



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

PROJEKČNÍ NÁVRH REGENERAČNÍHO OHŘÍVÁKU
NAPÁJECÍ VODY TEPLÁRNY SPALUJÍCÍ BIOMASU
DESIGN OF A REGENERATIVE FEEDWATER HEATER BIOMASS HEATING PLANT

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. DOMINIK HURBAN

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. MAREK BALÁŠ, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/15

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Dominik Hurban

který/která studuje v **magisterském 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:

Projekční návrh regeneračního ohříváku napájecí vody teplárny spalující biomasu

v anglickém jazyce:

Designing of a regenerative feedwater heater biomass heating plant

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Regenerační ohřívák ohřívá napájecí vodu, která následně po ohřátí vstupuje do napájecí nádrže s termickým odplyněním. Voda o provozním tlaku 1,2 bar(a) je ohřívána z teploty v rozmezí 35 až 80 °C na teplotu minimálně 80 °C a maximálně 90 °C. Topná pára má tlak 0,123 MPa a teplotu v rozmezí od teploty sytosti do teploty 189 °C. Průtok napájecí vody je 3,3 kg/s.

Cíle diplomové práce:

Proveďte:

- Tepelný a hydraulický návrh ohříváku v rozsahu zadání.
- Zjednodušené bilanční schéma zapojení do soustavy.
- Popis způsobu a schéma regulace výstupní teploty vody.
- Projekční výkres ohříváku s uvedením rozměrů hlavních částí, rozložení a řešení teplosměnných ploch, jejich vestaveb, usměrnění proudů apod. Projekční výkres rozpracujte do úrovně podkladů dostatečných pro následné konstrukční zpracování. Projekční výkres musí obsahovat všechny náležitosti a popisy, které jsou potřebné pro pochopení řešení a následné konstrukční zpracování.
- Dimenzování tloušťek stěn hlavních plášťů (pláště parního a vodního prostoru a dna) podle vzorců uvedených v ČSN platných pro dané zařízení.

Seznam odborné literatury:

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

Stehlík P., Kohoutek J., Němčanský J.: Tepelné pochody, Výpočet výměníku tepla, Skripta VUT Brno, 1991. ISBN 80-214-0363-2

ČSN 69 0010 Tlakové nádoby stabilní

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 19.11.2014



J. Pospíšil

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

J. Katolický

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

ABSTRAKT

Hlavnou úlohou tejto diplomovej práce je projekčný návrh nízkotlakového regeneračného ohrievača napájacej vody. Bol vykonaný tepelný a hydraulický výpočet tohto zariadenia. Následne je podrobne popísaný spôsob regulácie teploty výstupnej vody. V závere sú uvedené výpočty pre dimenzovanie hrúbok stien hlavných plášťov. Projekčný výkres je súčasťou práce ako príloha.

ABSTRACT

The main task of this diploma thesis is a draft design low-regenerative feedwater heater. There is conducted thermal and hydraulic calculation of this device. After that there is detailly described the method for controlling the temperature of the outlet water. Conclusion includes calculations for sizing wall thickness of the main tires. Projection drawing is part of the work as a supplement.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

tlak, teplota, prostup tepla, kondenzácia, regulácia

KEYWORDS

pressure, temperature, heat transmission, condensation, regulation

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

HURBAN, D. *Projekční návrh regeneračního ohříváku napájecí vody teplárny spalující biomasu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 79 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Marek Baláš, Ph.D..

PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že túto diplomovú prácu som vypracoval samostatne s použitím odbornej literatúry a prameňov, uvedených v zozname použitej literatúry.

V Brne dňa 29.5.2015

.....
Dominik Hurban

POĎAKOVANIE

Chcem poďakovať Ing. Marekovi Balášovi, Ph.D. a Ing. Stanislavovi Kramlovi za cenné pripomienky a rady pri tvorbe diplomovej práce a za ich vrúcny prístup pri konzultáciách. Moje poďakovanie patrí aj Ing. Lubošovi Rausovi, ktorý mi pomohol s pevnostnými výpočtami.

OBSAH

ÚVOD	11
1 TEPLÁRENSTVO	12
1.1 Účinnost teplárne	13
1.2 Modul teplárenskej výroby elektriny	13
1.3 Tepláreň s protitlakovou turbínou	14
1.3.1 Spôsoby zvyšovania účinnosti parného obehu	15
1.4 Výmenníky tepla v teplárenstve	16
1.4.1 Trubkové plášťové výmenníky	18
1.4.2 Regeneračné ohrievače	20
2 TEPELNÝ NÁVRH OHRIEVAČA	21
2.1 Výpočet maximálneho požadovaného výkonu	22
2.2 Výpočet hmotnostného prietoku pary	22
2.3 Výpočet počtu trubiek	22
2.4 Súčiniteľ prostupu tepla valcovou stenou trubky k	24
2.4.1 Výpočet súčiniteľa prestupu tepla zo strany vody	24
2.4.2 Výpočet súčiniteľa prestupu tepla zo strany pary	27
2.4.3 Výpočet súčiniteľa prostupu tepla	29
2.5 Stredný logaritmický teplotný spád	29
2.6 Teplosmenná plocha S	30
3 HYDRAULICKÝ NÁVRH VÝMENNÍKU	31
3.1 Rozmery hrdiel	31
3.1.1 Rozmer vstupného a výstupného hrdla na strane napájacej vody	31
3.1.2 Rozmer vstupného hrdla pre paru	31
3.1.3 Rozmer hrdla pre odvod kondenzátu	32
3.2 Tlaková strata v trubkovom priestore	33
3.2.1 Tlakové straty trením	33
3.2.2 Tlakové straty miestne	35
3.3 Tlaková strata v medzitrubkovom priestore	35
4 REGULÁCIA VÝSTUPNEJ TEPLoty VODY	36
4.1 Spôsob regulácie	36
4.1.1 Výpočet regulačného rozsahu:	37
4.1.2 Výpočet vstupnej teploty:	44
4.2 Regulačná armatúra	48

5 PEVNOSTNÝ VÝPOČET VÝMENNÍKU	50
5.1 Valcový plášť parného priestoru $\varnothing 400$	51
5.2 Valcový plášť parného priestoru $\varnothing 272$	53
5.3 Kužeľový prechod	55
5.4 Rovné nevystužené dno $\varnothing 400$	56
5.5 Valcový plášť vodného priestoru.....	58
5.6 Rovné nevystužené dno $\varnothing 272$	60
5.7 Mosadzné trubky.....	62
5.8 Trubkownica	63
ZÁVER	64
ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV	65
ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV	66
ZOZNAM OBRÁZKOV	71
ZOZNAM TABULIEK.....	71
ZOZNAM PRÍLOH	71

ÚVOD

V dnešnej dobe je trendom efektívne využívanie zdrojov energie s minimálnym dopadom na životné prostredie. Je to základom trvalej udržateľnosti rozvoja spoločnosti. Ceny energií budú pravdepodobne do budúcnosti stúpať, preto sa musí výroba aj spotreba energie racionalizovať. Znamená to, že navrhované energetické zariadenia by mali pracovať s najvyššou možnou účinnosťou, aby sa z paliva využil čo najväčší energetický potenciál. Tak môžeme znížiť celkovú energetickú náročnosť nášho hospodárstva a znížiť negatívne dopady transformácie energie na životné prostredie. [1]

Jedným zo spôsobov zvyšovania účinnosti teplární pracujúcich podľa Rankin-Clausiovho cyklu je regenerácia tepla. Tento spôsob na úkor vyššej účinnosti znižuje výkon bloku, pretože časť pary, ktorá ešte nevykonala expanziu v turbíne, je odobraná regulovaným odberom. Zároveň znížením hmotnostného prietoku klesnú aj rozmery nízkotlakového dielu turbíny a ďalších komponentov, ako je výstupné hrdlo a kondenzátor.

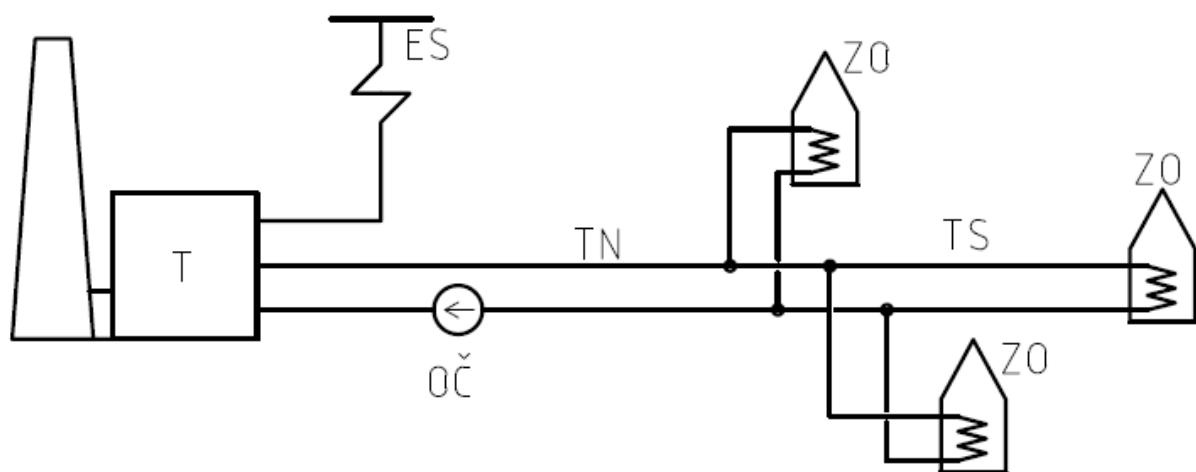
Energia odberovej pary je v regeneračnom ohrievači predávaná napájacej vode, takže množstvo tepla dodávaného do obehu v kotle je pomerne menšie.

Povrchové regeneračné ohrievače sa delia na vysokotlakové a nízkotlakové. Vysokotlakové sú umiestnené za napájacou nádržou s termickým odplynením, nízkotlakové pred nádržou. Tieto zariadenia sú umiestňované väčšinou v sériovom usporiadaní vo väčšom počte, aby boli dosiahnuté požadované parametre napájacej vody. Nazýva sa to stupňovitý regeneračný ohrev.

1 TEPLÁRENSTVO

Významným příspěvkem k racionalizácii výroby energií je kombinovaná výroba elektrickej energie a tepla – KVET. Táto myšlienka je založená na využívaní časti odpadného tepla z parného cyklu. Už na prelome 19. a 20. storočia, boli budované prvé energetické zdroje – závodové elektrárne (teplárne), ktoré v tomto režime pracovali. S rozvíjajúcou sa industrializáciou však boli potrebné nové zdroje elektrickej energie, ktoré rástli rýchlejšie než zdroje tepla. Vznikli tak dve samostatné odvetvia. Dôsledkom oddelenia elektrárnenstva a výtopenstva je zvýšenie spotreby paliva v oboch odvetviach oproti jednému spoločnému odvetviu – teplárenstvu. [2]

Teplárenstvo je priemyselný obor, ktorého účelom je zásobovanie spotrebiteľov teplom. Hlavnou súčasťou teplárenskej sústavy je tepláreň, z ktorej je elektrina dodávaná do elektrizačnej sústavy a teplo je odovzdávané pomocou rozvážacej tepelnej siete spotrebiteľom tepla. Pre väčšie vzdialenosti medzi teplárňou a areálom zásobovaným teplom je pre spojenie teplárne s tepelnou sieťou použitý tepelný napájač. Vyrobené teplo môže byť dodávané spotrebiteľom prostredníctvom pary alebo horúcej vody. [3]



Obrázok 1: Schéma jednoduchéj teplárenskej sústavy [3]

T – tepláreň, *TN* – tepelný napájač, *TS* – tepelná sieť, *OČ* – obehové čerpadlo,

ZO – objekt zásobovaný teplom, *ES* – elektrizačná sústava

1.1 Účinnost' teplárne

Energetická centrála pre kombinovanú výrobu elektriny a tepla má dva finálne energetické výstupy:

- elektrickú energiu E
- teplo Q_d

Účinnosť teplárne je definovaná vzťahom:

$$\eta_{tep} = \frac{E + Q_d}{Q_{pal}} \quad [-] \quad (1-1)$$

Veličina Q_{pal} v rovnici (1-1) vyjadruje energiu dodanú do pracovného cyklu v palive. V prípade tejto diplomovej práce je palivom biomasa, ktorá má veľký podiel na obnoviteľných zdrojoch energie. Biomasa vzniká fotosyntézou a je uskladnená v rastlinnej substancii. Môže byť účelovo pestovaná pre energetické využitie alebo získavaná ako odpad z potravinárskej výroby. Rozšíreným zdrojom tohto paliva sú v dnešnej dobe rýchlorastúce dreviny. Slabou stránkou fotosyntézy je jej nízka účinnosť premeny slnečnej energie. [4]

Biomasa taktiež predstavuje veľký objem vzhľadom k využiteľnej energii, ktorú obsahuje. Preto výkon energetického zariadenia spaľujúceho biomasu závisí aj na veľkosti spádovej plochy, na ktorej sa biomasa pestuje. [5]

1.2 Modul teplárenskej výroby elektriny

Účinnosť teplárne je dôležitou veličinou, ktorá určuje podiel finálnych energetických výrobkov a vstupnej spotreby tepla v palive. Avšak podiel vyrábanej najušľachtilejšej formy energie – elektrickej energie E a tepla Q_d je určený vzťahom:

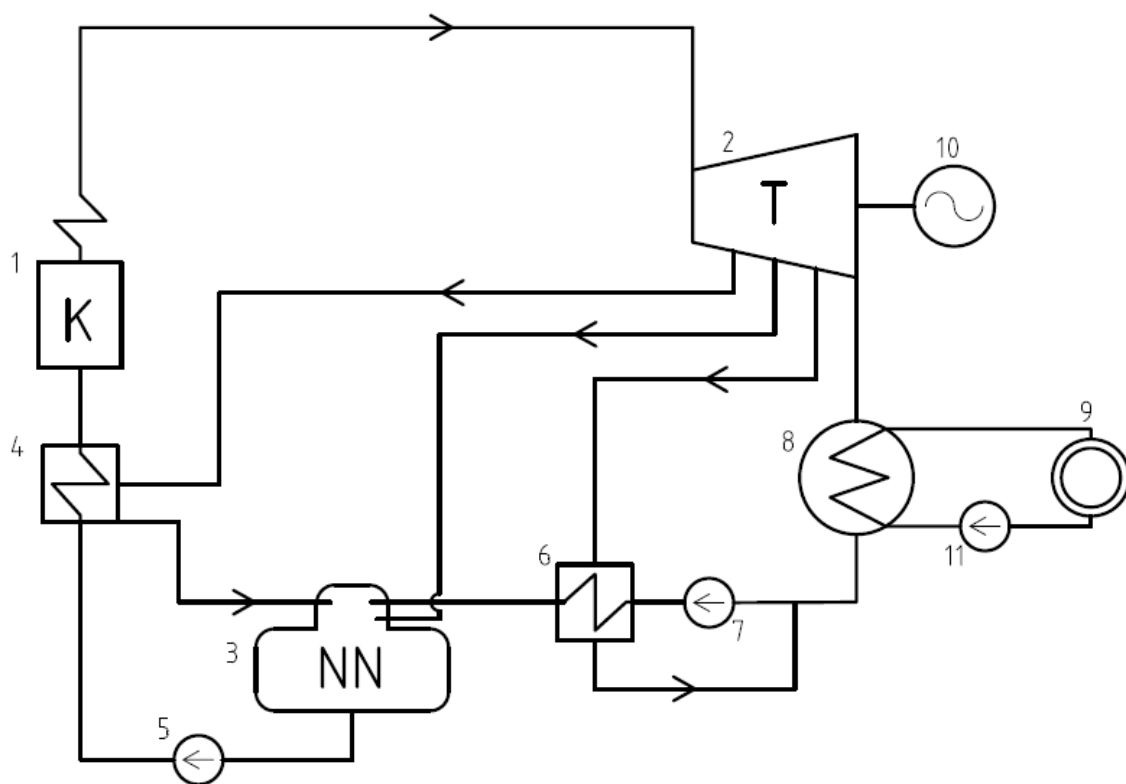
$$e = \frac{E}{Q_d} \quad [-] \quad (1-2)$$

Tento pomer sa nazýva modul teplárenskej výroby elektriny. Znamená to, že čím viac elektrickej energie je vyrobenej pri výrobe daného množstva tepla, tým menej elektriny je potrebné vyrábať s nižšou účinnosťou v kondenzačných elektrárňach. Preto úspora paliva pri kombinovanej výrobe elektriny je väčšia. Je to prvou a najdôležitejšou teplárenskou zásadou. [3]

1.3 Tepláreň s protitlakovou turbínou

Kondenzačné elektrárne odvádzajú veľké množstvo tepla do okolia. V teplárňach je toto teplo využité pre technologické účely a vykurovanie, preto sú kondenzačné turbíny nahradené protitlakovými. V týchto turbínach je expanzia ukončená pri vyššom tlaku a teda i vyššej teplote.[4]

Parný obeh prebiehajúci v týchto energetických centrálah sa nazýva Rankin-Clausiov cyklus. Prvým bodom tohto parného cyklu je dodanie tepla do kotla. Teplo slúži k výrobe pary, ktorá expanduje v turbíne a tým koná mechanickú prácu. Za turbínou je umiestnený kondenzátor, v ktorom kondenzuje para. V prípade protitlakovej turbíny sa jedná o kondenzátor s potlačeným vákuom. Vzniknutý kondenzát sa vracia cez nízkotlakový ohrievač, napájaciu nádrž s odplyňovákou a cez vysokotlakový ohrievač späť do kotla.



