,73218$$

rov.5.2.17

$$\frac{D_z^{VT-preI}}{D^{VT-preI}} = \frac{61,8}{31,8} = 1,943396$$

rov.5.2.18

$$E^{VT-preI} = 0.87$$

Poměr teplosměnných ploch a celkové plochy ze strany spalín:

Podíl výhřevných ploch žebel ze strany spalín:

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

$$= \frac{\left(\frac{61,8}{31,8}\right)^2 - 1}{\left(\frac{61,8}{31,8}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left[\left(\frac{4,1666}{31,8}\right) - \left(\frac{1}{31,8}\right)\right]} = 0,93306$$

rov.5.2.19

Podíl ploch trubek, kde nejsou žebra:

$$\frac{S_h^{VT-prel}}{S^{VT-prel}} = 1 - \frac{S_z^{VT-prel}}{S^{VT-prel}} = 1 - 0,93306 = 0,06694$$

rov.5.2.20

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín:

$$\alpha_{1r}^{VT-prel} = \left(\frac{S_z^{VT-prel}}{S^{VT-prel}} \cdot E^{VT-prel} \cdot \mu + \frac{S_h^{VT-prel}}{S^{VT-prel}} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K^{VT-prel}}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K^{VT-prel}} =$$

$$= (0,933069 \cdot 0,87 \cdot 1 + 0,06694) \cdot \frac{0,85 \cdot 61,9659}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 61,9659} = 41,87W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

rov.5.2.21

Součinitel přestupu tepla ze strany páry:

Nejdříve se spočítá střední tlak páry $p_p^{VT-prel}$ a střední teplotu páry $t_p^{VT-prel}$ a z těchto hodnot se pomocí X-steam určí součinitel tepelné vodivosti páry $\lambda_p^{VT-prel}$, Prandtlovo číslo $Pr_p^{VT-prel}$ a součinitel kinematické viskozity vodní páry $\mu_p^{VT-prel}$:

$$p_p^{VT-prel} = \frac{p_{3VT} + p_{4VT}}{2} = \frac{58,5 + 60}{2} = 59,25bar$$

rov.5.2.22

$$t_p^{VT-prel} = \frac{t_{3VT} + t_{4VT}}{2} = \frac{405,283 + 275,58}{2} = 340,4315^\circ C$$

rov.5.2.23

$$- \lambda_p^{VT-prel} = 0,048514W \cdot m^{-1} K^{-1}$$

$$- Pr_p^{VT-prel} = 0,9418$$

$$- \mu_p^{VT-prel} = 2,19354 \cdot 10^{-5} N \cdot s \cdot m^{-2}$$

Dynamická viskozita vodní páry:

$$\nu_p^{VT_prel} = \mu_p^{VT_prel} \cdot \nu_p^{VT_prel} = 2,19354 \cdot 10^{-5} \cdot 0,0408077 = 8,95133 \cdot 10^{-7} m^2 \cdot s^{-1}$$

rov.5.2.24

Dosazením spočítaných hodnot lze získat součinitel přestupu tepla ze strany vodní páry:

$$\begin{aligned} \alpha_{2r} &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_{SP}^{VT_prel}}{d^{VT_prel}} \cdot \left(\frac{w_p^{VT_prel} \cdot d^{VT_prel}}{\nu_p^{VT_prel}} \right)^{0,8} \cdot (Pr_p^{VT_prel})^{0,4} \cdot c_i \cdot \epsilon_l \cdot c_m = \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,04851}{0,0254} \cdot \left(\frac{15,79 \cdot 0,0254}{8,95133 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 0,9418^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1423,54 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \end{aligned}$$

rov.5.2.25

Výpočet součinitele prostupu tepla:

Nejdříve je třeba spočítat teplosměnnou plochu ze strany spalin i páry na jeden metr délky trubky:

$$\begin{aligned} S_{SP_1m}^{VT_prel} &= \pi \cdot D^{VT_prel} + 2 \cdot \pi \cdot n_z^{VT_prel} \cdot \left(\frac{(D_z^{VT_prel})^2 - (D^{VT_prel})^2}{4} \right) = \\ &= \pi \cdot 0,0318 + 2 \cdot \pi \cdot 240 \cdot \left(\frac{0,0618^2 - 0,0318^2}{4} \right) = 1,158494 m \end{aligned}$$

rov.5.2.26

$$S_{P_1m}^{VT_prel} = \pi \cdot d^{VT_prel} = \pi \cdot 0,0254 = 0,0797964 m$$

rov.5.2.27

Dosazením vypočtených hodnot lze získat součinitel prostupu tepla:

$$\begin{aligned} K^{VT_prel} &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}^{VT_prel}} + \frac{1}{\alpha_{2r}^{VT_prel}} \cdot \frac{S_{SP_1m}^{VT_prel}}{S_{P_1m}^{VT_prel}} + \epsilon} = \\ &= \frac{1}{\frac{1}{41,87} + \frac{1}{1423,54} \cdot \frac{1,158494}{0,0797964} + 0,002} = 27,7146 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \end{aligned}$$

rov.5.2.28

Logaritmický teplotní spád VT_preI:

$$-\Delta t_1^{VT_prel} = t_B - t_{3VT} = 476,223 - 405,283 = 71,602^\circ C$$

rov.5.2.29

$$-\Delta t_2^{VT_prel} = t_{CN} - t_{4VT} = 439,73 - 275,58 = 164,15^\circ C$$

rov.5.2.30

$$\Delta t_{ln}^{VT_prel} = \frac{\Delta t_2^{VT_prel} - \Delta t_1^{VT_prel}}{\ln \frac{\Delta t_2^{VT_prel}}{\Delta t_1^{VT_prel}}} = \frac{164,15 - 71,602}{\ln \frac{164,15}{71,602}} = 111,55^\circ C$$

rov.5.2.31

5.2.3. Počet podélných řad VT_{preI}

Nejdříve se spočítá celková teplosměnná plocha ze strany spalín a plocha na jednu řadu trubek ze strany spalín:

$$S_{SP}^{VT_preI} = \frac{Q^{VT_preI}}{K^{VT_preI} \cdot \Delta t_{ln}^{VT_preI}} = \frac{4742 \cdot 1000}{27,7146 \cdot 111,55} = 1533,852 m^2$$

rov.5.2.32

$$S_{SP_1ř}^{VT_preI} = S_{SP_1m}^{VT_preI} \cdot l \cdot n_{tr}^{VT_preI} = 1,158494 \cdot 7,34 \cdot 59 = 501,6974 m^2$$

rov.5.2.33

Počet podélných řad VT_{preI}:

$$n_{ř}^{VT_preI} = \frac{S_{SP}^{VT_preI}}{S_{SP_1ř}^{VT_preI}} = \frac{1533,8526}{501,6974} = 3,05732$$

rov.5.2.34

Zaokrouhlením získám konečný počet podélných řad $n_{ř}^{VT_preI} = 3$

5.2.4. Skutečné předané teplo ve VT_{preI}

Skutečná teplosměnná plocha ze strany spalín:

$$S_{SP_skut}^{VT_preI} = S_{SP_1ř}^{VT_preI} \cdot n_{ř}^{VT_preI} = 501,6974 \cdot 3 = 1505,0922 m^2$$

rov.5.2.35

Skutečné předané teplo VT_{preI}:

$$Q_{skut}^{VT_preI} = K^{VT_preI} \cdot S_{SP_skut}^{VT_preI} \cdot \Delta t_{ln}^{VT_preI} = 27,7146 \cdot 1505,0922 \cdot 111,55 = 4653,088 k W$$

rov.5.2.36

Nyní se musí zkontrolovat, zda skutečné předané teplo odpovídá návrhovému teplu s maximálně 5% chybou:

$$x_Q^{VT_preI} = \left| 5 \cdot \frac{Q_{skut}^{VT_preI} - Q^{VT_preI}}{Q_{skut}^{VT_preI} \cdot 0,05} \right| = \left| 5 \cdot \frac{4653,088 - 4742}{4653,088 \cdot 0,05} \right| = 1,91\%$$

rov.5.2.37

Navrhovaný počet podélných řad tedy vyhovuje.

5.2.5. Skutečná teplota spalín v bodě C

Skutečná entalpie v bodě C:

$$I_{SP}^C = I_{SP}^B - \frac{Q_{skut}^{VT_preI}}{M_{SP}^O \cdot (1 - z_S)} = 657,51 - \frac{4653,088}{86,124 \cdot (1 - 0,0033)} = 604,26 k J \cdot m^{-3}$$

rov.5.2.38

Skutečná teplota spalín v bodě C:

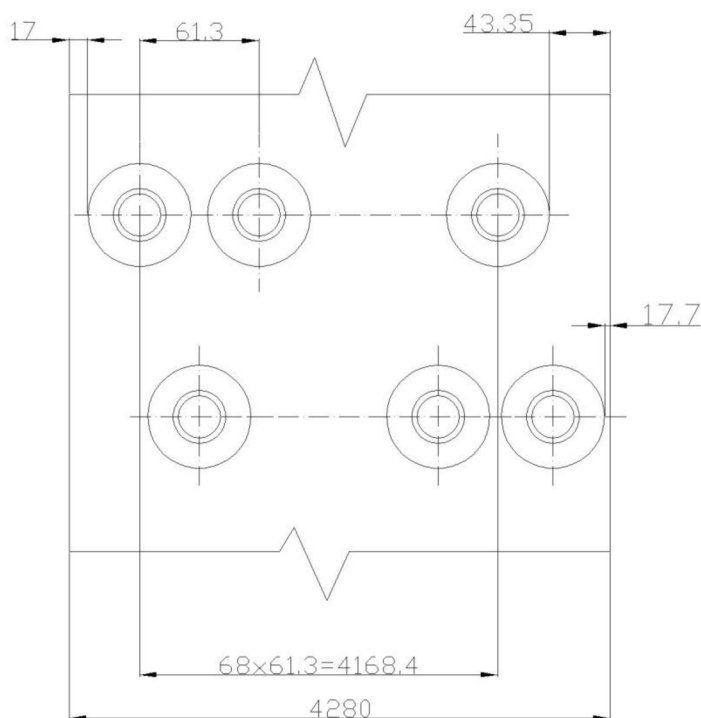
$$t_C = \frac{(I_{SP}^C - I_{SP}^{400}) \cdot 100}{I_{SP}^{500} - I_{SP}^{400}} + 400 = \frac{(604,26 - 547,1979) \cdot 100}{691,7489 - 547,1979} + 400 = 439,475^\circ C$$

rov.5.2.39

5.2.6. Přehled vypočtených hodnot VT_preI

Název veličiny	Označení veličiny	Hodnota veličiny
Skutečná teplota spalin v bodě C	t_C	439.475°C
Skutečné předané teplo v VT_preI	$Q_{skut}^{VT_preI}$	4653,088kW
Počet podélných řad trubek VT_preI	$n_{\bar{r}}^{VT_preI}$	3
Podélná rozteč trubek VT_preI	$s_2^{VT_preI}$	120mm

Tab.5.6 vypočítané hodnoty VT_preI



Obr.5.5 Rozmístění trubek ve spalínovém kanále

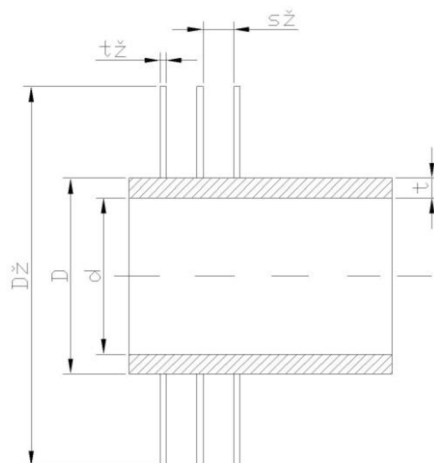
5.3. Návrh vysokotlakého výparníku VT_vyp

5.3.1. Návrh rozměrů VT_vyp a vstupní parametry

Název veličiny	Označení veličiny	Hodnota veličiny
Hmotnostní průtok páry VT okruhem	M_{pVT}	12.1789 kg · s ⁻¹
Teplo předané ve VT_vyp	Q^{VT_vyp}	4742kW
Entalpie spalin v bodě C	I_C	604.26kJ · m ⁻³
Entalpie spalin pro 200°C	I_{SP}^{200}	267.995kJ · m ⁻³
Entalpie spalin pro 300°C	I_{SP}^{300}	405.95kJ · m ⁻³
Teplota spalin v bodě C	t_C	439.475°C
Teplota páry v bodě 4VT	t_{4VT}	275.58°C
Teplota páry v bodě 5VT	t_{5VT}	275.58°C
Podélná rozteč trubek	s_2	120mm

Tab.5.7 parametry potřebné pro návrh vysokotlakého výparníku VT_vyp

Název veličiny	Označení	Rozměr
Vnější průměr trubky	D^{VT-vyp}	25mm
Vnitřní průměr trubky	d^{VT-vyp}	21mm
Tloušťka stěny trubky	s_{tr}^{VT-vyp}	2mm
Tloušťka žeber	t_z	1mm
Počet žeber na metr	n_z^{VT-vyp}	200
Rozteč mezi žebry	s_z^{VT-vyp}	5mm
Výška žeber	h_z^{VT-vyp}	15mm
Průměr žeber	D_z^{VT-vyp}	55mm

Tab.5.8 rozměry trubek VT_{vyp}

obr.5.6 rozměry trubek VT_{vyp}

Mezera mezi trubkami byla zvolena $a^{VT-vyp} = 10\text{mm}$ a tedy rozteč trubek je:

$$s_1^{VT-vyp} = D_z^{VT-vyp} + a = 55 + 10 = 65\text{mm}$$

rov.5.3.1

A počet trubek ve vysokotlakém výparníku tedy je:

$$n_{tr}^{VT-vyp} = \frac{\check{s}}{s_1^{VT-vyp}} \cdot \frac{1}{2} = \frac{4.28}{0.065} \cdot \frac{1}{2} = 65.346$$

rov.5.3.2

Počet trubek se musí zaokrouhlit na celé číslo, bylo tedy zvoleno $n_{tr}^{VT-vyp} = 65$

Teplota spalin byla zvolena stejná jako v návrhu pomocí pinchpointu a to $t_{DN} = 285.58^\circ\text{C}$.

Střední teplota spalin pro vysokotlaký výparník:

$$t_{SP}^{VT-vyp} = \frac{t_C + t_{DN}}{2} = \frac{439.475 + 285.58}{2} = 362.53^\circ\text{C}$$

rov.5.3.4

Skutečný objemový tok spalin:

$$M_{SP-skut}^{VT-vyp} = M_{SP}^O \cdot \frac{t_{SP}^{VT-vyp} + 273.15}{273.15} = 86.124 \cdot \frac{362.53 + 273.15}{273.15} = 200.43\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

rov.5.3.5

Průtočná plocha spalin ve vysokotlakém výparníku:

$$S_{SP-prur}^{VT-vyp} = l \cdot \check{s} - l \cdot D^{VT-vyp} \cdot n_{tr}^{VT-vyp} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z^{VT-vyp} \cdot n_{tr}^{VT-vyp} \cdot l =$$

$$= 7.34 \cdot 4.28 - 7.34 \cdot 0.025 \cdot 65 - 2 \cdot 0.015 \cdot 0.001 \cdot 200 \cdot 65 \cdot 7.34 = 16.6251\text{m}^2$$

rov.5.3.6

Skutečná rychlost spalin ve vysokotlakém výparníku:

$$w_{SP}^{VT-vyp} = \frac{M_{SP-skut}^{VT-vyp}}{S_{SP-prur}^{VT-vyp}} = \frac{200.43}{16.6251} = 12.0558\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

rov.5.3.7

5.3.2. Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin:

Výpočet přestupu tepla konvekcí

$$s^{VT-vyp} = \sqrt{\left(\frac{s_1^{VT-vyp}}{2}\right)^2 + (s_2^{VT-vyp})^2} = \sqrt{\left(\frac{65}{2}\right)^2 + 120^2} = 124,323\text{mm}$$

rov.5.3.8

Poměrné příčné rozteče:

$$\sigma_1^{VT-vyp} = \frac{s_1^{VT-vyp}}{D^{VT-vyp}} = \frac{65}{25} = 2.6$$

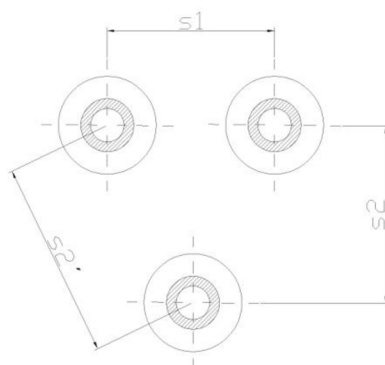
rov.5.3.9

$$\sigma_2^{VT-vyp} = \frac{s^{VT-vyp}}{D^{VT-vyp}} = \frac{124.323}{25} = 4.97292$$

rov.5.3.10

$$\phi_\sigma^{VT-vyp} = \frac{\sigma_1^{VT-vyp} - 1}{\sigma_2^{VT-vyp} - 1} = \frac{2.6 - 1}{4.97292 - 1} = 0.4027$$

rov.5.3.11


Obr.5.7 rozteče trubek VT_{vyp}

Pro předpokládaný počet podélných řad větší než 10 je zvolen opravný součinitel na počet podélných řad $c_z^{VT-vyp} = 1$

Součinitel tepelné vodivosti spalin a součinitel kinematické viskozity se vypočítá interpolací hodnot z [1] na straně 24.

$$\lambda_{SP}^{VT-vyp} = 0.05245 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\nu_{SP}^{VT-vyp} = 53.13 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\begin{aligned} \alpha_k^{VT-vyp} &= 0.23 \cdot c_z^{VT-vyp} \cdot (\phi_\sigma^{VT-vyp})^{0.2} \frac{\lambda_{SP}^{VT-vyp}}{s_z^{VT-vyp}} \left(\frac{D^{VT-vyp}}{s_z^{VT-vyp}}\right)^{-0.54} \left(\frac{h_z^{VT-vyp}}{s_z^{VT-vyp}}\right)^{-0.14} \left(\frac{W_{SP}^{VT-vyp} \cdot s_z^{VT-vyp}}{\nu_{SP}^{VT-vyp}}\right)^{0.65} = \\ &= 0.23 \cdot 1 \cdot 0.4027^{0.2} \frac{0.05245}{0.005} \left(\frac{0.025}{0.005}\right)^{-0.54} \left(\frac{0.015}{0.005}\right)^{-0.14} \left(\frac{12.055 \cdot 0.005}{53.13 \cdot 10^{-6}}\right)^{0.65} = 71.3196 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned}$$

rov.5.3.12

Součinitel efektivity žeber:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k^{VT-vyp}}{t_z \cdot \lambda_z (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k^{VT-vyp})}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0.85 \cdot 71.3196}{0.001 \cdot 40 (1 + 0.002 \cdot 0.85 \cdot 71.3196)}} = 51.9935 m^{-1}$$

rov.5.3.13

Pomocí součinitele β se dají vypočítat poměry nutné k odečtení součinitele efektivity žeber z [1] na straně 114:

$$\beta \cdot h_z^{VT-vyp} = 51.9935 \cdot 0.015 = 0.7799$$

rov.5.3.14

$$\frac{D_z^{VT-vyp}}{D^{VT-vyp}} = \frac{55}{25} = 2.2$$

rov.5.3.15

$$E^{VT-vypI} = 0.81$$

Poměr teplosměnných ploch a celkové plochy ze strany spalín:

Podíl výhřevných ploch žeber ze strany spalín:

$$\frac{S_z^{VT-vyp}}{S^{VT-vyp}} = \frac{\left(\frac{D_z^{VT-vyp}}{D^{VT-vyp}}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z^{VT-vyp}}{D^{VT-vyp}}\right)^2 - 1 + 2 \left[\left(\frac{S_z^{VT-vyp}}{D^{VT-vyp}}\right) - \left(\frac{t_z}{D^{VT-vyp}}\right) \right]} = \frac{\left(\frac{55}{25}\right)^2 - 1}{\left(\frac{55}{25}\right)^2 - 1 + 2 \left[\left(\frac{5}{25}\right) - \left(\frac{1}{25}\right) \right]} = 0.9231$$

rov.5.3.16

Podíl ploch trubek, kde nejsou žebra:

$$\frac{S_h^{VT-vyp}}{S^{VT-vyp}} = 1 - \frac{S_z^{VT-vyp}}{S^{VT-vyp}} = 1 - 0.9231 = 0.0769$$

rov.5.3.17

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín:

$$\alpha_{1r}^{VT-vyp} = \left(\frac{S_z^{VT-vyp}}{S^{VT-vyp}} \cdot E^{VT-vyp} \cdot \mu + \frac{S_h^{VT-vyp}}{S^{VT-vyp}} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K^{VT-vyp}}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K^{VT-vyp}} =$$

$$= (0.9231 \cdot 0.81 \cdot 1 + 0.0769) \cdot \frac{0.85 \cdot 71.3196}{1 + 0.002 \cdot 0.85 \cdot 71.3196} = 44.5838 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

rov.5.3.18

Součinitel přestupu tepla ze strany páry:

Předpokládá se velmi vysoké α_{2r} , tedy zlomek $\frac{1}{\alpha_{2r}}$ se předpokládá téměř nulový a ze vzorce pro výpočet součinitele přestupu tepla zmizí.

Výpočet součinitele prostupu tepla:

$$K^{VT-vyp} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}^{VT-vyp}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{44.5838} + 0.002} = 40.9338 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

rov.5.3.19

Logaritmičeský teplotní spád VT_vyp:

$$-\Delta t_1^{VT-vyp} = t_C - t_{4VT} = 439.475 - 275.58 = 163.895 \text{ } ^\circ\text{C}$$

rov.5.3.20

$$-\Delta t_2^{VT-vyp} = t_{DN} - t_{5VT} = 285.58 - 275.58 = 10^\circ\text{C}$$

rov.5.3.21

$$\Delta t_{ln}^{VT-vyp} = \frac{\Delta t_2^{VT-vyp} - \Delta t_1^{VT-vyp}}{\ln \frac{\Delta t_2^{VT-vyp}}{\Delta t_1^{VT-vyp}}} = \frac{163.895 - 10}{\ln \frac{163.895}{10}} = 55.029^\circ\text{C}$$

rov.5.3.22

5.3.3. Počet podélných řad VT_vyp

Nejdříve se spočítá celková teplosměnná plocha ze strany:

$$S_{SP}^{VT-vyp} = \frac{Q^{VT-vyp}}{K^{VT-vyp} \cdot \Delta t_{ln}^{VT-vyp}} = \frac{18474 \cdot 1000}{40.9338 \cdot 55.029} = 8145.3\text{m}^2$$

rov.5.3.23

Následně se spočítá teplosměnná plocha na jeden metr trubky:

$$S_{SP_{1m}}^{VT-vyp} = \pi \cdot D^{VT-vyp} + 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{(D_z^{VT-vyp})^2 - (D^{VT-vyp})^2}{4} \right) \cdot n_z^{VT-vyp} =$$

$$= \pi \cdot 0,025 + 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{0,055^2 - 0,025^2}{4} \right) \cdot 200 = 0,8325$$

rov.5.3.24

Plocha na jednu podélnou řadu trubek ze strany spalin:

$$S_{SP_{1ř}}^{VT-vyp} = S_{SP_{1m}}^{VT-vyp} \cdot l \cdot n_{tr}^{VT-vyp} = 0,8325 \cdot 7,34 \cdot 65 = 396,54\text{m}^2$$

rov.5.3.25

Počet podélných řad VT_vyp:

$$n_{ř}^{VT-vyp} = \frac{S_{SP}^{VT-vyp}}{S_{SP_{1ř}}^{VT-vyp}} = \frac{8145,3}{396,54} = 20,54$$

rov.5.3.26

Zaokrouhlením získám konečný počet podélných řad $n_{ř}^{VT-vyp} = 21$

5.3.4. Skutečné předané teplo ve VT_vyp

Skutečná teplosměnná plocha ze strany spalin:

$$S_{SP_{skut}}^{VT-vyp} = S_{SP_{1ř}}^{VT-vyp} \cdot n_{ř}^{VT-vyp} = 396,54 \cdot 21 = 8327,34\text{m}^2$$

rov.5.3.27

Skutečné předané teplo VT_vyp:

$$Q_{skut}^{VT-vyp} = K^{VT-vyp} \cdot S_{SP_{skut}}^{VT-vyp} \cdot \Delta t_{ln}^{VT-vyp} = 40.9338 \cdot 8327,34 \cdot 55,408 = 18886,9\text{kW}$$

rov.5.3.28

Nyní se musí zkontrolovat, zda skutečné předané teplo odpovídá návrhovému teplu s maximálně 5% chybou:

$$x_Q^{VT-vyp} = \left| 5 \cdot \frac{Q_{skut}^{VT-vyp} - Q^{VT-vyp}}{Q_{skut}^{VT-vyp} \cdot 0,05} \right| = \left| 5 \cdot \frac{18886,9 - 18474}{18886,9 \cdot 0,05} \right| = 2,186\%$$

rov.5.3.29

Navrhovaný počet podélných řad tedy vyhovuje.