Obrázok 2: Zjednodušené bilančné schéma zapojenia do sústavy

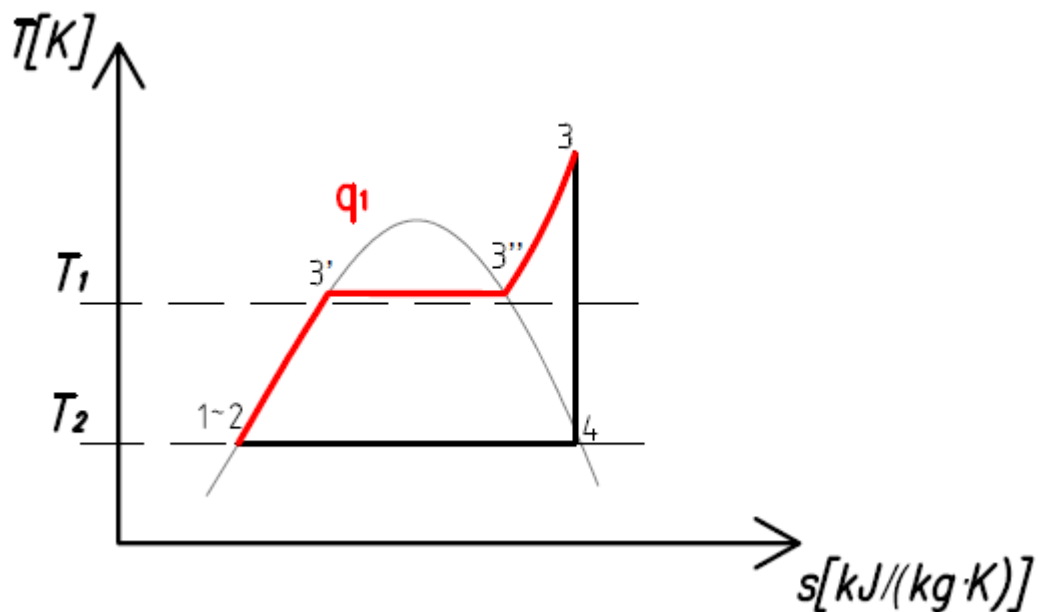
- | | |
|--|---------------------------|
| 1 – parný kotol | 7 – kondenzátne čerpadlo |
| 2 – parná turbína | 8 – kondenzátor |
| 3 – napájacia nádrž s odplyňovákou | 9 – spotrebič tepla |
| 4 – vysokotlakový regeneračný ohrievač | 10 – elektrický generátor |
| 5 – napájacie čerpadlo | 11 – obehové čerpadlo |
| 6 – nízkotlakový regeneračný ohrievač | |

1.3.1 Spôsoby zvyšovania účinnosti parného obehu

Termická účinnosť R-C cyklu je definovaná vzťahom:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad [-], \quad (1-3)$$

kde q_1 je teplo privedené do obehu a q_2 je teplo odvedené. Resp. T_1 je stredná teplota prívodu tepla a T_2 je stredná teplota odvodu tepla. Tepelnú účinnosť je možné ovplyvňovať zmenou týchto teplôt.



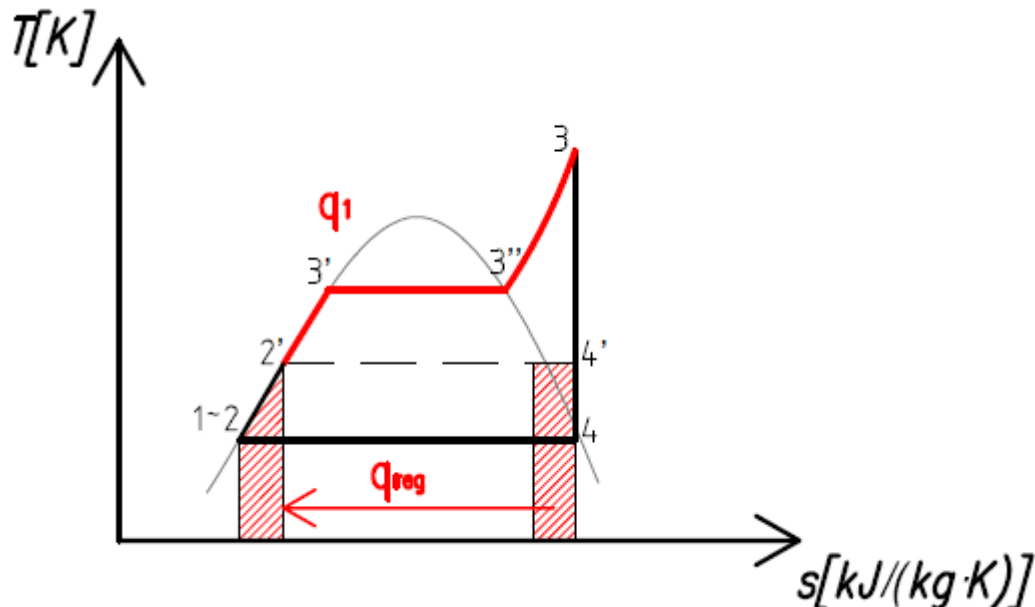
Obrázok 3: Termická účinnosť R-C obehu [6]

$T[K]$ – termodynamická teplota, $s[kJ/(kg \cdot K)]$ – entropia, $q_1[kJ/kg]$ – merné teplo dodané do obehu, T_1 – stredná teplota prívodu tepla, T_2 – stredná teplota odvodu tepla

Zvýšenie účinnosti je možno dosiahnuť viacerými spôsobmi:

- **Zlepšením vákuua v kondenzátore:** znížením tlaku v kondenzátore znížime aj strednú teplotu odvodu tepla. Tento spôsob je však pri kondenzátoroch s potlačeným vákuom zbytočný, pretože odvádzané teplo je ďalej využívané.
- **Zvyšovanie parametrov vstupnej pary:** zvýšením tlaku alebo teploty vstupnej pary, alebo oboch týchto veličín súčasne zväčšujeme množstvo privedeného tepla do obehu. [4]
- **Prihrievanie pary:** princípom tohto spôsobu je vyvedenie pary z turbíny pri vyššom tlaku. Táto para je následne vedená späť do kotla, kde sa prihreje na vyššiu teplotu a opäť môže konať prácu.

- **Regenerácia tepla:** strednú teplotu prívodu tepla do obehu je možno zvýšiť odobraním časti tepla z úseku 3 – 4 a následne týmto teplom ohriať napájaciu vodu smerujúcu do kotla. Teplo zo spomínaného úseku je odoberané prostredníctvom čiastočne vyexpandovanej pary z turbíny. Takýchto odberov môže byť na turbíne ľubovoľný počet. Výmena tepla medzi parou a napájacou vodou prebieha v regeneračnom ohrievači napájacej vody kondenzáciou odberovej pary. [6]



Obrázok 4: Regenerácia tepla s jedným výmenníkom [6]

$T[K]$ – termodynamická teplota, $s[kJ/(kg \cdot K)]$ – entropia, $q_1[kJ/kg]$ – merné teplo dodané do obehu, $q_{reg}[kJ/kg]$ – teplo regenerované do parného obehu

1.4 Výmenníky tepla v teplárenstve

Prenos tepelnej energie sa odohráva v tepelných zariadeniach zvaných výmenníky tepla. Proces výmeny tepla sa odohráva priebežne alebo prerušovane prostredníctvom prúdiacich teplotných médií. Tepelný tok smeruje z teplého (ohrievacieho) média do média chladnejšieho (ohrievaného). [7]

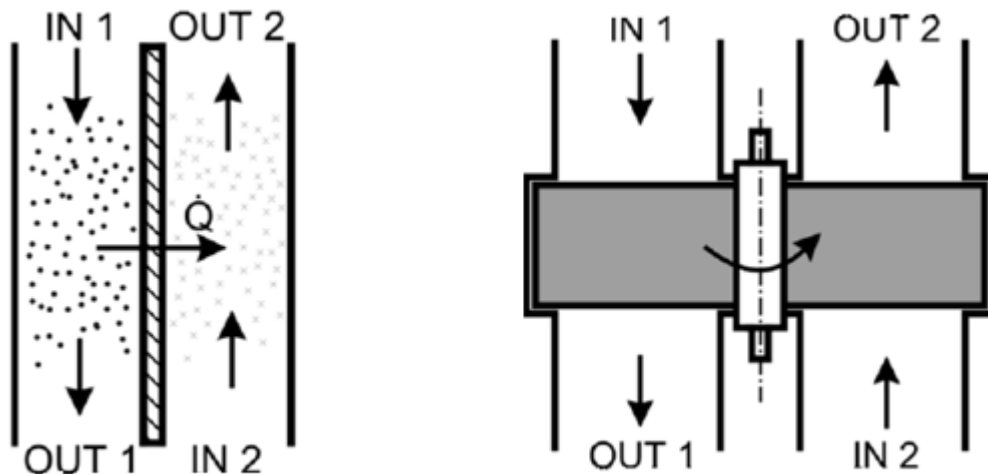
Výmenníky tepla majú široký okruh použitia a veľa variant konštrukčných prevedení s rôznymi pracovnými látkami.

Úlohou výmenníkov v energetike je:

1. Ohrev pracovnej látky
2. Chladenie pracovnej látky
3. Kondenzácia pary
4. Výroba pary
5. Využitie odpadného tepla [1]

Podľa spôsobu predávania tepla sa rozdeľujú výmenníky na **povrchové** a **zmiešavacie**.

1. Povrchové výmenníky – pracovné látky sú od seba oddelené. Delia sa na:
 - a. **Rekupačné** – pracovné médiá sú oddelené nepriepustnou stenou, ktorou prechádza teplo. Nedochádza ku kontaktu teplotných látok.
Tento typ výmenníkov sa z hľadiska prevedenia teplosmennej plochy ďalej delí na:
 - **trubkové výmenníky**: teplosmenný element tvoria hladké alebo rebrované trubky.
 - **doskové výmenníky**: teplosmenným elementom je rovinná profilovaná špirálovito vinutá prípadne rebrovaná doska.
 - b. **Regeneračné** – v pracovnom priestore sa látky striedavo vymieňajú. Prenos tepelnej energie sa uskutočňuje pomocou akumulácie tejto energie v stene výmenníku alebo v akumuláčnom telese. Dochádza k čiastočnému zmiešaniu teplotných látok.

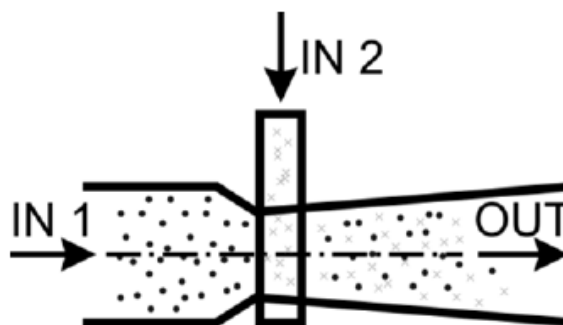


a) rekuperačný výmenník

b) regeneračný výmenník

Obrázok 5: Povrchové výmenníky [7]

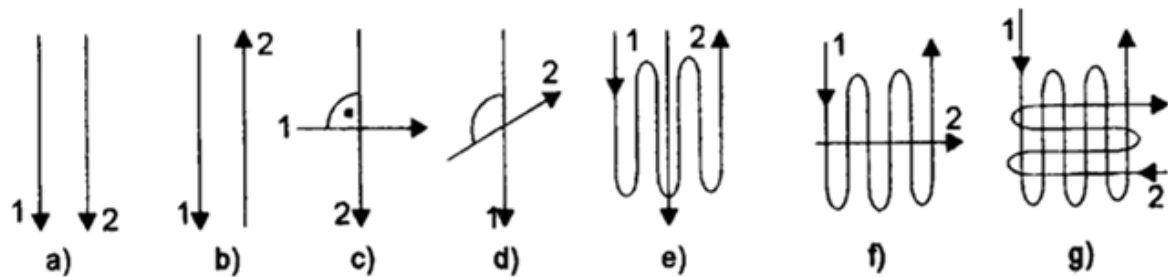
2. Zmiešavacie výmenníky – obe pracovné látky sú zmiešavané v pracovnom priestore. V prípade takýchto výmenníkov neexistuje teplosmenná plocha. V energetike sú často využívané pre tepelnú úpravu vody – odplynovák. Ich hlavnou úlohou je odstránenie plynov, najmä kyslíku a vodíku z vody v pracovnom okruhu elektrárne alebo teplárne. [1]



Obrázok 6: Zmiešavací výmenník [7]

Ďalším kritériom, podľa ktorého je možné výmenníky rozdeľovať je vzájomný smer a zmysel prúdenia oboch teplonosných médií. Toto rozdelenie platí pre výmenníky rekuperačné. Môžu byť riešené ako:

- súprúdové – smery prúdov ohrievanej a ohrievajúcej látky sú rovnobežné a majú rovnakú orientáciu,
- protiprúdové – smery osí prúdov sú rovnobežné, ale majú opačný zmysel,
- krížové – osi prúdov spolu v kolmom priereze zvierajú pravý uhol,
- so šikmým vzájomným prúdom – osi prúdov zvierajú v kolmom priereze uhol väčší alebo menší než 90° ,
- viacnásobne súprúdové, protiprúdové, a krížové prúdenie,
- s kombinovaným prúdením. [3]



a-súprúd, b-protiprúd, c-krížové prúdenie, d-šikmé prúdenie, e – g-kombinované prúdenie

Obrázok 7: Prúdenie vo výmenníkoch [3]

Podľa kombinácie teplonosných médií sa vyskytujú v energetike najčastejšie tieto výmenníky:

voda – voda, para – vzduch, para – olej, spaliny – voda, spaliny – para, spaliny – vzduch

Pri návrhu tepelného výmenníku je nutné dodržať niekoľko požiadaviek:

1. čo najmenšie rozmery, hmotnosť a cena zariadenia
2. čo najmenšie tlakové straty
3. čo najvyššia spoľahlivosť v prevádzke [7]

1.4.1 Trubkové plášťové výmenníky

Najpoužívanejšie výmenníky tepla sú výmenníky so zväzkom trubiek v plášti. Teplosmennú plochu týchto zariadení je pri konštruovaní možno v pomerne veľkom rozsahu meniť. Výmenníky tohoto typu sú dostatočne masívne a odolné voči namáhaniu. Ich čistenie je jednoduché a poškodené časti sa dajú ľahko vymeniť.

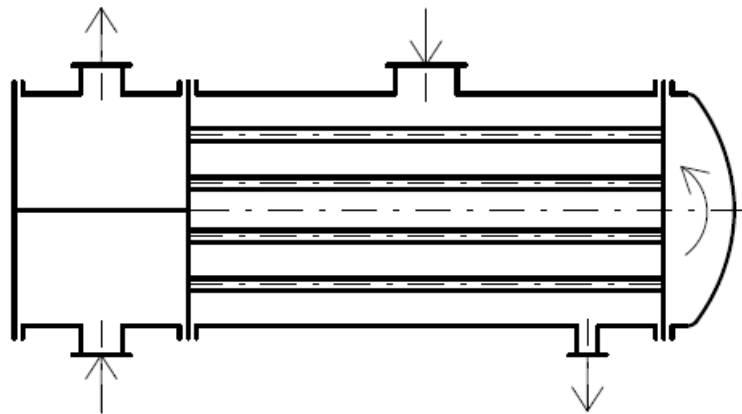
Hlavnou časťou je zväzok trubiek vytvárajúci plochu pre prostup tepla medzi pracovnými médiami. Trubky môžu byť hladké alebo rebrované. Na oboch koncoch sú zavalcované alebo privarené ku kruhovej doske zvanej trubkovnica. Výnimkou sú výmenníky s „U-trubkami“, kde je trubkovnica iba na jednom konci.

Obal trubkového zväzku tvorí plášť výmenníku. V ňom sa nachádza pracovná látka medzitrubkového priestoru. Plášť je vyrobený zvinutím kovového lubu do tvaru valca s pozdĺžnym zvarovým spojom alebo v prípade plášťov menších rozmerov je použitá bezšvíková trubka požadovanej dĺžky. Pracovné látky vstupujú a vystupujú do výmenníku cez hrdlá, na ktoré je kladená požiadavka nízkej tlakovej straty.

V trubkovom priestore prechádza médium okrem hrdla aj cez komory. Predná komora je tá, do ktorej pracovná látka trubkového priestoru vstupuje, zadná je tá, z ktorej vystupuje alebo sa v nej obracia. Trubky sú podopierané prepážkami, aby sa neohýbali a nekmitali. Prepážky taktiež slúžia k usmerneniu prúdu naprieč trubkovým zväzkom. Tým zároveň zintenzívňujú prenos tepla. [8]

Rozdelenie trubkových plášťových výmenníkov [1]:

- s pevnými trubkovnicami

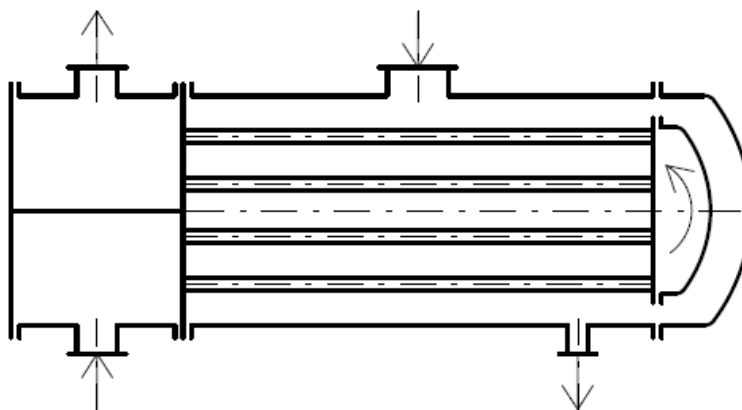


Obrázok 8: Trubkový výmenník s pevnými trubkovnicami

Výhody – jednoduché čistenie zanesených trubiek
– jednoduchá výmena poškodených trubiek

Nevýhody – možnosť použiť iba pri malých teplotných rozdieloch (pri väčších teplotných rozdieloch nutnosť doplniť vlnovým kompenzátorom v plášti)

- s plávajúcou hlavou

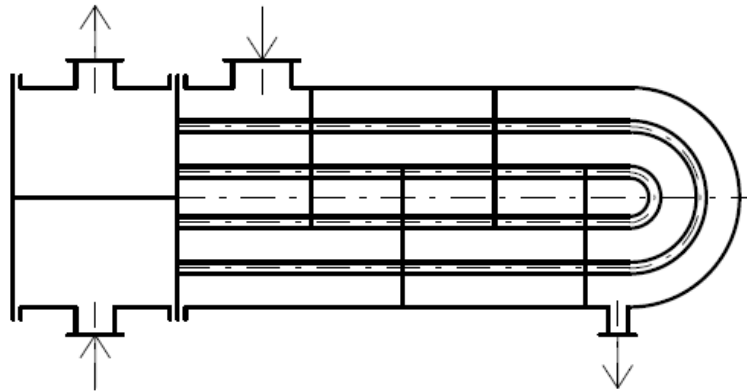


Obrázok 9: Trubkový výmenník s plávajúcou hlavou

Výhody – jednoduché čistenie zanesených trubiek
– jednoduchá výmena poškodených trubiek

Nevýhody – väčšia zložitosť
– väčšia hmotnosť z dôvodu veľkého prírubového spoja a ťažkého veka

- s trubkami v tvare „U“ – vlásenkový výmenník



Obrázok 10: Trubkový výmenník s „U-trubkami“

Výhody – najúspornejšie riešenie

Nevýhody – nemožnosť mechanického čistenia trubiek

– nemožnosť výmeny trubky pri poruche (tento problém sa rieši zaslepením príslušnej trubky)

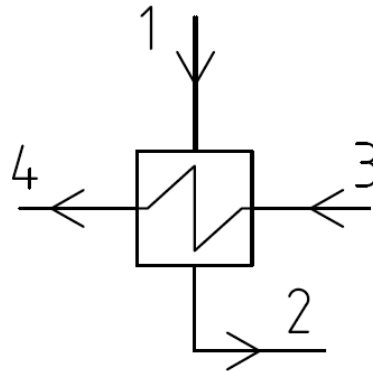
1.4.2 Regeneračné ohrievače

Pre zvyšovanie účinnosti parného cyklu pomocou regenerácie tepla sa využívajú regeneračné ohrievače, ktoré ohrievajú napájaciu vodu. Pojem regeneračný je v tomto prípade použitý v zmysle znovuvyužívania tepelnej energie, pretože povrchové regeneračné ohrievače sú zvyčajne rekuperačného typu. Najčastejším používaným konštrukčným typom sú povrchové trubkové výmenníky s trubkami v tvare „U“. Tie môžu byť vo vertikálnom alebo horizontálnom prevedení.

Okrem povrchových ohrievačov sa využívajú ohrievače zmiešavacie. Ohrievaný kondenzát vstupuje do výmenníku v hornej časti a po prepážkach steká dole vo forme sprchy. Do spodnej časti je privedená para, ktorá prúdi stekajúcemu kondenzátu a na vodných lúčoch postupne kondenzuje. [1]

2 TEPELNÝ NÁVRH OHŘIEVAČA

Regeneračný ohrievač navrhovaný v tejto diplomovej práci bude povrchový v horizontálnom prevedení. Teplosmenná plocha bude tvorená trubkami v tvare „U“, čiže vlásenkový výmenník. Na obrázku je znázornené usporiadanie vstupov a výstupov médií z ohrievača. Ich číslovanie je použité v indexovaní zadaných parametrov. Zapojenie tohto zariadenia do sústavy je znázornené na obrázku 2 v kapitole 1.3.



Obrázok 11: Krížové usporiadanie vstupov a výstupov výmenníku

- 1 – vstup pary
- 2 – výstup kondenzátu
- 3 – vstup napájacej vody
- 4 – výstup napájacej vody

Zadané parametre

Hmotnostný prietok napájacej vody	$\dot{m}_w = 3,3 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Tlak napájacej vody	$p_w = 1,2 \text{ bar} = 120 \text{ kPa}$
Vstupná teplota napájacej vody	$t_3 = 35 - 80 \text{ }^\circ\text{C}$
Výstupná teplota napájacej vody	$t_4 = 80 - 90 \text{ }^\circ\text{C}$
Tlak topnej pary	$p_p = 1,23 \text{ bar} = 123 \text{ kPa}$
Teplota topnej pary	$t_1 = 105,48 - 189 \text{ }^\circ\text{C}$
Teplota kondenzátu	$t_2 = 105,48 \text{ }^\circ\text{C}$

Tabuľka 1: Parametre pracovných médií

VODA	Teplota [$^\circ\text{C}$]	Tlak [bar]	Entalpia [$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}^{-1}$]
3_{\min}	35	1,2	146,75
3_{\max}	80	1,2	335
4_{\min}	80	1,2	335
4_{\max}	90	1,2	377

PARA	Teplota [$^\circ\text{C}$]	Tlak [bar]	Entalpia [$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}^{-1}$]
1_{\min}	105,48	1,23	2684,14
1_{\max}	189	1,23	2852,58
2	105,48	1,23	442,24

2.1 Výpočet maximálního požadovaného výkonu

Výmenník bude navrhnutý pre najväčší potrebný výkon. Ten nastane v prípade, keď vstupná teplota vody bude mať 35 °C, požadovaná teplota na výstupe z ohrievača bude 80 °C. Teplota pary na vstupe bude na krivke sýtosti. Pre tlak 1,23 bar je teplota sýtosti 105,48 °C. Uvažuje sa, že kondenzát bude mať tiež teplotu sýtosti.

$$\dot{Q} = \dot{m}_w \cdot (i_{4min} - i_{3min}) = 3,3 \cdot (335 - 146,75) = 621,254 \text{ kW} \quad (2-1)$$

2.2 Výpočet hmotnostného prietoku pary

$$\dot{Q} = \dot{m}_p \cdot (i_{1min} - i_2) \quad (2-2)$$

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{Q}}{(i_{1min} - i_2)} = \frac{621,254}{(2684,14 - 442,24)} = 0,277 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

2.3 Výpočet počtu trubiek

Vnútorňý priemer trubky:

$$d_1 = 14 \text{ mm} = 0,014 \text{ m}$$

Vonkajší priemer trubky:

$$d_2 = 16 \text{ mm} = 0,016 \text{ m}$$

Rýchlosť prúdenia vody:

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

Stredná teplota prúdu:

$$t_{str} = \frac{t_{3min} + t_{4min}}{2} = \frac{35 + 80}{2} = 57,5 \text{ °C} \quad (2-3)$$

Merný objem vody:

$$v = f(p_w; t_{str}) = (1,2 \text{ bar}; 57,5 \text{ °C}) = 0,001018 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Prietokový prierez:

$$S_p = \frac{\dot{m}_w \cdot v}{w} = \frac{3,3 \cdot 0,001018}{1} = 0,003352 \text{ m}^2 \quad (2-4)$$

Počet „U-trubiek“:

$$n = \frac{4 \cdot S_p}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 0,003352}{\pi \cdot 0,014^2} = 21,775 \rightarrow 22 \quad (2-5)$$

Počet chodov:

$$n_{CH} = 2$$

Počet trubiek v priečnom reze:

$$n_{sv} = n_{CH} \cdot n = 2 \cdot 22 = 44 \quad (2-6)$$

Skutočný prietokový prierez:

$$S_{p\ SKUT} = \frac{\pi \cdot n \cdot d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 22 \cdot 0,014^2}{4} = 0,003387\ m^2 \quad (2-7)$$

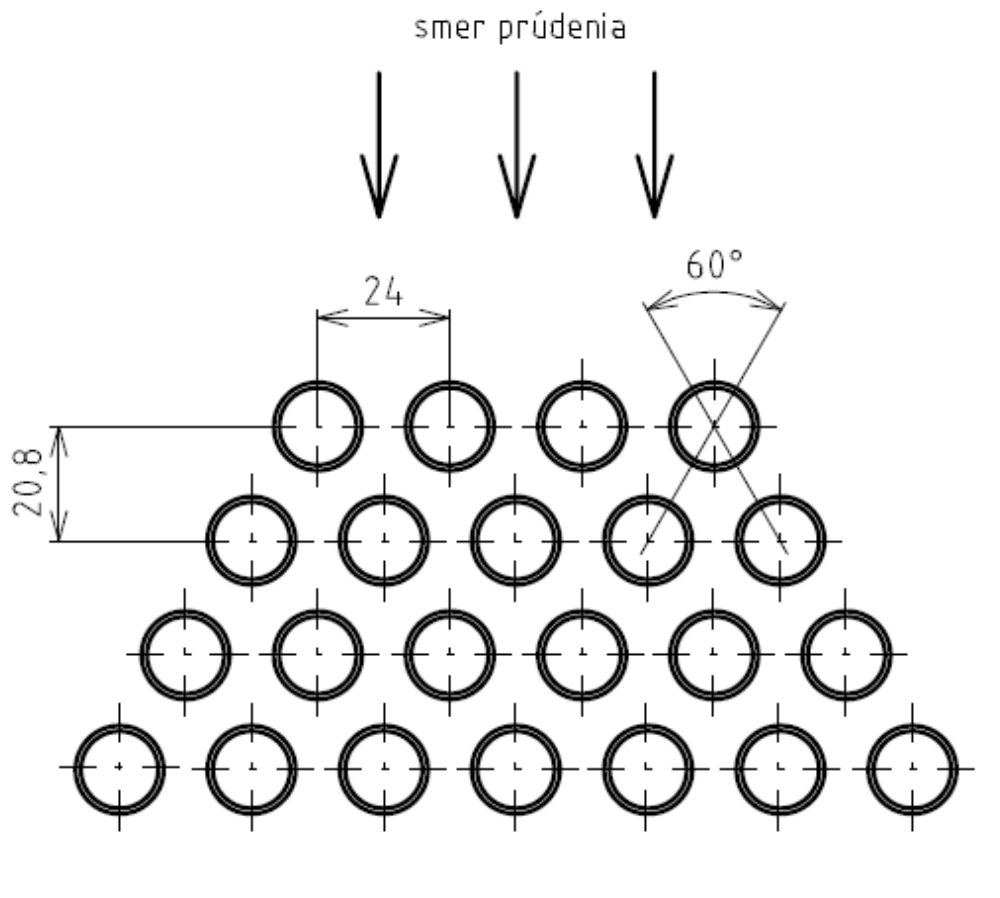
Skutočná rýchlosť prúdenia vody:

$$w_{SKUT} = \frac{\dot{m}_w \cdot v}{S_{p\ SKUT}} = \frac{3,3 \cdot 0,001018}{0,003387} = 0,989\ m \cdot s^{-1} \quad (2-8)$$

Rozdiel medzi zvolenou a skutočnou rýchlosťou prúdenia je zanedbateľne malý, ale pre presnosť ďalších výpočtov bude počítané so skutočnou hodnotou.

Usporiadanie trubiek:

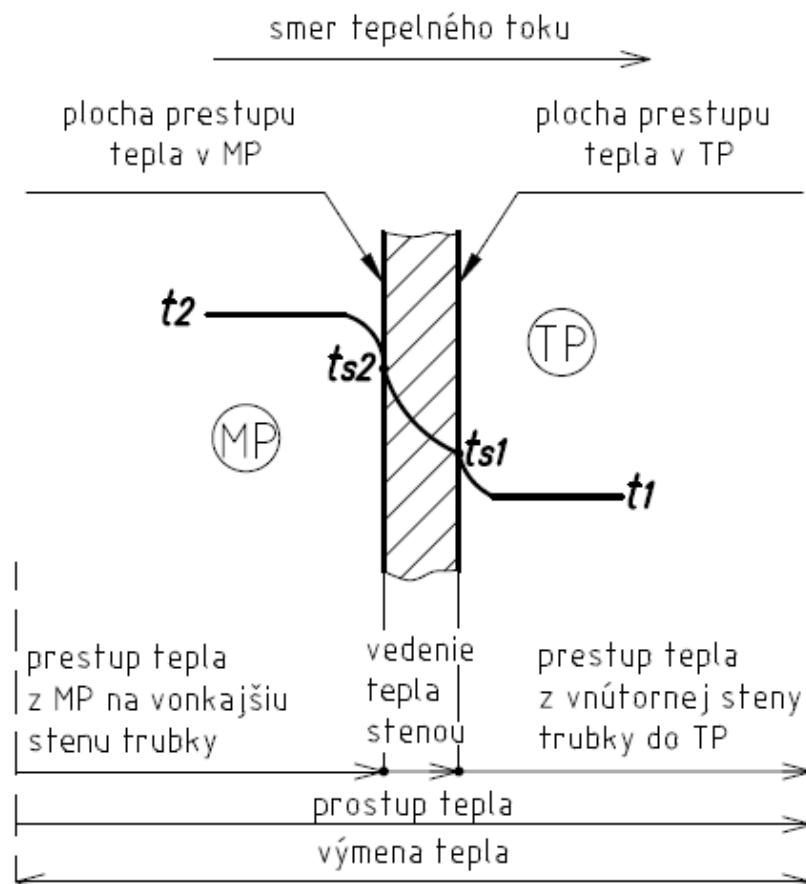
Trubky budú navzájom presadené. Jedná sa o vystriedané uloženie do rovnostranného trojuholníka. Pričná rozteč je 24 mm a pozdĺžna je 20,8 mm. Pri tomto type uloženia trubiek je intenzívnejší prostup tepla oproti uloženiu trubiek v zákryte. Nevýhodou však je poškodzovanie trubiek abráziou. Riešením je umiestnenie krycieho plechu pod ústie vstupného hrdla pary, takže prípadné kvapôčky vody v pare nebudú poškodzovať horné rady trubiek, ale budú svoju kinetickú energiu mariť na plechu.



Obrázok 12: Usporiadanie trubiek

2.4 Súčiniteľ prestupu tepla valcovou stenou trubky k

Prostup tepla valcovou stenou je funkciou súčiniteľa prestupu tepla na strane vody, tepelnou vodivosťou materiálu steny, súčiniteľa prestupu tepla zo strany pary a vnútorného a vonkajšieho priemeru trubky. Materiálom trubky je zvolená mosadz, s tepelnou vodivosťou $\lambda_{mosadz} = 120 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Jednotlivé súčinitele prestupu tepla bude potrebné dopočítať.



Obrázok 13: Prostup tepla stenou trubky

MP – medzitrubkový priestor, TP – trubkový priestor

2.4.1 Výpočet súčiniteľa prestupu tepla zo strany vody

Prestup tepla v trubkovom priestore sa uskutočňuje nútenou konvekciou a pre jeho výpočet je nutné určiť Nusseltovo číslo, ktoré je najčastejšie funkciou Reynoldsova čísla, Prandtlova čísla a iných pomocných súčiniteľov. Nusseltovo číslo je dané tiež vzťahom:

$$Nu = \frac{\alpha_1 \cdot d_1}{\lambda} \quad (2-9)$$

Z tejto rovnice sa vyjadří súčiniteľ prestupu tepla. Fyzikálny význam tohto bezrozmerného čísla je závislosť medzi prestupom tepla a teplotným polom v medznej vrstve tekutiny. [3]

Termofyzikálne vlastnosti vody ako pracovnej látky sa určujú pre strednú teplotu prúdu, ktorá je $57,5 \text{ }^\circ\text{C}$ a tlak $1,2 \text{ bar}$. Hodnoty sú získané interpoláciou z tabuliek. [9]

Súčiniteľ tepelnej vodivosti:

$$\lambda = 0,651 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Dynamická viskozita:

$$\mu = 0,0004866 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Merná tepelná kapacita:

$$c_p = 4184,2 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Hustota:

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{1}{0,001018} = 984,49 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (2-10)$$

Prandtlovo číslo:

$$Pr_1 = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} = \frac{0,0004866 \cdot 4184,2}{0,651} = 3,13 \quad (2-11)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_{SKUT} \cdot d_1 \cdot \rho}{\mu} = \frac{0,989 \cdot 0,014 \cdot 984,49}{0,0004866} = 28032,88 \quad (2-12)$$

$Re > 2320 \rightarrow$ jedná sa o turbulentné prúdenie a pre výpočet Nusseltovho čísla bude použitý Gnielinskeho vzťah, ktorý najviac vyhovuje tomuto typu prúdenia v trubke kruhového prierezu. [8]

$$Nu = \frac{x_5 \cdot (Re - 1000) \cdot Pr_1}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{x_5} \cdot (Pr_1^{2/3} - 1)} \cdot \left(1 + y_1^{2/3}\right) \cdot y_2 \quad (2-13)$$

kde:

$$x_5 = \frac{1}{8} \cdot (1,82 \cdot \log Re - 1,64)^{-2} \quad (2-14)$$

$$x_5 = \frac{1}{8} \cdot (1,82 \cdot \log 28032,88 - 1,64)^{-2} = 0,003$$

$$y_1 = \frac{d_1}{l_t} = \frac{0,014}{3,67} = 0,00381 \quad (2-15)$$

kde l_t je dĺžka prostrednej „U“ trubky. Táto hodnota bola najprv odhadovaná a neskôr dopyčítaná.