5.3.5. Skutečná teplota spalin v bodě D

Skutečná entalpie v bodě D:

$$I_{SP}^D = I_{SP}^C - \frac{Q_{skut}^{VT_vyp}}{M_{SP}^O \cdot (1 - z_s)} = 604.26 - \frac{18886.9}{86.124 \cdot (1 - 0.0033)} = 384.23 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

rov.5.3.30

Skutečná teplota spalin v bodě D:

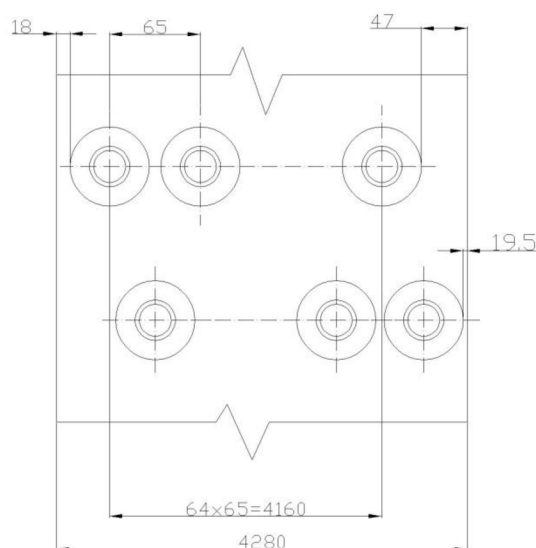
$$t_D = \frac{(I_{SP}^D - I_{SP}^{200}) \cdot 100}{I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200}} + 200 = \frac{(384.23 - 267.995) \cdot 100}{405.95 - 267.995} + 200 = 284.255^\circ\text{C}$$

rov.5.3.31

5.3.6. Přehled vypočtených hodnot VT_vyp

Název veličiny	Označení veličiny	Hodnota veličiny
Skutečná teplota spalin v bodě D	t_D	284.255°C
Skutečné předané teplo v VT_vyp	$Q_{skut}^{VT_vyp}$	18886.9 kW
Počet podélných řad trubek VT_vyp	$n_f^{VT_vyp}$	21
Podélná rozteč trubek VT_vyp	$s_2^{VT_vyp}$	120 mm

Tab.5.9 vypočítané hodnoty VT_vyp



Obr.5.8 Rozmístění trubek VT_vyp ve spalinovém kanále

5.4. Návrh nízkotlakého přehříváku NT_pre

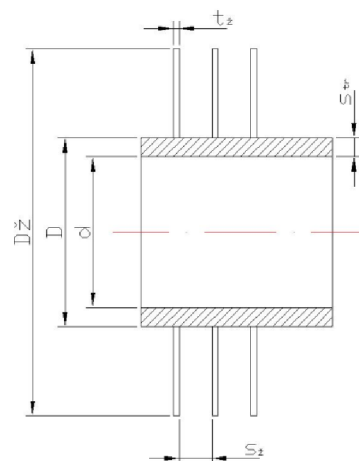
5.4.1. Návrh rozměrů NT_pre a jeho vstupní parametry

Název veličiny	Označení veličiny	Hodnota veličiny
Hmotnostní průtok páry NT okruhem	M_{pNT}	$3.6092 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Teplo předané ve NT_ekoIII	Q^{NT_pre}	732.618 kW

Entalpie spalin v bodě D	I_D	$384.23kJ \cdot m^{-3}$
Entalpie spalin pro 200°C	I_{SP}^{200}	$267.995kJ \cdot m^{-3}$
Entalpie spalin pro 300°C	I_{SP}^{300}	$405.95kJ \cdot m^{-3}$
Teplota spalin v bodě D	t_D	$284.255^\circ C$
Teplota páry v bodě 1NT	t_{1NT}	$250^\circ C$
Teplota páry v bodě 2NT	t_{2NT}	$151.83^\circ C$
Měrný objem páry v bodě 1NT	v_{1NT}	$0.494558 m^3 \cdot kg^{-1}$
Měrný objem páry v bodě 2NT	v_{2NT}	$0.00109255 m^3 \cdot kg^{-1}$
Tlak páry v bodě 1NT	P_{1NT}	4.8bar
Tlak páry v bodě 2NT	P_{2NT}	5bar
Podélná rozteč trubek	s_2	120mm

Tab.5.10 parametry potřebné pro návrh nízkotlakého přehříváku NT_pre

Název veličiny	Označení	Rozměr
Vnější průměr trubky	D^{NT-pre}	57mm
Vnitřní průměr trubky	d^{NT-pre}	50,6mm
Tloušťka stěny trubky	s_{tr}^{NT-pre}	3,2mm
Tloušťka žebek	t_z	1mm
Počet žebek na metr	n_z^{NT-pre}	100
Rozteč mezi žebry	s_z^{NT-pre}	10mm
Výška žebek	h_z^{NT-pre}	15mm
Průměr žebek	D_z^{NT-pre}	87mm

Tab.5.11 rozměry trubek NT_pre

obr.5.9 rozměry trubek NT_pre

Mezera mezi trubkami byla zvolena $a^{NT-pre} = 15mm$ a tedy rozteč trubek je:

$$s_1^{NT-pre} = D_z^{NT-pre} + a^{NT-pre} = 87 + 5 = 92mm$$

rov.5.4.1

A počet trubek v nízkotlakém přehříváku tedy je:

$$n_{tr}^{NT-pre} = \frac{\check{s}}{s_1^{NT-pre}} - \frac{1}{2} = \frac{4,28}{0,092} - \frac{1}{2} = 46,02$$

rov.5.4.2

Počet trubek se musí zaokrouhlit na celé číslo, bylo tedy zvoleno $n_{tr}^{NT-pre} = 46$

Dále se dopočítá střední měrný objem páry, pomocí níž a počtu trubek se dopočítá rychlost páry v trubkách, která musí být v rozmezí $15 - 20m \cdot s^{-1}$

$$v_p^{NT-pre} = \frac{v_{1NT} + v_{2NT}}{2} = \frac{0,494558 + 0,374816}{2} = 0,434687m^3 \cdot kg^{-1}$$

rov.5.4.3

$$w_p^{NT-pre} = \frac{4 \cdot M_{PNT} \cdot v_p^{NT-pre}}{\pi \cdot (d^{NT-pre})^2 \cdot n_{tr}^{NT-pre}} = \frac{4 \cdot 3,6092 \cdot 0,434687}{\pi \cdot 0,0506^2 \cdot 46} = 16,96 m \cdot s^{-1}$$

rov.5.4.4

Rychlost proudění páry v potrubí tedy vyhovuje. Pokračuje se spočítáním entalpie a teplotou spalin v bodě E pilového diagramu.

$$I_{SP}^E = I_{SP}^D - \frac{Q^{NT-pre}}{M_{SP}^O \cdot (1 - z_s)} = 384,23 - \frac{732,618}{86,124(1 - 0,0033)} = 375,695 kJ$$

rov.5.4.5

$$t_{EN} = \frac{(I_{SP}^E - I_{SP}^{200}) \cdot 100}{I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200}} + 400 = \frac{(375,695 - 267,995) \cdot 100}{405,95 - 267,995} + 200 = 278,07^\circ C$$

rov.5.4.6

Střední teplota spalin pro nízkotlaký přehřívák:

$$t_{SP}^{NT-pre} = \frac{t_D + t_{EN}}{2} = \frac{284,255 + 278,07}{2} = 281,16^\circ C$$

rov.5.4.7

Skutečný objemový tok spalin:

$$M_{SP-skut}^{NT-pre} = M_{SP}^O \cdot \frac{t_{SP}^{NT-pre} + 273,15}{273,15} = 86,124 \cdot \frac{281,16 + 273,15}{273,15} = 174,77 m^3 \cdot s^{-1}$$

rov.5.4.8

Průtočná plocha spalin nízkotlakého přehříváku:

$$S_{SP-pruir}^{NT-pre} = l \cdot \check{s} - l \cdot D^{NT-pre} \cdot n_{tr}^{NT-pre} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z^{NT-pre} \cdot n_{tr}^{NT-pre} \cdot l = 7,34 \cdot 4,28 - 7,34 \cdot 0,057 \cdot 46 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,001 \cdot 100 \cdot 46 \cdot 7,34 = 11,1568 m^2$$

rov.5.4.9

Skutečná rychlost spalin v nízkotlakém přehříváku:

$$w_{SP}^{NT-pre} = \frac{M_{SP-skut}^{NT-pre}}{S_{SP-pruir}^{NT-pre}} = \frac{174,77}{11,1568} = 15,665 m \cdot s^{-1}$$

rov.5.4.10

5.4.2. Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin:

Výpočet přestupu tepla konvekcí

$$s^{xNT-pre} = \sqrt{\left(\frac{s_1^{NT-pre}}{2}\right)^2 + (s_2^{NT-pre})^2} = \sqrt{\left(\frac{92}{2}\right)^2 + 120^2} = 128,5145 mm$$

rov.5.4.11

Poměrné příčné rozteče:

$$\sigma_1^{NT-pre} = \frac{s_1^{NT-pre}}{D^{NT-pre}} = \frac{92}{57} = 1,614$$

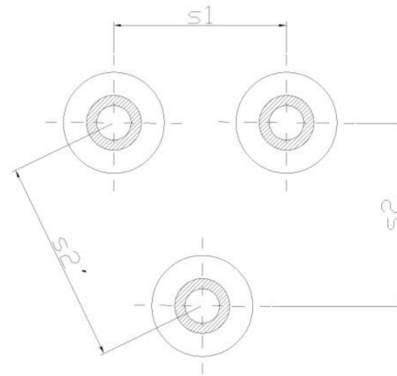
rov.5.4.12

$$\sigma_2^{NT-pre} = \frac{s_2^{NT-pre}}{D^{NT-pre}} = \frac{128,5145}{57} = 2,2546$$

rov.5.4.13

$$\phi_\sigma^{NT-pre} = \frac{\sigma_1^{NT-pre} - 1}{\sigma_2^{NT-pre} - 1} = \frac{1,614 - 1}{2,2546 - 1} = 0,489399$$

rov.5.4.14


Obr.5.10 rozteče trubek NT_pre

Pro předpokládaný počet podélných řad menší než 5 je zvolen opravný součinitel na počet podélných řad $c_z^{NT-pre} = 0.9$.

Součinitel tepelné vodivosti spalin a součinitel kinematické viskozity se vypočítá interpolací hodnot z [1] na straně 24.

$$\lambda_{SP}^{NT-pre} = 0.04399 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\nu_{SP}^{NT-pre} = 39.39 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla konvekci:

$$\begin{aligned} \alpha_K^{NT-pre} &= 0,23 \cdot c_z^{NT-pre} \cdot (\varphi_\sigma^{NT-pre})^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}^{NT-pre}}{s_z^{NT-pre}} \cdot \left(\frac{D^{NT-pre}}{s_z^{NT-pre}} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z^{NT-pre}}{s_z^{NT-pre}} \right)^{-0,14} \\ &\cdot \left(\frac{W_{SP}^{NT-pre} \cdot s_z^{NT-pre}}{\nu_{SP}^{NT-pre}} \right)^{0,65} = 0,23 \cdot 0,9 \cdot 0,489399^{0,2} \cdot \frac{0,04399}{0,01} \cdot \left(\frac{0,057}{0,01} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,01} \right)^{-0,14} \\ &\cdot \left(\frac{15,665 \cdot 0,01}{39,39 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} = 63,7013 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned}$$

rov.5.4.15

Součinitel efektivnosti žeber:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K^{NT-pre}}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K^{NT-pre})}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 63,7013}{0,001 \cdot 40 \cdot (1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 63,7013)}} = 49,424 \text{ m}^{-1}$$

rov.5.4.15

Pomocí součinitele β se dají vypočítat poměry nutné k odečtení součinitele efektivnosti žeber z [1] na straně 114:

$$\beta \cdot h_z^{NT-pre} = 49,424 \cdot 0,015 = 0,741366$$

rov.5.4.16

$$\frac{D_z^{NT-pre}}{D^{NT-pre}} = \frac{87}{57} = 1,5263$$

rov.5.4.17

$$E^{NT-pre} = 0.87$$

Poměr teplosměnných ploch a celkové plochy ze strany spalín:

Podíl výhřevných ploch žebér ze strany spalín:

$$\frac{S_{\dot{z}}^{NT-pre}}{S^{NT-pre}} = \frac{\left(\frac{D_{\dot{z}}^{NT-pre}}{D^{NT-pre}}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_{\dot{z}}^{NT-pre}}{D^{NT-pre}}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left[\left(\frac{S_{\dot{z}}^{NT-pre}}{D^{NT-pre}}\right) - \left(\frac{t_{\dot{z}}}{D^{NT-pre}}\right)\right]} = \frac{\left(\frac{87}{57}\right)^2 - 1}{\left(\frac{87}{57}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left[\left(\frac{10}{57}\right) - \left(\frac{1}{57}\right)\right]} = 0,80801$$

rov.5.4.18

Podíl ploch trubek, kde nejsou žebra:

$$\frac{S_h^{NT-pre}}{S^{NT-pre}} = 1 - \frac{S_{\dot{z}}^{NT-pre}}{S^{NT-pre}} = 1 - 0,80801 = 0,19199$$

rov.5.4.19

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín:

$$\alpha_{1r}^{NT-pre} = \left(\frac{S_{\dot{z}}^{NT-pre}}{S^{NT-pre}} \cdot E^{NT-pre} \cdot \mu + \frac{S_h^{NT-pre}}{S^{NT-pre}}\right) \cdot \frac{\psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_K^{NT-pre}}{1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_K^{NT-pre}} = (0,80801 \cdot 0,87 \cdot 1 + 0,19199) \cdot \frac{0,85 \cdot 63,7013}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 63,7013} = 43,72 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

rov.5.4.20

Součinitel přestupu tepla ze strany páry:

Nejdříve se spočítá střední tlak páry p_p^{NT-pre} a střední teplotu páry t_p^{NT-pre} a z těchto hodnot se pomocí X-steam určí součinitel tepelné vodivosti páry λ_p^{NT-pre} , Prandtlovo číslo Pr_p^{NT-pre} a součinitel kinematické viskozity vodní páry μ_p^{NT-pre} :

$$p_p^{NT-pre} = \frac{p_{1NT} + p_{2NT}}{2} = \frac{4,8 + 5}{2} = 4,9 \text{ bar}$$

rov.5.4.21

$$t_p^{NT-pre} = \frac{t_{1NT} + t_{2NT}}{2} = \frac{250 + 151,83}{2} = 200,915^\circ\text{C}$$

rov.5.4.22

$$\lambda_p^{NT-pre} = 0,0349599 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\mu_p^{NT-pre} = 1,60928 \cdot 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$$

$$Pr_p^{NT-pre} = 0,983335$$

Dynamická viskozita vodní páry:

$$\nu_p^{NT-pre} = \mu_p^{NT-pre} \cdot \nu_p^{NT-pre} = 1,60928 \cdot 10^{-5} \cdot 0,434687 = 0,699533 \cdot 10^{-5}$$

rov.5.4.23

Dosazením spočítaných hodnot lze získat součinitel přestupu tepla ze strany vodní páry:

$$\begin{aligned}\alpha_{2r}^{NT-pre} &= 0,23 \cdot \frac{\lambda_{SP}^{NT-pre}}{d^{NT-pre}} \cdot \left(\frac{w_p^{NT-pre} \cdot d^{NT-pre}}{\nu_p^{NT-pre}} \right)^{0,8} \cdot (\text{Pr}_p^{NT-pre})^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m = \\ &= 0,23 \cdot \frac{0,04399}{0,0506} \cdot \left(\frac{16,96 \cdot 0,0506}{0,699533 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,983335^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 2338,97 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}$$

rov.5.4.24

Výpočet součinitele prostupu tepla:

Nejdříve je třeba spočítat teplosměnnou plochu ze strany spalin i páry na jeden metr délky trubky:

$$\begin{aligned}S_{SP-1m}^{NT-pre} &= \pi \cdot D^{NT-pre} + 2 \cdot \pi \cdot n_z^{NT-pre} \cdot \left(\frac{(D_z^{NT-pre})^2 - (D^{NT-pre})^2}{4} \right) = \\ &= \pi \cdot 0,057 + 2 \cdot \pi \cdot 100 \cdot \left(\frac{0,087^2 - 0,057^2}{4} \right) = 0,85765 \text{ m}\end{aligned}$$

rov.5.4.25

$$S_{p-1m}^{NT-pre} = \pi \cdot d^{NT-pre} = \pi \cdot 0,0506 = 0,1589646 \text{ m}$$

rov.5.4.26

Dosazením vypočtených hodnot lze získat součinitel prostupu tepla:

$$\begin{aligned}K^{NT-pre} &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}^{NT-pre}} + \frac{1}{\alpha_{2r}^{NT-pre}} \cdot \frac{S_{SP-1m}^{NT-pre}}{S_{p-1m}^{NT-pre}} + \varepsilon} = \\ &= \frac{1}{\frac{1}{43,72} + \frac{1}{2338,97} \cdot \frac{0,85765}{0,1589646} + 0,002} = 36,79 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}$$

rov.5.4.27

Logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_1^{NT-pre} = t_D - t_{1NT} = 284,255 - 250 = 34,255^\circ \text{C}$$

rov.5.4.28

$$\Delta t_2^{NT-pre} = t_{EN} - t_{2NT} = 278,07 - 151,83 = 126,24^\circ \text{C}$$

rov.5.4.29

$$\Delta t_{\ln}^{NT-pre} = \frac{\Delta t_2^{NT-pre} - \Delta t_1^{NT-pre}}{\ln \frac{\Delta t_2^{NT-pre}}{\Delta t_1^{NT-pre}}} = \frac{126,24 - 34,255}{\ln \frac{126,24}{34,255}} = 70,52^\circ \text{C}$$

rov.5.4.30

5.4.3. Počet podélných řad NT_pre

Nejdříve se spočítá celková teplosměnná plocha ze strany spalin a plocha na jednu řadu trubek ze strany spalin:

$$S_{SP}^{NT-pre} = \frac{Q^{NT-pre}}{K^{NT-pre} \cdot \Delta t_{\ln}^{NT-pre}} = \frac{732,618 \cdot 1000}{36,79 \cdot 70,52} = 282,38 \text{ m}^2$$

rov.5.4.31

$$S_{SP-1ř}^{NT-pre} = S_{SP-1m}^{NT-pre} \cdot l \cdot n_{tr}^{NT-pre} = 0,85765 \cdot 7,34 \cdot 46 = 289,57$$

rov.5.157

Počet podélných řad NT_pre:

$$n_{\dot{r}}^{NT_pre} = \frac{S_{SP}^{NT_pre}}{S_{SP_1\dot{r}}^{NT_pre}} = \frac{282,38}{289,57} = 0,97517$$

rov.5.159

Zaokrouhlením získám konečný počet podélných řad $n_{\dot{r}}^{NT_pre} = 1$

5.4.4. Skutečné předané teplo v NT_pre

Skutečná teplosměnná plocha ze strany spalin:

$$S_{SP_skut}^{NT_pre} = S_{SP_1\dot{r}}^{NT_pre} \cdot n_{\dot{r}}^{NT_pre} = 289,57 \cdot 1 = 289,57m^2$$

rov.5.160

Skutečné předané teplo NT_pre:

$$Q_{skut}^{NT_pre} = K^{NT_pre} \cdot S_{SP_skut}^{NT_pre} \cdot \Delta t_{in}^{NT_pre} = 36,79 \cdot 289,57 \cdot 70,52 = 751,269kW$$

rov.5.170

Nyní se musí zkontrolovat, zda skutečné předané teplo odpovídá návrhovému teplu s maximálně 5% chybou:

$$x_Q^{NT_pre} = \left| 5 \cdot \frac{Q_{skut}^{NT_pre} - Q_{navrh}^{NT_pre}}{Q_{skut}^{NT_pre} \cdot 0,05} \right| = \left| 5 \cdot \frac{751,269 - 732,618}{751,269 \cdot 0,05} \right| = 2,483\%$$

rov.5.171

Navrhovaný počet podélných řad tedy vyhovuje.

5.4.5. Skutečná teplota spalin v bodě E

Skutečná entalpie v bodě E:

$$I_{SP}^E = I_{SP}^D - \frac{Q_{skut}^{NT_pre}}{M_{SP}^O \cdot (1 - z_s)} = 384,23 - \frac{751,269}{86,124(1 - 0,0033)} = 375,889kJ$$

rov.5.172

Skutečná teplota spalin v bodě E:

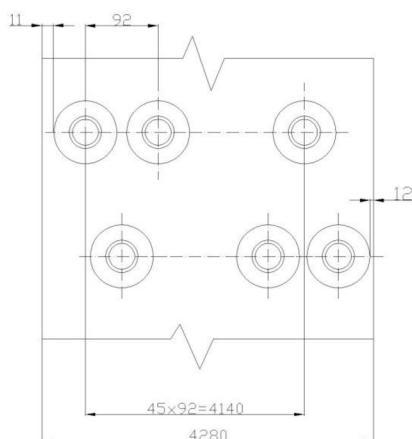
$$t_E = \frac{(I_{SP}^E - I_{SP}^{200}) \cdot 100}{I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200}} + 200 = \frac{(375,889 - 267,995) \cdot 100}{405,95 - 267,995} + 200 = 278,21^\circ C$$

rov.5.173

5.4.6. Přehled vypočtených hodnot NT_pre

Název veličiny	Označení veličiny	Hodnota veličiny
Skutečná teplota spalin v bodě E	t_E	278,21°C
Skutečné předané teplo v NT_pre	$Q_{skut}^{NT_pre}$	751,269
Počet podélných řad trubek NT_pre	$n_{\dot{r}}^{NT_pre}$	1
Podélná rozteč trubek NT_pre	$s_2^{NT_pre}$	120mm

Tab.5.5. Přehled vypočtených hodnot pro NT_pre



Obr.5.11 rozmístění trubek NT_pre ve spalínovém kanále

5.5. Návrh třetího vysokotlakého ekonomizéru VT_ekoIII

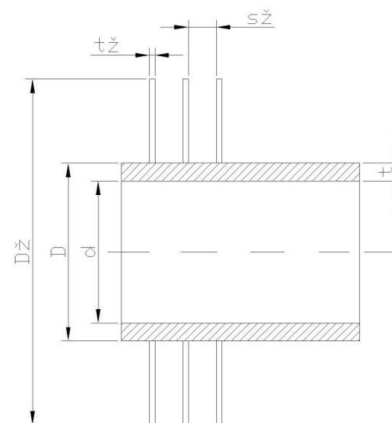
5.5.1. Návrh rozměrů VT_ekoIII a vstupní parametry

Název veličiny	Označení veličiny	Hodnota veličiny
Hmotnostní průtok páry VT okruhem	M_{pVT}	$12.1789 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Teplo předané ve VT_ekoIII	Q^{VT_ekoIII}	6598.6kW
Entalpie spalin v bodě E	I_E	$375.889 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$
Entalpie spalin pro 200°C	I_{SP}^{200}	$547.1979 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$
Entalpie spalin pro 300°C	I_{SP}^{300}	$405.95 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$
Teplota spalin v bodě E	t_E	278.21°C
Teplota páry v bodě 6VT	t_{6VT}	270.58°C
Teplota páry v bodě 7VT	t_{7VT}	145°C
Měrný objem páry v bodě 6VT	v_{6VT}	$0.00130228 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Měrný objem páry v bodě 7VT	v_{7VT}	$0.00108106 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Tlak páry v bodě 6VT	p_{6VT}	65bar
Tlak páry v bodě 7VT	p_{7VT}	66bar
Podélná rozteč trubek	s_2	94mm

Tab.5.13. parametry potřebné pro návrh třetího vysokotlakého ekonomizéru VT_ekoIII

Název veličiny	Označení	Rozměr
Vnější průměr trubky	D^{VT_ekoIII}	31.8mm
Vnitřní průměr trubky	d^{VT_ekoIII}	25.4mm
Tloušťka stěny trubky	$s_{tr}^{VT_ekoIII}$	3.2mm
Tloušťka žebek	t_z	1mm
Počet žebek na metr	$n_z^{VT_ekoIII}$	200
Rozteč mezi žebry	$s_z^{VT_ekoIII}$	5mm
Výška žebek	$h_z^{VT_ekoIII}$	15mm
Průměr žebek	$D_z^{VT_ekoIII}$	61.8mm

Tab.5.14 rozměry trubek VT_ekoIII



obr.5.12 rozměry trubek VT_ekoIII

Mezera mezi trubkami byla zvolena $a^{VT_ekoIII} = 15\text{mm}$ a tedy rozteč trubek je:

$$s_1^{VT_ekoIII} = D_z^{VT_ekoIII} + a = 61.8 + 15 = 76.8\text{mm}$$

rov.5.5.1

A počet trubek v prvním vysokotlakém přehříváku tedy je:

$$n_r^{VT_ekoIII} = \frac{\check{s}}{s_1^{VT_ekoIII}} - \frac{1}{2} = \frac{4.28}{0.0768} - \frac{1}{2} = 55.23$$

rov.5.5.2

Počet trubek se musí zaokrouhlit na celé číslo, bylo tedy zvoleno $n_r^{VT_ekoIII} = 55$

Dále se dopočítá střední měrný objem vody, pomocí níž a počtu trubek se dopočítá rychlost vody v trubkách, která musí být v rozmezí $1 - 3\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$v_p^{VT_ekoIII} = \frac{v_{6VT} + v_{7VT}}{2} = \frac{0.00130228 + 0.00108106}{2} = 0.00119167\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

rov.5.5.3

$$w_p^{VT_ekoIII} = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot M_{PVT} \cdot v_p^{VT_ekoIII}}{\pi \cdot (d^{VT_ekoIII})^2 \cdot n_r^{VT_ekoIII}} = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot 12,1789 \cdot 0,00119167}{\pi \cdot 0,0254^2 \cdot 55} = 0,501\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

rov.5.5.4

Rychlost proudění páry v potrubí tedy vyhovuje, rozváděcí kanál ekonomizéru se tedy rozdělí na dvě části, ve kterých bude proudit voda střídavě a rychlost proudění se zdvojnásobí.

$$w_p^{VT_ekoIII} = 1.1\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pokračuje se výpočtem entalpie spalin a návrhovou teplotou spalin v bodě F:

$$I_{SP}^F = I_{SP}^E - \frac{Q^{VT_ekoIII}}{M_{SP}^O \cdot (1 - z_s)} = 375.889 - \frac{6598.6}{86.124(1 - 0.0033)} = 299.02\text{kJ}$$

rov.5.5.5

$$t_{FN} = \frac{(I_{SP}^F - I_{SP}^{200}) \cdot 100}{I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200}} + 200 = \frac{(299.02 - 267.995) \cdot 100}{405.95 - 267.995} + 200 = 222.489^\circ\text{C}$$

rov.5.5.6

Střední teplota spalin pro třetí vysokotlaký ekonomizér:

$$t_{SP}^{VT_ekoIII} = \frac{t_E + t_{FN}}{2} = \frac{278.21 + 222.489}{2} = 250.35^\circ\text{C}$$

rov.5.5.7

Skutečný objemový tok spalin:

$$M_{SP_skut}^{VT_ekoIII} = M_{SP}^O \cdot \frac{t_{SP}^{VT_ekoIII} + 273.15}{273.15} = 86.124 \cdot \frac{250.35 + 273.15}{273.15} = 165.06\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

rov.5.5.8

Průtočná plocha spalin ve třetím vysokotlakém ekonomizéru:

$$S_{SP_prür}^{VT_ekoIII} = l \cdot \check{s} - l \cdot D^{VT_ekoIII} \cdot n_r^{VT_ekoIII} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z^{VT_ekoIII} \cdot n_r^{VT_ekoIII} \cdot l =$$

$$= 7.34 \cdot 4.28 - 7.34 \cdot 0.0318 \cdot 55 - 2 \cdot 0.015 \cdot 0.001 \cdot 200 \cdot 55 \cdot 7.34 = 16.15534\text{m}^2$$

rov.5.5.9

Skutečná rychlost spalin ve třetím vysokotlakém ekonomizéru:

$$w_{SP}^{VT_ekoIII} = \frac{M_{SP_skut}^{VT_ekoIII}}{S_{SP_prür}^{VT_ekoIII}} = \frac{165.06}{16.15534} = 10.22 m \cdot s^{-1}$$

rov.5.5.10

5.5.2. Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin:

Výpočet přestupu tepla konvekcí

$$s^{VT_ekoIII} = \sqrt{\left(\frac{s_1^{VT_ekoIII}}{2}\right)^2 + \left(s_2^{VT_ekoIII}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{76,8}{2}\right)^2 + 94^2} = 101,541 mm$$

rov.5.5.11

Poměrné příčné rozteče:

$$\sigma_1^{VT_ekoIII} = \frac{s_1^{VT_ekoIII}}{D^{VT_ekoIII}} = \frac{76,8}{31,8} = 2,415$$