Korekčný faktor y_2 pre kvapaliny sa určí zo vzťahu:

$$y_2 = \left(\frac{Pr_1}{Pr_{s1}}\right)^a \quad (2-16)$$

kde exponent $a = 0,11$ bez ohľadu na smer tepelného toku.

Pre výpočet Prandtlovho čísla pre vodu s teplotou steny – Pr_{s1} bola táto teplota najprv odhadovaná 80 °C a po dopočítaní súčiniteľa prestupu tepla a teplosmennej plochy bola iteračným výpočtom upresnená na hodnotu:

$$t_{s1} = 82,44 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Vlastnosti vody pri teplote steny. Hodnoty sú získané interpoláciou z tabuliek. [9]

Súčiniteľ tepelnej vodivosti:

$$\lambda_{s1} = 0,671 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Dynamická viskozita:

$$\mu_{s1} = 0,000342 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Merná tepelná kapacita:

$$c_{p_{s1}} = 4297,446 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Prandtlovo číslo:

$$Pr_{s1} = \frac{\mu_{s1} \cdot c_{p_{s1}}}{\lambda_{s1}} = \frac{0,000342 \cdot 4297,446}{0,671} = 2,19 \quad (2-17)$$

Po dopočítaní Prandtlovho čísla pre teplotu steny:

$$y_2 = \left(\frac{Pr_1}{Pr_{s1}} \right)^{0,11} = \left(\frac{3,13}{2,19} \right)^{0,11} = 1,04$$

Nusseltovo číslo z rovnice (2-13):

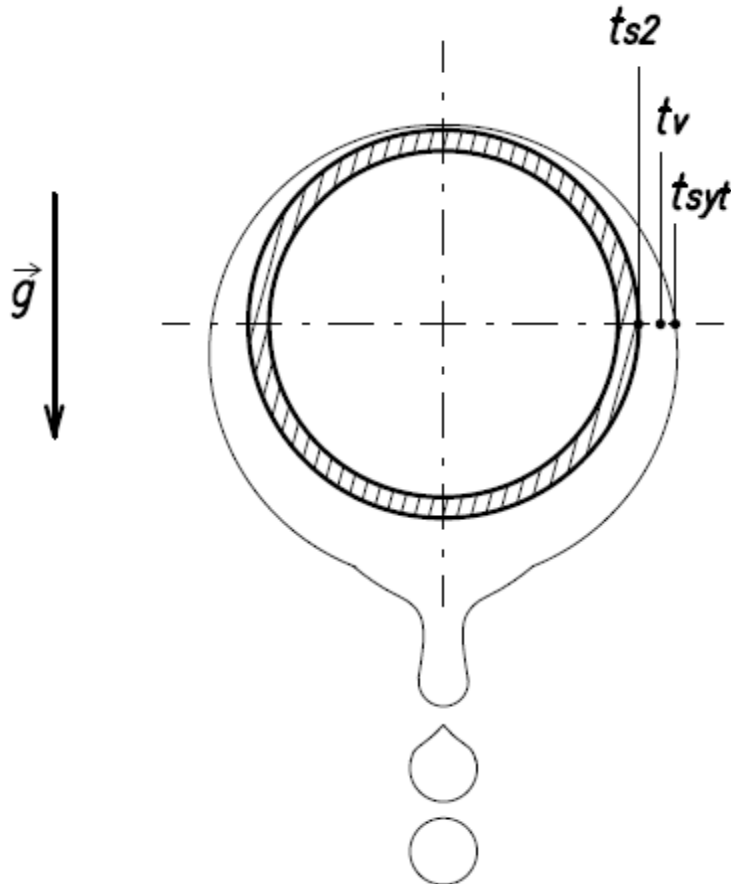
$$Nu = \frac{0,003 \cdot (28032,88 - 1000) \cdot 3,13}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{0,003} \cdot \left(3,13^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \cdot \left(1 + 0,00381^{\frac{2}{3}} \right) \cdot 1,04 = 150,8$$

Súčiniteľ prestupu tepla vyjadrený z rovnice (2-9):

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_1} = \frac{150,8 \cdot 0,651}{0,014} = 7010,79 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

2.4.2 Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany pary

Pri kondenzácii mení pracovná látka svoje skupenstvo z plynného na kvapalný stav. V prípade povrchových regeneračných ohrievačov sa vždy jedná o blanovú kondenzáciu. Kondenzát vytvára na trubke tenkú vrstvu, ktorá steká v smere gravitačnej sily.



Obrázok 14: Blanová kondenzácia

Termofyzikálne vlastnosti sú brané pre vzťahnú teplotu medzi teplotou sýtosti a teplotou steny, dopočítanou podľa vzťahu [9]:

$$t_v = t_{syt} - \frac{3}{8} \cdot (t_{syt} - t_{s2}) = 105,48 - \frac{3}{8} \cdot (105,48 - 87,56) = 98,76 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2-18)$$

Teplota steny t_{s2} bola odhadovaná $90 \text{ } ^\circ\text{C}$ a po dopočítaní súčiniteľa prešupu tepla, teplosmennej plochy a niekoľkých iteráciách bola spresnená na hodnotu $87,56 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Vlastnosti kondenzátu pre vzťahnú teplotu $98,76 \text{ } ^\circ\text{C}$ a tlak $1,23 \text{ bar}$. Hodnoty sú získané interpoláciou z tabuliek. [9]

Súčiniteľ tepelnej vodivosti:

$$\lambda_v = 0,68 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Dynamická viskozita:

$$\mu_v = 0,000283 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Merná tepelná kapacita:

$$c_{p_v} = 4313,76 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Merný objem:

$$v_v = f(p_p; t_v) = f(1,23 \text{ bar}; 98,76 \text{ }^\circ\text{C}) = 0,001042 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Hustota:

$$\rho_v = \frac{1}{v_v} = \frac{1}{0,001042} = 959,254 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (2-19)$$

Prandtlovo číslo:

$$Pr_2 = \frac{\mu_v \cdot c_{p_v}}{\lambda_v} = \frac{0,000283 \cdot 4313,76}{0,68} = 1,798 \quad (2-20)$$

Hustota vodnej pary pri teplote sýtosti:

$$\rho'' = 0,71656 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Gravitačné zrýchlenie:

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Latentné teplo:

$$l_k = i'' - i' = 2684,137 - 442,238 = 2241,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2-21)$$

Teplotný rozdiel:

$$\Delta t = t_{syt} - t_{s2} = 105,48 - 87,56 = 17,92 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2-22)$$

Súčiniteľ prestupu tepla pri kondenzácii čistej pary na osamotenej horizontálnej trubke počítaný pomocou Nusseltovho vzťahu:

$$\alpha_{hor} = 0,725 \sqrt[4]{\frac{\lambda_v^3 \cdot \rho_v \cdot (\rho_v - \rho'') \cdot g \cdot l_k}{\mu_v \cdot \Delta t \cdot d_2}} \quad (2-23)$$

$$\alpha_{hor} = 0,725 \sqrt[4]{\frac{0,68^3 \cdot 959,254 \cdot (959,254 - 0,71656) \cdot 9,81 \cdot 2241,9}{0,00283 \cdot 17,92 \cdot 0,016}}$$

$$\alpha_{hor} = 11706,102 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Vplyv kondenzátu stekajúceho na spodné trubky zväzku z horných trubiek zväzku je zohľadnený korekciou podľa Kerna:

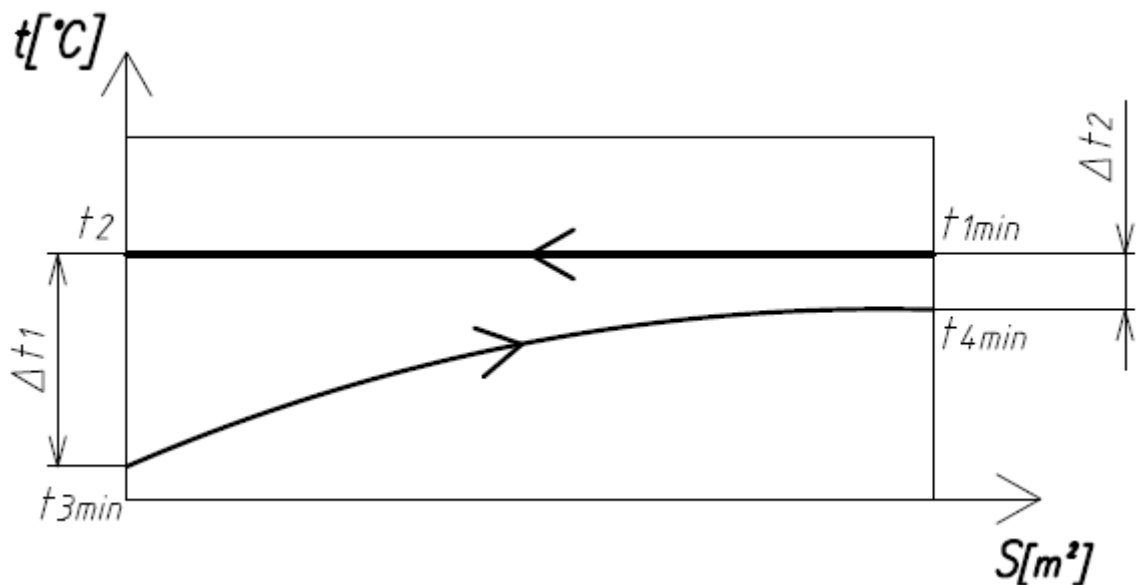
$$\alpha_2 = \alpha_{hor} \cdot n_{sv}^{-\frac{1}{12}} = 11706,102 \cdot 44^{-\frac{1}{12}} = 8540 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (2-24)$$

2.4.3 Výpočet součinitele a prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{d_2}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{d_2}{2 \cdot \lambda_{mosadz}} \ln \frac{d_2}{d_1}} \quad (2-25)$$

$$k = \frac{1}{\frac{0,016}{7010,79} + \frac{1}{8540} + \frac{0,016}{2 \cdot 120} \ln \frac{0,016}{0,014}} = 3460,06 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

2.5 Středný logaritmický teplotný spád



Obrázok 15: Priebeh teplôt vo výmenníku

Teplotný spád na vstupe napájacej vody do ohrievača:

$$\Delta t_1 = t_2 - t_{3min} = 105,48 - 35 = 70,48 \text{ °C} \quad (2-26)$$

Teplotný spád na výstupe napájacej vody z ohrievača:

$$\Delta t_2 = t_{1min} - t_{4min} = 105,48 - 80 = 25,48 \text{ °C} \quad (2-27)$$

Stredný logaritmický teplotný spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{70,48 - 25,48}{\ln \frac{70,48}{25,48}} = 44,23 \text{ °C} \quad (2-28)$$

2.6 Teplosmenná plocha S

Pri výpočte teplosmennej plochy sa vychádza z rovnice tepelnej bilancie:

$$\dot{Q} = \dot{m}_w \cdot (i_{4min} - i_{3min}) = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \quad (2-29)$$

$$S = \frac{\dot{Q}}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{621254}{3460,06 \cdot 44,23} = 4,06 \text{ m}^2$$

Dĺžka trubkového zväzku L

$$L = \frac{S}{2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot n_{sv}} = \frac{4,06}{2 \cdot \pi \cdot 0,016 \cdot 44} = 1,84 \text{ m} \quad (2-30)$$

Dĺžka prostrednej „U“ trubky potrebná pre predchádzajúce výpočty:

$$l_t = 2 \cdot L = 2 \cdot 1,84 = 3,68 \text{ m} \quad (2-31)$$

Plocha vnútornej strany trubiek:

$$S_1 = \pi \cdot d_1 \cdot L \cdot n_{sv} = \pi \cdot 0,014 \cdot 1,84 \cdot 44 = 3,55 \text{ m}^2 \quad (2-32)$$

Teplota steny trubky

– vnútorná strana:

$$\dot{Q} = S_1 \cdot \alpha_1 \cdot (t_{s1} - t_{str}) \quad (2-33)$$

$$t_{s1} = \frac{\dot{Q}}{S_1 \cdot \alpha_1} + t_{str} = \frac{621254}{3,55 \cdot 7010,79} + 57,5 = 82,44 \text{ } ^\circ\text{C}$$

– vonkajšia strana:

$$\dot{Q} = S \cdot \alpha_2 \cdot (t_{syt} - t_{s2}) \quad (2-34)$$

$$t_{s2} = t_{syt} - \frac{\dot{Q}}{S \cdot \alpha_2} = 105,48 - \frac{621254}{4,06 \cdot 8540} = 87,56 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3 HYDRAULICKÝ NÁVRH VÝMENNÍKU

3.1 Rozměry hrdiel

3.1.1 Rozměr vstupného a výstupného hrdla na strane napájecí vody

Pri prietoku napájací vody cez navrhovaný výmenník sa jej ohrevom zvyšuje merný objem. S vyšším merným objemom je pri zachovaní rovnakého hmotnostného toku a rovnakej rýchlosti prúdenia vody potrebný väčší prietokový prierez. Avšak rozdiel merných objemov na vstupe a výstupe z ohrievača je relatívne malý, preto budú zvolené obe hrdlá s rovnakým rozmerom. Ich priemer bude určený pomocou skutočného prietokového prierezu, ktorý bol vypočítaný vzťahom (2-7) pre strednú hodnotu merného objemu vody.

Skutočný prietokový prierez:

$$S_{p\ SKUT} = 0,003387\ m^2$$

Priemer hrdiel:

$$D_{voda} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{p\ SKUT}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,003387}{\pi}} = 0,0657\ m \quad (3-1)$$

Pre obe hrdla bude zvolený priemer DN 65.

3.1.2 Rozměr vstupného hrdla pre paru

Vstupné hrdlo, ktorým je do výmenníku privádzaná para, je umiestnené v hornej časti plášťa. Doporučená rýchlosť prúdenia topnej pary s nízkym tlakom je $10 - 15\ m \cdot s^{-1}$. Pre výpočet bola zvolená rýchlosť:

$$w_p = 10\ m \cdot s^{-1}$$

Hmotnostný prietok pary pre návrhový stav:

$$\dot{m}_p = 0,277\ kg \cdot s^{-1}$$

Hustota sýtej pary:

$$\rho'' = 0,71656\ kg \cdot m^{-3}$$

Prietoková plocha hrdla:

$$S_{HRDLO} = \frac{\dot{m}_p}{w_p \cdot \rho''} = \frac{0,277}{10 \cdot 0,71656} = 0,0387\ m^2 \quad (3-2)$$

Priemer hrdla:

$$D_{HRDLO} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{HRDLO}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0387}{\pi}} = 0,222 \text{ m} \quad (3-3)$$

Zvolené hrdlo s priemerom DN 200.

Skutočná prietoková plocha vstupného hrdla:

$$S_{HRDLO \text{ skut}} = \frac{\pi \cdot 200^2}{4} = 0,0314 \text{ m}^2 \quad (3-4)$$

Skutočná rýchlosť prúdenia pary:

$$w_{p \text{ skut}} = \frac{\dot{m}_p}{\rho'' \cdot S_{HRDLO \text{ skut}}} = \frac{0,277}{0,71656 \cdot 0,0314} = 12,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3-5)$$

Dopočítaná rýchlosť je v doporučenom rozmedzí rýchlostí 10 – 15 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$.

3.1.3 Rozmer hrdla pre odvod kondenzátu

Pre výpočet rozmeru hrdla bola zvolená rýchlosť prúdenia kondenzátu:

$$w_k = 0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hmotnostný prietok skondenzovanej pary sa uvažuje rovný hmotnostnému prietoku pary privádzanej:

$$\dot{m}_k = \dot{m}_p = 0,277 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hustota sýteho kondenzátu:

$$\rho' = 954,353 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Prietočný prierez výstupného hrdla:

$$S_k = \frac{\dot{m}_k}{w_k \cdot \rho'} = \frac{0,277}{0,6 \cdot 954,353} = 0,000484 \text{ m}^2 \quad (3-6)$$

Priemer výstupného hrdla:

$$D_k = \sqrt{\frac{4 \cdot S_k}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000484}{\pi}} = 0,0248 \text{ m} \quad (3-7)$$

Zvolené hrdlo s priemerom DN 25.

3.2 Tlaková strata v trubkovom priestore

Celkové tlakové straty v trubkovom priestore sa určia súčtom strát trením Δp_t a strát miestnych Δp_m .

Potom platí:

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_t + \Delta p_m \quad (3-8)$$

3.2.1 Tlakové straty trením

Pre trubky kruhového prierezu platí:

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{\rho \cdot w_{SKUT}^2}{2} \cdot n_{CH} \cdot z_1 \cdot z_2, \quad (3-9)$$

kde λ je stratový súčiniteľ. Jeho hodnota sa pre $Re > 2320$ počíta podľa vzťahu [8]:

$$\lambda = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(x_9 + x_{10})^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (3-10)$$

Substitučné faktory sú určené podľa vzťahov:

$$x_9 = \left[2,457 \cdot \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27k_r} \right) \right]^{16}, \quad (3-11)$$

kde k_r je relatívna drsnosť trubky a platí pre ňu vzťah:

$$k_r = \frac{k}{d_1} \quad (3-12)$$

Hodnota strednej absolútnej drsnosti steny k je pre ťahané mosadzné trubky 0,0015 – 0,003 mm. Pre výpočet bola zvolená drsnosť:

$$k = 0,0015 \text{ mm}$$

Takže:

$$k_r = \frac{0,0015}{14} = 0,000107143$$

Dosadenie do vzťahu (3-11):

$$x_9 = \left[2,457 \cdot \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{28032,88} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot 0,000107143} \right) \right]^{16} = 1,478 \cdot 10^{20}$$

Pre substitučný faktor x_{10} bol použitý vzťah:

$$x_{10} = \left(\frac{37530}{Re}\right)^{16} = \left(\frac{37530}{28032,88}\right)^{16} = 106,51 \quad (3-13)$$

Výpočet stratového súčiniteľa λ podľa vzorca (3-10):

$$\lambda = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{28032,22}\right)^{12} + \frac{1}{(1,478 \cdot 10^{20} + 106,51)^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} = 0,0241$$

Súčiniteľ z_1 je daný vzťahom:

$$z_1 = \frac{l_t}{d_1} = \frac{3,68}{0,014} = 282,857 \quad (3-14)$$

Zmenu dynamickej viskozity v medznej vrstve s ohľadom na smer tepelného toku zohľadňuje korekčný faktor z_2 :

$$z_2 = \left(\frac{\mu_{s1}}{\mu}\right)^a, \quad (3-15)$$

kde exponent $a = 0,14$ pre $Re > 2320$ a smer tepelného toku do trubkového priestoru:

$$z_2 = \left(\frac{0,000342}{0,0004866}\right)^{0,14} = 0,952$$

Výpočet tlakových strát trením dosadením do rovnice (3-9):

$$\Delta p_t = 0,0241 \cdot \frac{984,49 \cdot 0,989^2}{2} \cdot 2 \cdot 282,857 \cdot 952 = 5814,12 \text{ Pa}$$

3.2.2 Tlakové straty miestne

Do tlakových strát vyvolaných miestnymi odporami v trubkovom priestore trubkových výmenníkov tepla nepatria straty vo vstupnom a výstupnom hrdle. Tieto straty sa započítavajú do strát v potrubí. [8]

Miestne tlakové straty sa skladajú z tlakovej straty na vstupe a výstupe pracovnej látky z trubkového zväzku a tlakovej straty ohybom prúdu pracovnej látky. Pre ich výpočet sa používa vzťah:

$$\Delta p_m = [\xi_{11} \cdot n_{CH} + \xi_{12} \cdot (n_{CH} - 1)] \cdot \frac{\rho \cdot w_{SKUT}^2}{2}, \quad (3-16)$$

kde ξ_{11} je stratový súčiniteľ miestneho odporu pre vstup a výstup z trubiiek trubkového zväzku. Jeho hodnota je 0,7.

ξ_{12} je stratový súčiniteľ miestneho odporu ohyb prúdu. Jeho hodnota je 0,4.

Výpočet miestnych tlakových strát dosadením do (3-16):

$$\Delta p_m = [0,7 \cdot 2 + 0,4 \cdot (2 - 1)] \cdot \frac{984,49 \cdot 0,989^2}{2} = 868,01 \text{ Pa}$$

Výpočet celkových tlakových strát dosadením do (3-8):

$$\Delta p_{z1} = 5814,12 + 868,01 = 6682,128 \text{ Pa}$$

3.3 Tlaková strata v medzitrubkovom priestore

V parnom priestore kondenzačného výmenníku pozostáva tlaková strata iba zo straty na vstupe do tohto zariadenia.

$$\Delta p_{z2} = \xi \cdot \frac{w_{p \text{ skut}}^2}{2} \cdot \rho'' = 1 \cdot \frac{12,3^2}{2} \cdot 0,71656 = 54,29 \text{ Pa}, \quad (3-17)$$

kde súčiniteľ miestnej tlakovej straty ξ je pre výtok do priestoru rovný 1.

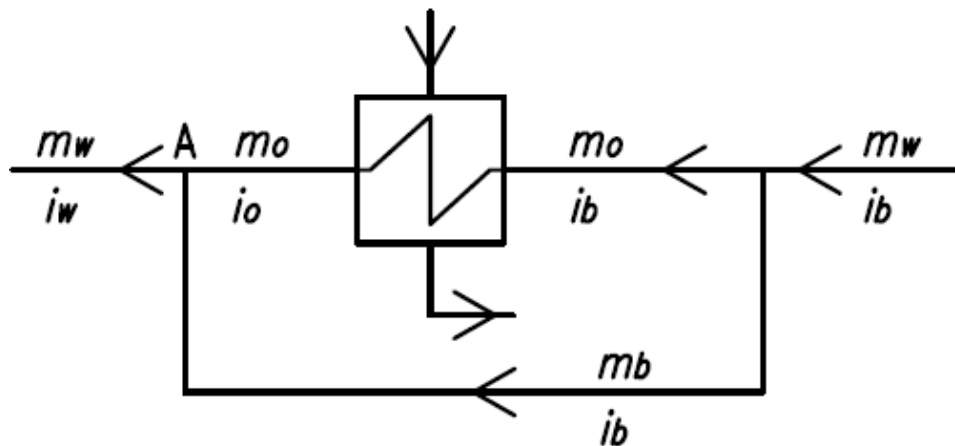
Vypočítaná tlaková strata je veľmi malá a nebude mať žiadny vplyv na funkciu výmenníku, takže bude zanedbaná. Ak by dosiahla určitú hodnotu, tlak pary by klesol a s ním aj teplota sýtosti. To by malo za následok zníženie stredného logaritmického teplotného spádu a rozmery výmenníku by museli byť väčšie, aby bol dodržaný požadovaný výkon.

4 REGULÁCIA VÝSTUPNEJ TEPLoty VODY

Požadovaná teplota na výstupe z ohrievača nesmie presiahnuť hodnotu 90 °C. Je to z dôvodu, že napájacia voda vstupuje po ohriatí do napájacej nádrže s termickým odplynením. Táto teplota je limitná pre odľučovanie nekondenzujúcich plynov z vody ako sú kyslík, dusík, oxid uhličitý a vodík. Aby bola maximálna požadovaná teplota na výstupe zachovaná aj v prípade, že vstupná teplota vody bude mať viac než návrhových 35 °C, je potrebné určiť spôsob jej regulácie.

4.1 Spôsob regulácie

- 1 Regulácia zatápaním teplosmennej plochy kondenzátom
 Zatopením medzitrubkového priestoru kondenzátom sa zmenší aktívna plocha prostupu tepla, pretože určitý počet trubiek sa bude nachádzať pod zvýšenou hladinou a teda nebude na nich prebiehať proces kondenzácie.
- 2 Regulácia hmotnostným prietokom pary
 Znížením hmotnostného prietoku pary vstupujúcej do ohrievača, sa znižuje aj množstvo privedeného tepla. Dosiahne sa to škrtaním pary čo spôsobuje tlakovú stratu.
- 3 Regulácia obtokom napájacej vody
 Základom tejto metódy je pomocou trojcestného regulačného ventilu pustiť určité množstvo vody obtokom a teda nedodať tejto vode žiadne teplo. Tá sa následne zmieša s vodou, ktorá paralelne s ňou prechádza cez ohrievač.



Obrázok 16: Schéma ohrievača s obtokom napájacej vody

V bode A musí platiť bilančná rovnica:

$$\dot{m}_w \cdot i_w = \dot{m}_o \cdot i_o + \dot{m}_b \cdot i_b \quad (4-1)$$

Pre návrh regulačnej armatúry je potrebné vypočítať regulačný rozsah, teda aký bude maximálny prietok bypassom \dot{m}_b . Tento prípad nastane, keď voda na vstupe do ohrievača bude mať 80 °C.

Z toho vyplýva prvá okrajová podmienka pre výpočet regulačného rozsahu:

$$i_b = i_{3max} = 335 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Druhá okrajová podmienka je daná maximálnou teplotou 90 °C na vstupe do napájacej nádrže:

$$i_w = i_{4max} = 377 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Ďalej platí podmienka:

$$\dot{m}_o + \dot{m}_b = \dot{m}_w = 3,3 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4-2)$$

Hodnota \dot{m}_o bola iteračne volená až kým nebola dosiahnutá jej optimálna hodnota.

Následne zostala v rovnici (4-1) jedna neznáma i_o , ktorá sa dopočítala podľa vzťahu:

$$i_o = \frac{\dot{m}_w \cdot i_w - \dot{m}_b \cdot i_b}{\dot{m}_o}$$

Z entalpie i_o a z tlaku v sústave sa vyjadrila teplota t_o , ktorá je tiež potrebná pre iteračné výpočty.

Iteračne boli porovnávané 2 hodnoty tepelného výkonu \dot{Q} , počítané pomocou rovníc:

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_o \cdot (i_o - i_b) \quad (4-3)$$

$$\dot{Q}_B = k_o \cdot S \cdot \Delta t_{ln_o} \quad (4-4)$$

V rovnici (4-4) platí:

$$k_o = f(\dot{m}_o)$$

$$S = konst$$

$$\Delta t_{ln_o} = f(t_o)$$

V programe *Excel* bol vytvorený software, v ktorom sa do oboch rovníc dosádzala rovnaká hodnota veličiny \dot{m}_o , až kým sa obe rovnice rovnali.

4.1.1 Výpočet regulačného rozsahu:

Pre výpočet regulačného rozsahu bol zvolený hmotnostný prietok cez ohrievač

$$\dot{m}_o = 1,53 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Z rovnice (4-2) vyplýva:

$$\dot{m}_b = 3,3 - 1,53 = 1,77 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Následne z rovnice (4-1):

$$i_o = \frac{3,3 \cdot 377 - 1,77 \cdot 335}{1,53} = 425,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výstupná teplota z ohrievača:

$$t_o = f(p_w; i_o) = f(1,2 \text{ bar}; 425,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}) = 101,49 \text{ }^\circ\text{C}$$

Výpočet tepelného výkonu \dot{Q}_A z rovnice (4-3):

$$\dot{Q}_A = 1,53 \cdot (425,4 - 335) = 138,6 \text{ kW}$$

Výpočet tepelného výkonu \dot{Q}_B bude rozsiahlejší:

Pre určenie súčiniteľa prechodu tepla k_o je potrebné dopočítať hodnoty súčiniteľov prechodu tepla zo strany vody α_{1_o} a zo strany pary α_{2_o} obdobne ako v kapitole 2.

Súčiniteľ prechodu tepla zo strany vody:

Stredná teplota prúdu:

$$t_{str,o} = \frac{t_b + t_o}{2} = \frac{80 + 101,49}{2} = 90,75 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4-5)$$

Merný objem vody:

$$v_o = f(p_w; t_{str,o}) = (1,2 \text{ bar}; 90,75 \text{ }^\circ\text{C}) = 0,001036 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Prietokový prierez zostáva konštantný:

$$S_{p \text{ SKUT}} = 0,003387 \text{ m}^2$$

Rýchlosť prúdenia vody:

$$w_o = \frac{\dot{m}_o \cdot v_o}{S_{p \text{ SKUT}}} = \frac{1,53 \cdot 0,001036}{0,003387} = 0,469 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4-6)$$

Termofyzikálne vlastnosti vody potrebné pre výpočet sú určené pre strednú teplotu prúdu $90,75 \text{ }^\circ\text{C}$ tlak $1,2 \text{ bar}$. Hodnoty sú získané interpoláciou z tabuliek. [9]

Súčiniteľ tepelnej vodivosti:

$$\lambda_o = 0,675 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Dynamická viskozita:

$$\mu_o = 0,000315 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Merná tepelná kapacita:

$$c_{p_o} = 4206 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Hustota:

$$\rho_o = \frac{1}{v_o} = \frac{1}{0,001036} = 964,83 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (4-7)$$

Prandtlovo číslo:

$$Pr_{1o} = \frac{\mu_o \cdot c_{p_o}}{\lambda_o} = \frac{0,000315 \cdot 4206}{0,675} = 1,96 \quad (4-8)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re_o = \frac{w_o \cdot d_1 \cdot \rho_o}{\mu_o} = \frac{0,469 \cdot 0,014 \cdot 964,83}{0,000315} = 20126 \quad (4-9)$$

$Re > 2320 \rightarrow$ aj pri zníženom prietoku sa stále jedná o turbulentné prúdenie a pre výpočet Nusseltovho čísla bude opäť použitý Gnielinskeho vzťah.

$$Nu_o = \frac{x_5 \cdot (Re_o - 1000) \cdot Pr_{1o}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{x_5} \cdot \left(Pr_{1o}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \cdot \left(1 + y_1^{\frac{2}{3}}\right) \cdot y_2 \quad (4-10)$$

Koeficienty x_5 , y_1 , y_2 boli analogicky spočítané ako v kapitole 2 a dosadené do tohto vzťahu:

$$Nu_o = \frac{0,0033 \cdot (20126 - 1000) \cdot 1,96}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{0,0033} \cdot \left(1,96^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \cdot \left(1 + 0,00384^{\frac{2}{3}}\right) \cdot 1,02 = 90,23$$

Súčiniteľ prestupu tepla:

$$\alpha_{1o} = \frac{Nu_o \cdot \lambda_o}{d_1} = \frac{90,23 \cdot 0,675}{0,014} = 4349,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4-11)$$

Súčiniteľ prestupu tepla zo strany pary:

Rozdiel medzi teplotou steny a teplotou sýtosti je malý, preto bude teplota sýtosti použitá ako vzťažná teplota pre určenie termofyzikálnych vlastností kondenzátu.

$$t_{v_o} = t_{syt} = 105,48 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplota steny:

$$t_{s2o} = 103 \text{ }^\circ\text{C}$$

Táto teplota bola iteračne spresnená po dopočítaní súčiniteľa prestupu tepla.

Vlastnosti kondenzátu pre teplotu sýtosti $105,48 \text{ }^\circ\text{C}$ a tlak $1,23 \text{ bar}$. Hodnoty sú získané interpoláciou z tabuliek. [9]

Súčiniteľ tepelnej vodivosti:

$$\lambda_{v_o} = 0,68 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Dynamická viskozita:

$$\mu_{v_o} = 0,00026 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Merná tepelná kapacita:

$$c_{p_{v_o}} = 4221 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Merný objem:

$$v_{v_o} = f(p_p; t_{v_o}) = f(1,23 \text{ bar}; 105,48 \text{ }^\circ\text{C}) = 0,001048 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Hustota:

$$\rho_{v_o} = \frac{1}{v_{v_o}} = \frac{1}{0,001048} = 954,353 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (4-12)$$

Prandtlovo číslo:

$$Pr_{2_o} = \frac{\mu_{v_o} \cdot c_{p_{v_o}}}{\lambda_{v_o}} = \frac{0,00026 \cdot 4221}{0,68} = 1,688$$

Hustota vodnej pary pri teplote sýtosti:

$$\rho'' = 0,71656 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Gravitačné zrýchlenie:

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Latentné teplo:

$$l_k = i'' - i' = 2684,137 - 442,238 = 2241,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4-13)$$

Teplotný rozdiel:

$$\Delta t_o = t_{syt} - t_{s2_o} = 105,48 - 103 = 2,48 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4-14)$$

Súčiniteľ prestupu tepla pri kondenzácii čistej pary na osamotenej horizontálnej trubke počítaný pomocou Nusseltovho vzťahu:

$$\alpha_{hor_o} = 0,725 \sqrt[4]{\frac{\lambda_{v_o}^3 \cdot \rho_{v_o} \cdot (\rho_{v_o} - \rho'') \cdot g \cdot l_k}{\mu_{v_o} \cdot \Delta t_o \cdot d_2}} \quad (4-15)$$

$$\alpha_{hor_o} = 0,725 \sqrt[4]{\frac{0,68^3 \cdot 954,353 \cdot (954,353 - 0,71656) \cdot 9,81 \cdot 2241,9}{0,0026 \cdot 2,48 \cdot 0,016}}$$

$$\alpha_{hor_o} = 20238,4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Korekcia podľa Kerna:

$$\alpha_{2_o} = \alpha_{hor_o} \cdot n_{sv}^{-\frac{1}{12}} = 20238,4 \cdot 44^{-\frac{1}{12}} = 14764,6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4-16)$$