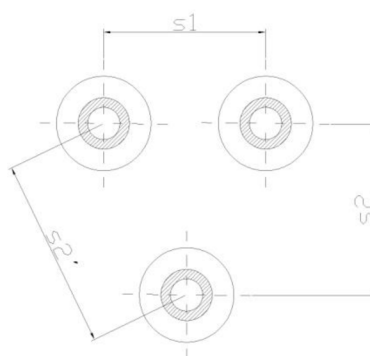
rov.5.5.12

$$\sigma_2^{VT_ekoIII} = \frac{s_2^{VT_ekoIII}}{D^{VT_ekoIII}} = \frac{101,541}{31,8} = 3,193$$

rov.5.5.13

$$\varphi_{\sigma}^{VT_ekoIII} = \frac{\sigma_1^{VT_ekoIII} - 1}{\sigma_2^{VT_ekoIII} - 1} = \frac{2,415 - 1}{3,193 - 1} = 0,645$$

rov.5.5.14



Obr.5.13 rozteče trubek VT_ekoIII

Pro předpokládaný počet podélných řad větší než 10 je zvolen opravný součinitel na počet podélných řad $c_z^{VT_ekoIII} = 1$

Součinitel tepelné vodivosti spalin a součinitel kinematické viskozity se vypočítá interpolací hodnot z [1] na straně 24.

$$\lambda_{SP}^{VT_ekoIII} = 0.04385 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$$

$$\nu_{SP}^{VT_ekoIII} = 39.25 \cdot 10^{-6} m^2 \cdot s^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla konvekci:

$$\alpha_k^{VT_ekoIII} = 0.23 \cdot c_z^{VT_ekoIII} \cdot (\varphi_\sigma^{VT_ekoIII})^{0.2} \frac{\lambda_{SP}^{VT_ekoIII}}{S_z^{VT_ekoIII}} \left(\frac{D_z^{VT_ekoIII}}{S_z^{VT_ekoIII}} \right)^{-0.54} \left(\frac{h_z^{VT_ekoIII}}{S_z^{VT_ekoIII}} \right)^{-0.14} \cdot \left(\frac{W_{sp}^{VT_ekoIII} \cdot S_z^{VT_ekoIII}}{v_{SP}^{VT_ekoIII}} \right)^{0.65} = 0.23 \cdot 1 \cdot 0.645^{0.2} \frac{0.04385}{0.005} \left(\frac{0.0318}{0.005} \right)^{-0.54} \left(\frac{0.015}{0.005} \right)^{-0.14} \cdot \left(\frac{10.22 \cdot 0.005}{39.25 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.65} = 61.723 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$$

rov.5.5.15
Součinitel efektivnosti žeber:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k^{VT_ekoIII}}{t_z \cdot \lambda_z (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k^{VT_ekoIII})}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0.85 \cdot 61.723}{0.001 \cdot 40 (1 + 0.002 \cdot 0.85 \cdot 61.723)}} = 48.725 m^{-1}$$

rov.5.5.16

Pomocí součinitele β se dají vypočítat poměry nutné k odečtení součinitele efektivnosti žeber z [1] na straně 114:

$$\beta \cdot h_z^{VT_ekoIII} = 48.725 \cdot 0.015 = 0.7309$$

rov.5.5.17

$$\frac{D_z^{VT_ekoIII}}{D^{VT_ekoIII}} = \frac{61.8}{31.8} = 1.9434$$

rov.5.5.18

$$E^{VT_ekoIII} = 0.84$$

Poměr teplosměnných ploch a celkové plochy ze strany spalin:

Podíl výhřevných ploch žeber ze strany spalin:

$$\frac{S_z^{VT_ekoIII}}{S^{VT_ekoIII}} = \frac{\left(\frac{D_z^{VT_ekoIII}}{D^{VT_prel}} \right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z^{VT_ekoIII}}{D^{VT_ekoIII}} \right)^2 - 1 + 2 \left[\left(\frac{S_z^{VT_ekoIII}}{D^{VT_ekoIII}} \right) - \left(\frac{t_z}{D^{VT_ekoIII}} \right) \right]} = \frac{\left(\frac{61.8}{31.8} \right)^2 - 1}{\left(\frac{61.8}{31.8} \right)^2 - 1 + 2 \left[\left(\frac{5}{31.8} \right) - \left(\frac{1}{31.8} \right) \right]} = 0.916928$$

rov.5.5.19

Podíl ploch trubek, kde nejsou žebra:

$$\frac{S_h^{VT_ekoIII}}{S^{VT_ekoIII}} = 1 - \frac{S_z^{VT_ekoIII}}{S^{VT_ekoIII}} = 1 - 0.916928 = 0.0830721$$

rov.5.5.20

Součinitel přestupu tepla ze strany spalin:

$$\alpha_{1r}^{VT_ekolll} = \left(\frac{S_z^{VT_ekolll}}{S^{VT_ekolll}} \cdot E^{VT_ekolll} \cdot \mu + \frac{S_h^{VT_ekolll}}{S^{VT_ekolll}} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha^{VT_ekolll}}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K^{VT_ekolll}} =$$

$$= (0,916928 \cdot 0,84 \cdot 1 + 0,0830721) \cdot \frac{0,85 \cdot 61,723}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 61,723} = 40,52 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

rov.5.5.21
Součinitel přestupu tepla ze strany páry:

Předpokládá se, že α_{2r} bude velmi vysoké, tedy $\frac{1}{\alpha_{2r}}$ se bude blížit k nule a ze zlomku pro součinitele přestupu tepla zmizí.

Výpočet součinitele prostupu tepla:

Nejdříve je třeba spočítat teplosměnnou plochu ze strany spalin na jeden metr délky trubky:

$$S_{SP_1m}^{VT_ekolll} = \pi \cdot D^{VT_ekolll} + 2 \cdot \pi \cdot n_z^{VT_ekolll} \cdot \left(\frac{(D_z^{VT_ekolll})^2 - (D^{VT_ekolll})^2}{4} \right) =$$

$$= \pi \cdot 0,0318 + 2 \cdot \pi \cdot 200 \cdot \left(\frac{0,0618^2 - 0,0318^2}{4} \right) = 0,98206 m$$

rov.5.5.22

Dosažením vypočtených hodnot lze získat součinitel prostupu tepla:

$$K^{VT_ekolll} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}^{VT_prel}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{40,52} + 0,002} = 37,48 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

rov.5.5.23
Logaritmický teplotní spád VT_prel:

$$-\Delta t_1^{VT_ekolll} = t_E - t_{6VT} = 278,21 - 270,58 = 7,63^\circ C$$

rov.5.5.24

$$-\Delta t_2^{VT_ekolll} = t_{FN} - t_{7VT} = 222,489 - 145 = 77,489^\circ C$$

rov.5.5.25

$$\Delta t_{ln}^{VT_ekolll} = \frac{\Delta t_2^{VT_ekolll} - \Delta t_1^{VT_ekolll}}{\ln \frac{\Delta t_2^{VT_ekolll}}{\Delta t_1^{VT_ekolll}}} = \frac{77,489 - 7,63}{\ln \frac{77,489}{7,63}} = 30,137^\circ C$$

rov.5.5.26
5.5.3. Počet podélných řad VT_ekolll

Nejdříve se spočítá celková teplosměnná plocha ze strany spalin a plocha na jednu řadu trubek ze strany spalin:

$$S_{SP}^{VT_ekolll} = \frac{Q^{VT_ekolll}}{K^{VT_ekolll} \cdot \Delta t_{ln}^{VT_ekolll}} = \frac{6598,6 \cdot 1000}{37,48 \cdot 30,137} = 5841,87 m^2$$

rov.5.5.27

$$S_{SP_1r}^{VT_ekoIII} = S_{SP_1m}^{VT_ekoIII} \cdot l \cdot n_{tr}^{VT_ekoIII} = 0.98206 \cdot 7.34 \cdot 55 = 396.45 m^2$$

rov.5.5.28

Počet podélných řad VT_ekoIII:

$$n_{\dot{r}}^{VT_ekoIII} = \frac{S_{SP}^{VT_ekoIII}}{S_{SP_1r}^{VT_ekoIII}} = \frac{5841.87}{396.45} = 14.735$$

rov.5.5.29

 Zaokrouhlením získám konečný počet podélných řad $n_{\dot{r}}^{VT_ekoIII} = 15$

5.5.4. Skutečné předané teplo ve VT_ekoIII

Skutečná teplosměnná plocha ze strany spalin:

$$S_{SP_skut}^{VT_ekoIII} = S_{SP_1r}^{VT_ekoIII} \cdot n_{\dot{r}}^{VT_ekoIII} = 396.45 \cdot 15 = 5946.75 m^2$$

rov.5.5.30

Skutečné předané teplo VT_ekoIII:

$$Q_{skut}^{VT_ekoIII} = K^{VT_ekoIII} \cdot S_{SP_skut}^{VT_ekoIII} \cdot \Delta t_{ln}^{VT_ekoIII} = 37.48 \cdot 5946.75 \cdot 30.137 = 6717.06 kW$$

rov.5.5.31

Nyní se musí zkontrolovat, zda skutečné předané teplo odpovídá návrhovému teplu s maximálně 5% chybou:

$$x_Q^{VT_ekoIII} = \left| 5 \cdot \frac{Q_{skut}^{VT_ekoIII} - Q^{VT_ekoIII}}{Q_{skut}^{VT_ekoIII} \cdot 0.05} \right| = \left| 5 \cdot \frac{6717.06 - 6598.6}{6717.06 \cdot 0.05} \right| = 1.7626\%$$

rov.5.5.32

Navrhovaný počet podélných řad tedy vyhovuje.

5.5.5. Skutečná teplota spalin v bodě F

Skutečná entalpie v bodě F:

$$I_{SP}^F = I_{SP}^E - \frac{Q_{skut}^{VT_ekoIII}}{M_{SP}^O \cdot (1 - z_s)} = 375.889 - \frac{6717.06}{86.124 \cdot (1 - 0.0033)} = 297.63 kJ \cdot m^{-3}$$

rov.5.5.33

Skutečná teplota spalin v bodě F:

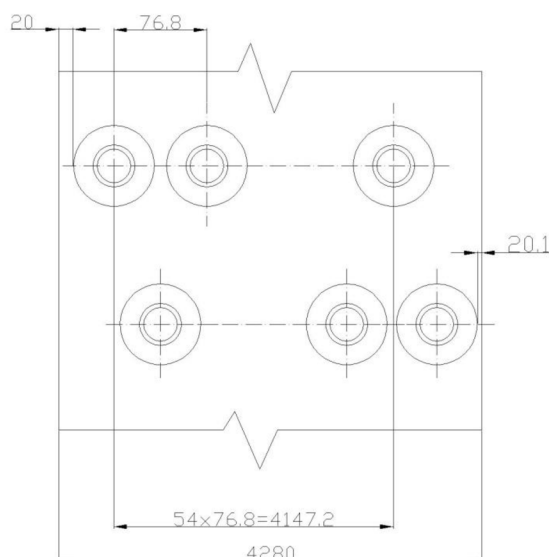
$$t_F = \frac{(I_{SP}^F - I_{SP}^{200}) \cdot 100}{I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200}} + 200 = \frac{(297,63 - 267,995) \cdot 100}{405,95 - 267,995} + 200 = 221,48^\circ C$$

rov.5.5.34

5.5.6. Přehled vypočtených hodnot VT_ekoIII

Název veličiny	Označení veličiny	Hodnota veličiny
Skutečná teplota spalin v bodě D	t_F	221,48°C
Skutečné předané teplo v VT_ekoIII	$Q_{skut}^{VT_ekoIII}$	6717,06 kW
Počet podélných řad trubek VT_ekoIII	$n_{\dot{r}}^{VT_ekoIII}$	15
Podélná rozteč trubek VT_ekoIII	$s_2^{VT_ekoIII}$	94 mm

Tab.5.15 vypočítané hodnoty VT_ekoIII


Obr.5.14 Rozmístění trubek ve spalinovém kanále

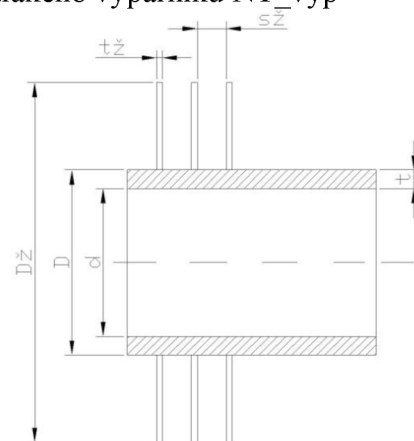
5.6. Návrh nízkotlakého výparníku NT_vyp

5.6.1. Návrh rozměrů NT_vyp a vstupní parametry

Název veličiny	Označení veličiny	Hodnota veličiny
Hmotnostní průtok páry NT okruhem	M_{pNT}	$3.6092 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Teplo předané ve NT_vyp	Q^{NT_vyp}	7229.35 kW
Entalpie spalin v bodě F	I_F	$297.63 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$
Entalpie spalin pro 100°C	I_{SP}^{100}	$132.9051 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$
Entalpie spalin pro 200°C	I_{SP}^{200}	$267.995 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$
Entalpie spalin pro 300°C	I_{SP}^{300}	$405.95 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$
Teplota spalin v bodě F	t_F	221.48°C
Teplota páry v bodě 2NT	t_{2NT}	151.83°C
Teplota páry v bodě 3NT	t_{3NT}	151.83°C
Podélná rozteč trubek	s_2	120 mm

Tab.5.16. parametry potřebné pro návrh nízkotlakého výparníku NT_vyp

Název veličiny	Označení	Rozměr
Vnější průměr trubky	D^{NT_vyp}	25mm
Vnitřní průměr trubky	d^{NT_vyp}	21mm
Tloušťka stěny trubky	$s_{tr}^{NT_vyp}$	2mm
Tloušťka žebry	t_z	1mm
Počet žebry na metr	$n_z^{NT_vyp}$	200
Rozteč mezi žebry	$s_z^{NT_vyp}$	5mm
Výška žebry	$h_z^{NT_vyp}$	15mm
Průměr žebry	$D_z^{NT_vyp}$	55mm

Tab.5.17 rozměry trubek NT_vyp

obr.5.15 rozměry trubek NT_vyp

Mezera mezi trubkami byla zvolena $a^{NT-vyp} = 10\text{mm}$ a tedy rozteč trubek je:

$$s_1^{NT-vyp} = D_z^{NT-vyp} + a = 55 + 10 = 65\text{mm}$$

rov.5.6.1

A počet trubek ve vysokotlakém výparníku tedy je:

$$n_{tr}^{NT-vyp} = \frac{\check{s}}{s_1^{NT-vyp}} - \frac{1}{2} = \frac{4.28}{0.065} - \frac{1}{2} = 65.346$$

rov.5.6.2

Počet trubek se musí zaokrouhlit na celé číslo, bylo tedy zvoleno $n_{tr}^{NT-vyp} = 65$

Teplota spalin byla zvolena stejná jako v návrhu pomocí pinchpointu a to $t_{GN} = 156.83^\circ\text{C}$.

Střední teplota spalin pro nízkotlaký výparník:

$$t_{SP}^{NT-vyp} = \frac{t_F + t_{GN}}{2} = \frac{221.48 + 156.83}{2} = 189.155^\circ\text{C}$$

rov.5.6.3

Skutečný objemový tok spalin:

$$M_{SP-skut}^{NT-vyp} = M_{SP}^O \cdot \frac{t_{SP}^{NT-vyp} + 273.15}{273.15} = 86.124 \cdot \frac{189.155 + 273.15}{273.15} = 145.764\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

rov.5.6.4

Průtočná plocha spalin v nízkotlakém výparníku:

$$S_{SP-prur}^{NT-vyp} = l \cdot \check{s} - l \cdot D^{NT-vyp} \cdot n_{tr}^{NT-vyp} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z^{NT-vyp} \cdot n_{tr}^{NT-vyp} \cdot l = \\ = 7.34 \cdot 4.28 - 7.34 \cdot 0.025 \cdot 65 - 2 \cdot 0.015 \cdot 0.001 \cdot 200 \cdot 65 \cdot 7.34 = 16.625\text{m}^2$$

rov.5.6.5

Skutečná rychlost spalin ve vysokotlakém výparníku:

$$w_{SP}^{NT-vyp} = \frac{M_{SP-skut}^{NT-vyp}}{S_{SP-prur}^{NT-vyp}} = \frac{145.764}{16.6251} = 8.7677\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

rov.5.6.6

5.6.2. Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin:

Výpočet přestupu tepla konvekčí

$$s^{NT-vyp} = \sqrt{\left(\frac{s_1^{NT-vyp}}{2}\right)^2 + (s_2^{NT-vyp})^2} = \sqrt{\left(\frac{65}{2}\right)^2 + 120^2} = 124.323\text{mm}$$

rov.5.6.7

Poměrné příčné rozteče:

$$\sigma_1^{NT-vyp} = \frac{s_1^{NT-vyp}}{D^{NT-vyp}} = \frac{65}{25} = 2.6$$

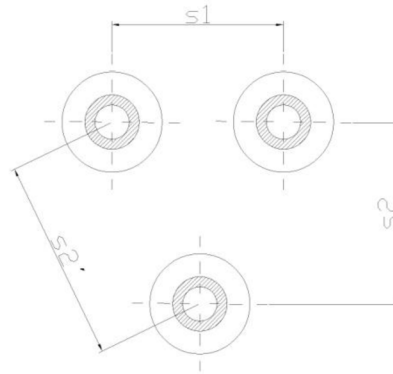
rov.5.6.8

$$\sigma_2^{NT-vyp} = \frac{s^{NT-vyp}}{D^{NT-vyp}} = \frac{124.323}{25} = 4.97292$$

rov.5.6.9

$$\phi_\sigma^{NT-vyp} = \frac{\sigma_1^{NT-vyp} - 1}{\sigma_2^{NT-vyp} - 1} = \frac{2.6 - 1}{4.97292 - 1} = 0.4027$$

rov.5.6.10


Obr.5.16 rozteče trubek NT_vyp

Pro předpokládaný počet podélných řad větší než 10 je zvolen opravný součinitel na počet podélných řad $c_z^{NT_vyp} = 1$

Součinitel tepelné vodivosti spalin a součinitel kinematické viskozity se vypočítá interpolací hodnot z [1] na straně 24.

$$\lambda_{SP}^{NT_vyp} = 0,05245 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\nu_{SP}^{NT_vyp} = 32,196 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla konvekci:

$$\begin{aligned} \alpha_K^{NT_vyp} &= 0,23 \cdot c_z^{NT_vyp} \cdot (\varphi_\sigma^{NT_vyp})^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}^{NT_vyp}}{s_z^{NT_vyp}} \left(\frac{D^{NT_vyp}}{s_z^{NT_vyp}} \right)^{-0,54} \left(\frac{h_z^{NT_vyp}}{s_z^{NT_vyp}} \right)^{-0,14} \left(\frac{W_{SP}^{NT_vyp} \cdot s_z^{NT_vyp}}{\nu_{SP}^{NT_vyp}} \right)^{0,65} = \\ &= 0,23 \cdot 1 \cdot 0,4027^{0,2} \cdot \frac{0,5245}{0,005} \cdot \left(\frac{0,025}{0,005} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,005} \right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{8,7677 \cdot 0,005}{32,196 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} = 78,73 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned}$$

rov.5.6.11

Součinitel efektivity žeber:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot h_z \cdot \alpha_K^{NT_vyp}}{t_z \cdot \lambda_z (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K^{NT_vyp})}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 78,73}{0,001 \cdot 40 \cdot (1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 78,73)}} = 54,323 \text{ m}^{-1}$$

rov.5.6.12

Pomocí součinitele β se dají vypočítat poměry nutné k odečtení součinitele efektivity žeber z [1] na straně 114:

$$\beta \cdot h_z = 54,323 \cdot 0,015 = 0,814845$$

rov.5.6.13

$$\frac{D_z^{NT_vyp}}{D^{NT_vyp}} = \frac{55}{25} = 2,2$$

rov.5.6.14

$$E^{NT_vyp} = 0,82$$

Poměr teplosměnných ploch a celkové plochy ze strany spalín:

Podíl výhřevných ploch žebor ze strany spalín:

$$\frac{S_z^{NT_vyp}}{S^{NT_vyp}} = \frac{\left(\frac{D_z^{NT_vyp}}{D^{NT_vyp}}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z^{NT_vyp}}{D^{NT_vyp}}\right)^2 - 1 + 2\left[\left(\frac{S_z^{NT_vyp}}{D^{NT_vyp}}\right) - \left(\frac{t_z}{D^{NT_vyp}}\right)\right]} = \frac{\left(\frac{55}{25}\right)^2 - 1}{\left(\frac{55}{25}\right)^2 - 1 + 2\left[\left(\frac{5}{25}\right) - \left(\frac{1}{25}\right)\right]} = 0.9231$$

rov.5.6.15

Podíl ploch trubek, kde nejsou žebra:

$$\frac{S_h^{NT_vyp}}{S^{NT_vyp}} = 1 - \frac{S_z^{NT_vyp}}{S^{NT_vyp}} = 1 - 0.9231 = 0.0769$$

rov.5.6.16

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín:

$$\alpha_{1r}^{NT_vyp} = \left(\frac{S_z^{NT_vyp}}{S^{NT_vyp}} \cdot E^{NT_vyp} \cdot \mu + \frac{S_h^{NT_vyp}}{S^{NT_vyp}}\right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K^{NT_vyp}}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K^{NT_vyp}} =$$

$$= (0,9231 \cdot 0,82 \cdot 1 + 0,0769) \cdot \frac{0,85 \cdot 78,73}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 78,73} = 49,2W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

rov.5.6.17

Součinitel přestupu tepla ze strany páry:

Předpokládá se velmi vysoké α_{2r} , tedy zlomek $\frac{1}{\alpha_{2r}}$ se předpokládá téměř nulový a ze vzorce pro výpočet součinitele přestupu tepla zmizí.

Výpočet součinitele prostupu tepla:

$$K^{NT_vyp} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}^{NT_vyp}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{49,2} + 0,002} = 44,79W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

rov.5.6.18

Logaritmický teplotní spád NT_vyp:

$$-\Delta t_1^{NT_vyp} = t_F - t_{2NT} = 221.48 - 151.83 = 69.65^\circ C$$

rov.5.6.19

$$-\Delta t_2^{NT_vyp} = t_{GN} - t_{3VT} = 156.83 - 151.83 = 5^\circ C$$

rov.5.6.20

$$\Delta t_{ln}^{NT_vyp} = \frac{\Delta t_2^{NT_vyp} - \Delta t_1^{NT_vyp}}{\ln \frac{\Delta t_2^{NT_vyp}}{\Delta t_1^{NT_vyp}}} = \frac{69.65 - 5}{\ln \frac{69.65}{5}} = 24.544^\circ C$$

rov.5.6.21

5.6.3. Počet podélných řad NT_vyp

Nejdříve se spočítá celková teplosměnná plocha ze strany:

$$S_{SP}^{NT_vyp} = \frac{Q^{NT_vyp}}{K^{NT_vyp} \cdot \Delta t_{ln}^{NT_vyp}} = \frac{7229,35 \cdot 1000}{44,79 \cdot 24,544} = 6576,167m^2$$

rov.5.6.22

Následně se spočítá teplosměnná plocha na jeden metr trubky:

$$S_{SP_1m}^{VT_vyp} = \pi \cdot D^{NT_vyp} + 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{(D_z^{NT_vyp})^2 - (D^{NT_vyp})^2}{4} \right) \cdot n_z^{NT_vyp} =$$

$$= \pi \cdot 0,025 + 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{0,055^2 - 0,025^2}{4} \right) \cdot 200 = 0,832522m$$

rov.5.6.23

Plocha na jednu podélnou řadu trubek ze strany spalin:

$$S_{SP_1ř}^{NT_vyp} = S_{SP_1m}^{NT_vyp} \cdot l \cdot n_{tr}^{NT_vyp} = 0,832522 \cdot 7,34 \cdot 65 = 397,196m^2$$

rov.5.6.24

Počet podélných řad NT_vyp:

$$n_{ř}^{NT_vyp} = \frac{S_{SP}^{NT_vyp}}{S_{SP_1ř}^{NT_vyp}} = \frac{6576,167}{397,196} = 16,556$$

rov.5.6.25

Zaokrouhlením získám konečný počet podélných řad $n_{ř}^{NT_vyp} = 16$

5.6.4. Skutečné předané teplo ve NT_vyp

Skutečná teplosměnná plocha ze strany spalin:

$$S_{SP_skut}^{NT_vyp} = S_{SP_1ř}^{NT_vyp} \cdot n_{ř}^{NT_vyp} = 397,196 \cdot 16 = 6355,136m^2$$

rov.5.6.26

Skutečné předané teplo NT_vyp:

$$Q_{skut}^{NT_vyp} = K^{NT_vyp} \cdot S_{SP_skut}^{NT_vyp} \cdot \Delta t_{ln}^{NT_vyp} = 44,79 \cdot 6355,136 \cdot 24,544 = 6986,364kW$$

rov.5.6.27

Nyní se musí zkontrolovat, zda skutečné předané teplo odpovídá návrhovému teplu s maximálně 5% chybou:

$$x_Q^{NT_vyp} = \left| 5 \cdot \frac{Q_{skut}^{NT_vyp} - Q^{NT_vyp}}{Q_{skut}^{NT_vyp} \cdot 0,05} \right| = \left| 5 \cdot \frac{6986,364 - 7229,35}{6986,364 \cdot 0,05} \right| = 3,47\%$$

rov.5.6.28

Navrhovaný počet podélných řad tedy vyhovuje.

5.6.5. Skutečná teplota spalin v bodě G

Skutečná entalpie v bodě G:

$$I_{SP}^G = I_{SP}^F - \frac{Q_{skut}^{NT_vyp}}{M_{SP}^O \cdot (1 - z_s)} = 297,63 - \frac{6986,364}{86,124 \cdot (1 - 0,0033)} = 212,08kJ \cdot m^{-3}$$

rov.5.6.29

Skutečná teplota spalin v bodě D:

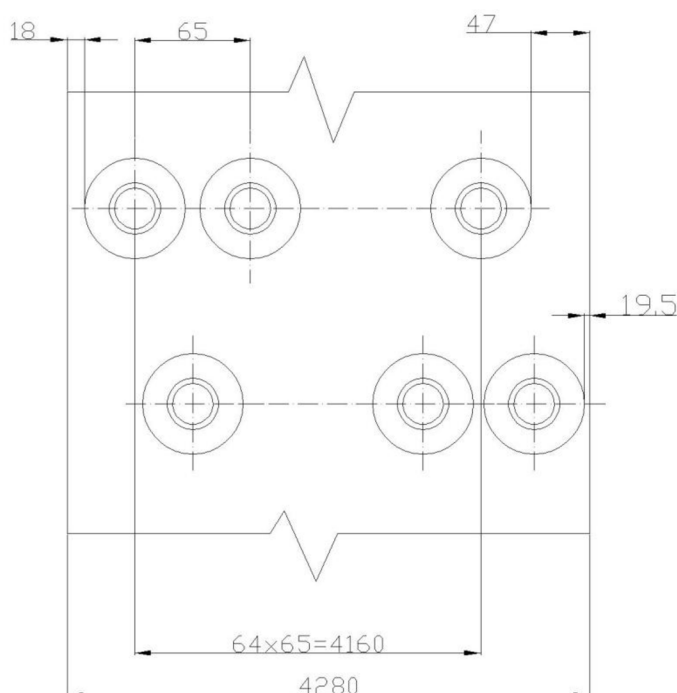
$$t_G = \frac{(I_{SP}^G - I_{SP}^{100}) \cdot 100}{I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100}} + 100 = \frac{(212,08 - 132,9051) \cdot 100}{267,995 - 132,9051} + 100 = 158,609^\circ C$$

rov.5.7.30

5.6.6. Přehled vypočtených hodnot NT_vyp

Název veličiny	Označení veličiny	Hodnota veličiny
Skutečná teplota spalin v bodě G	t_G	158.609°C
Skutečné předané teplo v NT_vyp	$Q_{skut}^{NT_vyp}$	6986,364kW
Počet podélných řad trubek NT_vyp	$n_f^{NT_vyp}$	16
Podélná rozteč trubek NT_vyp	$s_2^{NT_vyp}$	120mm

Tab.5.18 vypočítané hodnoty NT_vyp



Obr.5.17 Rozmístění trubek NT_vyp ve spalinovém kanále

5.7. Návrh druhého nízkotlakého ekonomizéru NT_ekoll

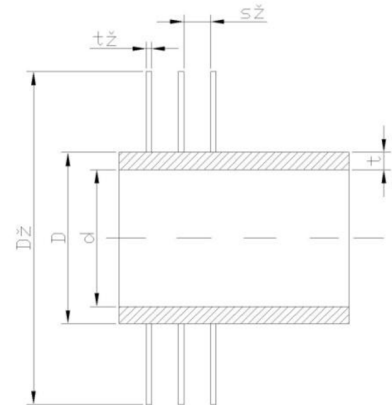
5.7.1. Návrh rozměrů NT_ekoll a jeho vstupní parametry

Název veličiny	Označení veličiny	Hodnota veličiny
Hmotnostní průtok páry NT okruhem	M_{pNT}	3.6092 kg · s ⁻¹
Teplo předané ve NT_ekoII	Q^{NT_ekoII}	684.224kW
Entalpie spalin v bodě G	I_G	212.08kJ · m ⁻³
Entalpie spalin pro 200°C	I_{SP}^{200}	267.995kJ · m ⁻³
Entalpie spalin pro 100°C	I_{SP}^{100}	132.9051kJ · m ⁻³
Teplota spalin v bodě D	t_G	158.609°C
Teplota páry v bodě 3NT	t_{3NT}	151.83°C
Teplota páry v bodě 4NT	t_{4NT}	107°C

Měrný objem vody v bodě 3NT	v_{3NT}	$0.00109255 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Měrný objem vody v bodě 4NT	v_{4NT}	$0.00104887 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Tlak vody v bodě 3NT	p_{3NT}	5bar
Tlak vody v bodě 4NT	p_{4NT}	5.3bar
Podélná rozteč trubek	s_2	94mm

Tab.5.19. parametry potřebné pro návrh nízkotlakého přehříváku NT_ekoII

Název veličiny	Označení	Rozměr
Vnější průměr trubky	D^{NT_ekoII}	25mm
Vnitřní průměr trubky	d^{NT_ekoII}	21mm
Tloušťka stěny trubky	$s_{tr}^{NT_ekoII}$	2mm
Tloušťka žeber	t_z	1mm
Počet žeber na metr	$n_z^{NT_ekoII}$	200
Rozteč mezi žebry	$s_z^{NT_ekoII}$	5mm
Výška žeber	$h_z^{NT_ekoII}$	15mm
Průměr žeber	$D_z^{NT_ekoII}$	55mm

Tab.5.20 rozměry trubek NT_ekoII

obr.5.18 rozměry trubek NT_ekoII

Mezera mezi trubkami byla zvolena $a^{NT_ekoII} = 50\text{mm}$ a tedy rozteč trubek je:

$$s_1^{NT_ekoII} = D_z^{NT_ekoII} + a = 55 + 50 = 105 \text{ mm}$$

rov.5.7.1

A počet trubek v nízkotlakém přehříváku tedy je:

$$n_{tr}^{NT_ekoII} = \frac{\check{s}}{s_1^{NT_ekoII}} - \frac{1}{2} = \frac{4.28}{0.105} - \frac{1}{2} = 40.26$$

rov.5.7.2

Počet trubek se musí zaokrouhlit na celé číslo, bylo tedy zvoleno $n_{tr}^{NT_ekoII} = 40$

Dále se dopočítá střední měrný objem vody, pomocí něhož a počtu trubek se dopočítá rychlost vody v trubkách, která musí být v rozmezí $1 - 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$v_p^{NT_ekoII} = \frac{v_{3NT} + v_{4NT}}{2} = \frac{0.00109255 + 0.00104887}{2} = 0.00107071 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

rov.5.7.3

$$w_p^{NT_ekoII} = \frac{4 \cdot M_{PNT} \cdot v_p^{NT_ekoII}}{\pi \cdot (d^{NT_ekoII})^2 \cdot n_{tr}^{NT_ekoII}} = \frac{4 \cdot 3,6092 \cdot 0,00107071}{\pi \cdot 0,021^2 \cdot 40} = 0,2789 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

rov.5.7.4

Rychlost proudění páry v potrubí tedy nevyhovuje, rozváděcí kanál ekonomizéru se tedy rozdělí na čtyři části, ve kterých bude proudit voda střídavě a rychlost proudění se zvýší čtyřnásobně.

$$w_p^{NT_ekoII} = 1.1157 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pokračuje se výpočtem entalpie spalín a návrhovou teplotou spalín v bodě H:

$$I_{SP}^H = I_{SP}^G - \frac{Q^{NT_ekoll}}{M_{SP}^O \cdot (1 - z_s)} = 212.08 - \frac{684.224}{86.124(1 - 0.0033)} = 204.109 kJ \quad \text{rov.5.7.5}$$

$$t_{HN} = \frac{(I_{SP}^H - I_{SP}^{100}) \cdot 100}{I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100}} + 200 = \frac{(204.109 - 132.9051) \cdot 100}{267.995 - 132.9051} + 100 = 152.708^\circ C \quad \text{rov.5.7.6}$$

Střední teplota spalín pro druhý nízkotlaký ekonomizér:

$$t_{SP}^{NT_ekoll} = \frac{t_G + t_{HN}}{2} = \frac{158.609 + 152.708}{2} = 155.6585^\circ C \quad \text{rov.5.7.7}$$

Skutečný objemový tok spalín:

$$M_{SP_skut}^{NT_ekoll} = M_{SP}^O \cdot \frac{t_{SP}^{NT_ekoll} + 273.15}{273.15} = 86.124 \cdot \frac{155.6585 + 273.15}{273.15} = 135.2 m^3 \cdot s^{-1} \quad \text{rov.5.7.8}$$

Průtočná plocha spalín ve druhém nízkotlakém ekonomizéru:

$$S_{SP_prür}^{NT_ekoll} = l \cdot \check{s} - l \cdot D^{NT_ekoll} \cdot n_{tr}^{NT_ekoll} - 2 \cdot h_z^{NT_ekoll} \cdot t_z \cdot n_z^{NT_ekoll} \cdot n_{tr}^{NT_ekoll} \cdot l = \\ = 7.34 \cdot 4.28 - 7.34 \cdot 0.025 \cdot 40 - 2 \cdot 0.015 \cdot 0.001 \cdot 200 \cdot 40 \cdot 7.34 = 22.3136 m^2 \quad \text{rov.5.7.9}$$

Skutečná rychlost spalín ve druhém nízkotlakém ekonomizéru:

$$w_{SP}^{NT_ekoll} = \frac{M_{SP_skut}^{NT_ekoll}}{S_{SP_prür}^{NT_ekoll}} = \frac{135.2}{22.3136} = 6.059 m \cdot s^{-1} \quad \text{rov.5.7.10}$$

5.7.2. Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalín:

Výpočet přestupu tepla konvekcí

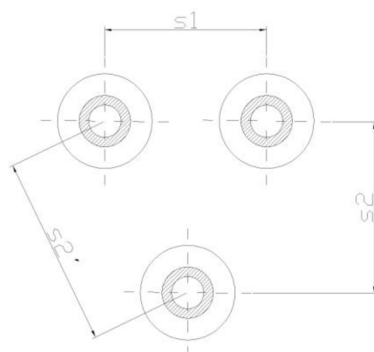
$$s^{NT_ekoll} = \sqrt{\left(\frac{s_1^{NT_ekoll}}{2}\right)^2 + (s_2^{NT_ekoll})^2} = \sqrt{\left(\frac{105}{2}\right)^2 + 94^2} = 107.667 mm \quad \text{rov.5.7.11}$$

Poměrné příčné rozteče:

$$\sigma_1^{NT_ekoll} = \frac{s_1^{NT_ekoll}}{D^{NT_ekoll}} = \frac{105}{25} = 4,2 \quad \text{rov.5.7.12}$$

$$\sigma_2^{NT_ekoll} = \frac{s_2^{NT_ekoll}}{D^{NT_ekoll}} = \frac{107.667}{25} = 4,307 \quad \text{rov.5.7.13}$$

$$\varphi_\sigma^{NT_ekoll} = \frac{\sigma_1^{NT_ekoll} - 1}{\sigma_2^{NT_ekoll} - 1} = \frac{4,2 - 1}{4,307 - 1} = 0.9676 \quad \text{rov.5.7.14}$$


Obr.5.19 rozteče trubek NT_ekoII

Pro předpokládaný počet podélných řad menší než 0,9 je zvolen opravný součinitel na počet podélných řad $c_z^{NT_ekoII} = 0,9$

Součinitel tepelné vodivosti spalin a součinitel kinematické viskozity se vypočítá interpolací hodnot z [1] na straně 24.

$$\lambda_{SP}^{NT_ekoII} = 0,0355 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\nu_{SP}^{NT_ekoII} = 27,15 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\begin{aligned} \alpha_K^{NT_ekoII} &= 0,23 \cdot c_z^{NT_ekoII} \cdot (\varphi_\sigma^{NT_ekoII})^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}^{NT_ekoII}}{s_z^{NT_ekoII}} \cdot \left(\frac{D^{NT_ekoII}}{s_z^{NT_ekoII}} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z^{NT_ekoII}}{s_z^{NT_ekoII}} \right)^{-0,14} \\ &\cdot \left(\frac{W_{SP}^{NT_ekoII} \cdot s_z^{NT_ekoII}}{\nu_{SP}^{NT_ekoII}} \right)^{0,65} = 0,23 \cdot 0,9 \cdot 0,9676^{0,2} \cdot \frac{0,0355}{0,005} \cdot \left(\frac{0,025}{0,005} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,005} \right)^{-0,14} \\ &\cdot \left(\frac{6,059 \cdot 0,005}{27,15 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} = 32,69 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned}$$

rov.5.7.15

Součinitel efektivnosti žeber:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K^{NT_ekoII}}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K^{NT_ekoII})}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 32,69}{0,001 \cdot 40 \cdot (1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 32,69)}} = 36,27 \text{ m}^{-1}$$

rov.5.7.16

Pomocí součinitele β se dají vypočítat poměry nutné k odečtení součinitele efektivnosti žeber z [1] na straně 114:

$$\beta \cdot h_z^{NT_ekoII} = 36,27 \cdot 0,015 = 0,5442$$

rov.5.7.17

$$\frac{D_z^{NT_ekoII}}{D^{NT_ekoII}} = \frac{55}{25} = 2,2$$

rov.5.7.18

$$E^{VT_ekoII} = 0,85$$

Poměr teplosměnných ploch a celkové plochy ze strany spalin:

Podíl výhřevných ploch žeber ze strany spalin:

$$\begin{aligned} \frac{S_z^{NT_ekoll}}{S^{NT_ekoll}} &= \frac{\left(\frac{D_z^{NT_ekoll}}{D^{NT_ekoll}}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z^{NT_ekoll}}{D^{NT_ekoll}}\right)^2 - 1 + 2\left[\left(\frac{S_z^{NT_ekoll}}{D^{NT_ekoll}}\right) - \left(\frac{t_z}{D^{NT_ekoll}}\right)\right]} = \\ &= \frac{\left(\frac{55}{25}\right)^2 - 1}{\left(\frac{55}{25}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left[\left(\frac{5}{25}\right) - \frac{1}{25}\right]} = 0,92307 \end{aligned}$$

rov.5.7.19

Podíl ploch trubek, kde nejsou žebra:

$$\frac{S_h^{NT_ekoll}}{S^{NT_ekoll}} = 1 - \frac{S_z^{NT_ekoll}}{S^{NT_ekoll}} = 1 - 0,92307 = 0,07693$$

rov.5.7.20

Součinitel přestupu tepla ze strany spalin:

$$\begin{aligned} \alpha_{1r}^{NT_ekoll} &= \left(\frac{S^{NT_ekoll}}{S^{NT_ekoll}} \cdot E^{NT_ekoll} \cdot \mu + \frac{S_h^{NT_ekoll}}{S^{NT_ekoll}} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K^{NT_ekoll}}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K^{NT_ekoll}} = \\ &= (0,92307 \cdot 0,85 \cdot 1 + 0,07693) \cdot \frac{0,85 \cdot 32,69}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 32,69} = 22,68 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned}$$

rov.5.7.21

Součinitel přestupu tepla ze strany páry:

Předpokládá se, že α_{2r} bude velmi vysoké, tedy $\frac{1}{\alpha_{2r}}$ se bude blížit k nule a ze zlomku pro součinitele přestupu tepla zmizí.

Výpočet součinitele prostupu tepla:

Nejdříve je třeba spočítat teplosměnnou plochu ze strany spalin na jeden metr délky trubky:

$$\begin{aligned} S_{SP_1m}^{NT_ekoll} &= \pi \cdot D^{NT_ekoll} + 2 \cdot \pi \cdot n_z^{NT_ekoll} \cdot \left(\frac{(D_z^{NT_ekoll})^2 - (D^{NT_ekoll})^2}{4} \right) = \\ &= \pi \cdot 0,025 + 2 \cdot \pi \cdot 200 \cdot \left(\frac{0,055^2 - 0,025^2}{4} \right) = 0,840149 \text{ m} \end{aligned}$$

rov.5.7.22

Dosažením vypočtených hodnot lze získat součinitel prostupu tepla:

$$K^{NT_ekoll} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}^{NT_ekoll}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{22,68} + 0,002} = 21,6958 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

rov.5.7.23

Logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_1^{NT_ekoll} = t_G - t_{3NT} = 158,609 - 151,83 = 6,779^\circ \text{C}$$

rov.5.7.24

$$\Delta t_2^{NT_ekoll} = t_{HN} - t_{4NT} = 152,708 - 107 = 45,708^\circ \text{C}$$

rov.5.7.25

$$\Delta t_{\ln}^{NT_ekoll} = \frac{\Delta t_2^{NT_ekoll} - \Delta t_1^{NT_ekoll}}{\ln \frac{\Delta t_2^{NT_ekoll}}{\Delta t_1^{NT_ekoll}}} = \frac{45.708 - 6.779}{\ln \frac{45.708}{6.779}} = 20.398^\circ C$$

rov.5.7.26

5.7.3. Počet podélných řad NT_ekoll

Nejdříve se spočítá celková teplosměnná plocha ze strany spalín a plocha na jednu řadu trubek ze strany spalín:

$$S_{SP}^{NT_ekoll} = \frac{Q^{NT_ekoll}}{K^{NT_ekoll} \cdot \Delta t_{\ln}^{NT_ekoll}} = \frac{684,224 \cdot 1000}{21,6958 \cdot 20,398} = 1546 m^2$$

rov.5.7.27

$$S_{SP_1ř}^{NT_ekoll} = S_{SP_1m}^{NT_ekoll} \cdot l \cdot n_r^{NT_ekoll} = 0,840149 \cdot 7,34 \cdot 40 = 246,668 m^2$$

rov.5.7.28

Počet podélných řad NT_ekoII:

$$n_r^{NT_ekoll} = \frac{S_{SP}^{NT_ekoll}}{S_{SP_1ř}^{NT_ekoll}} = \frac{1546}{244,428} = 6,325$$

rov.5.7.29

Zaokrouhlením získám konečný počet podélných řad $n_r^{NT_ekoll} = 6$

5.7.4. Skutečné předané teplo v NT_ekoll

Skutečná teplosměnná plocha ze strany spalín:

$$S_{SP_skut}^{NT_ekoll} = S_{SP_1ř}^{NT_ekoll} \cdot n_r^{NT_ekoll} = 246,668 \cdot 6 = 1480,013 m^2$$

rov.5.7.30

Skutečné předané teplo NT_ekoII:

$$Q_{skut}^{NT_ekoll} = K^{NT_ekoll} \cdot S_{SP_skut}^{NT_ekoll} \cdot \Delta t_{\ln}^{NT_ekoll} = 21,6958 \cdot 1480,013 \cdot 20,398 = 655,031 kW$$

rov.5.7.31

Nyní se musí zkontrolovat, zda skutečné předané teplo odpovídá návrhovému teplu s maximálně 5% chybou:

$$x_Q^{NT_ekoll} = \left| 5 \cdot \frac{Q_{skut}^{NT_ekoll} - Q^{NT_ekoll}}{Q_{skut}^{NT_ekoll} \cdot 0,05} \right| = \left| 5 \cdot \frac{655,031 - 684,224}{655,031 \cdot 0,05} \right| = 4,456\%$$

rov.5.7.32

Navrhovaný počet podélných řad tedy vyhovuje.

5.7.5. Skutečná teplota spalín v bodě H

Skutečná entalpie v bodě H:

$$I_{SP}^H = I_{SP}^G - \frac{Q_{skut}^{NT_ekoll}}{M_{SP}^O \cdot (1 - z_s)} = 212,08 - \frac{655,031}{86,124 \cdot (1 - 0,0033)} = 204,05 kJ$$

rov.5.7.33

Skutečná teplota spalín v bodě H:

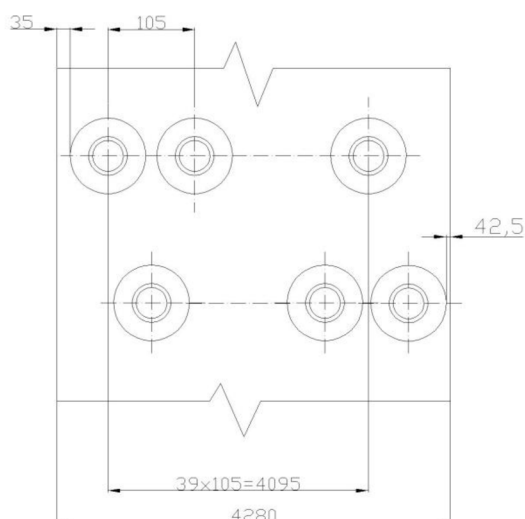
$$t_H = \frac{(I_{SP}^H - I_{SP}^{100}) \cdot 100}{I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100}} + 100 = \frac{(204,05 - 132,9051) \cdot 100}{267,995 - 132,9051} + 100 = 263,664^\circ C$$

rov.5.7.34

5.7.6. Přehled vypočtených hodnot NT_ekoll

Název veličiny	Označení veličiny	Hodnota veličiny
Skutečná teplota spalin v bodě H	t_H	152.664°C
Skutečné předané teplo v NT_ekoII	$Q_{skut}^{NT_ekoll}$	655,03 kW
Počet podélných řad trubek NT_ekoII	$n_{ř}^{NT_ekoll}$	6
Podélná rozteč trubek NT_ekoII	$s_2^{NT_ekoll}$	94mm

Tab.5.21. vypočítané hodnoty NT_ekoII



Obr.5.20 Rozmístění trubek NT_ekoII ve spalinovém kanále

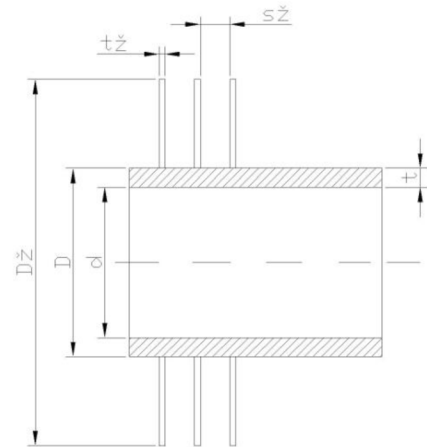
5.8. Návrh druhého vysokotlakého ekonomizéru VT_ekoll

5.8.1. Návrh rozměrů VT_ekoll a vstupní parametry

Název veličiny	Označení veličiny	Hodnota veličiny
Hmotnostní průtok páry VT okruhem	M_{pVT}	12.1789 kg · s ⁻¹
Teplo předané ve VT_ekoII	Q^{VT_ekoll}	1960kW
Entalpie spalin v bodě H	I_H	204.05kJ · m ⁻³
Entalpie spalin pro 200°C	I_{SP}^{200}	547.1979kJ · m ⁻³
Entalpie spalin pro 100°C	I_{SP}^{100}	132.9051kJ · m ⁻³
Teplota spalin v bodě H	t_H	152.664°C
Teplota vody v bodě 8VT	t_{8VT}	105°C
Teplota vody v bodě 7VT	t_{7VT}	145°C
Měrný objem vody v bodě 8VT	v_{8VT}	0.00104405 m ³ · kg ⁻¹
Měrný objem vody v bodě 7VT	v_{7VT}	0.00108106 m ³ · kg ⁻¹
Tlak vody v bodě 8VT	p_{8VT}	67bar
Tlak vody v bodě 7VT	p_{7VT}	66bar
Podélná rozteč trubek	s_2	94mm

Tab.5.22 parametry potřebné pro návrh druhého vysokotlakého ekonomizéru VT_ekoII

Název veličiny	Označení	Rozměr
Vnější průměr trubky	D^{VT_ekoII}	31.8mm
Vnitřní průměr trubky	d^{VT_ekoII}	25.4mm
Tloušťka stěny trubky	$s_{tr}^{VT_ekoII}$	3.2mm
Tloušťka žeber	t_z	1mm
Počet žeber na metr	$n_z^{VT_ekoII}$	180
Rozteč mezi žebry	$s_z^{VT_ekoII}$	5.556mm
Výška žeber	$h_z^{VT_ekoII}$	15mm
Průměr žeber	$D_z^{VT_ekoII}$	61.8mm

Tab.5.23 rozměry VT_ekoII

obr.5.21 rozměry trubek VT_ekoII

Mezera mezi trubkami byla zvolena $a^{VT_ekoII} = 15\text{mm}$ a tedy rozteč trubek je:

$$s_1^{VT_ekoII} = D_z^{VT_ekoII} + a = 61.8 + 15 = 76.8\text{mm}$$

rov.5.8.1

A počet trubek ve druhém vysokotlakém ekonomizéru tedy je:

$$n_{tr}^{VT_ekoII} = \frac{\check{s}}{s_1^{VT_ekoII}} - \frac{1}{2} = \frac{4,28}{0,0768} - \frac{1}{2} = 55,23$$

rov.5.8.2

Počet trubek se musí zaokrouhlit na celé číslo, bylo tedy zvoleno $n_{tr}^{VT_ekoII} = 55$

Dále se dopočítá střední měrný objem vody, pomocí níž a počtu trubek se dopočítá rychlost vody v trubkách, která musí být v rozmezí $1 - 3\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$v_p^{VT_ekoII} = \frac{v_{8VT} + v_{7VT}}{2} = \frac{0.00104405 + 0.00108106}{2} = 0.0011062555\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

rov.5.8.3

$$w_p^{VT_ekoII} = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot M_{PVT} \cdot v_p^{VT_ekoII}}{\pi \cdot (d^{VT_ekoII})^2 \cdot n_{tr}^{VT_ekoII}} = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot 12,1789 \cdot 0,0011062555}{\pi \cdot 0,0254^2 \cdot 55} = 0,45926\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

rov.5.8.4

Rychlost proudění páry v potrubí tedy nevyhovuje, rozváděcí kanál ekonomizéru se tedy rozdělí na čtyři části, ve kterých bude proudit voda střídavě a rychlost proudění se vynásobí 4x.

$$w_p^{VT_ekoIII} = 1.837\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pokračuje se výpočtem entalpie spalin a návrhovou teplotou spalin v bodě I:

$$I_{SP}^I = I_{SP}^H - \frac{Q^{VT_ekoII}}{M_{SP}^O \cdot (1 - z_s)} = 204.05 - \frac{1960}{86.124(1 - 0.0033)} = 181.2167\text{kJ}$$

rov.5.8.5

$$t_{IN} = \frac{(I_{SP}^I - I_{SP}^{100}) \cdot 100}{I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100}} + 100 = \frac{(181.2167 - 132.9051) \cdot 100}{267.995 - 132.9051} + 100 = 135.76^\circ\text{C}$$

rov.5.8.6

Střední teplota spalin pro druhý vysokotlaký ekonomizér:

$$t_{SP}^{VT_ekoII} = \frac{t_H + t_{IN}}{2} = \frac{152.664 + 135.76}{2} = 144.212^\circ C$$

rov.5.8.7

Skutečný objemový tok spalin:

$$M_{SP_skut}^{VT_ekoII} = M_{SP}^O \cdot \frac{t_{SP}^{VT_ekoII} + 273.15}{273.15} = 86.124 \cdot \frac{144.212 + 273.15}{273.15} = 131.594 m^3 \cdot s^{-1}$$

rov.5.8.8

Průtočná plocha spalin ve druhém vysokotlakém ekonomizéru:

$$S_{SP_prir}^{VT_ekoII} = l \cdot \check{s} - l \cdot D^{VT_ekoIII} \cdot n_{tr}^{VT_ekoIII} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z^{VT_ekoIII} \cdot n_{tr}^{VT_ekoIII} \cdot l =$$

$$= 7.34 \cdot 4.28 - 7.34 \cdot 0.0318 \cdot 55 - 2 \cdot 0.015 \cdot 0.001 \cdot 180 \cdot 55 \cdot 7.34 = 16.39756 m^2$$

rov.5.8.9

Skutečná rychlost spalin ve druhém vysokotlakém ekonomizéru:

$$w_{SP}^{VT_ekoII} = \frac{M_{SP_skut}^{VT_ekoII}}{S_{SP_prir}^{VT_ekoII}} = \frac{131.594}{16.39756} = 8.455 m \cdot s^{-1}$$

rov.5.8.10

5.8.2. Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin:

Výpočet přestupu tepla konvekci

$$s^{VT_ekoII} = \sqrt{\left(\frac{s_1^{VT_ekoII}}{2}\right)^2 + (s_2^{VT_ekoII})^2} = \sqrt{\left(\frac{76,8}{2}\right)^2 + 94^2} = 101,541 mm$$

rov.5.8.11

Poměrné příčné rozteče:

$$\sigma_1^{VT_ekoII} = \frac{s_1^{VT_ekoII}}{D^{VT_ekoII}} = \frac{76.8}{31.8} = 2.415$$

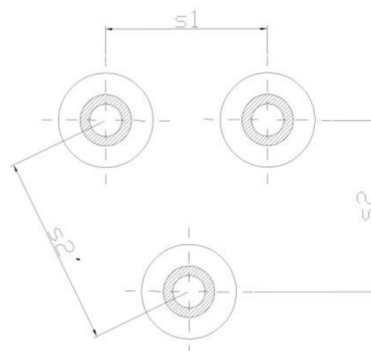
rov.5.8.12

$$\sigma_2^{VT_ekoII} = \frac{s_2^{VT_ekoII}}{D^{VT_ekoII}} = \frac{101.541}{31.8} = 3.193$$

rov.5.8.13

$$\phi_\sigma^{VT_ekoII} = \frac{\sigma_1^{VT_ekoII} - 1}{\sigma_2^{VT_ekoII} - 1} = \frac{2.415 - 1}{3.193 - 1} = 0.645$$

rov.5.8.14



Obr.5.22 rozteče trubek VT_ekoII

Pro předpokládaný počet podélných řad větší než 5 je zvolen opravný součinitel na počet podélných řad $c_z^{VT_ekoll} = 1$