Teplota vonkajšej strany trubky

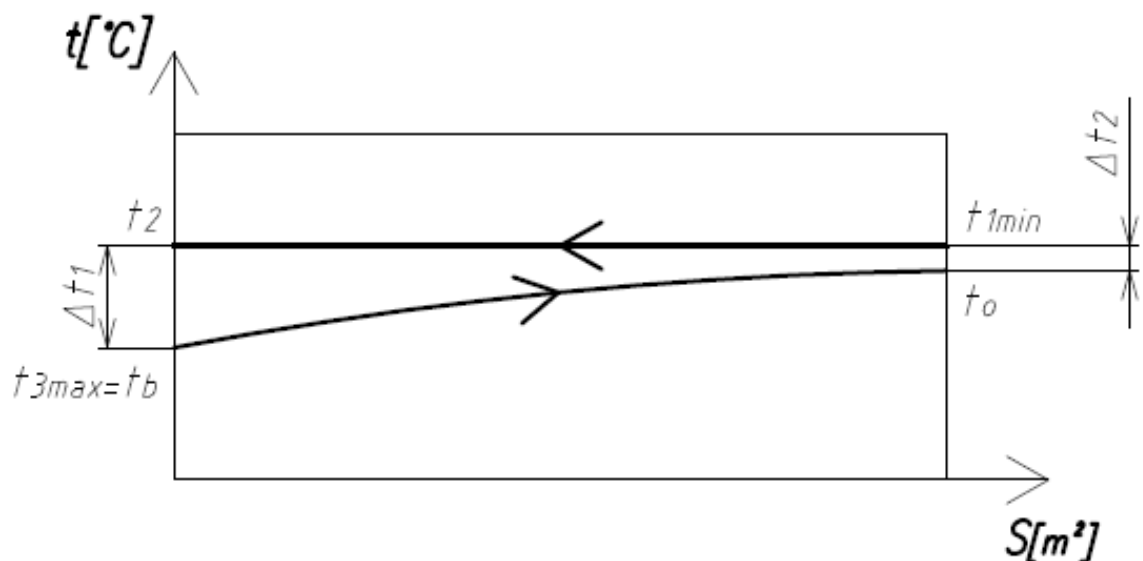
$$\dot{Q}_A = S \cdot \alpha_{2o} \cdot (t_{syt} - t_{s2o}) \quad (4-17)$$

$$t_{s2o} = t_{syt} - \frac{\dot{Q}_A}{S \cdot \alpha_{2o}} = 105,48 - \frac{138568}{4,06 \cdot 14764,6} = 103 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Súčiniteľ prostupu tepla

$$k_o = \frac{1}{\frac{d_2}{\alpha_{1o} \cdot d_1} + \frac{1}{\alpha_{2o}} + \frac{d_2}{2 \cdot \lambda_{mosadz}} \ln \frac{d_2}{d_1}} \quad (4-18)$$

$$k_o = \frac{1}{\frac{0,016}{4349,7} + \frac{1}{14764,6} + \frac{0,016}{2 \cdot 120} \ln \frac{0,016}{0,014}} = 2946,59 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Stredný logaritmickej teplotný spád

Obrázok 17: Pribeh teplôt pri zníženom prietoku ohrievača

Teplotný spád na vstupe napájacej vody do ohrievača:

$$\Delta t_{1o} = t_2 - t_b = 105,48 - 80 = 25,48 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4-19)$$

Teplotný spád na výstupe napájacej vody z ohrievača:

$$\Delta t_{2o} = t_{1min} - t_o = 105,48 - 101,49 = 3,99 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4-20)$$

Středný logaritmický teplotný spád:

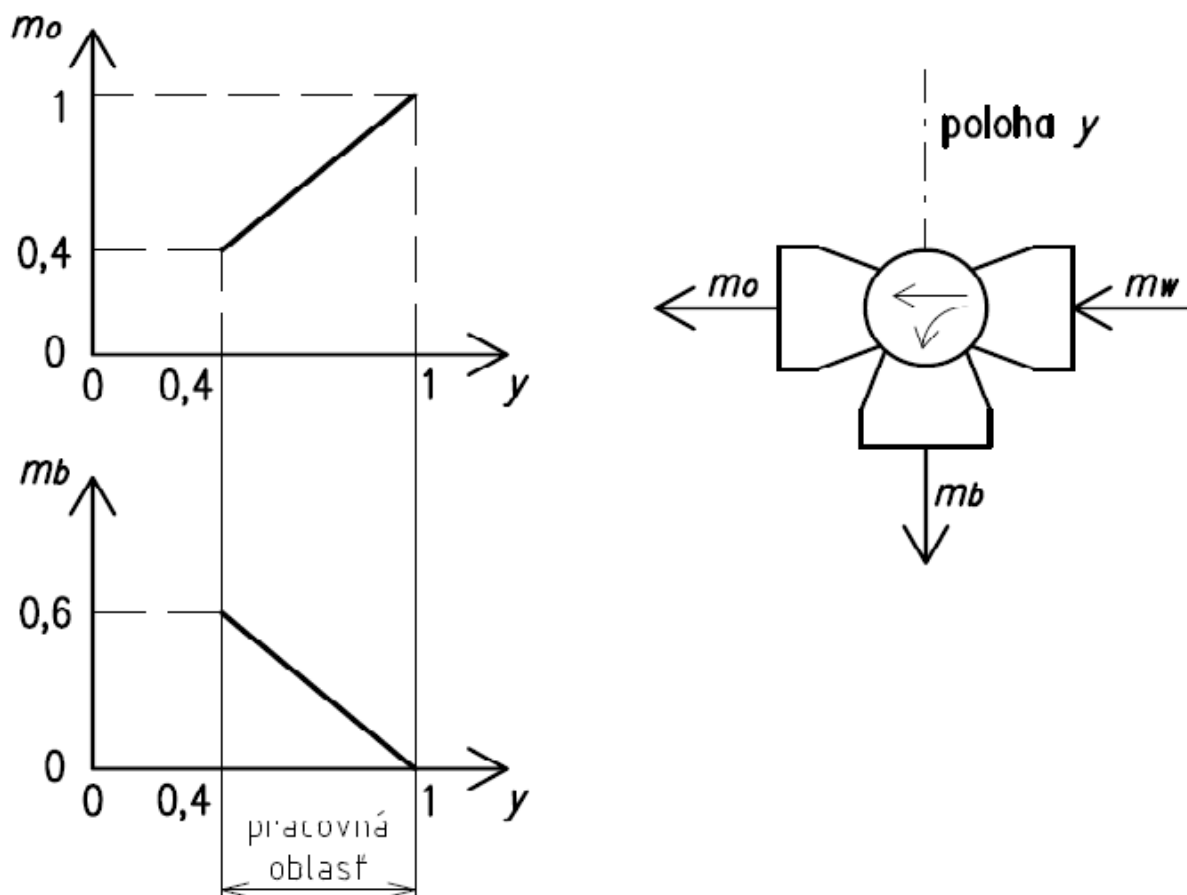
$$\Delta t_{\ln_o} = \frac{\Delta t_{1_o} - \Delta t_{2_o}}{\ln \frac{\Delta t_{1_o}}{\Delta t_{2_o}}} = \frac{25,48 - 3,99}{\ln \frac{25,48}{3,99}} = 11,59 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4-21)$$

Tepelný výkon \dot{Q}_B z rovnice (4-4):

$$\dot{Q}_B = 2946,59 \cdot 4,06 \cdot 11,59 = 138568 \text{ W} = 138,6 \text{ kW}$$

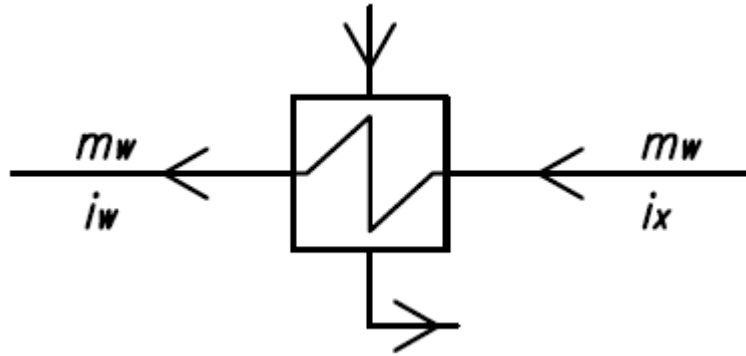
$$\dot{Q}_A = \dot{Q}_B = 138,6 \text{ kW}$$

Hmotnostné prietoky ohrievačom $\dot{m}_o = 1,53 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ a bypassom $\dot{m}_b = 1,77 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ boli pre vstupnú teplotu vody $t_o = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$ zvolené správne. Tento prietok bypassom predstavuje 53,5 % celkového hmotnostného prietoku \dot{m}_w . Pre väčšiu bezpečnosť bude zvolený regulačný rozsah 0 – 60 % \dot{m}_w .



Obrázok 18: Závislosť hmotnostných prietokov \dot{m}_o a \dot{m}_b na otvorení ventilu y

Ďalší postup je určení vstupnej teploty, pri ktorej prietok vody $3,3 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ dosiahne po prechode výmenníkom limitnú teplotu $t_{4max} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$.



Obrázok 19: Schéma ohrievača s nulovým prietokom bypassom

Opäť je potrebné určiť si okrajové podmienky.

Prvá okrajová podmienka je daná maximálnou teplotou $90 \text{ }^\circ\text{C}$ na vstupe do napájacej nádrže:

$$i_w = i_{4max} = 377 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Ďalšou podmienkou je, že hmotnostný prietok vody bypassom je rovný 0:

$$\dot{m}_b = 0 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\dot{m}_o = \dot{m}_w = 3,3 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Neznámou v rovniciach je entalpia vody na vstupe i_x , ktorá bola iteračne volená, až kým nebola dosiahnutá jej optimálna hodnota.

Z entalpie i_x a z tlaku v sústave sa vyjadriala teplota t_x , ktorá je tiež potrebná pre výpočty.

Iteráciou boli porovnávané 2 hodnoty tepelného výkonu \dot{Q} , počítané pomocou rovníc:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_w \cdot (i_w - i_x) \quad (4-22)$$

$$\dot{Q}_D = k_x \cdot S \cdot \Delta t_{ln_x} \quad (4-23)$$

V rovnici (4-23) platí: $k_x = f(t_x)$
 $S = konst$
 $\Delta t_{ln_x} = f(t_x)$

V programe *Excel* bol vytvorený software, v ktorom bola do oboch rovníc dosádzaná rovnaká hodnota veličiny i_x resp. t_x , až kým sa obe rovnice rovnali.

4.1.2 Výpočet vstupnej teploty:

Výpočtom vstupnej teploty, pri ktorej začne regulačný ventil púšťať vodu do bypassu, aby po prechode cez ohrievač neprekročila požadovanú výstupnú teplotu 90 °C, bola táto teplota spresnená na:

$$t_x = 57,52 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tejto teplote prislúcha pri tlaku p_w entalpia:

$$i_x = f(p_w; t_x) = f(1,2 \text{ bar}; 57,5 \text{ } ^\circ\text{C}) = 240,87 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výpočet tepelného výkonu \dot{Q}_C z rovnice (4-22):

$$\dot{Q}_C = 3,3 \cdot (377 - 240,87) = 449,26 \text{ kW}$$

Výpočet tepelného výkonu \dot{Q}_D :

Pre určenie súčiniteľa prostupu tepla k_x je opäť potrebné dopočítať hodnoty súčiniteľov prestupu tepla zo strany vody α_{1x} a zo strany pary α_{2x} obdobne ako v kapitole 2.

Súčiniteľ prestupu tepla zo strany vody:

Stredná teplota prúdu:

$$t_{str,x} = \frac{t_w + t_x}{2} = \frac{90 + 57,52}{2} = 73,75 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4-24)$$

Merný objem vody:

$$v_x = f(p_w; t_{str,x}) = (1,2 \text{ bar}; 73,75 \text{ } ^\circ\text{C}) = 0,001025 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Prietokový prierez zostáva konštantný:

$$S_{p \text{ SKUT}} = 0,003387 \text{ m}^2$$

Rýchlosť prúdenia vody:

$$w_x = \frac{\dot{m}_w \cdot v_x}{S_{p \text{ SKUT}}} = \frac{3,3 \cdot 0,001025}{0,003387} = 0,9988 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4-25)$$

Termofyzikálne vlastnosti vody potrebné pre výpočet sú určené pre strednú teplotu prúdu 73,75 °C tlak 1,2 bar. Hodnoty sú získané interpoláciou z tabuliek. [9]

Súčiniteľ tepelnej vodivosti:

$$\lambda_x = 0,665 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Dynamická viskozita:

$$\mu_x = 0,000386 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Merná tepelná kapacita:

$$c_{p_x} = 4192,52 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Hustota:

$$\rho_x = \frac{1}{v_x} = \frac{1}{0,001025} = 975,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (4-26)$$

Prandtlovo číslo:

$$Pr_{1_x} = \frac{\mu_x \cdot c_{p_x}}{\lambda_x} = \frac{0,000386 \cdot 4192,52}{0,665} = 2,43 \quad (4-27)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re_x = \frac{w_x \cdot d_1 \cdot \rho_x}{\mu_x} = \frac{0,9988 \cdot 0,014 \cdot 975,6}{0,000386} = 35343,86 \quad (4-28)$$

$Re > 2320 \rightarrow$ jedná sa o turbulentné prúdenie a pre výpočet Nusseltovho čísla bude opäť použitý Gnielinskeho vzťah:

$$Nu_x = \frac{x_5 \cdot (Re_x - 1000) \cdot Pr_{1_x}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{x_5} \cdot \left(Pr_{1_x}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \cdot \left(1 + y_1^{\frac{2}{3}}\right) \cdot y_2 \quad (4-29)$$

Koeficienty x_5 , y_1 , y_2 boli analogicky spočítané ako v kapitole 2 a dosadené do tohto vzťahu:

$$Nu_x = \frac{0,0028 \cdot (35343,86 - 1000) \cdot 2,43}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{0,0028} \cdot \left(2,43^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \cdot \left(1 + 0,00384^{\frac{2}{3}}\right) \cdot 1,04 = 162,7$$

Súčiniteľ prestupu tepla vyjadrený z rovnice:

$$\alpha_{1_x} = \frac{Nu_x \cdot \lambda_x}{d_1} = \frac{162,7 \cdot 0,665}{0,014} = 7596,18 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4-30)$$

Súčiniteľ prestupu tepla zo strany pary:

Termofyzikálne vlastnosti sú brané pre vzťažnú teplotu medzi teplotou sýtosti a teplotou steny, dopočítanou podľa vzťahu:

$$t_{v_x} = t_{syt} - \frac{3}{8} \cdot (t_{syt} - t_{s2_x}) = 105,48 - \frac{3}{8} \cdot (105,48 - 94,41) = 101,33 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4-31)$$

Teplota steny $t_{s2_x} = 94,41 \text{ }^\circ\text{C}$ bola iteračne určená po dopočítaní súčiniteľa prestupu tepla.

Vlastnosti kondenzátu potřebné pro výpočet součinitele a přestupu tepla sú pre vzťahnú teplotu 101,33 °C a tlak 1,23 bar. Hodnoty sú získané interpoláciou z tabuliek. [9]

Súčiniteľ tepelnej vodivosti:

$$\lambda_{v_x} = 0,68 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Dynamická viskozita:

$$\mu_{v_x} = 0,000279 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Merná tepelná kapacita:

$$c_{p_{v_x}} = 4215 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Merný objem:

$$v_{v_x} = f(p_p; t_{v_x}) = f(1,23 \text{ bar}; 101,33 \text{ °C}) = 0,001043 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Hustota:

$$\rho_{v_x} = \frac{1}{v_{v_x}} = \frac{1}{0,001043} = 958,599 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (4-32)$$

Prandtlovo číslo:

$$Pr_{2_x} = \frac{\mu_{v_x} \cdot c_{p_{v_x}}}{\lambda_{v_x}} = \frac{0,000279 \cdot 4215}{0,68} = 1,73 \quad (4-33)$$

Hustota vodnej pary pri teplote sýtosti:

$$\rho'' = 0,71656 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Gravitačné zrýchlenie:

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Latentné teplo:

$$l_k = i'' - i' = 2684,137 - 442,238 = 2241,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4-34)$$

Teplotný rozdiel:

$$\Delta t_x = t_{syt} - t_{s2_x} = 105,48 - 94,41 = 11,07 \text{ °C} \quad (4-35)$$

Súčiniteľ prestupu tepla pri kondenzácii čistej pary na osamotenej horizontálnej trubke:

$$\alpha_{hor_x} = 0,725 \sqrt[4]{\frac{\lambda_{v_x}^3 \cdot \rho_{v_x} \cdot (\rho_{v_x} - \rho'') \cdot g \cdot l_k}{\mu_{v_x} \cdot \Delta t_x \cdot d_2}} \quad (4-36)$$

$$\alpha_{hor_x} = 0,725 \sqrt[4]{\frac{0,68^3 \cdot 958,599 \cdot (958,599 - 0,71656) \cdot 9,81 \cdot 2241,9}{0,00279 \cdot 11,07 \cdot 0,016}}$$

$$\alpha_{hor_x} = 13701,6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Korekcia podľa Kerna:

$$\alpha_{2_x} = \alpha_{hor_x} \cdot n_{sv}^{-\frac{1}{12}} = 13701,6 \cdot 44^{-\frac{1}{12}} = 9995,78 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4-37)$$