Součinitel tepelné vodivosti spalin a součinitel kinematické viskozity se vypočítá interpolací hodnot z [1] na straně 24.

$$\lambda_{SP}^{VT_ekoll} = 0.032655 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\nu_{SP}^{VT_ekoll} = 25.799 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\begin{aligned} \alpha_k^{VT_ekoll} &= 0.23 \cdot c_z^{VT_ekoll} \cdot (\varphi_\sigma^{VT_ekoll})^{0.2} \frac{\lambda_{SP}^{VT_ekoll}}{S_z^{VT_ekoll}} \left(\frac{D_z^{VT_ekoll}}{S_z^{VT_ekoll}} \right)^{-0.54} \left(\frac{h_z^{VT_ekoll}}{S_z^{VT_ekoll}} \right)^{-0.14} \\ &\cdot \left(\frac{W_{sp}^{VT_ekoll} \cdot S_z^{VT_ekoll}}{\nu_{SP}^{VT_ekoll}} \right)^{0.65} = 0.23 \cdot 1 \cdot 0.645^{0.2} \frac{0.04385}{0.005556} \left(\frac{0.0318}{0.005556} \right)^{-0.54} \left(\frac{0.015}{0.005556} \right)^{-0.14} \\ &\cdot \left(\frac{8.455 \cdot 0.005556}{25.799 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.65} = 66.7827 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned}$$

rov.5.8.15

Součinitel efektivnosti žeber:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k^{VT_ekoll}}{t_z \cdot \lambda_z (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k^{VT_ekoll})}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0.85 \cdot 66.7827}{0.001 \cdot 40 (1 + 0.002 \cdot 0.85 \cdot 66.7827)}} = 50.48 \text{ m}^{-1}$$

rov.5.8.16

Pomocí součinitele β se dají vypočítat poměry nutné k odečtení součinitele efektivnosti žeber z [1] na straně 114:

$$\beta \cdot h_z^{VT_ekoll} = 50.48 \cdot 0.015 = 0.7573$$

rov.5.8.17

$$\frac{D_z^{VT_ekoll}}{D^{VT_ekoll}} = \frac{61.8}{31.8} = 1.9434$$

rov.5.8.18

$$E^{VT_ekoll} = 0.85$$

Poměr teplosměnných ploch a celkové plochy ze strany spalin:

Podíl výhřevných ploch žeber ze strany spalin:

$$\begin{aligned} \frac{S_z^{VT_ekoll}}{S^{VT_ekoll}} &= \frac{\left(\frac{D_z^{VT_ekoll}}{D^{VT_prel}} \right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z^{VT_ekoll}}{D^{VT_ekoll}} \right)^2 - 1 + 2 \left[\left(\frac{S_z^{VT_ekoll}}{D^{VT_ekoll}} \right) - \left(\frac{t_z}{D^{VT_ekoll}} \right) \right]} \\ &= \frac{\left(\frac{61.8}{31.8} \right)^2 - 1}{\left(\frac{61.8}{31.8} \right)^2 - 1 + 2 \left[\left(\frac{5.556}{31.8} \right) - \left(\frac{1}{31.8} \right) \right]} = 0.90646 \end{aligned}$$

rov.5.8.19

Podíl ploch trubek, kde nejsou žebra:

$$\frac{S_h^{VT_ekoll}}{S^{VT_ekoll}} = 1 - \frac{S_z^{VT_ekoll}}{S^{VT_ekoll}} = 1 - 0.90646 = 0.09354$$

rov.5.8.20

Součinitel přestupu tepla ze strany spalin:

$$\alpha_{1r}^{VT_ekoll} = \left(\frac{S_z^{VT_ekoll}}{S^{VT_ekoll}} \cdot E^{VT_ekoll} \cdot \mu + \frac{S_h^{VT_ekoll}}{S^{VT_ekoll}} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K^{VT_ekoll}}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K^{VT_ekoll}} =$$

$$= (0.90646 \cdot 0.85 \cdot 1 + 0.09354) \cdot \frac{0.85 \cdot 66,7827}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 66,7827} = 44,0457 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

rov.5.8.21

Součinitel přestupu tepla ze strany páry:

Předpokládá se, že α_{2r} bude velmi vysoké, tedy $\frac{1}{\alpha_{2r}}$ se bude blížit k nule a ze zlomku pro součinitele přestupu tepla zmizí.

Výpočet součinitele prostupu tepla:

Nejdříve je třeba spočítat teplosměnnou plochu ze strany spalin na jeden metr délky trubky:

$$S_{SP_1m}^{VT_ekoll} = \pi \cdot D^{VT_ekoll} + 2 \cdot \pi \cdot n_z^{VT_ekoll} \cdot \left(\frac{(D_z^{VT_ekoll})^2 - (D^{VT_ekoll})^2}{4} \right) =$$

$$= \pi \cdot 0,0318 + 2 \cdot \pi \cdot 180 \cdot \left(\frac{0,0618^2 - 0,0318^2}{4} \right) = 0,893846 m$$

rov.5.8.22

Dosažením vypočtených hodnot lze získat součinitel prostupu tepla:

$$K^{VT_ekoll} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}^{VT_ekoll}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{44.0457} + 0.002} = 40.4798 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

rov.5.8.23

Logaritmický teplotní spád VT_ekoll:

$$-\Delta t_1^{VT_ekoll} = t_H - t_{7VT} = 152.664 - 145 = 7.664^\circ C$$

rov.5.8.25

$$-\Delta t_2^{VT_ekoll} = t_{IN} - t_{8VT} = 135.76 - 105 = 30.76^\circ C$$

rov.5.8.26

$$\Delta t_{ln}^{VT_ekoll} = \frac{\Delta t_2^{VT_ekoll} - \Delta t_1^{VT_ekoll}}{\ln \frac{\Delta t_2^{VT_ekoll}}{\Delta t_1^{VT_ekoll}}} = \frac{30.76 - 7.664}{\ln \frac{30.76}{7.664}} = 16.62^\circ C$$

rov.5.8.27

5.8.3. Počet podélných řad VT_ekoll

Nejdříve se spočítá celková teplosměnná plocha ze strany spalin a plocha na jednu řadu trubek ze strany spalin:

$$S_{SP}^{VT_ekoll} = \frac{Q^{VT_ekoll}}{K^{VT_ekoll} \cdot \Delta t_{ln}^{VT_ekoll}} = \frac{1960 \cdot 1000}{40.4798 \cdot 16.62} = 2913.31 m^2$$

rov.5.8.28

$$S_{SP_1ř}^{VT_ekoll} = S_{SP_1m}^{VT_ekoll} \cdot l \cdot n_{tr}^{VT_ekoll} = 0.893846 \cdot 7.34 \cdot 55 = 360.846 m^2$$

rov.5.8.29

Počet podélných řad VT_ekoII:

$$n_{ř}^{VT_ekoll} = \frac{S_{SP}^{VT_ekoll}}{S_{SP_1r}^{VT_ekoll}} = \frac{2913.31}{360.846} = 8.073$$

rov.5.8.30

 Zaokrouhlením získám konečný počet podélných řad $n_{ř}^{VT_ekoll} = 8$

5.8.4. Skutečné předané teplo ve VT_ekoll

Skutečná teplosměnná plocha ze strany spalin:

$$S_{SP_skut}^{VT_ekoll} = S_{SP_1ř}^{VT_ekoll} \cdot n_{ř}^{VT_ekoll} = 360.846 \cdot 8 = 2886.768 m^2$$

rov.5.8.31

Skutečné předané teplo VT_ekoII:

$$Q_{skut}^{VT_ekoll} = K^{VT_ekoll} \cdot S_{SP_skut}^{VT_ekoll} \cdot \Delta t_{ln}^{VT_ekoll} = 40.4798 \cdot 2886.768 \cdot 16.62 = 1942.143 kW$$

rov.5.8.32

Nyní se musí zkontrolovat, zda skutečné předané teplo odpovídá návrhovému teplu s maximálně 5% chybou:

$$x_Q^{VT_ekoll} = \left| 5 \cdot \frac{Q_{skut}^{VT_ekoll} - Q^{VT_ekoll}}{Q_{skut}^{VT_ekoll} \cdot 0.05} \right| = \left| 5 \cdot \frac{1942.143 - 1960}{1942.143 \cdot 0.05} \right| = 0.919\%$$

rov.5.8.33

Navrhovaný počet podélných řad tedy vyhovuje.

5.8.5. Skutečná teplota spalin v bodě I

Skutečná entalpie v bodě I:

$$I_{SP}^I = I_{SP}^H - \frac{Q_{skut}^{VT_ekoll}}{M_{SP}^O \cdot (1 - z_s)} = 204.05 - \frac{1942.143}{86.124 \cdot (1 - 0.0033)} = 181.425 kJ \cdot m^{-3}$$

rov.5.8.34

Skutečná teplota spalin v bodě I:

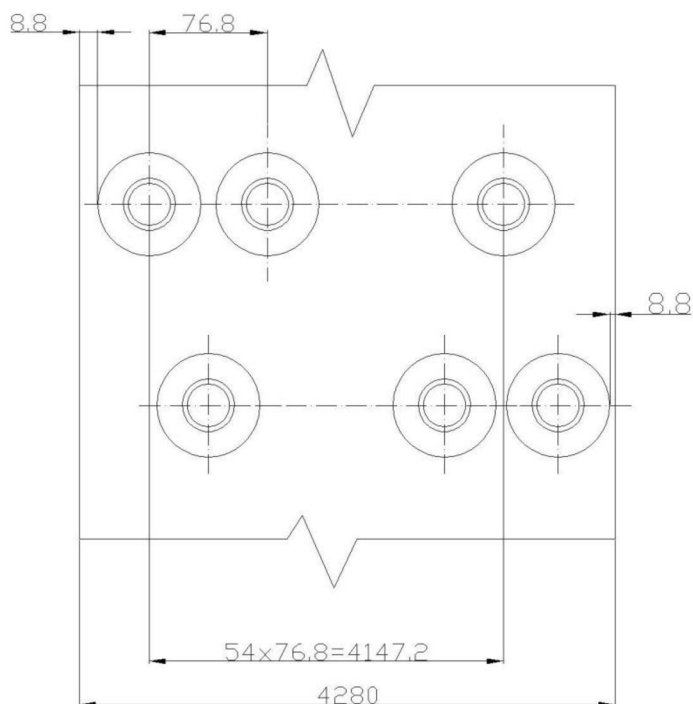
$$t_I = \frac{(I_{SP}^I - I_{SP}^{100}) \cdot 100}{I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100}} + 100 = \frac{(181,425 - 132,9051) \cdot 100}{267,995 - 132,9051} + 100 = 135,917^\circ C$$

rov.5.8.35

5.8.6. Přehled vypočtených hodnot VT_ekoll

Název veličiny	Označení veličiny	Hodnota veličiny
Skutečná teplota spalin v bodě I	t_I	$135.917^\circ C$
Skutečné předané teplo v VT_ekoII	$Q_{skut}^{VT_ekoll}$	$1942.143 kW$
Počet podélných řad trubek VT_ekoII	$n_{ř}^{VT_ekoll}$	8
Podélná rozteč trubek VT_ekoII	$s_2^{VT_ekoll}$	94mm

Tab.5.24 vypočítané hodnoty VT_ekoII



Obr.5.23 Rozmístění trubek VT_ekoII ve spalínovém kanále

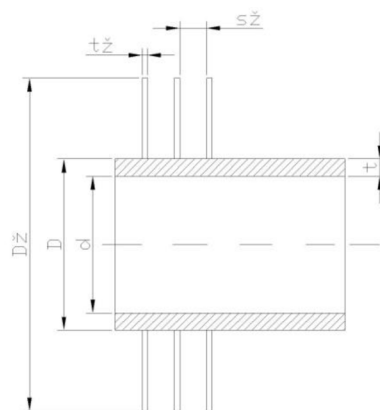
5.9. Návrh prvního nízkotlakého ekonomizéru NT_ekoI

5.9.1. Návrh rozměrů NT_ekoI a jeho vstupní parametry

Název veličiny	Označení veličiny	Hodnota veličiny
Hmotnostní průtok páry NT okruhem	M_{pNT}	$3.6092 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Teplo předané ve NT_ekoI	Q^{NT_ekoI}	604.93kW
Entalpie spalin v bodě I	I_I	$181.425 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$
Entalpie spalin pro 200°C	I_{SP}^{200}	$267.995 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$
Entalpie spalin pro 100°C	I_{SP}^{100}	$132.9051 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$
Teplota spalin v bodě I	t_I	135.917°C
Teplota páry v bodě 5NT	t_{5NT}	63°C
Teplota páry v bodě 4NT	t_{4NT}	107°C
Měrný objem vody v bodě 5NT	v_{5NT}	$0.00101851 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Měrný objem vody v bodě 4NT	v_{4NT}	$0.00104887 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Tlak vody v bodě 5NT	p_{5NT}	5.6bar
Tlak vody v bodě 4NT	p_{4NT}	5.3bar
Podélná rozteč trubek	s_2	94mm

Tab.5.25. parametry potřebné pro návrh prvního nízkotlakého ekonomizéru NT_ekoI

Název veličiny	Označení	Rozměr
Vnější průměr trubky	D	25mm
Vnitřní průměr trubky	d^{NT_ekol}	21mm
Tloušťka stěny trubky	$s_{tr}^{NT_ekol}$	2mm
Tloušťka žebor	t_z	1mm
Počet žebor na metr	$n_z^{NT_ekol}$	200
Rozteč mezi žebory	$s_z^{NT_ekol}$	5mm
Výška žebor	$h_z^{NT_ekol}$	15mm
Průměr žebor	$D_z^{NT_ekol}$	55mm

Tab.5.20 rozměry trubek NT_ekol

obr.5.24 rozměry trubek NT_ekol

Mezera mezi trubkami byla zvolena $a^{NT_ekol} = 100\text{mm}$ a tedy rozteč trubek je:

$$s_1^{NT_ekol} = D_z^{NT_ekol} + a = 55 + 100 = 155\text{mm}$$

rov.5.9.1

A počet trubek v nízkotlakém přehříváku tedy je:

$$n_{tr}^{NT_ekol} = \frac{\check{s}}{s_1^{NT_ekol}} - \frac{1}{2} = \frac{4,28}{0,155} - \frac{1}{2} = 27,112$$

rov.5.9.2

Počet trubek se musí zaokrouhlit na celé číslo, bylo tedy zvoleno $n_{tr}^{NT_ekol} = 27$

Dále se dopočítá střední měrný objem vody, pomocí něj a počtu trubek se dopočítá rychlost vody v trubkách, která musí být v rozmezí $1 - 3\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$v_p^{NT_ekol} = \frac{v_{4NT} + v_{5NT}}{2} = \frac{0,00104887 + 0,00101851}{2} = 0,00103369\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

rov.5.9.3

$$w_p^{NT_ekol} = \frac{4 \cdot M_{PNT} \cdot v_p^{NT_ekol}}{\pi \cdot (d^{NT_ekol})^2 \cdot n_{tr}^{NT_ekol}} = \frac{4 \cdot 3,6092 \cdot 0,00103369}{\pi \cdot 0,021^2 \cdot 27} = 0,39894\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

rov.5.9.4

Rychlost proudění páry v potrubí tedy nevyhovuje, rozváděcí kanál ekonomizéru se tedy rozdělí na čtyři části, ve kterých bude proudit voda střídavě a rychlost proudění se zvýší čtyřnásobně.

$$w_p^{NT_ekolII} = 1,5957\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pokračuje se výpočtem entalpie spalin a návrhovou teplotou spalin v bodě J:

$$I_{SP}^J = I_{SP}^I - \frac{Q^{NT_ekol}}{M_{SP}^O \cdot (1 - z_S)} = 181,425 - \frac{604,93}{86,124 \cdot (1 - 0,0033)} = 174,377\text{kJ}$$

rov.5.9.5

$$t_{JN} = \frac{(I_{SP}^J - I_{SP}^{100}) \cdot 100}{I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100}} + 100 = \frac{(174,377 - 132,9051) \cdot 100}{267,995 - 132,9051} + 100 = 130,699^\circ\text{C}$$

rov.5.9.6

Střední teplota spalin pro první nízkotlaký ekonomizér:

$$t_{SP}^{NT_ekol} = \frac{t_I + t_{JN}}{2} = \frac{135,917 + 130,669}{2} = 133,293^\circ\text{C}$$

rov.5.9.7

Skutečný objemový tok spalin:

$$M_{SP_skut}^{NT_ekol} = M_{SP}^O \cdot \frac{t_{SP}^{NT_ekol} + 273,15}{273,15} = 86,124 \cdot \frac{133,293 + 273,15}{273,15} = 128,151 \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

rov.5.9.8

Průtočná plocha spalin ve druhém nízkotlakém ekonomizéru:

$$S_{SP_prür}^{NT_ekol} = l \cdot \check{s} - l \cdot D^{NT_ekol} \cdot n_{tr}^{NT_ekol} - 2 \cdot h_z^{NT_ekol} \cdot t_z \cdot n_z^{NT_ekol} \cdot n_{tr}^{NT_ekol} \cdot l =$$

$$= 7,34 \cdot 4,28 - 7,34 \cdot 0,025 \cdot 27 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,001 \cdot 200 \cdot 27 \cdot 7,34 = 25,2716 \text{m}^2$$

rov.5.9.9

Skutečná rychlost spalin ve druhém nízkotlakém ekonomizéru:

$$w_{SP}^{NT_ekol} = \frac{M_{SP_skut}^{NT_ekol}}{S_{SP_prür}^{NT_ekol}} = \frac{128,151}{25,2716} = 5,07095 \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

rov.5.9.10

5.9.2. Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin:

Výpočet přestupu tepla konvekcí

$$s^{,NT_ekol} = \sqrt{\left(\frac{s_1^{NT_ekol}}{2}\right)^2 + (s_2^{NT_ekol})^2} = \sqrt{\left(\frac{155}{2}\right)^2 + 94^2} = 121,828 \text{mm}$$

rov.5.9.11

Poměrné příčné rozteče:

$$\sigma_1^{NT_ekol} = \frac{s_1^{NT_ekol}}{D^{NT_ekol}} = \frac{155}{25} = 6,2$$

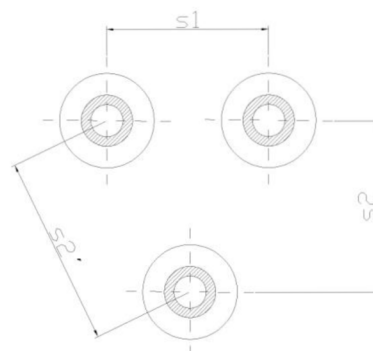
rov.5.9.12

$$\sigma_2^{NT_ekol} = \frac{s_2^{NT_ekol}}{D^{NT_ekol}} = \frac{121,828}{25} = 4,873$$

rov.5.9.13

$$\varphi_\sigma^{NT_ekol} = \frac{\sigma_1^{NT_ekol} - 1}{\sigma_2^{NT_ekol} - 1} = \frac{6,2 - 1}{4,873 - 1} = 1,342$$

rov.5.9.14



Obr.5.25 rozteče trubek NT_ekol

Pro předpokládaný počet podélných řad menší než 0,9 je zvolen opravný součinitel na počet podélných řad $c_z^{NT_ekol} = 0,9$

Součinitel tepelné vodivosti spalin a součinitel kinematické viskozity se vypočítá interpolací hodnot z [1] na straně 24.

$$\lambda_{SP}^{NT_ekol} = 0,0327 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\nu_{SP}^{NT_ekol} = 22,79 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla konvekci:

$$\begin{aligned} \alpha_K^{NT_ekol} &= 0,23 \cdot c_z^{NT_ekol} \cdot (\varphi_\sigma^{NT_ekol})^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}^{NT_ekol}}{s_z^{NT_ekol}} \cdot \left(\frac{D^{NT_ekol}}{s_z^{NT_ekol}} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z^{NT_ekol}}{s_z^{NT_ekol}} \right)^{-0,14} \\ &\cdot \left(\frac{W_{SP}^{NT_ekol} \cdot s_z^{NT_ekol}}{\nu_{SP}^{NT_ekol}} \right)^{0,65} = 0,23 \cdot 0,9 \cdot 1,342^{0,2} \cdot \frac{0,0327}{0,005} \cdot \left(\frac{0,025}{0,005} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,005} \right)^{-0,14} \\ &\cdot \left(\frac{5,07095 \cdot 0,005}{22,79 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} = 48,31 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned}$$

rov.5.9.15

Součinitel efektivnosti žeber:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K^{NT_ekol}}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K^{NT_ekol})}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 78,3}{0,001 \cdot 40 \cdot (1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 78,3)}} = 54,19 \text{ m}^{-1}$$

rov.5.9.16

Pomocí součinitele β se dají vypočítat poměry nutné k odečtení součinitele efektivnosti žeber z [1] na straně 114:

$$\beta \cdot h_z^{NT_ekol} = 54,19 \cdot 0,015 = 0,81288$$

rov.5.9.17

$$\frac{D_z^{NT_ekol}}{D^{NT_ekol}} = \frac{55}{25} = 2,2$$

rov.5.9.18

$$E^{NT_ekol} = 0,83$$

Poměr teplosměnných ploch a celkové plochy ze strany spalin:

Podíl výhřevných ploch žeber ze strany spalin:

$$\begin{aligned} \frac{S_z^{NT_ekol}}{S^{NT_ekol}} &= \frac{\left(\frac{D_z^{NT_ekol}}{D^{NT_ekol}} \right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z^{NT_ekol}}{D^{NT_ekol}} \right)^2 - 1 + 2 \left[\left(\frac{s_z^{NT_ekol}}{D^{NT_ekol}} \right) - \left(\frac{t_z}{D^{NT_ekol}} \right) \right]} \\ &= \frac{\left(\frac{55}{25} \right)^2 - 1}{\left(\frac{55}{25} \right)^2 - 1 + 2 \cdot \left[\left(\frac{5}{25} \right) - \frac{1}{25} \right]} = 0,92307 \end{aligned}$$

rov.5.9.19

Podíl ploch trubek, kde nejsou žebra:

$$\frac{S_h^{NT_ekol}}{S^{NT_ekol}} = 1 - \frac{S_z^{NT_ekol}}{S^{NT_ekol}} = 1 - 0,92307 = 0,07693$$

rov.5.9.20

Součinitel přestupu tepla ze strany spalin:

$$\alpha_{1r}^{NT_ekol} = \left(\frac{S_z^{NT_ekol}}{S^{NT_ekol}} \cdot E^{NT_ekol} \cdot \mu + \frac{S_h^{NT_ekol}}{S^{NT_ekol}} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K^{NT_ekol}}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K^{NT_ekol}} =$$

$$= (0,92307 \cdot 0,83 \cdot 1 + 0,07693) \cdot \frac{0,85 \cdot 48,31}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 48,31} = 25,519875 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

rov.5.9.21

Součinitel přestupu tepla ze strany páry:

Předpokládá se, že α_{2r} bude velmi vysoké, tedy $\frac{1}{\alpha_{2r}}$ se bude blížit k nule a ze zlomku pro součinitele přestupu tepla zmizí.

Výpočet součinitele prostupu tepla:

Nejdříve je třeba spočítat teplosměnnou plochu ze strany spalin na jeden metr délky trubky:

$$S_{SP_1m}^{NT_prel} = \pi \cdot D^{NT_ekol} + 2 \cdot \pi \cdot n_z^{NT_prel} \cdot \left(\frac{(D_z^{NT_prel})^2 - (D^{NT_prel})^2}{4} \right) =$$

$$= \pi \cdot 0,025 + 2 \cdot \pi \cdot 200 \cdot \left(\frac{0,055^2 - 0,025^2}{4} \right) = 0,840149m$$

rov.5.9.22

Dosažením vypočtených hodnot lze získat součinitel prostupu tepla:

$$K^{NT_ekol} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}^{NT_ekol}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{25,51987} + 0,002} = 24,2806 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

rov.5.9.23

Logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_1^{NT_ekol} = t_I - t_{4NT} = 135,917 - 107 = 28,917^\circ C$$

rov.5.9.24

$$\Delta t_2^{NT_ekol} = t_{JN} - t_{5NT} = 130,699 - 63 = 67,699^\circ C$$

rov.5.9.25

$$\Delta t_{ln}^{NT_ekol} = \frac{\Delta t_2^{NT_ekol} - \Delta t_1^{NT_ekol}}{\ln \frac{\Delta t_2^{NT_ekol}}{\Delta t_1^{NT_ekol}}} = \frac{67,699 - 28,917}{\ln \frac{67,699}{28,917}} = 45,59^\circ C$$

rov.5.9.26

5.9.3. Počet podélných řad NT_ekol

Nejdříve se spočítá celková teplosměnná plocha ze strany spalín a plocha na jednu řadu trubek ze strany spalín:

$$S_{SP}^{NT_ekol} = \frac{Q^{NT_ekol}}{K^{NT_ekol} \cdot \Delta t_{ln}^{NT_ekol}} = \frac{604,93 \cdot 1000}{24,2806 \cdot 45,59} = 322,1775 m^2 \quad \text{rov.5.9.27}$$

$$S_{SP_1ř}^{NT_ekol} = S_{SP_1m}^{NT_ekol} \cdot l \cdot n_{tr}^{NT_ekol} = 0,840149 \cdot 7,34 \cdot 27 = 166,5 m^2 \quad \text{rov.5.9.28}$$

Počet podélných řad NT_ekoI:

$$n_{ř}^{NT_ekol} = \frac{S_{SP}^{NT_ekol}}{S_{SP_1ř}^{NT_ekol}} = \frac{322,1775}{166,5} = 1,935 \quad \text{rov.5.9.29}$$

Zaokrouhlením získám konečný počet podélných řad $n_{ř}^{NT_ekol} = 2$

5.9.4. Skutečné předané teplo v NT_ekol

Skutečná teplosměnná plocha ze strany spalín:

$$S_{SP_skut}^{NT_ekol} = S_{SP_1ř}^{NT_ekol} \cdot n_{ř}^{NT_ekol} = 152,165 \cdot 2 = 304,33 m^2 \quad \text{rov.5.9.30}$$

Skutečné předané teplo NT_ekoI:

$$Q_{skut}^{NT_ekol} = K^{NT_ekol} \cdot S_{SP_skut}^{NT_ekol} \cdot \Delta t_{ln}^{NT_ekol} = 45,062 \cdot 304,33 \cdot 45,59 = 625,21 kW \quad \text{rov.5.9.31}$$

Nyní se musí zkontrolovat, zda skutečné předané teplo odpovídá návrhovému teplu s maximálně 5% chybou:

$$x_Q^{NT_ekol} = \left| 5 \cdot \frac{Q_{skut}^{NT_ekol} - Q^{NT_ekol}}{Q_{skut}^{NT_ekol} \cdot 0,05} \right| = \left| 5 \cdot \frac{625,21 - 604,93}{625,21 \cdot 0,05} \right| = 3,2437\% \quad \text{rov.5.9.32}$$

Navrhovaný počet podélných řad tedy vyhovuje.

5.9.5. Skutečná teplota spalín v bodě J

Skutečná entalpie v bodě J:

$$I_{SP}^J = I_{SP}^I - \frac{Q_{skut}^{NT_prel}}{M_{SP}^O \cdot (1 - z_s)} = 181,425 - \frac{625,21}{86,124 \cdot (1 - 0,0033)} = 174,378 kJ \quad \text{rov.5.9.33}$$

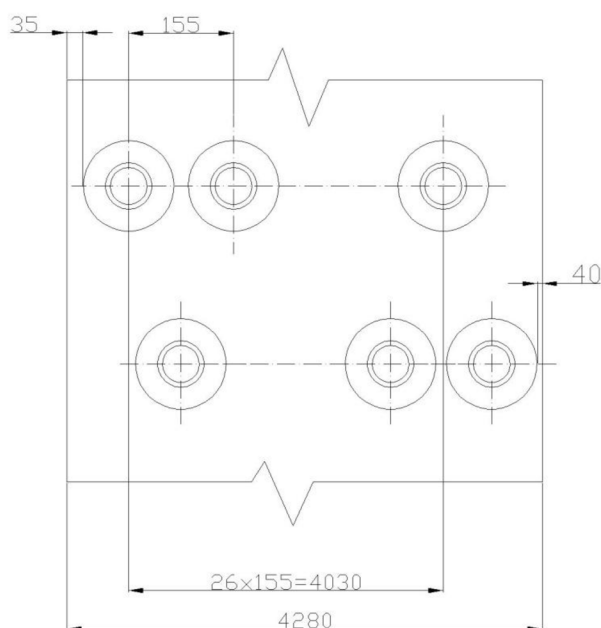
Skutečná teplota spalín v bodě J:

$$t_J = \frac{(I_{SP}^J - I_{SP}^{100}) \cdot 100}{I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100}} + 100 = \frac{(174,378 - 132,9051) \cdot 100}{267,995 - 132,9051} + 100 = 130,7^\circ C \quad \text{rov.5.9.34}$$

5.9.6. Přehled vypočtených hodnot NT_ekol

Název veličiny	Označení veličiny	Hodnota veličiny
Skutečná teplota spalín v bodě J	t_J	130,7°C
Skutečné předané teplo v NT_ekoI	$Q_{skut}^{NT_ekol}$	625,21 kW

Počet podélných řad trubek NT_ekoI	$n_r^{NT_ekoI}$	2
Podélná rozteč trubek NT_ekoI	$s_2^{NT_ekoI}$	94mm

Tab.5.27 vypočítané hodnoty NT_ekoI

Obr.5.26 Rozmístění trubek NT_ekoI ve spalínovém kanále

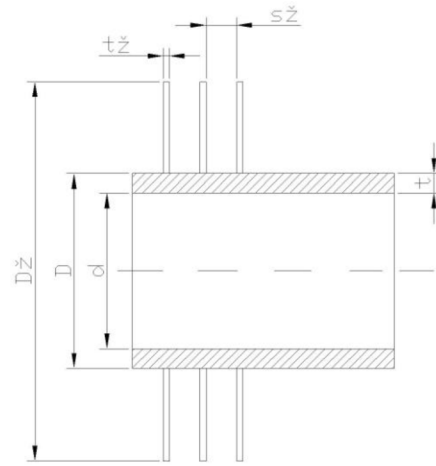
5.10. Návrh druhého vysokotlakého ekonomizéru VT_ekoI

5.10.1. Návrh rozměrů VT_ekoI a vstupní parametry

Název veličiny	Označení veličiny	Hodnota veličiny
Hmotnostní průtok páry VT okruhem	M_{pVT}	$12.1789 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Teplota předaná ve VT_ekoI	Q^{VT_ekoI}	2033.6kW
Entalpie spalin v bodě J	I_J	$174.378 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$
Entalpie spalin pro 200°C	I_{SP}^{200}	$267.995 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$
Entalpie spalin pro 100°C	I_{SP}^{100}	$132.905 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$
Teplota spalin v bodě J	t_J	130.7°C
Teplota vody v bodě 8VT	t_{8VT}	105°C
Teplota vody v bodě 9VT	t_{9VT}	63°C
Měrný objem vody v bodě 8VT	v_{8VT}	$0.00104405 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Měrný objem vody v bodě 9VT	v_{9VT}	$0.0010157 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Tlak vody v bodě 8VT	p_{8VT}	67bar
Tlak vody v bodě 9VT	p_{9VT}	68bar
Podélná rozteč trubek	s_2	94mm

Tab.5.28 parametry potřebné pro návrh druhého vysokotlakého ekonomizéru VT_ekoI

Název veličiny	Označení	Rozměr
Vnější průměr trubky	D^{VT_ekol}	31.8mm
Vnitřní průměr trubky	d^{VT_ekol}	25.4mm
Tloušťka stěny trubky	$s_{tr}^{VT_ekol}$	3.2mm
Tloušťka žebek	t_z	1mm
Počet žebek na metr	$n_z^{VT_ekol}$	180
Rozteč mezi žebry	$s_z^{VT_ekol}$	5.556mm
Výška žebek	$h_z^{VT_ekol}$	15mm
Průměr žebek	$D_z^{VT_ekol}$	61.8mm

Tab.5.39 rozměry trubek VT_ekol

obr.5.27 rozměry trubek VT_ekol

Mezera mezi trubkami byla zvolena $a^{VT_ekol} = 15\text{mm}$ a tedy rozteč trubek je:

$$s_1^{VT_ekol} = D_z^{VT_ekol} + a = 61.8 + 15 = 76.8\text{mm}$$

rov.5.10.1

A počet trubek ve druhém vysokotlakém ekonomizéru tedy je:

$$n_{tr}^{VT_ekol} = \frac{\check{s}}{s_1^{VT_ekol}} - \frac{1}{2} = \frac{4.28}{76.8} - \frac{1}{2} = 55.23$$

rov.5.10.2

Počet trubek se musí zaokrouhlit na celé číslo, bylo tedy zvoleno $n_{tr}^{VT_ekol} = 55$

Dále se dopočítá střední měrný objem vody, pomocí níž a počtu trubek se dopočítá rychlost vody v trubkách, která musí být v rozmezí $1 - 3\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$v_p^{VT_ekol} = \frac{v_{8VT} + v_{9VT}}{2} = \frac{0.00104405 + 0.0010157}{2} = 0.001029875\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

rov.5.10.3

$$w_p^{VT_ekol} = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot M_{PVT} \cdot v_p^{VT_ekol}}{\pi \cdot (d^{VT_ekol})^2 \cdot n_{tr}^{VT_ekol}} = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot 12,1789 \cdot 0,001029875}{\pi \cdot 0,0254^2 \cdot 55} = 0,427559\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

rov.5.10.4

Rychlost proudění páry v potrubí tedy nevyhovuje, rozváděcí kanál ekonomizéru se tedy rozdělí na čtyři části, ve kterých bude proudit voda střídavě a rychlost proudění se vynásobí 4x.

$$w_p^{VT_ekol} = 1.7102\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pokračuje se výpočtem entalpie spalin a návrhovou teplotou spalin v bodě K:

$$I_{SP}^K = I_{SP}^J - \frac{Q^{VT_ekol}}{M_{SP}^O \cdot (1 - z_s)} = 174.378 - \frac{2033.6}{86.124(1 - 0.0033)} = 150.687\text{kJ}$$

rov.5.10.5

$$t_{KN} = \frac{(I_{SP}^K - I_{SP}^{100}) \cdot 100}{I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100}} + 100 = \frac{(150.687 - 132.9051) \cdot 100}{267.995 - 132.9051} + 100 = 113.16^\circ\text{C}$$

rov.5.10.6

Střední teplota spalin pro první vysokotlaký ekonomizér:

$$t_{SP}^{VT_ekol} = \frac{t_J + t_{KN}}{2} = \frac{130.7 + 113.16}{2} = 121.93^\circ\text{C}$$

rov.5.10.7

Skutečný objemový tok spalin:

$$M_{SP_skut}^{VT_ekol} = M_{SP}^O \cdot \frac{t_{SP}^{VT_ekol} + 273.15}{273.15} = 86.124 \frac{121.93 + 273.15}{273.15} = 124.568 m^3 \cdot s^{-1}$$

rov.5.10.8

Průtočná plocha spalin v prvním vysokotlakém ekonomizéru:

$$S_{SP_prür}^{VT_ekol} = l \cdot \xi - l \cdot D^{VT_ekol} \cdot n_{tr}^{VT_ekol} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z^{VT_ekol} \cdot n_{tr}^{VT_ekol} \cdot l =$$

$$= 7.34 \cdot 4.28 - 7.34 \cdot 0.0318 \cdot 55 - 2 \cdot 0.015 \cdot 0.001 \cdot 180 \cdot 55 \cdot 7.34 = 16.39756 m^2$$

rov.5.10.9

Skutečná rychlost spalin v prvním vysokotlakém ekonomizéru:

$$w_{SP}^{VT_ekol} = \frac{M_{SP_skut}^{VT_ekol}}{S_{SP_prür}^{VT_ekol}} = \frac{124.568}{16.39756} = 7.597 m \cdot s^{-1}$$

rov.5.10.10

5.10.2. Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin:

Výpočet přestupu tepla konvekčí

$$s^{VT_ekol} = \sqrt{\left(\frac{s_1^{VT_ekol}}{2}\right)^2 + (s_2^{VT_ekol})^2} = \sqrt{\left(\frac{76,8}{2}\right)^2 + 94^2} = 101,541 mm$$

rov.5.10.11

Poměrné příčné rozteče:

$$\sigma_1^{VT_ekol} = \frac{s_1^{VT_ekol}}{D^{VT_ekol}} = \frac{76.8}{31.8} = 2.415$$

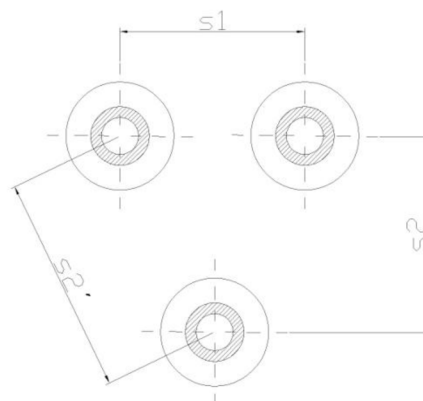
rov.5.10.12

$$\sigma_2^{VT_ekol} = \frac{s_2^{VT_ekol}}{D^{VT_ekol}} = \frac{101.541}{31.8} = 3.193$$

rov.5.10.13

$$\varphi_{\sigma}^{VT_ekol} = \frac{\sigma_1^{VT_ekol} - 1}{\sigma_2^{VT_ekol} - 1} = \frac{2.415 - 1}{3.193 - 1} = 0.645$$

rov.5.10.14



Obr.5.28 rozteče trubek VT_ekol

Pro předpokládaný počet podélných řad menší než 5 je zvolen opravný součinitel na počet podélných řad $c_z^{VT-ekol} = 0.9$

Součinitel tepelné vodivosti spalin a součinitel kinematické viskozity se vypočítá interpolací hodnot z [1] na straně 24.

$$\lambda_{SP}^{VT-ekol} = 0.03222 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\nu_{SP}^{VT-ekol} = 22.859 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\begin{aligned} \alpha_k^{VT-ekol} &= 0.23 \cdot c_z^{VT-ekol} \cdot (\varphi_{\sigma}^{VT-ekol})^{0.2} \frac{\lambda_{SP}^{VT-ekol}}{s_z^{VT-ekol}} \left(\frac{D_z^{VT-ekol}}{s_z^{VT-ekol}} \right)^{-0.54} \left(\frac{h_z^{VT-ekol}}{s_z^{VT-ekol}} \right)^{-0.14} \\ &\cdot \left(\frac{w_{sp}^{VT-ekol} \cdot s_z^{VT-ekol}}{\nu_{SP}^{VT-ekol}} \right)^{0.65} = 0.23 \cdot 0.9 \cdot 0.645^{0.2} \frac{0.03222}{0.005556} \left(\frac{0.0318}{0.005556} \right)^{-0.54} \left(\frac{0.015}{0.005556} \right)^{-0.14} \\ &\cdot \left(\frac{7.597 \cdot 0.005556}{22.859 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.65} = 49.516 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned}$$

rov.5.10.15

Součinitel efektivnosti žeber:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k^{VT-ekol}}{t_z \cdot \lambda_z (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k^{VT-ekol})}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0.85 \cdot 49.516}{0.001 \cdot 40 (1 + 0.002 \cdot 0.85 \cdot 49.516)}} = 44.06 \text{ m}^{-1}$$

rov.5.10.16

Pomocí součinitele β se dají vypočítat poměry nutné k odečtení součinitele efektivnosti žeber z [1] na straně 114:

$$\beta \cdot h_z^{VT-ekol} = 44.06 \cdot 0.015 = 0.661$$

rov.5.10.17

$$\frac{D_z^{VT-ekol}}{D^{VT-ekol}} = \frac{61.8}{31.8} = 1.9434$$

rov.5.10.18

$$E^{VT-ekol} = 0.81$$

Poměr teplosměnných ploch a celkové plochy ze strany spalin:

Podíl výhřevných ploch žeber ze strany spalin:

$$\begin{aligned} \frac{S_z^{VT-ekol}}{S^{VT-ekol}} &= \frac{\left(\frac{D_z^{VT-ekol}}{D^{VT-ekol}} \right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z^{VT-ekol}}{D^{VT-ekol}} \right)^2 - 1 + 2 \left[\left(\frac{s_z^{VT-ekol}}{D^{VT-ekol}} \right) - \left(\frac{t_z}{D^{VT-ekol}} \right) \right]} \\ &= \frac{\left(\frac{61.8}{31.8} \right)^2 - 1}{\left(\frac{61.8}{31.8} \right)^2 - 1 + 2 \left[\left(\frac{5.556}{31.8} \right) - \left(\frac{1}{31.8} \right) \right]} = 0.90646 \end{aligned}$$

rov.5.10.19

Podíl ploch trubek, kde nejsou žebra:

$$\frac{S_h^{VT_ekol}}{S^{VT_ekol}} = 1 - \frac{S_z^{VT_ekol}}{S^{VT_ekol}} = 1 - 0.90646 = 0.09354$$

rov.5.10.20

Součinitel přestupu tepla ze strany spalin:

$$\alpha_{1r}^{VT_ekol} = \left(\frac{S_z^{VT_ekol}}{S^{VT_ekol}} \cdot E^{VT_ekol} \cdot \mu + \frac{S_h^{VT_ekol}}{S^{VT_ekol}} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K^{VT_ekol}}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K^{VT_ekol}} =$$

$$= (0,90646 \cdot 0,81 \cdot 1 + 0,09354) \cdot \frac{0,85 \cdot 49,516}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 49,516} = 32,134 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

rov.5.10.21

Součinitel přestupu tepla ze strany páry:

Předpokládá se, že α_{2r} bude velmi vysoké, tedy $\frac{1}{\alpha_{2r}}$ se bude blížit k nule a ze zlomku pro součinitele přestupu tepla zmizí.

Výpočet součinitele prostupu tepla:

Nejdříve je třeba spočítat teplosměnnou plochu ze strany spalin na jeden metr délky trubky:

$$S_{SP_1m}^{VT_ekol} = \pi \cdot D^{VT_ekol} + 2 \cdot \pi \cdot n_z^{VT_ekol} \cdot \left(\frac{(D_z^{VT_ekol})^2 - (D^{VT_ekol})^2}{4} \right) =$$

$$= \pi \cdot 0,0318 + 2 \cdot \pi \cdot 180 \cdot \left(\frac{0,0618^2 - 0,0318^2}{4} \right) = 0,893846m$$

rov.5.10.22

Dosažením vypočtených hodnot lze získat součinitel prostupu tepla:

$$K^{VT_ekol} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}^{VT_ekol}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{32,134} + 0,002} = 30,1935 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

rov.5.10.23

Logaritmický teplotní spád VT_ekol:

$$-\Delta t_1^{VT_ekol} = t_J - t_{8VT} = 130,7 - 105 = 25,7^\circ C$$

rov.5.10.24

$$-\Delta t_2^{VT_ekol} = t_{KN} - t_{9VT} = 113,16 - 63 = 50,16^\circ C$$

rov.5.10.25

$$\Delta t_{ln}^{VT_ekol} = \frac{\Delta t_2^{VT_ekol} - \Delta t_1^{VT_ekol}}{\ln \frac{\Delta t_2^{VT_ekol}}{\Delta t_1^{VT_ekol}}} = \frac{50,16 - 25,7}{\ln \frac{50,16}{25,7}} = 36,577^\circ C$$

rov.5.10.26

5.10.3. Počet podélných řad VT_ekol

Nejdříve se spočítá celková teplosměnná plocha ze strany spalin a plocha na jednu řadu trubek ze strany spalin:

$$S_{SP}^{VT_ekol} = \frac{Q^{VT_ekol}}{K^{VT_ekol} \cdot \Delta t_{ln}^{VT_ekol}} = \frac{2033.6 \cdot 1000}{30.1935 \cdot 36.577} = 1841.38 m^2$$

rov.5.10.27

$$S_{SP_1ř}^{VT_ekol} = S_{SP_1m}^{VT_ekol} \cdot l \cdot n_{ř}^{VT_ekol} = 0.893846 \cdot 7.34 \cdot 55 = 360.846 m^2$$

rov.5.10.28

Počet podélných řad VT_ekoII:

$$n_{ř}^{VT_ekol} = \frac{S_{SP}^{VT_ekol}}{S_{SP_1r}^{VT_ekol}} = \frac{1841.38}{360.846} = 5.1029$$

rov.5.10.29

 Zaokrouhlením získám konečný počet podélných řad $n_{ř}^{VT_ekol} = 5$

5.10.4. Skutečné předané teplo ve VT_ekol

Skutečná teplosměnná plocha ze strany spalin:

$$S_{SP_skut}^{VT_ekol} = S_{SP_1ř}^{VT_ekol} \cdot n_{ř}^{VT_ekol} = 360.846 \cdot 5 = 1804.23 m^2$$

rov.5.10.30

Skutečné předané teplo VT_ekoI:

$$Q_{skut}^{VT_ekoI} = K^{VT_ekol} \cdot S_{SP_skut}^{VT_ekol} \cdot \Delta t_{ln}^{VT_ekol} = 30.1935 \cdot 1804.23 \cdot 36.577 = 1992.57 kW$$

rov.5.10.31

Nyní se musí zkontrolovat, zda skutečné předané teplo odpovídá návrhovému teplu s maximálně 5% chybou:

$$x_Q^{VT_ekol} = \left| 5 \cdot \frac{Q_{skut}^{VT_ekol} - Q^{VT_ekol}}{Q_{skut}^{VT_ekol} \cdot 0.05} \right| = \left| 5 \cdot \frac{1992.57 - 2033.6}{1992.57 \cdot 0.05} \right| = 2.059\%$$

rov.5.10.32

Navrhovaný počet podélných řad tedy vyhovuje.

5.10.5. Skutečná teplota spalin v bodě K

Skutečná entalpie v bodě K:

$$I_{SP}^K = I_{SP}^J - \frac{Q_{skut}^{VT_ekol}}{M_{SP}^O \cdot (1 - z_s)} = 174.378 - \frac{1992.57}{86.124 \cdot (1 - 0.0033)} = 151.165 kJ \cdot m^{-3}$$

rov.5.10.33

Skutečná teplota spalin v bodě K:

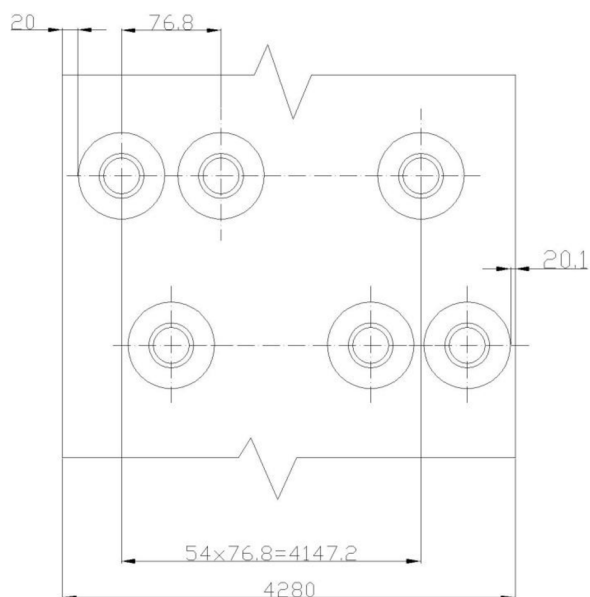
$$t_K = \frac{(I_{SP}^K - I_{SP}^{100}) \cdot 100}{I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100}} + 100 = \frac{(151.165 - 132.9051) \cdot 100}{267.995 - 132.9051} + 100 = 113.52^\circ C$$

rov.5.10.34

5.10.6. Přehled vypočtených hodnot VT_ekol

Název veličiny	Označení veličiny	Hodnota veličiny
Skutečná teplota spalin v bodě K	t_K	113.52°C
Skutečné předané teplo v VT_ekoI	$Q_{skut}^{VT_ekol}$	1992.57 kW
Počet podélných řad trubek VT_ekoI	$n_{ř}^{VT_ekol}$	5
Podélná rozteč trubek VT_ekoI	$s_2^{VT_ekol}$	94 mm

Tab.5.40 vypočítané hodnoty VT_ekol



Obr.5.29 Rozmístění trubek VT_ekoI ve spalinovém kanále

5.11. Materiál trubek

Materiál trubek se volí dle norem EN s ohledem na teplotu spalin, kde se teplota na vstupu spalin jednotlivých výhřevných ploch navýší o 35°C pro přehříváky a výparníky a o 50°C pro ekonomizéry a pomocí této teploty se určí materiál jednotlivých trubek.

Výhřevná plocha	Teplota spalin na vstupu t_{SP} [°C]	Hodnota navýšení teploty Δt_{SP} [°C]	Teplota pro výběr materiálu t_{mater} [°C]	Materiál trubek dle normy EN
VT_preII	500	35	535	13CrMo4-5
VT_preI	476,223	35	511,223	16Mo3
VT_vyp	439,475	35	474,475	16Mo3
NT_pre	284,255	35	319,255	P265GH
VT_ekoIII	278,21	50	328,21	P265GH
NT_vyp	221,48	35	256,48	P265GH
NT_ekoII	158,669	50	208,669	P265GH
VT_ekoII	152,664	50	202,664	P265GH
NT_ekoI	135,917	50	185,917	P265GH
VT_ekoI	130,7	50	180,7	P265GH

Tab.6.1. Tabulka pro zvolení materiálu trubek

Materiál žebek se volí X10Cr13 pro maximální teplotu 800°C.

5.12. Rozměry trubek pro vstup a výstup pro výhřevné plochy

Rozměry trubek pro vstup a výstup z výhřevných ploch se volí dle rovnice pro rychlost proudění:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot M_p \cdot v_p}{w_p \cdot \pi}} [m]$$

rov.5.12.1

Pro přehříváky se uvažuje rychlost proudění $w_p^{pre} = 25m \cdot s^{-1}$ a pro ekonomizéry $w_p^{eko} = 1,5m \cdot s^{-1}$. Vypočtený průměr potrubí se zaokrouhlí na normovaný průměr trubek dle norem EN a zkontroluje se, zda se rychlost proudění v potrubí nachází v patřičných mezích, které jsou pro přehříváky $w_p^{pre} = 20 - 30m \cdot s^{-1}$ a pro ekonomizéry $w_p^{eko} = 1 - 3m \cdot s^{-1}$.

Název veličiny	Značení veličiny	Hodnota veličiny
Hmotnostní průtok páry VT okruhem	M_{PVT}	$12,1789 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Hmotnostní průtok páry NT okruhem	M_{PNT}	$3,6092 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Měrný objem v bodě 1VT	v_{1VT}	$0,0551034 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Měrný objem v bodě 2VT	v_{2VT}	$0,0438726 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Měrný objem v bodě 3VT	v_{3VT}	$0,0492833 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Měrný objem v bodě 4VT	v_{4VT}	$0,0323321 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Měrný objem v bodě 6VT	v_{6VT}	$0,00130228 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Měrný objem v bodě 7VT	v_{7VT}	$0,00108106 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Měrný objem v bodě 8VT	v_{8VT}	$0,00104405 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Měrný objem v bodě 9VT	v_{9VT}	$0,0010157 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Měrný objem v bodě 1NT	v_{1NT}	$0,494558 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Měrný objem v bodě 2NT	v_{2NT}	$0,374816 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Měrný objem v bodě 3NT	v_{3NT}	$0,00109255 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Měrný objem v bodě 4NT	v_{4NT}	$0,00104887 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Měrný objem v bodě 5NT	v_{5NT}	$0,00101851 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$

tab.5.9. Hodnoty měrných objemů v jednotlivých bodech a hmotnostní průtoky

5.12.1. Výstupní potrubí VT_preII

$$d_{výst}^{VT_preII} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{PVT} \cdot v_{1VT}}{w_p^{pre} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12,1789 \cdot 0,0551034}{25 \cdot \pi}} = 0,18487m$$

rov.5.12.2

Dle normy EN byly zvoleny následující hodnoty:

$$- D_{výst}^{VT_preII} = 193,7mm$$

$$- t_{výst}^{VT_preII} = 4mm$$

$$- d_{výst}^{VT_preII} = 185,7mm$$

Kontrola skutečné rychlosti proudění ve zvolené trubce:

$$w_p^{VT_preII} = \frac{4 \cdot M_{PVT} \cdot v_{1VT}}{\pi \cdot (d_{výst}^{VT_preII})^2} = \frac{4 \cdot 12,1789 \cdot 0,0551034}{\pi \cdot 0,1857^2} = 24,778m \cdot s^{-1}$$

rov.5.12.3

Rychlost proudění tedy vyhovuje.

5.12.2. Vstupní potrubí pro VT_prel a výstupní z VT_prel

$$d_{výst}^{VT_prel} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{PVT} \cdot \frac{v_{2VT} + v_{3VT}}{2}}{w_p^{pre} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12,1789 \cdot \frac{0,0438726 + 0,0492833}{2}}{25 \cdot \pi}} = 0,16997m$$

rov.5.12.4

Dle normy EN byly zvoleny následující hodnoty:

$$\begin{aligned} - D_{výst}^{VT_prel} &= 177,7mm \\ - t_{výst}^{VT_prel} &= 4mm \\ - d_{výst}^{VT_prel} &= 169,8mm \end{aligned}$$

Kontrola skutečné rychlosti proudění ve zvolené trubce:

$$w_p^{VT_prel} = \frac{4 \cdot M_{PVT} \cdot \frac{v_{2VT} + v_{3VT}}{2}}{\pi \cdot (d_{výst}^{VT_prel})^2} = \frac{4 \cdot 12,1789 \cdot \frac{0,0438726 + 0,0492833}{2}}{\pi \cdot 0,1698^2} = 25,05089m \cdot s^{-1}$$

rov.5.12.5

Rychlost proudění tedy vyhovuje.