Teplota vonkajšej strany trubky

$$\dot{Q}_C = S \cdot \alpha_{2_x} \cdot (t_{syt} - t_{s2_x}) \quad (4-38)$$

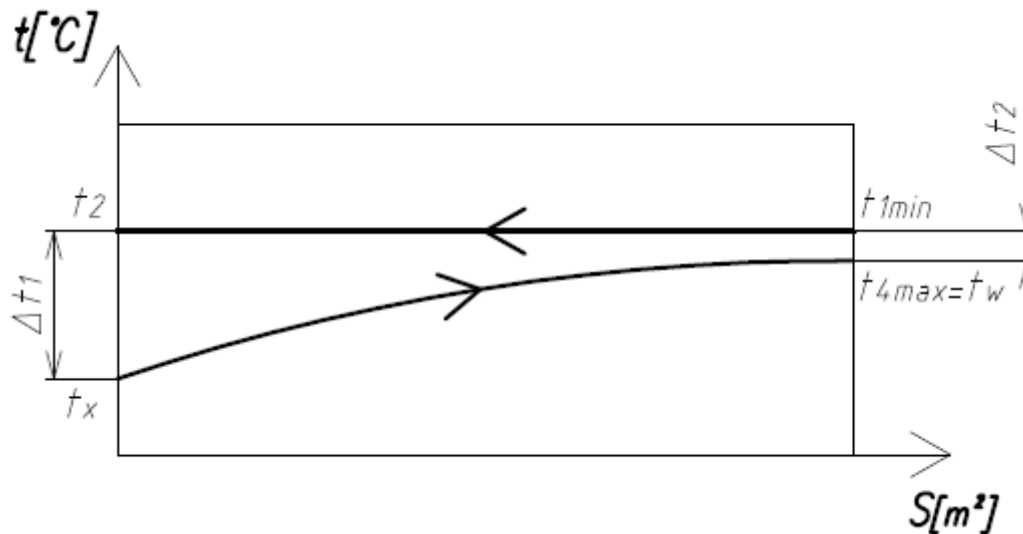
$$t_{s2_x} = t_{syt} - \frac{\dot{Q}_C}{S \cdot \alpha_{2_x}} = 105,48 - \frac{449258}{4,06 \cdot 9995,78} = 94,41 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Súčiniteľ prostupu tepla

$$k_x = \frac{1}{\frac{d_2}{\alpha_{1_x} \cdot d_1} + \frac{1}{\alpha_{2_x}} + \frac{d_2}{2 \cdot \lambda_{mosadz}} \ln \frac{d_2}{d_1}} \quad (4-39)$$

$$k_x = \frac{1}{\frac{0,016}{7596,18} + \frac{1}{9995,78} + \frac{0,016}{2 \cdot 120} \ln \frac{0,016}{0,014}} = 3855,11 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Stredný logaritmický teplotný spád



Obrázok 20: Priebeh teplôt v ohrievači pri $\dot{m}_b = 0 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ a $t_{4max} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$

Teplotný spád na vstupe napájacej vody do ohrievača:

$$\Delta t_{1x} = t_2 - t_x = 105,48 - 57,52 = 47,96 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4-40)$$

Teplotný spád na výstupe napájacej vody z ohrievača:

$$\Delta t_{2x} = t_{1min} - t_w = 105,48 - 90 = 15,48 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4-41)$$

Stredný logaritmický teplotný spád:

$$\Delta t_{lnx} = \frac{\Delta t_{1x} - \Delta t_{2x}}{\ln \frac{\Delta t_{1x}}{\Delta t_{2x}}} = \frac{47,96 - 15,48}{\ln \frac{47,96}{15,48}} = 28,72 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4-42)$$

Teplný výkon \dot{Q}_D z rovnice (4-23):

$$\dot{Q}_D = 3855,11 \cdot 4,06 \cdot 28,72 = 449,258 \text{ W} = 449,26 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_D = 449,26 \text{ kW}$$

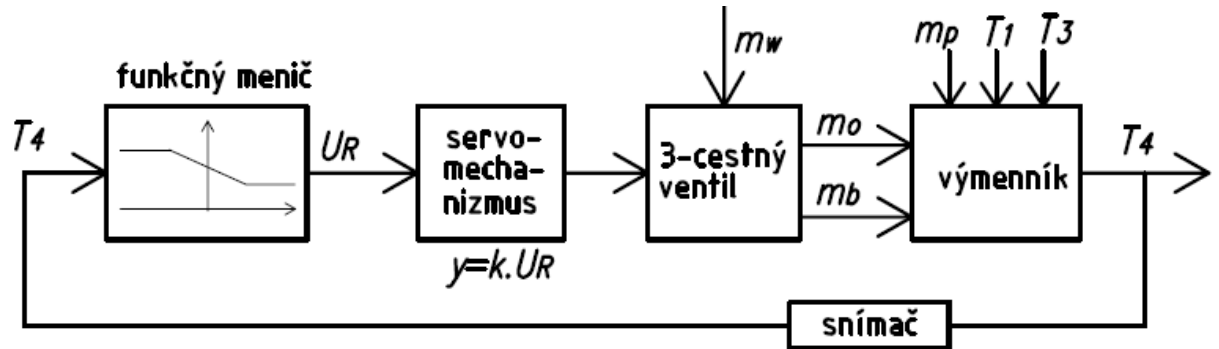
Vstupná teplota $t_x = 57,52 \text{ }^\circ\text{C}$ bola zvolená správne.

4.2 Regulačná armatúra

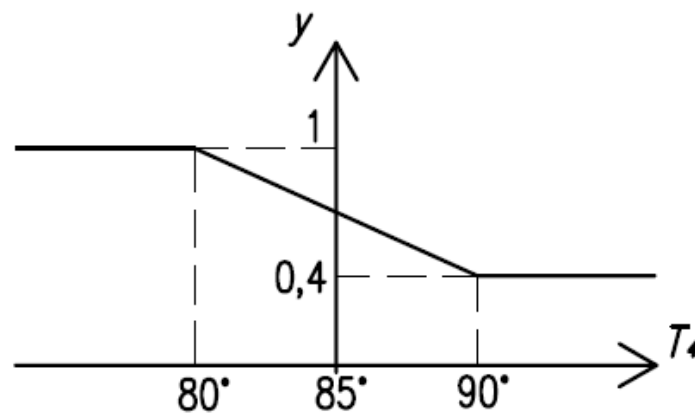
Po konzultácii s dodávateľom priemyselných armatúr bol pre reguláciu výstupnej teploty napájacej vody zvolený trojcestný regulačný ventil **RV 113 S 6331 16/150-050**, ktorý bude ovládaný pomocou servomotoru **SIEMENS SKD60**. Svetlosť tohto ventilu je DN 50 a prietokový súčiniteľ Kv 40. Minimálny prietok ktorý dokáže táto armatúra zregulovať je $\dot{m}_{min} = 0,2 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Cena tejto sústavy bude 19 110 Kč.

Podrobnejší popis regulačnej armatúry sa nachádza v časti katalógového listu dodávateľskej firmy, ten je obsahom prílohy A.

Z hľadiska automatizácie procesu riadenia výstupnej teploty vody bude za výstupom z ohrievača umiestnený snímač teploty. Ten bude prostredníctvom funkčného meniča a servomotoru ovládať otvorenie trojcestného ventilu.



Obrázok 21: Blokové schéma riadenia výstupnej teploty

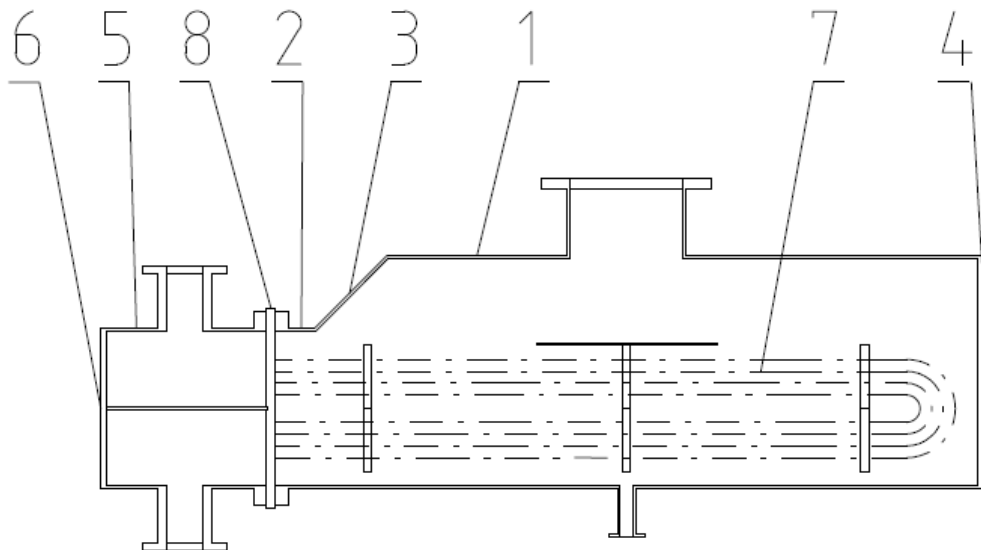


Obrázok 22: Graf funkčného meniča

5 PEVNOSTNÝ VÝPOČET VÝMENNÍKU

Navrhovaný ohřívač napájecí vody je prevádzkovaný s vnútorným pretlakom, aby sa zabránilo vnikaniu vonkajších plynov do pracovných médií. Tento pretlak avšak predstavuje určité riziko pri prevádzke. Z toho dôvodu je nutné vykonať pevnostný výpočet jednotlivých častí tohto zariadenia podľa príslušnej normy.

Na obrázku 23 sú znázornené komponenty, ktoré boli podrobené pevnostnému dimenzovaniu.



Obrázok 23: Náčrt navrhovaného výmenníku tepla

- 1 – valcový plášť parného priestoru $\varnothing 400$
- 2 – valcový plášť parného priestoru $\varnothing 272$
- 3 – kužeľový prechod
- 4 – rovné nevystužené dno $\varnothing 400$
- 5 – valcový plášť vodného priestoru
- 6 – rovné nevystužené dno $\varnothing 272$
- 7 – mosadzné trubky
- 8 – trubkovnica

Použité vzorce sú z normy ČSN 69 0010 Tlakové nádoby stabilné. Bol uvažovaný vnútorný pretlak. Nepredpokladá sa, že nastane vonkajší pretlak ani žiadne iné namáhanie. Výpočtové teploty a pretlaky neboli zadané, preto boli zvolené:

Parný priestor: $t_p = 200\text{ }^\circ\text{C}$ $p_p = 0,3\text{ Mpa}$

Vodný priestor: $t_v = 110\text{ }^\circ\text{C}$ $p_v = 0,6\text{ Mpa}$

Výpočtová teplota slúži k určení fyzikálne-mechanických vlastností materiálu a dovolených namáhaní. Výpočtový pretlak v prevádzkových podmienkach je pretlak, pre ktorý sa vykonáva pevnostný výpočet. Pre tlakovú nádobu alebo jej časť je rovný alebo vyšší než najvyšší pracovný pretlak. [10]

5.1 Valcový plášť parného priestoru ø400

Materiál plášt'a:	uhlíková oceľ P235GH
Vnútorný výpočtový tlak:	$p_p = 0,3 \text{ Mpa}$
Vnútorný skúšobný tlak:	$p_{p\ sk} = 0,45 \text{ Mpa}$
Výpočtová teplota:	$t_p = 200 \text{ }^\circ\text{C}$
Medza pevnosti materiálu:	$R_m = 360 \text{ MPa}$
Zmluvná medza klzu:	$R_{p0,2} = 170 \text{ MPa}$
Medza klzu pri teplote 20 °C:	$R_{e20} = 235 \text{ MPa}$
Súčiniteľ bezpečnosti k medzi pevnosti:	$n_B = 2,4$
Súčiniteľ bezpečnosti k medzi klzu:	$n_T = 1,5$ – prevádzka
	$n_{T\ sk} = 1,1$ – tlaková skúška

Dovolené namáhanie:

– prevádzka:

$$[\sigma] = \min\left\{\frac{R_m}{n_B}; \frac{R_{p0,2}}{n_T}\right\} = \min\left\{\frac{360}{2,4}; \frac{170}{1,5}\right\} = \min\{150; 113,3\} = 113,33 \text{ MPa} \quad (5-1)$$

– tlaková skúška:

$$[\sigma]_{sk} = \frac{R_{e20}}{n_{T\ sk}} = \frac{235}{1,1} = 213,636 \text{ MPa} \quad (5-2)$$

Poznámka: Valcový plášť parného priestoru ø272, kuželový prechod a rovné dno ø400 sú z rovnakého materiálu ako valcový plášť parného priestoru ø400. Taktiež platí rovnaká výpočtová teplota, takže dovolené namáhania zostávajú totožné.

Súčiniteľ hodnoty zvarového spoja:	$\varphi = 0,8$
Prídavok na kompenzáciu korózie a erózie:	$c_1 = 1 \text{ mm}$
Prídavok na kompenzáciu záporných odchýliek:	$c_2 = 0,63 \text{ mm}$
Súčet prídavkov k výpočtovej hrúbke steny:	

$$c = c_1 + c_2 = 1 + 0,63 = 1,63 \text{ mm} \quad (5-3)$$

Vnútorný priemer škrupiny:	$D_1 = 400 \text{ mm}$
Vykonaná hrúbka steny:	$s = 5 \text{ mm}$

Rozsah platnosti výpočtových vzorcov pre škrupiny s $D_i \geq 200 \text{ mm}$:

$$\frac{s - c}{D_1} \leq 0,1 \quad (5-4)$$

$$\frac{5 - 1,63}{400} = 0,008425 \leq 0,1$$

Dovolený vnitřní tlak:

– převádzka:

$$[p] = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (s - c)}{D_1 + (s - c)} \quad (5-5)$$

$$[p] = \frac{2 \cdot 113,33 \cdot 0,8 \cdot (5 - 1,63)}{400 + (5 - 1,63)} = 1,515 \text{ MPa}$$

– tlaková skúška:

$$[p]_{sk} = \frac{2 \cdot [\sigma]_{sk} \cdot \varphi \cdot (s - c)}{D + (s - c)} \quad (5-6)$$

$$[p]_{sk} = \frac{2 \cdot 213,636 \cdot 0,8 \cdot (5 - 1,63)}{400 + (5 - 1,63)} = 2,856 \text{ MPa}$$

Výpočtová hrúbka steny škrupiny bez prídavkov:

– převádzka:

$$s_R = \frac{p_p \cdot D_1}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p_p} \quad (5-7)$$

$$s_R = \frac{0,3 \cdot 400}{2 \cdot 113,33 \cdot 0,8 - 0,3} = 0,66 \text{ mm}$$

$$s \geq s_R + c$$

$$5 \geq 0,66 + 1,63$$

$$5 \geq 2,29$$

– VYHOVUJE

– tlaková skúška:

$$s_{R\ sk} = \frac{p_{p\ sk} \cdot D_1}{2 \cdot [\sigma]_{sk} \cdot \varphi - p_{p\ sk}} \quad (5-8)$$

$$s_{R\ sk} = \frac{0,45 \cdot 400}{2 \cdot 213,636 \cdot 0,8 - 0,45} = 0,53 \text{ mm}$$

$$s \geq s_{R\ sk} + c$$

$$5 \geq 0,53 + 1,63$$

$$5 \geq 2,16$$

– VYHOVUJE

Výpočtový priemer osamoteného otvoru:

– prevádzka:

$$d_0 = 2 \cdot \left(\frac{s-c}{s_R} - 0,8 \right) \cdot \sqrt{D_1 \cdot (s-c)} \quad (5-9)$$

$$d_0 = 2 \cdot \left(\frac{5-1,63}{0,66} - 0,8 \right) \cdot \sqrt{400 \cdot (5-1,63)} = 308 \text{ mm}$$

$$d = \min\{d_0; D_1\} = \min\{308; 400\} = 308 \text{ mm} \quad (5-10)$$

$$d > D_{HRDLO}$$

$$308 > 200$$

– VYHOVUJE

– tlaková skúška:

$$d_{0sk} = 2 \cdot \left(\frac{s-c}{s_{Rsk}} - 0,8 \right) \cdot \sqrt{D_1 \cdot (s-c)} \quad (5-11)$$

$$d_{0sk} = 2 \cdot \left(\frac{5-1,63}{0,53} - 0,8 \right) \cdot \sqrt{400 \cdot (5-1,63)} = 411 \text{ mm}$$

$$d_{sk} = \min\{d_{0sk}; D_1\} = \min\{411; 400\} = 400 \text{ mm} \quad (5-12)$$

$$d_{sk} > D_{HRDLO}$$

$$400 > 200$$

– VYHOVUJE

5.2 Valcový plášť parného priestoru ø272

Vnútorý priemer škrupiny:

$$D_2 = 272 \text{ mm}$$

Vykonaná hrúbka steny:

$$s = 5 \text{ mm}$$

Rozsah platnosti výpočtových vzorcov pre škrupiny s $D_i \geq 200 \text{ mm}$:

$$\frac{s-c}{D_2} \leq 0,1 \quad (5-13)$$

$$\frac{5-1,63}{272} = 0,012 \leq 0,1$$

Dovolený vnitřní tlak:

– převádzka:

$$[p] = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (s - c)}{D_2 + (s - c)} \quad (5-14)$$

$$[p] = \frac{2 \cdot 113,33 \cdot 0,8 \cdot (5 - 1,63)}{272 + (5 - 1,63)} = 2,219 \text{ MPa}$$

– tlaková skúška:

$$[p]_{sk} = \frac{2 \cdot [\sigma]_{sk} \cdot \varphi \cdot (s - c)}{D_2 + (s - c)} \quad (5-15)$$

$$[p]_{sk} = \frac{2 \cdot 213,636 \cdot 0,8 \cdot (5 - 1,63)}{272 + (5 - 1,63)} = 4,183 \text{ MPa}$$

Výpočtová hrúbka steny škrupiny bez prídavkov:

– převádzka:

$$s_R = \frac{p_p \cdot D_2}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p_p} \quad (5-16)$$

$$s_R = \frac{0,3 \cdot 272}{2 \cdot 113,33 \cdot 0,8 - 0,3} = 0,45 \text{ mm}$$

$$s \geq s_R + c$$

$$5 \geq 0,45 + 1,63$$

$$5 \geq 2,08$$

– VYHOVUJE

– tlaková skúška:

$$s_{R sk} = \frac{p_{p sk} \cdot D_2}{2 \cdot [\sigma]_{sk} \cdot \varphi - p_{p sk}} \quad (5-17)$$

$$s_{R sk} = \frac{0,45 \cdot 272}{2 \cdot 213,636 \cdot 0,8 - 0,45} = 0,36 \text{ mm}$$

$$s \geq s_{R sk} + c$$

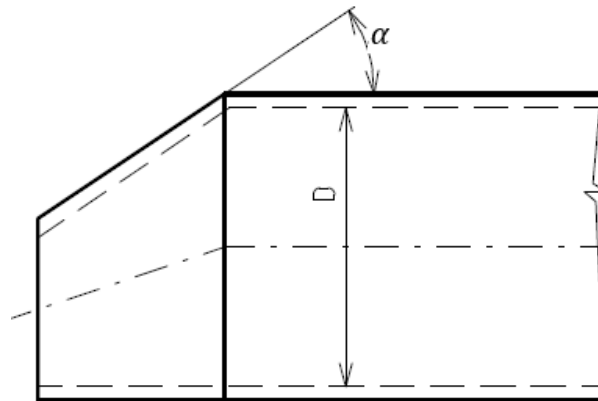
$$5 \geq 0,36 + 1,63$$

$$5 \geq 1,99$$

– VYHOVUJE

5.3 Kuželový prechod

Jedná sa o spojenie s nesymetrickou kuželovou škrupinou.