5.12.3. Vstupní potrubí pro VT_prel

$$d_{vstup}^{VT_prel} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{PVT} \cdot v_{4VT}}{w_p^{pre} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12,1789 \cdot 0,0323321}{25 \cdot \pi}} = 0,14161m$$

rov.5.12.6

Dle normy EN byly zvoleny následující hodnoty:

$$\begin{aligned} - D_{vstup}^{VT_prel} &= 152,4mm \\ - t_{vstup}^{VT_prel} &= 4mm \\ - d_{vstup}^{VT_prel} &= 144,4mm \end{aligned}$$

Kontrola skutečné rychlosti proudění ve zvolené trubce:

$$w_p^{VT_prel} = \frac{4 \cdot M_{PVT} \cdot v_{4VT}}{\pi \cdot (d_{vstup}^{VT_prel})^2} = \frac{4 \cdot 12,1789 \cdot 0,0323321}{\pi \cdot 0,1444^2} = 24,0446m \cdot s^{-1}$$

rov.5.12.7

Rychlost proudění tedy vyhovuje.

5.12.4. Výstupní potrubí pro VT_ekoIII

$$d_{výst}^{VT_ekoIII} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{PVT} \cdot v_{6VT}}{w_p^{eko} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12,1789 \cdot 0,00130228}{1,5 \cdot \pi}} = 0,116028m$$

rov.5.12.8

Dle normy EN byly zvoleny následující hodnoty:

$$\begin{aligned}
 - D_{\text{výst}}^{\text{VT_ekoll}} &= 127\text{mm} \\
 - t_{\text{výst}}^{\text{VT_ekoll}} &= 4\text{mm} \\
 - d_{\text{výst}}^{\text{VT_ekoll}} &= 119\text{mm}
 \end{aligned}$$

Kontrola skutečné rychlosti proudění ve zvolené trubce:

$$w_p^{\text{VT_ekoll}} = \frac{4 \cdot M_{\text{PVT}} \cdot v_{6\text{VT}}}{\pi \cdot (d_{\text{výst}}^{\text{VT_ekoll}})^2} = \frac{4 \cdot 12,1789 \cdot 0,00130228}{\pi \cdot 0,119^2} = 1,426\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

rov.5.12.9

Rychlost proudění tedy vyhovuje.

5.12.5. Výstupní potrubí pro VT_ekoll a vstupní pro VT_ekoll

$$d_{\text{výst}}^{\text{VT_ekoll}} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{\text{PVT}} \cdot v_{7\text{VT}}}{w_p^{\text{eko}} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12,1789 \cdot 0,00108106}{1,5 \cdot \pi}} = 0,1057\text{m}$$

rov.5.12.10

Dle normy EN byly zvoleny následující hodnoty:

$$\begin{aligned}
 - D_{\text{výst}}^{\text{VT_ekoll}} &= 114,3\text{mm} \\
 - t_{\text{výst}}^{\text{VT_ekoll}} &= 4\text{mm} \\
 - d_{\text{výst}}^{\text{VT_ekoll}} &= 106,3\text{mm}
 \end{aligned}$$

Kontrola skutečné rychlosti proudění ve zvolené trubce:

$$w_p^{\text{VT_ekoll}} = \frac{4 \cdot M_{\text{PVT}} \cdot v_{7\text{VT}}}{\pi \cdot (d_{\text{výst}}^{\text{VT_ekoll}})^2} = \frac{4 \cdot 12,1789 \cdot 0,00108106}{\pi \cdot 0,1063^2} = 1,48354\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

rov.5.12.11

Rychlost proudění tedy vyhovuje.

5.12.6. Výstupní potrubí pro VT_ekol a vstupní pro VT_ekoll

$$d_{\text{výst}}^{\text{VT_ekol}} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{\text{PVT}} \cdot v_{8\text{VT}}}{w_p^{\text{eko}} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12,1789 \cdot 0,00104405}{1,5 \cdot \pi}} = 0,10389\text{m}$$

rov.5.12.12

Dle normy EN byly zvoleny následující hodnoty:

$$\begin{aligned}
 - D_{\text{výst}}^{\text{VT_ekol}} &= 114,3\text{mm} \\
 - t_{\text{výst}}^{\text{VT_ekol}} &= 4\text{mm} \\
 - d_{\text{výst}}^{\text{VT_ekol}} &= 106,3\text{mm}
 \end{aligned}$$

Kontrola skutečné rychlosti proudění ve zvolené trubce:

$$w_p^{VT_ekol} = \frac{4 \cdot M_{PVT} \cdot v_{8VT}}{\pi \cdot (d_{výst}^{VT_ekol})^2} = \frac{4 \cdot 12,1789 \cdot 0,00104405}{\pi \cdot 0,1063^2} = 1,4327 m \cdot s^{-1}$$

rov.5.12.13

Rychlost proudění tedy vyhovuje.

5.12.7. Vstupní potrubí pro VT_ekol

$$d_{vstup}^{VT_ekol} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{PVT} \cdot v_{9VT}}{w_p^{eko} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12,1789 \cdot 0,0010157}{1,5 \cdot \pi}} = 0,102469 m$$

rov.5.12.14

Dle normy EN byly zvoleny následující hodnoty:

$$\begin{aligned} - D_{vstup}^{VT_ekol} &= 108 mm \\ - t_{vstup}^{VT_ekol} &= 4 mm \\ - d_{vstup}^{VT_ekol} &= 100 mm \end{aligned}$$

Kontrola skutečné rychlosti proudění ve zvolené trubce:

$$w_p^{VT_ekol} = \frac{4 \cdot M_{PVT} \cdot v_{9VT}}{\pi \cdot (d_{vstup}^{VT_ekol})^2} = \frac{4 \cdot 12,1789 \cdot 0,0010157}{\pi \cdot 0,1^2} = 1,575 m \cdot s^{-1}$$

rov.5.12.15

Rychlost proudění tedy vyhovuje.

5.12.8. Výstupní potrubí pro NT_pre

$$d_{výst}^{NT_pre} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{PNT} \cdot v_{1NT}}{w_p^{pre} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,6092 \cdot 0,494558}{25 \cdot \pi}} = 0,3015 m$$

rov.5.12.16

Dle normy EN byly zvoleny následující hodnoty:

$$\begin{aligned} - D_{výst}^{NT_pre} &= 323,9 mm \\ - t_{výst}^{NT_pre} &= 10 mm \\ - d_{výst}^{NT_pre} &= 303,9 mm \end{aligned}$$

Kontrola skutečné rychlosti proudění ve zvolené trubce:

$$w_p^{NT_pre} = \frac{4 \cdot M_{PNT} \cdot v_{1NT}}{\pi \cdot (d_{výst}^{NT_pre})^2} = \frac{4 \cdot 3,6092 \cdot 0,494558}{\pi \cdot 0,3039^2} = 24,608 m \cdot s^{-1}$$

rov.5.12.17

Rychlost proudění tedy vyhovuje.

5.12.9. Vstupní potrubí pro NT_pre

$$d_{vstup}^{NT_pre} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{PNT} \cdot v_{2NT}}{w_p^{pre} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,6092 \cdot 0,374816}{25 \cdot \pi}} = 0,26248m$$

rov.5.12.18

Dle normy EN byly zvoleny následující hodnoty:

$$- D_{výst}^{NT_pre} = 273mm$$

$$- t_{výst}^{NT_pre} = 4mm$$

$$- d_{výst}^{NT_pre} = 265mm$$

Kontrola skutečné rychlosti proudění ve zvolené trubce:

$$w_p^{NT_pre} = \frac{4 \cdot M_{PNT} \cdot v_{2NT}}{\pi \cdot (d_{výst}^{NT_pre})^2} = \frac{4 \cdot 3,6092 \cdot 0,374816}{\pi \cdot 0,265^2} = 24,527m \cdot s^{-1}$$

rov.5.12.19

Rychlost proudění tedy vyhovuje.

5.12.10. Výstupní potrubí NT_ekoll

$$d_{výst}^{NT_ekoll} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{PNT} \cdot v_{3NT}}{w_p^{eko} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,6092 \cdot 0,00109255}{1,5 \cdot \pi}} = 0,05785m$$

rov.5.12.20

Dle normy EN byly zvoleny následující hodnoty:

$$- D_{výst}^{NT_ekoll} = 63,5mm$$

$$- t_{výst}^{NT_ekoll} = 4mm$$

$$- d_{výst}^{NT_ekoll} = 55,5mm$$

Kontrola skutečné rychlosti proudění ve zvolené trubce:

$$w_p^{NT_ekoll} = \frac{4 \cdot M_{PNT} \cdot v_{3NT}}{\pi \cdot (d_{výst}^{NT_ekoll})^2} = \frac{4 \cdot 3,6092 \cdot 0,00109255}{\pi \cdot 0,0555^2} = 1,27669m \cdot s^{-1}$$

rov.5.12.21

Rychlost proudění tedy vyhovuje.

5.12.11. Výstupní potrubí NT_ekol a vstupní pro NT_ekoll

$$d_{výst}^{NT_ekol} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{PNT} \cdot v_{4NT}}{w_p^{eko} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,6092 \cdot 0,00104887}{1,5 \cdot \pi}} = 0,05668m$$

rov.5.12.22

Dle normy EN byly zvoleny následující hodnoty:

$$- D_{výst}^{NT_ekol} = 63,5mm$$

$$- t_{výst}^{NT_ekol} = 4mm$$

$$- d_{výst}^{NT_ekol} = 55,5mm$$

Kontrola skutečné rychlosti proudění ve zvolené trubce:

$$w_p^{NT_ekol} = \frac{4 \cdot M_{PNT} \cdot v_{4NT}}{\pi \cdot (d_{výst}^{NT_ekol})^2} = \frac{4 \cdot 3,6092 \cdot 0,00104887}{\pi \cdot 0,0555^2} = 1,2509m \cdot s^{-1}$$

rov.5.12.23

Rychlost proudění tedy vyhovuje.

5.12.12. Vstupní potrubí pro NT_ekol

$$d_{vstup}^{NT_ekol} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{PNT} \cdot v_{5NT}}{w_p^{eko} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,6092 \cdot 0,00101851}{1,5 \cdot \pi}} = 0,05586m$$

rov.5.12.24

Dle normy EN byly zvoleny následující hodnoty:

$$- D_{vstup}^{NT_ekol} = 63,5mm$$

$$- t_{vstup}^{NT_ekol} = 4mm$$

$$- d_{vstup}^{NT_ekol} = 55,5mm$$

Kontrola skutečné rychlosti proudění ve zvolené trubce:

$$w_p^{NT_ekol} = \frac{4 \cdot M_{PNT} \cdot v_{5NT}}{\pi \cdot (d_{vstup}^{NT_ekol})^2} = \frac{4 \cdot 3,6092 \cdot 0,00101851}{\pi \cdot 0,0555^2} = 1,51949m \cdot s^{-1}$$

rov.5.12.25

Rychlost proudění tedy vyhovuje.

6. Návrh rozměrů bubnů

Průměr bubnu se volí dle hmotnostního průtoku a délka bubnu je stejná jako šířka spalínového kanálu. Tloušťka stěny bubnu se volí mezi 40-120mm. Dále se vypočítá zatížení bubnu, které musí vyjít menší než běžné zatížení bubnu.

6.1. Vysokotlaký buben

Hodnoty vysokotlakého bubnu:

$$- \text{hmotnostní průtok } M_{PVT} = 12,1789 kg \cdot s^{-1} = 43,844 t \cdot h^{-1}$$

$$- \text{délka bubnu } l_{BVT} = \check{s} = 4280 mm$$

Pro hmotnostní průtok je vnější průměr bubnu $D_{BVT} = 1400 mm$

Tloušťka stěny se volí: $t_{BVT} = 50mm$

Vnitřní průměr bubnu: $d_{BVT} = D_{BVT} - 2 \cdot t_{BVT} = 1400 - 2 \cdot 50 = 1300 mm$

rov.6.1.1

Pro zatížení bubnu se nejdříve spočítá poloviční objem bubnu:

$$V_{BVT} = \frac{\pi \cdot (d_{BVT})^2}{4} \cdot \frac{l_{BVT}}{2} = \frac{\pi \cdot 1,3^2}{4} \cdot \frac{4,28}{2} = 2,840471 \text{ m}^3$$

rov6.1.2

A dále zatížení bubnu:

$$z_{BVT} = \frac{M_{PVT}}{V_{BVT}} = \frac{12,1789}{2,840471} = 4,287634 \text{ m}^{-3} \cdot \text{s}^{-1}$$

rov.6.1.3

Tlak v bubnu je roven tlaku ve vysokotlakém výparníku $p_{BVT} = 60 \text{ bar}$, pomocí něhož a tabulky

[1] je zvoleno běžné zatížení bubnu $z_{BVT}^{\text{běž}} = 6,435 \text{ m}^{-3} \cdot \text{s}^{-1}$

Buben vyhovuje, neboť zatížení bubnu je menší než běžné zatížení bubnu.

6.2. Nízkotlaký buben

Hodnoty nízkotlakého bubnu:

$$\text{-hmotnostní průtok } M_{PNT} = 3,6092 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 12,99312 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$\text{-délka bubnu } l_{BNT} = \check{s} = 4280 \text{ mm}$$

Pro hmotnostní průtok je vnější průměr bubnu $D_{BNT} = 1200 \text{ mm}$

Tloušťka stěny se volí: $t_{BNT} = 50 \text{ mm}$

Vnitřní průměr bubnu: $d_{BNT} = D_{BNT} - 2 \cdot t_{BNT} = 1200 - 2 \cdot 50 = 1100 \text{ mm}$

rov.6.2.1

Pro zatížení bubnu se nejdříve spočítá poloviční objem bubnu:

$$V_{BNT} = \frac{\pi \cdot (d_{BNT})^2}{4} \cdot \frac{l_{BNT}}{2} = \frac{\pi \cdot 1,1^2}{4} \cdot \frac{4,28}{2} = 2,03371 \text{ m}^3$$

rov6.2.2

A dále zatížení bubnu:

$$z_{BNT} = \frac{M_{PNT}}{V_{BNT}} = \frac{3,6092}{2,003371} = 1,80156 \text{ m}^{-3} \cdot \text{s}^{-1}$$

rov.6.2.3

Tlak v bubnu je roven tlaku ve vysokotlakém výparníku $p_{BNT} = 5 \text{ bar}$, pomocí něhož a tabulky

[1] je zvoleno běžné zatížení bubnu $z_{BNT}^{\text{běž}} = 2,25 \text{ m}^{-3} \cdot \text{s}^{-1}$. Bylo zvoleno nejbližší vyšší, neboť

hodnota je pod rozsahem tabulky.

Buben vyhovuje, neboť zatížení bubnu je menší než běžné zatížení bubnu.

7. Návrh zavodňovacího potrubí

Nejdříve se spočítá poměr průtočných průřezů varných a zavodňovacích trubek:

$$\frac{S_Z}{S_V} = 0,06 + 0,016 \cdot p_B + 0,005 \cdot h_p [-]$$

rov7.1

kde $h_p [m]$ je přibližná výška umístění bubnu.

$$h_p = l + 3 = 7,34 + 3 = 10,34 \text{ m}$$

rov7.2

Vypočítá se průřez varných trubek $S_V [m^2]$, pomocí něhož a vypočteného poměru $\frac{S_Z}{S_V}$ se dopočítá hodnota průtočného průřezu zavodňovacích trubek $S_Z [m^2]$, zvolí se počet zavodňovacích trubek a dle tabulky se zvolí vnější průměr trubek, tloušťka stěny a dopočítá se vnitřní průměr trubek.

7.1. Zavodňovací potrubí vysokotlakého okruhu

Poměr průtočných průřezů zavodňovacích a varných trubek:

$$\frac{S_Z^{VT}}{S_V^{VT}} = 0,06 + 0,016 \cdot p_{BVT} + 0,005 \cdot h_p = 0,06 + 0,016 \cdot 6 + 0,005 \cdot 10,34 = 0,2077$$

rov7.1.1

Průřez všech varných trubek:

$$S_V^{VT} = \frac{\pi \cdot (d^{VT-vyp})^2}{4} \cdot n_{tr}^{VT-vyp} \cdot n_{\bar{r}}^{VT-vyp} = \frac{\pi \cdot 0,021^2}{4} \cdot 65 \cdot 21 = 0,47278m^2$$

rov.7.1.2

Průtočný průřez zavodňovacích trubek:

$$S_Z^{VT} = \frac{S_Z^{VT}}{S_V^{VT}} \cdot S_V^{VT} = 0,2077 \cdot 0,47278 = 0,0981964m^2$$

rov.7.1.3

Počet zavodňovacích trubek byl zvolen $n_{trZ}^{VT} = 2$

Průtočný průřez jedné zavodňovací trubky:

$$S_{1Z}^{VT} = \frac{S_Z^{VT}}{n_{trZ}^{VT}} = \frac{0,0981964}{2} = 0,0490982m^2$$

rov.7.1.4

Návrh vnitřního průměru jedné zavodňovací trubky:

$$d_Z^{VT} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{1Z}^{VT}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0490982}{\pi}} = 0,25m$$

rov.7.1.5

Dle normy EN byly zvoleny následující rozměry trubek:

- $D_Z^{VT} = 273mm$
- $t_Z^{VT} = 11mm$
- $d_Z^{VT} = 251mm$

7.2. Zavodňovací potrubí nízkotlakého okruhu

Poměr průtočných průřezů zavodňovacích a varných trubek:

$$\frac{S_Z^{NT}}{S_V^{NT}} = 0,06 + 0,016 \cdot p_{BNT} + 0,005 \cdot h_p = 0,06 + 0,016 \cdot 0,5 + 0,005 \cdot 10,34 = 0,1197$$

Rov7.2.1

Průřez všech varných trubek:

$$S_V^{NT} = \frac{\pi \cdot (d^{NT-vyp})^2}{4} \cdot n_{tr}^{NT-vyp} \cdot n_{\bar{r}}^{NT-vyp} = \frac{\pi \cdot 0,021^2}{4} \cdot 65 \cdot 16 = 0,3602m^2$$

rov.7.2.2

Průtočný průřez zavodňovacích trubek:

$$S_Z^{NT} = \frac{S_Z^{NT}}{S_V^{NT}} \cdot S_V^{NT} = 0,1197 \cdot 0,3602 = 0,043116 m^2$$

rov.7.2.3

Počet zavodňovacích trubek byl zvolen $n_{trZ}^{NT} = 2$

Průtočný průřez jedné zavodňovací trubky:

$$S_{1Z}^{NT} = \frac{S_Z^{NT}}{n_{trZ}^{NT}} = \frac{0,043116}{2} = 0,021558 m^2$$

Rov.7.2.4

Návrh vnitřního průměru jedné zavodňovací trubky:

$$d_Z^{NT} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{1Z}^{NT}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,021558}{\pi}} = 0,1656 m$$

rov.7.2.5

Dle normy EN byly zvoleny následující rozměry trubek:

$$- D_Z^{NT} = 177,8 mm$$

$$- t_Z^{NT} = 6 mm$$

$$- d_Z^{NT} = 165,8 mm$$

8. Návrh převáděcího potrubí

Nejdříve se spočítá průtočný průřez převáděcího potrubí ze vzorce:

$$S_p = (0,1 + 0,01 \cdot p_B + 0,01 \cdot h_p) \cdot S_V$$

rov.8.1

Dále se zvolí počet převáděcích trubek a dle normy EN se zvolí vnější průměr trubky a dopočítá vnitřní průměr trubky.

8.1. Převáděcí potrubí vysokotlakého okruhu

Průtočný průřez převáděcích trubek:

$$S_p^{VT} = (0,1 + 0,01 \cdot p_{BVT} + 0,01 \cdot h_p) \cdot S_V^{VT} = (0,1 + 0,01 \cdot 6 + 0,01 \cdot 10,34) \cdot 0,47278 = 0,12453 m^2$$

rov.8.1.1

Počet převáděcích trubek byl zvolen $n_{trP}^{VT} = 10$.

Průtočný průřez jedné převáděcí trubky:

$$S_{1P}^{VT} = \frac{S_p^{VT}}{n_{trP}^{VT}} = \frac{0,12453}{10} = 0,012453 m^2$$

rov.8.1.2

Návrh vnitřního průměru jedné převáděcí trubky:

$$d_P^{VT} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{1P}^{VT}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,012453}{\pi}} = 0,1259 m$$

rov.8.1.3

Dle normy EN byly zvoleny následující rozměry trubek:

$$\begin{aligned} - D_p^{VT} &= 133 \text{ mm} \\ - t_p^{VT} &= 4 \text{ mm} \\ - d_p^{VT} &= 125 \text{ mm} \end{aligned}$$

8.2. Převáděcí potrubí nízkotlakého okruhu

Průtočný průřez převáděcích trubek:

$$S_p^{NT} = (0,1 + 0,01 \cdot p_{BNT} + 0,01 \cdot h_p) \cdot S_v^{NT} = (0,1 + 0,01 \cdot 0,5 + 0,01 \cdot 10,34) \cdot 0,3602 = 0,075066 \text{ m}^2$$

rov.8.2.1

Počet převáděcích trubek byl zvolen $n_{trP}^{NT} = 10$.

Průtočný průřez jedné převáděcí trubky:

$$S_{1P}^{NT} = \frac{S_p^{NT}}{n_{trP}^{NT}} = \frac{0,075066}{10} = 0,0075066 \text{ m}^2$$

rov.8.2.2

Návrh vnitřního průměru jedné převáděcí trubky:

$$d_p^{NT} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{1P}^{NT}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0075066}{\pi}} = 0,097766 \text{ m}$$

rov.8.2.3

Dle normy EN byly zvoleny následující rozměry trubek:

$$\begin{aligned} - D_p^{NT} &= 108 \text{ mm} \\ - t_p^{NT} &= 5 \text{ mm} \\ - d_p^{NT} &= 98 \text{ mm} \end{aligned}$$

9. Ztráty kotle

Celková tlaková ztráta kotle je součtem ztrát jednotlivých výhřevných ploch a musí být nižší, než povolená tlaková ztráta $\Delta p_Z^{DOV} = 2000 \text{ Pa}$. Ztráty kotle byly spočítány pomocí [3].

Tlaková ztráta svazku žebrovaných trubek:

$$\Delta p_Z = \xi \cdot \frac{(w_{SP})^2}{2} \cdot \rho_{SP} [\text{Pa}]$$

rov.9.1

- $\xi[-]$ je součinitel tlakové ztráty pro svazek žebrovaných trubek při kolmém proudění
- $\rho_{SP} = 1,2772284 \text{ kg} \cdot \text{Nm}^{-3}$ je hustota spalin počítaná v kapitole 3

Součinitel tlakové ztráty pro svazek žebrovaných trubek:

$$\xi = k_4 \cdot n_{\bar{r}} \cdot \left(\frac{h_{\bar{z}}}{d}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_{\bar{z}}}{d}\right)^{-k_2} \cdot (\text{Re}_e)^{-k_3}$$

rov.9.2

- konstanty $k[-]$ závisí na uspořádání trubek a volí se $k_1 = 0$, $k_2 = 0,72$, $k_3 = 0,24$, $k_4 = 2$
- $\text{Re}_s[-]$ je Reynoldsovo číslo vztažené na střední teplotu zaneseného povrchu stěny

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot S_{prür}}{O} [mm]$$

rov.9.3

- $S_{prür} [m^2]$ je průtočná plocha kotle
- $O [m]$ je obvod průtočné plochy kotle

$$d_e^{kan} = \frac{4 \cdot \check{s} \cdot l}{2 \cdot (\check{s} + l)} = \frac{4 \cdot 4,28 \cdot 7,36}{2 \cdot (4,28 + 7,36)} = 5,4125 m$$

rov.9.4
Střední teplota zaneseného povrchu stěny:

 Při spalování plynu se volí pro všechny povrchy $\Delta t = 25^\circ C$

$$t_z = t_p + \Delta t [^\circ C]$$

rov.9.5

- $t_p [^\circ C]$ je střední teplota vody nebo páry dané teplosměnné plochy

Reynoldsovo číslo:

$$Re_s = \frac{w_{SP} \cdot d_e}{\nu_{SP}} [-]$$

rov.9.6

- $d_e [mm]$ je ekvivalentní průměr
- $\nu_{SP} [m^2 \cdot s^{-1}]$ je součinitel dynamické viskozity spalin vztažený na střední teplotu stěny

Jednotlivé hodnoty uvedené v této kapitole byly spočteny a uvedeny v následující tabulce.

	Střední teplota povrchu stěny $t_z [^\circ C]$	Rychlost spalin $w_{SP} [m \cdot s^{-1}]$	Součinitel dynamické viskozity spalin $\nu_{SP} \cdot 10^{-6} [m^2 \cdot s^{-1}]$	Reynoldsovo číslo pro střední teplotu spalin $Re_s \cdot 10^{-6} [-]$	Vnější průměr trubky $D [mm]$	Rozteč žeber $s_z [mm]$	Počet podélných řad n_f
VT_preII	426,68	13,996	75,6	1,00203	31,8	10	4
VT_preI	365,431	15,85117	68,66	1,249555	31,8	4,1666	3
VT_vyp	300,58	12,0558	53,13	1,22816	25	5	21
VT_ekoIII	232,79	10,22	39,25	1,40932	31,8	5	15
VT_ekoII	150	8,455	25,799	1,773816	31,8	5,556	8
VT_ekoI	109	7,597	22,859	1,798799	31,8	5,556	5
NT_pre	225,915	15,65	39,39	2,150435	57	10	1
NT_vyp	176,83	8,7677	32,196	1,473946	25	5	16
NT_ekoII	154,415	6,059	27,15	1,207894	25	5	6
NT_ekoI	110	5,07095	22,79	1,204323	25	5	2

Tab.9.1. Hodnoty pro výpočet ztrát kotle

9.1. Tlaková ztráta VT_preII

Součinitel tlakové ztráty pro svazek žebrovaných trubek:

$$\begin{aligned} \xi^{VT_preII} &= k_4 \cdot n_f^{VT_preII} \cdot \left(\frac{h_z}{D^{VT_preII}} \right)^{k_1} \cdot \left(\frac{S_z^{VT_preII}}{D^{VT_preII}} \right)^{-k_2} \cdot \left(\text{Re}_e^{VT_preII} \right)^{-k_3} = \\ &= 2 \cdot 4 \cdot \left(\frac{15}{31,8} \right)^0 \cdot \left(\frac{10}{31,8} \right)^{-0,72} \cdot \left(1,00203 \cdot 10^6 \right)^{-0,24} = 0,66777 \end{aligned}$$

rov.9.1.1

Tlaková ztráta na svazku žebrovaných trubek:

$$\Delta p_Z^{VT_preII} = \xi^{VT_preII} \cdot \frac{(w_{SP}^{VT_preII})^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 0,66777 \cdot \frac{13,996^2}{2} \cdot 1,2772284 = 83,536 Pa$$

rov.9.1.2

9.2. Tlaková ztráta VT_prel

Součinitel tlakové ztráty pro svazek žebrovaných trubek:

$$\begin{aligned} \xi^{VT_preI} &= k_4 \cdot n_f^{VT_preI} \cdot \left(\frac{h_z}{D^{VT_preI}} \right)^{k_1} \cdot \left(\frac{S_z^{VT_preI}}{D^{VT_preI}} \right)^{-k_2} \cdot \left(\text{Re}_e^{VT_preI} \right)^{-k_3} = \\ &= 2 \cdot 3 \cdot \left(\frac{15}{31,8} \right)^0 \cdot \left(\frac{4,1666}{31,8} \right)^{-0,72} \cdot \left(1,249555 \cdot 10^6 \right)^{-0,24} = 0,892143 \end{aligned}$$

rov.9.2.1

Tlaková ztráta na svazku žebrovaných trubek:

$$\Delta p_Z^{VT_preI} = \xi^{VT_preI} \cdot \frac{(w_{SP}^{VT_preI})^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 0,892143 \cdot \frac{15,85117^2}{2} \cdot 1,2772284 = 143,152 Pa$$

rov.9.2.2

9.3. Tlaková ztráta VT_vyp

Součinitel tlakové ztráty pro svazek žebrovaných trubek:

$$\begin{aligned} \xi^{VT_vyp} &= k_4 \cdot n_f^{VT_vyp} \cdot \left(\frac{h_z}{D^{VT_vyp}} \right)^{k_1} \cdot \left(\frac{S_z^{VT_vyp}}{D^{VT_vyp}} \right)^{-k_2} \cdot \left(\text{Re}_e^{VT_vyp} \right)^{-k_3} = \\ &= 2 \cdot 21 \cdot \left(\frac{15}{25} \right)^0 \cdot \left(\frac{5}{25} \right)^{-0,72} \cdot \left(1,22816 \cdot 10^6 \right)^{-0,24} = 6,938 \end{aligned}$$

rov.9.3.1

Tlaková ztráta na svazku žebrovaných trubek:

$$\Delta p_Z^{VT_vyp} = \xi^{VT_vyp} \cdot \frac{(w_{SP}^{VT_vyp})^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 6,938 \cdot \frac{12,0558^2}{2} \cdot 1,2772284 = 643,968 Pa$$

rov.9.3.2

9.4. Tlaková ztráta VT_ekoIII

Součinitel tlakové ztráty pro svazek žebrovaných trubek:

$$\begin{aligned} \xi^{VT_ekoIII} &= k_4 \cdot n_f^{VT_ekoIII} \cdot \left(\frac{h_z}{D^{VT_ekoIII}} \right)^{k_1} \cdot \left(\frac{S_z^{VT_ekoIII}}{D^{VT_ekoIII}} \right)^{-k_2} \cdot \left(\text{Re}_e^{VT_ekoIII} \right)^{-k_3} = \\ &= 2 \cdot 15 \cdot \left(\frac{15}{31,8} \right)^0 \cdot \left(\frac{5}{31,8} \right)^{-0,72} \cdot \left(1,40932 \cdot 10^6 \right)^{-0,24} = 3,80056 \end{aligned}$$

rov.9.4.1

Tlaková ztráta na svazku žebrovaných trubek:

$$\Delta p_Z^{VT_ekoIII} = \xi^{VT_ekoIII} \cdot \frac{(w_{SP}^{VT_ekoIII})^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 3,80056 \cdot \frac{10,22^2}{2} \cdot 1,2772284 = 253,506 Pa$$

rov.9.4.2

9.5. Tlaková ztráta VT_ekoll

Součinitel tlakové ztráty pro svazek žebrovaných trubek:

$$\begin{aligned} \xi^{VT_ekoll} &= k_4 \cdot n_{\tilde{r}}^{VT_ekoll} \cdot \left(\frac{h_z}{D^{VT_ekoll}} \right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_z^{VT_ekoll}}{D^{VT_ekoll}} \right)^{-k_2} \cdot (\text{Re}_e^{VT_ekoll})^{-k_3} = \\ &= 2 \cdot 8 \cdot \left(\frac{15}{31,8} \right)^0 \cdot \left(\frac{5,556}{31,8} \right)^{-0,72} \cdot (1,773816 \cdot 10^6)^{-0,24} = 1,777873 \end{aligned}$$

rov.9.5.1

Tlaková ztráta na svazku žebrovaných trubek:

$$\Delta p_Z^{VT_ekoll} = \xi^{VT_ekoll} \cdot \frac{(w_{SP}^{VT_ekoll})^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 1,777873 \cdot \frac{8,455^2}{2} \cdot 1,2772284 = 81,646 Pa$$

rov.9.5.2

9.6. Tlaková ztráta VT_ekol

Součinitel tlakové ztráty pro svazek žebrovaných trubek:

$$\begin{aligned} \xi^{VT_ekol} &= k_4 \cdot n_{\tilde{r}}^{VT_ekol} \cdot \left(\frac{h_z}{D^{VT_ekol}} \right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_z^{VT_ekol}}{D^{VT_ekol}} \right)^{-k_2} \cdot (\text{Re}_e^{VT_ekol})^{-k_3} = \\ &= 2 \cdot 5 \cdot \left(\frac{15}{31,8} \right)^0 \cdot \left(\frac{5,556}{31,8} \right)^{-0,72} \cdot (1,798799 \cdot 10^6)^{-0,24} = 1,107447 \end{aligned}$$

rov.9.6.1

Tlaková ztráta na svazku žebrovaných trubek:

$$\Delta p_Z^{VT_ekol} = \xi^{VT_ekol} \cdot \frac{(w_{SP}^{VT_ekol})^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 1,107447 \cdot \frac{7,597^2}{2} \cdot 1,2772284 = 40,8174 Pa$$

rov.9.6.2

9.7. Tlaková ztráta NT_pre

Součinitel tlakové ztráty pro svazek žebrovaných trubek:

$$\begin{aligned} \xi^{NT_pre} &= k_4 \cdot n_{\tilde{r}}^{NT_pre} \cdot \left(\frac{h_z}{D^{NT_pre}} \right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_z^{NT_pre}}{D^{NT_pre}} \right)^{-k_2} \cdot (\text{Re}_e^{NT_pre})^{-k_3} = \\ &= 2 \cdot 1 \cdot \left(\frac{15}{57} \right)^0 \cdot \left(\frac{10}{57} \right)^{-0,72} \cdot (2,150435 \cdot 10^6)^{-0,24} = 0,2115697 \end{aligned}$$

rov.9.7.1

Tlaková ztráta na svazku žebrovaných trubek:

$$\Delta p_Z^{NT_pre} = \xi^{NT_pre} \cdot \frac{(w_{SP}^{NT_pre})^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 0,2115697 \cdot \frac{15,665^2}{2} \cdot 1,2772284 = 33,155 Pa$$

rov.9.7.2

9.8. Tlaková ztráta NT_vyp

Součinitel tlakové ztráty pro svazek žebrovaných trubek:

$$\begin{aligned} \xi^{NT_vyp} &= k_4 \cdot n_{\dot{v}}^{NT_vyp} \cdot \left(\frac{h_z}{D^{NT_vyp}} \right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_z^{NT_vyp}}{D^{NT_vyp}} \right)^{-k_2} \cdot (\text{Re}_e^{NT_vyp})^{-k_3} = \\ &= 2 \cdot 16 \cdot \left(\frac{15}{25} \right)^0 \cdot \left(\frac{5}{25} \right)^{-0,72} \cdot (1,473946 \cdot 10^6)^{-0,24} = 3,37266 \end{aligned}$$

rov.9.8.1

Tlaková ztráta na svazku žebrovaných trubek:

$$\Delta p_Z^{NT_vyp} = \xi^{NT_vyp} \cdot \frac{(w_{SP}^{NT_vyp})^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 3,37266 \cdot \frac{8,7677^2}{2} \cdot 1,2772284 = 165,5704 Pa$$

rov.9.8.2

9.9. Tlaková ztráta NT_ekoll

Součinitel tlakové ztráty pro svazek žebrovaných trubek:

$$\begin{aligned} \xi^{NT_ekoll} &= k_4 \cdot n_{\dot{v}}^{NT_ekoll} \cdot \left(\frac{h_z}{D^{NT_ekoll}} \right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_z^{NT_ekoll}}{D^{NT_ekoll}} \right)^{-k_2} \cdot (\text{Re}_e^{NT_ekoll})^{-k_3} = \\ &= 2 \cdot 6 \cdot \left(\frac{15}{25} \right)^0 \cdot \left(\frac{5}{25} \right)^{-0,72} \cdot (1,207894 \cdot 10^6)^{-0,24} = 1,32664 \end{aligned}$$

rov.9.9.1

Tlaková ztráta na svazku žebrovaných trubek:

$$\Delta p_Z^{NT_ekoll} = \xi^{NT_ekoll} \cdot \frac{(w_{SP}^{NT_ekoll})^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 1,32664 \cdot \frac{6,059^2}{2} \cdot 1,2772284 = 31,1024 Pa$$

rov.9.9.2

9.10. Tlaková ztráta NT_ekol

Součinitel tlakové ztráty pro svazek žebrovaných trubek:

$$\begin{aligned} \xi^{NT_ekol} &= k_4 \cdot n_{\dot{v}}^{NT_ekol} \cdot \left(\frac{h_z}{D^{NT_ekol}} \right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_z^{NT_ekol}}{D^{NT_ekol}} \right)^{-k_2} \cdot (\text{Re}_e^{NT_ekol})^{-k_3} = \\ &= 2 \cdot 2 \cdot \left(\frac{15}{25} \right)^0 \cdot \left(\frac{5}{25} \right)^{-0,72} \cdot (1,207894 \cdot 10^6)^{-0,24} = 0,442213 \end{aligned}$$

rov.9.10.1

Tlaková ztráta na svazku žebrovaných trubek:

$$\Delta p_Z^{NT_ekol} = \xi^{NT_ekol} \cdot \frac{(w_{SP}^{NT_ekol})^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 0,442213 \cdot \frac{7,597^2}{2} \cdot 1,2772284 = 16,29875 Pa$$

rov.9.10.2

9.11. Tlaková ztráta třením v komíně

$$\Delta p_Z^{komín} = \lambda^{kom} \cdot \frac{H^{komín}}{d^{komín}} \cdot \frac{(w_{SP}^{komín})^2}{2} \cdot \rho_{SP} [Pa]$$

rov.9.11.1

- $\lambda^{komín} [-]$ je třecí součinitel v komíně, který je pro železné komíny 0,04
- $H^{komín} [m]$ je výška komína, která se volí 20m
- $d^{komín} [m]$ je průměr komína, který se volí 4m

Průtočná plocha spalin:

$$S_{SP_průr}^{komín} = \frac{\pi \cdot (d^{komín})^2}{4} = \frac{\pi \cdot 4^2}{4} = 12,5664 m^2$$

rov.9.11.2

Skutečný objemový tok spalin v komíně:

$$M_{SP_skut}^{komín} = M_{SP}^O \cdot \frac{t_J + 273,15}{273,15} = 86,124 \cdot \frac{113,52 + 273,15}{273,15} = 121,917 m^3 \cdot s^{-1}$$

rov.9.11.3

Rychlost spalin v komíně:

$$w_{SP}^{komín} = \frac{M_{SP_skut}^{komín}}{S_{SP_průr}^{komín}} = \frac{121,917}{12,5664} = 9,7018 m \cdot s^{-1}$$

rov.9.11.4

Tlaková ztráta třením v komíně:

$$\Delta p_Z^{komín} = \lambda^{kom} \cdot \frac{H^{komín}}{d^{komín}} \cdot \frac{(w_{SP}^{komín})^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 0,04 \cdot \frac{20}{4} \cdot \frac{9,7018^2}{2} \cdot 1,2772284 = 12,0219 Pa$$

rov.9.11.5

9.12. Tlaková ztráta na vstupu a výstupu z komína

Pro výpočet tlakové ztráty na vstupu a na výstupu z komína se použije rov.9.2, kdy součinitele ztráty pro vstup i výstup z komína $\xi = 1$.

$$\Delta p_{Z_vst_výst}^{komín} = (\xi_{vst}^{komín} + \xi_{výst}^{komín}) \cdot \frac{(w_{SP}^{komín})^2}{2} \cdot \rho_{SP} = (1+1) \cdot \frac{9,7018^2}{2} \cdot 1,2772284 = 120,219 Pa$$

rov.9.12.1

9.13. Celková tahová ztráta kotle

Celková tahová ztráta kotle je součtem všech vypočtených ztrát.

$$\begin{aligned} \Delta p_Z^{celk} &= \Delta p_Z^{VT_preII} + \Delta p_Z^{VT_preI} + \Delta p_Z^{VT_vyp} + \Delta p_Z^{VT_ekoIII} + \Delta p_Z^{VT_ekoII} + \Delta p_Z^{VT_ekoI} + \Delta p_Z^{NT_pre} + \\ &+ \Delta p_Z^{NT_vyp} + \Delta p_Z^{NT_ekoII} + \Delta p_Z^{NT_ekoI} + \Delta p_Z^{komín} + \Delta p_Z^{VT_preII} = 83,536 + 143,152 + 643,968 + \\ &+ 253,506 + 81,646 + 40,8174 + 33,155 + 165,5704 + 31,1024 + 16,29875 + 12,0219 + 120,219 = \\ &= 1624,993 Pa \end{aligned}$$

rov.9.13.1

Celková tahová ztráta kotle je nižší než dovolená tlaková ztráta.

10. Závěr

V této diplomové práci bylo za úkol provést tepelný výpočet a návrh výhřevných ploch dvoutlakého horizontálního kotle na odpadní teplo za spalovací turbínu spalující zemní plyn pomocí zadaných parametrů vstupujících spalin a vystupující vodní páry. Nejdřív byly spočítány výkony jednotlivých výhřevných ploch, navrženo uspořádání výhřevných ploch a sestaven pilový diagram. Poté pomocí výhřevné plochy druhého vysokotlakého přehříváku byla spočtena výška a šířka spalinového kanálu. Pro tyto vypočítané rozměry spalinového kanálu se následně spočítaly všechny ostatní výhřevné plochy. Podle teploty spalin se zvolil vhodný materiál trubek pro každou výhřevnou plochu zvlášť a následně dle hmotnostního průtoku byly zvoleny rozměry bubnů, na kterých se provedl kontrolní výpočet jejich zatížení. Dále se z hmotnostního průtoku spočítaly vstupní a výstupní průměry potrubí pro přehříváky a ekonomizéry a následně podle tlaků v bubnech a výšky umístění bubnů byly spočítány průměry zavodňovacích a převáděcích trubek. Nakonec se provedla kontrola tlakové ztráty kotle, která nesměla přesáhnout povolenou hranici. Návrh kotle s hlavními rozměry a uspořádáním výhřevných ploch byl nakreslen na výkrese (příloha č.1).

Použité zdroje

- [1] Budaj, F. Parní kotle podklady pro tepelný výpočet. Brno : VUT Brno, 1992.
- [2] KVES. [online]. [cit. 2013-12-04]. Dostupné z: http://www.kves.uniza.sk/kvesnew/dokumenty/elektroenergetika1/ELEN2007/EENERG/ETIKA/ELEN-3_2.htm
- [3] Černý, V.-Janeba, B. –Teyssler, J.: Parní kotle, SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1983

Seznam použitých symbolů a indexů

Index:	Význam:
NT	nízkotlaký
NT_ekoI	první nízkotlaký ekonomizér
NT_ekoII	druhý nízkotlaký ekonomizér
NT_pre	nízkotlaký přehřívák
NT_vyp	nízkotlaký výparník
P	pára a voda
SP	spaliny
VT	vysokotlaký
VT_ekoI	první vysokotlaký ekonomizér
VT_ekoII	druhý vysokotlaký ekonomizér
VT_ekoIII	třetí vysokotlaký ekonomizér
VT_preI	první vysokotlaký přehřívák
VT_preII	druhý vysokotlaký přehřívák
VT_vyp	vysokotlaký výparník

Symbol:	Jednotka:	Popis symbolu:
c_t	-	opravný součinitel závislý na teplotě proudu a na teplotě stěny
c_l	-	opravný součinitel na poměrnou délku
c_m	-	opravný součinitel mezikruží
c_z	-	opravný součinitel na počet podélných řad
E^i	-	součinitel efektivity žebek
k_1, k_2, k_3, k_4	-	konstanty uspořádání trubek
n_p^i	-	počet podélných řad trubek
n_r^i	-	počet trubek v jedné podélné řadě
n_{rP}^i	-	počet převáděcích trubek
n_{rZ}^i	-	počet zavodňovacích trubek
Pr_{SP}^i	-	Prandtlovo číslo spaliny
Pr_P^i	-	Prandtlovo číslo vody a páry
Re_S^i	-	Reynoldsovo číslo pro střední teplotu zaneseného povrchu stěny

Symbol:	Jednotka:	Popis symbolu:
$\frac{S_z^i}{S^i}$	-	podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin
$\frac{S_h^i}{S^i}$	-	podíl plochy trubek bez žeber a celkové plochy ze strany spalin
x_i	-	objemový podíl prvku ve spalinách
ψ_z	-	součinitel nerovnoměrnosti rozložení α_k po povrchu žebra
μ	-	součinitel rozšíření žebra
ξ^i	-	součinitel tlakové ztráty pro svazek žebrovaných trubek
$\xi_{\text{výstup}}^{\text{komín}}$	-	součinitel tlakové ztráty pro výstup spalin z komína
$\xi_{\text{vstup}}^{\text{komín}}$	-	součinitel tlakové ztráty pro vstup spalin do komína
λ^{kom}	-	součinitel tření v komíně
σ^i	-	poměrná rozteč
φ_σ^i	-	součinitel poměrné rozteče
x_Q^i	-	rozdíl mezi navrženým a skutečným předaným teplem výhřevné plochy
z_s	-	poměrná ztráta sáláním a konvekcí
a^i	mm	mezera mezi trubkami
d^i	mm	vnitřní průměr trubky
d_e^i	mm	ekvivalentní průměr
d_p^i	mm	vnitřní průměr převáděcí trubky
d_z^i	mm	vnitřní průměr zavodňovací trubky
d_{Bi}	mm	vnitřní průměr bubnu
$d^{\text{komín}}$	mm	vnitřní průměr komína
d_{vstup}^i	mm	vnitřní průměr vstupního potrubí
$d_{\text{výstup}}^i$	mm	vnitřní průměr výstupního potrubí
D^i	mm	vnější průměr trubky
D_z^i	mm	vnější průměr žeber
D_p^i	mm	vnější průměr převáděcí trubky
D_z^i	mm	vnější průměr zavodňovací trubky
D_{Bi}	mm	vnější průměr bubnu
D_{vstup}^i	mm	vnější průměr vstupního potrubí
$D_{\text{výstup}}^i$	mm	vnější průměr výstupního potrubí
h_z	mm	výška žeber
h_p	mm	přibližná výška umístění bubnu
l	mm	výška spalinového kanálu
l_{Bi}	mm	délka bubnu
O	mm	obvod průtočné plochy kotle
s_{tr}^i	mm	tloušťka stěny trubky

Symbol:	Jednotka:	Popis symbolu:
s_1^i	mm	příčná rozteč mezi trubkami
s_2^i	mm	podélná rozteč mezi trubkami
s_2^i	mm	rozteč mezi trubkami ve dvou řadách
\check{s}	mm	šířka spalínového kanálu
\check{s}_z^i	mm	rozteč mezi žebry
t_z	mm	tloušťka žeber
t_p^i	mm	tloušťka stěny převáděcí trubky
t_Z^i	mm	tloušťka stěny zavodňovací trubky
$t_{výst}^i$	mm	tloušťka stěny výstupního potrubí
t_{vstup}^i	mm	tloušťka stěny vstupního potrubí
t_{Bi}	mm	tloušťka stěny bubnu
S_P^i	m^2	teplosměnná plocha ze strany páry a vody
$S_{P_1m}^i$	m^2	teplosměnná plocha ze strany páry a vody na 1 metr délky trubky
$S_{SP_prür_n}^i$	m^2	návrhová průtočná plocha ze strany spalín
$S_{SP_prür}^i$	m^2	skutečná plocha ze strany spalín
$S_{SP_1m}^i$	m^2	teplosměnná plocha ze strany spalín na 1 metr délky trubky
$S_{SP_1ř}^i$	m^2	teplosměnná plocha ze strany spalín na 1 podélnou řadu trubek
S_{SP}^i	m^2	celková teplosměnná plocha ze strany spalín
$S_{SP_skut}^i$	m^2	skutečná celková teplosměnná plocha ze strany
S_V^i	m^2	průtočný průřez všech varných trubek
S_Z^i	m^2	průtočný průřez všech zavodňovacích trubek
S_P^i	m^2	průtočný průřez všech převáděcích trubek
S_{1P}^i	m^2	průtočný průřez jedné převáděcí trubky
S_{1Z}^i	m^2	průtočný průřez jedné zavodňovací trubky
S_{pr}^i	m^2	průtočná plocha kotle
V_{Bi}	m^3	polovina objemu bubnu
w_{SP}^i	$m \cdot s^{-1}$	rychlost proudění spalín
w_P^i	$m \cdot s^{-1}$	rychlost proudění vody a páry
ν_P^i	$m^2 \cdot s^{-1}$	součinitel dynamické viskozity vody a páry
ν_{SP}^i	$m^2 \cdot s^{-1}$	součinitel dynamické viskozity spalín
$M_{SP}^{O_i}$	$m^3 \cdot s^{-1}$	objemový průtok spalín
$M_{SP_skut}^{O_i}$	$m^3 \cdot s^{-1}$	skutečný objemový průtok spalín
n_z^i	m^{-1}	počet žeber na jeden metr délky trubky
β	m^{-1}	součinitel pro určení součinitele efektivity žeber
v_i	$m^3 \cdot kg^{-1}$	měrný objem
v_{SP}^i	$m^3 \cdot kg^{-1}$	střední měrný objem spalín
v_P^i	$m^3 \cdot kg^{-1}$	střední měrný objem páry

Symbol:	Jednotka:	Popis symbolu:
Δt_{\ln}^i	K	střední logaritmický teplotní spád
t_i	$^{\circ}C$	teplota
t_p^i	$^{\circ}C$	střední teplota vody a páry
t_{SP}^i	$^{\circ}C$	střední teplota spalin
t_{mater}	$^{\circ}C$	teplota pro výběr materiálu trubek
Δt_{SP}	$^{\circ}C$	hodnota navýšení teploty
Δt^i	$^{\circ}C$	teplotní přídavek pro výpočet teploty zaneseného povrchu stěny
M_{SP}	$kg \cdot s^{-1}$	hmotnostní průtok spalin
M_{PVT}	$kg \cdot s^{-1}$	hmotnostní průtok vody a páry vysokotlakým okruhem
M_{PNT}	$kg \cdot s^{-1}$	hmotnostní průtok vody a páry nízkotlakým okruhem
ρ_i	$kg \cdot m^{-3}$	hustota
ρ_{SP}^i	$kg \cdot m^{-3}$	hustota spalin
z_{Bi}	$kg \cdot m^{-3} \cdot s^{-1}$	zatížení bubnu
$z_{Bi}^{běž}$	$kg \cdot m^{-3} \cdot s^{-1}$	běžné zatížení bubnu
i_p^i	$kJ \cdot kg^{-1}$	entalpie vody a páry
Δi_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	entalpický spád
I_{SP}^i	$kJ \cdot m^{-3}$	entalpie spalin
Q_i^j	MW	předané teplo
Q_{skut}^i	MW	skutečně předané teplo
Q_{RC}	MW	ztráty sáláním a konvekcí
Q_A	MW	maximální využitelný tepelný výkon
K^i	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	součinitel prostupu tepla
α_{1r}^i	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	součinitel přestupu tepla ze strany spalin
α_{2r}^i	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	součinitel přestupu tepla ze strany vody a páry
α_K^i	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	součinitel přestupu tepla konvekcí
λ_z	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	součinitel tepelné vodivosti žeber
λ_{SP}^i	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	součinitel tepelné vodivosti spalin
λ_p^i	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	součinitel tepelné vodivosti vody a páry
ε	$W^{-1} \cdot m^2 \cdot K$	poměrná zářivost
p_i	MPa	tlak
p_{Bi}	MPa	tlak v bubnu
Δp_i	MPa	tlaková diference
p_p^i	MPa	střední tlak páry
p_{SP}^i	MPa	střední tlak spalin
Δp_Z^{celk}	Pa	celková tahová ztráta
Δp_Z^{dov}	Pa	dovolená tahová ztráta
Δp_Z^i	Pa	tlaková ztráta svazku trubek

Symbol:	Jednotka:	Popis symbolu:
$\Delta p_Z^{komín}$	Pa	tlaková ztráta třením v komíně
$\Delta p_{Z_vst_výst}^{komín}$	Pa	tlaková ztráta na vstupu a na výstupu z komína
μ_p^i	$N \cdot s \cdot m^{-2}$	součinitel kinematické viskozity vodní páry

Seznam obrázků:

Obr.1.1 Schéma paroplynového cyklu	13
Obr.3.1 Bilance vstříku napájecí vody	15
Obr.3.2 Pilový diagram	21
Obr.3.3 Schéma kotle	21
Obr.4.1 Rozměry trubek VT_preII	22
Obr.4.2 Rozměry spalínového kanálu a rozteče trubek VT_preII	23
Obr.5.1 Rozteče trubek VT_preII	29
Obr.5.2 Rozmístění trubek VT_preII ve spalínovém kanále	33
Obr.5.3 Rozměry trubek VT_preI	34
Obr.5.4 Rozteče trubek VT_preI	36
Obr.5.5 Rozmístění trubek VT_preI ve spalínovém kanále	40
Obr.5.6 Rozměry trubek VT_vyp	41
Obr.5.7 Rozteče trubek VT_vyp	42
Obr.5.8 Rozmístění trubek VT_vyp ve spalínovém kanále	45
Obr.5.9 Rozměry trubek NT_pre	46
Obr.5.10 Rozteče trubek NT_pre	48
Obr.5.11 Rozměry trubek NT_pre ve spalínovém kanále	52
Obr.5.12 Rozměry trubek VT_ekoIII	52
Obr.5.13 Rozteče trubek VT_ekoIII	54
Obr.5.14 Rozmístění trubek VT_ekoIII ve spalínovém kanále	58
Obr.5.15 Rozměry trubek NT_vyp	58
Obr.5.16 Rozteče trubek NT_vyp	60
Obr.5.17 Rozmístění trubek NT_vyp ve spalínovém kanále	63
Obr.5.18 Rozměry trubek NT_ekoII	64
Obr.5.19 Rozteče trubek VT_ekoII	66
Obr.5.20 Rozmístění trubek NT_ekoII ve spalínovém kanále	69
Obr.5.21 Rozměry trubek VT_ekoII	70
Obr.5.22 Rozteče trubek VT_ekoII	71
Obr.5.23 Rozmístění trubek VT_ekoII ve spalínovém kanále	75
Obr.5.24 Rozměry trubek NT_ekoI	76
Obr.5.25 Rozteče trubek NT_ekoI	77
Obr.5.26 Rozmístění trubek NT_ekoI ve spalínovém kanále	81
Obr.5.27 Rozměry trubek VT_ekoI	82
Obr.5.28 Rozteče trubek VT_ekoI	83
Obr.5.29 Rozmístění trubek VT_ekoI ve spalínovém kanále	87

Seznam příloh:

- Příloha č.1 Výkres kotle na odpadní teplo (formát A2)
- Příloha č.2 CD s výkresem kotle na odpadní teplo (PDF)