Obrázok 24: Náčrt kuželového prechodu

Vnútorý priemer škrupiny:

$$D_K = 400 \text{ mm}$$

Polovičný vrcholový uhol škrupiny:

$$\alpha = 45^\circ$$

Vykonaná hrúbka steny kuželovej škrupiny:

$$s_K = 5 \text{ mm}$$

Dovolený vnútorný pretlak:

– prevádzka:

$$[p] = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (s_K - c)}{\frac{D_K}{\cos \alpha} + (s_K - c)} \quad (5-18)$$

$$[p] = \frac{2 \cdot 113,33 \cdot 0,8 \cdot (5 - 1,63)}{\frac{400}{\cos 45^\circ} + (5 - 1,63)} = 0,977 \text{ MPa}$$

– tlaková skúška:

$$[p]_{sk} = \frac{2 \cdot [\sigma]_{sk} \cdot \varphi \cdot (s_K - c)}{\frac{D_K}{\cos \alpha} + (s_K - c)} \quad (5-19)$$

$$[p]_{sk} = \frac{2 \cdot 213,636 \cdot 0,8 \cdot (5 - 1,63)}{\frac{400}{\cos 45^\circ} + (5 - 1,63)} = 1,841 \text{ MPa}$$

Výpočtová hrúbka steny kuželovej škrupiny:

– prevádzka:

$$s_{KR} = \frac{p_p \cdot D_K}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p_p} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} \quad (5-20)$$

$$s_{KR} = \frac{0,3 \cdot 400}{2 \cdot 113,33 \cdot 0,8 - 0,3} \cdot \frac{1}{\cos 45^\circ} = 0,94 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} s_K &\geq s_{KR} + c \\ 5 &\geq 0,94 + 1,63 \\ 5 &\geq 2,57 \end{aligned}$$

– VYHOVUJE

– tlaková skúška:

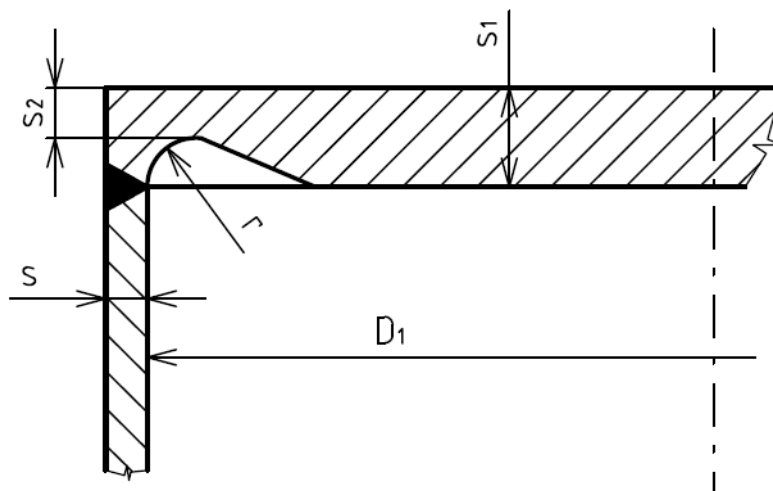
$$s_{KR sk} = \frac{p_{p sk} \cdot D_K}{2 \cdot [\sigma]_{sk} \cdot \varphi - p_{p sk}} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} \quad (5-21)$$

$$s_{KR sk} = \frac{0,45 \cdot 272}{2 \cdot 213,636 \cdot 0,8 - 0,45} \cdot \frac{1}{\cos 45^\circ} = 0,75 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} s_K &\geq s_{KR sk} + c \\ 5 &\geq 0,75 + 1,63 \\ 5 &\geq 2,38 \end{aligned}$$

– VYHOVUJE

5.4 Rovné nevystužené dno ø400



Obrázok 25: Náčrt pripojenia rovného dna k valcovej škrupine

Vnútorňý priemer pripojenej škrupiny:

$$D_1 = 400 \text{ mm}$$

Vykonaná hrúbka valcovej časti dna v mieste spojenia z dnom:

$$s = 5 \text{ mm}$$

Vykonaná hrúbka dna:

$$s_1 = 12 \text{ mm}$$

Rozsah použitia výpočtových vzorcov pre výpočet plochých nevystužených dien:

$$\frac{s_1 - c}{D_1} \leq 0,1 \quad (5-22)$$

$$\frac{12 - 1,63}{400} = 0,026 \leq 0,1$$

Súčiniteľ zoslabenia otvormi K_0 (dno bez otvorov):

$$K_0 = 1$$

Tvarový súčiniteľ K pre:

$$\frac{s - c}{s_1 - c} = \frac{5 - 1,63}{12 - 1,63} = 0,325 < 0,5 \quad (5-23)$$

$$K = 0,41$$

Dovolený vnútorný pretlak:

– prevádzka:

$$[p] = \left(\frac{s_1 - c}{K_0 \cdot K \cdot D_1} \right)^2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \quad (5-24)$$

$$[p] = \left(\frac{12 - 1,63}{1 \cdot 0,41 \cdot 400} \right)^2 \cdot 113,33 \cdot 0,8 = 0,362 \text{ MPa}$$

– tlaková skúška:

$$[p]_{sk} = \left(\frac{s_1 - c}{K_0 \cdot K \cdot D_1} \right)^2 \cdot [\sigma]_{sk} \cdot \varphi \quad (5-25)$$

$$[p]_{sk} = \left(\frac{12 - 1,63}{1 \cdot 0,41 \cdot 400} \right)^2 \cdot 213,636 \cdot 0,8 = 0,683 \text{ MPa}$$

Výpočtová hrúbka dna:

– prevádzka:

$$s_{1R} = K \cdot K_0 \cdot D_1 \cdot \sqrt{\frac{p_P}{[\sigma] \cdot \varphi}} \quad (5-26)$$

$$s_{1R} = 1 \cdot 0,41 \cdot 400 \cdot \sqrt{\frac{0,3}{113,33 \cdot 0,8}} = 9,43 \text{ mm}$$

$$s_1 \geq s_{1R} + c$$

$$12 \geq 9,43 + 1,63$$

$$12 \geq 11,06$$

– VYHOVUJE

– tlaková skúška:

$$s_{1Rsk} = K \cdot K_0 \cdot D_1 \cdot \sqrt{\frac{p_{Vsk}}{[\sigma]_{sk} \cdot \varphi}} \quad (5-27)$$

$$s_{1Rsk} = 1 \cdot 0,41 \cdot 400 \cdot \sqrt{\frac{0,45}{213,636 \cdot 0,8}} = 8,42 \text{ mm}$$

$$s_1 \geq s_{1Rsk} + c$$

$$12 \geq 8,42 + 1,63$$

$$12 \geq 10,05$$

– VYHOVUJE

5.5 Valcový plášť vodného priestoru

Materiál plášt'a:

uhlíková ocel' P235GH

Vnútorý výpočtový tlak:

$p_V = 0,6 \text{ Mpa}$

Vnútorý skúšobný tlak:

$p_{Vsk} = 0,9 \text{ Mpa}$

Výpočtová teplota:

$t_V = 110 \text{ }^\circ\text{C}$

Medza pevnosti materiálu:

$R_m = 360 \text{ MPa}$

Zmluvná medza klzu:

$R_{p0,2} = 188 \text{ MPa}$

Medza klzu pri teplote 20 °C:

$R_{e20} = 235 \text{ MPa}$

Súčiniteľ bezpečnosti k medzi pevnosti:

$n_B = 2,4$

Súčiniteľ bezpečnosti k medzi klzu:

$n_T = 1,5$ – prevádzka

$n_{Tsk} = 1,1$ – tlaková skúška

Dovolené namáhanie:

– prevádzka:

$$[\sigma] = \min\left\{\frac{R_m}{n_B}; \frac{R_{p0,2}}{n_T}\right\} = \min\left\{\frac{360}{2,4}; \frac{188}{1,5}\right\} = \min\{150; 125,3\} = 125,33 \text{ MPa} \quad (5-28)$$

– tlaková skúška:

$$[\sigma]_{sk} = \frac{R_{e20}}{n_{Tsk}} = \frac{235}{1,1} = 213,636 \text{ MPa} \quad (5-29)$$

Poznámka: Rovné nevystužené dno je z rovnakého materiálu ako valcový plášť vodného priestoru. Taktiež platí rovnaká výpočtová teplota, takže dovolené namáhanie zostávajú totožné.

Súčiniteľ hodnoty zvarového spoja:

$\varphi = 0,8$

Prídavok na kompenzáciu korózie a erózie:

$c_1 = 1 \text{ mm}$

Prídavok na kompenzáciu záporných odchyľiek:

$c_2 = 0,63 \text{ mm}$

Súčet prídavkov k výpočtovej hrúbke steny:

$$c = c_1 + c_2 = 1 + 0,63 = 1,63 \text{ mm} \quad (5-30)$$

Vnitřní průměr škrupiny:

$$D_2 = 272 \text{ mm}$$

Vykonaná hrúbka steny:

$$s = 5 \text{ mm}$$

Dovolený vnitřní pretlak:

– převádzka:

$$[p] = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (s - c)}{D_2 + (s - c)} \quad (5-31)$$

$$[p] = \frac{2 \cdot 125,33 \cdot 0,8 \cdot (5 - 1,63)}{272 + (5 - 1,63)} = 2,454 \text{ MPa}$$

– tlaková skúška:

$$[p]_{sk} = \frac{2 \cdot [\sigma]_{sk} \cdot \varphi \cdot (s - c)}{D_2 + (s - c)} \quad (5-32)$$

$$[p]_{sk} = \frac{2 \cdot 213,636 \cdot 0,8 \cdot (5 - 1,63)}{272 + (5 - 1,63)} = 4,183 \text{ MPa}$$

Výpočtová hrúbka steny škrupiny bez prídavkov:

– převádzka:

$$s_R = \frac{p_V \cdot D_2}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p_V} \quad (5-33)$$

$$s_R = \frac{0,6 \cdot 272}{2 \cdot 125,33 \cdot 0,8 - 0,6} = 0,82 \text{ mm}$$

$$s \geq s_R + c$$

$$5 \geq 0,82 + 1,63$$

$$5 \geq 2,45$$

– VYHOVUJE

– tlaková skúška:

$$s_{R sk} = \frac{p_{V sk} \cdot D_2}{2 \cdot [\sigma]_{sk} \cdot \varphi - p_{V sk}} \quad (5-34)$$

$$s_{R sk} = \frac{0,9 \cdot 272}{2 \cdot 213,636 \cdot 0,8 - 0,9} = 0,72 \text{ mm}$$

$$s \geq s_{R sk} + c$$

$$5 \geq 0,72 + 1,63$$

$$5 \geq 2,35$$

– VYHOVUJE

Výpočtový priemer osamoteného otvoru:

– prevádzka:

$$d_0 = 2 \cdot \left(\frac{s-c}{s_R} - 0,8 \right) \cdot \sqrt{D_2 \cdot (s-c)} \quad (5-35)$$

$$d_0 = 2 \cdot \left(\frac{5-1,63}{0,41} - 0,8 \right) \cdot \sqrt{272 \cdot (5-1,63)} = 449 \text{ mm}$$

$$d = \min\{d_0; D_2\} = \min\{449; 272\} = 272 \text{ mm} \quad (5-36)$$

$$\begin{aligned} d &> D_{voda} \\ 272 &> 65 \end{aligned}$$

– VYHOVUJE

– tlaková skúška:

$$d_{0sk} = 2 \cdot \left(\frac{s-c}{s_{Rsk}} - 0,8 \right) \cdot \sqrt{D_2 \cdot (s-c)} \quad (5-37)$$

$$d_{0sk} = 2 \cdot \left(\frac{5-1,63}{0,36} - 0,8 \right) \cdot \sqrt{272 \cdot (5-1,63)} = 518 \text{ mm}$$

$$d_{sk} = \min\{d_{0sk}; D_2\} = \min\{518; 272\} = 272 \text{ mm} \quad (5-38)$$

$$\begin{aligned} d_{sk} &> D_{voda} \\ 272 &> 65 \end{aligned}$$

– VYHOVUJE

5.6 Rovné nevystužené dno ø272

Rovné dno vodného priestoru je rovnakého typu ako dno parného priestoru a platia preň rovnaké výpočtové vzťahy.

Vnútorňý priemer pripojenej škrupiny:

$$D_2 = 272 \text{ mm}$$

Vykonaná hrúbka valcovej časti dna v mieste spojenia z dnom:

$$s = 5 \text{ mm}$$

Vykonaná hrúbka dna:

$$s_1 = 12 \text{ mm}$$

Rozsah použitia výpočtových vzorcov pre výpočet plochých nevystužených dien:

$$\frac{s_1 - c}{D_2} \leq 0,1 \quad (5-39)$$

$$\frac{12 - 1,63}{272} = 0,0325 \leq 0,1$$

Súčiniteľ zoslabenia otvormi K_0 (dno bez otvorov):

$$K_0 = 1$$

Tvarový součinitel K pre:

$$\frac{s - c}{s_1 - c} = \frac{5 - 1,63}{12 - 1,63} = 0,325 < 0,5 \quad (5-40)$$

$$K = 0,41$$

Dovolený vnitřní tlak:

– převádka:

$$[p] = \left(\frac{s_1 - c}{K_0 \cdot K \cdot D_2} \right)^2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \quad (5-41)$$

$$[p] = \left(\frac{12 - 1,63}{1 \cdot 0,41 \cdot 272} \right)^2 \cdot 125,33 \cdot 0,8 = 0,866 \text{ MPa}$$

– tlaková skúška:

$$[p]_{sk} = \left(\frac{s_1 - c}{K_0 \cdot K \cdot D_2} \right)^2 \cdot [\sigma]_{sk} \cdot \varphi \quad (5-42)$$

$$[p]_{sk} = \left(\frac{12 - 1,63}{1 \cdot 0,41 \cdot 272} \right)^2 \cdot 213,636 \cdot 0,8 = 1,478 \text{ MPa}$$

Výpočtová hrúbka dna:

– převádka:

$$s_{1R} = K \cdot K_0 \cdot D_2 \cdot \sqrt{\frac{p_V}{[\sigma] \cdot \varphi}} \quad (5-43)$$

$$s_{1R} = 1 \cdot 0,41 \cdot 272 \cdot \sqrt{\frac{0,6}{125,33 \cdot 0,8}} = 8,63 \text{ mm}$$

$$s_1 \geq s_{1R} + c$$

$$12 \geq 8,63 + 1,63$$

$$12 \geq 10,26$$

– VYHOVUJE

– tlaková skúška:

$$s_{1Rsk} = K \cdot K_0 \cdot D_2 \cdot \sqrt{\frac{p_{Vsk}}{[\sigma]_{sk} \cdot \varphi}} \quad (5-44)$$

$$s_{1Rsk} = 1 \cdot 0,41 \cdot 272 \cdot \sqrt{\frac{0,9}{213,636 \cdot 0,8}} = 8,09 \text{ mm}$$

$$s_1 \geq s_{1Rsk} + c$$

$$12 \geq 8,09 + 1,63$$

$$12 \geq 9,72$$

– VYHOVUJE

5.7 Mosadzné trubky

Materiál trubky:

mosadz CW500L

Vnútorý výpočtový tlak:

$p_V = 0,6 \text{ Mpa}$

Vnútorý skúšobný tlak:

$p_{Vsk} = 0,9 \text{ Mpa}$

Výpočtová teplota:

$t_V = 110 \text{ }^\circ\text{C}$

Medza pevnosti materiálu:

$R_m = 220 \text{ MPa}$

Súčiniteľ bezpečnosti k medzi pevnosti pre farebné kovy:

$n_{BN} = 3,5$ – prevádzka

$n_{BNsk} = 2$ –tlaková skúška

Dovolené namáhanie:

– prevádzka:

$$[\sigma] = \frac{R_m}{n_{BN}} = \frac{220}{3,5} = 62,857 \text{ MPa} \quad (5-45)$$

– tlaková skúška:

$$[\sigma]_{sk} = \frac{R_m}{n_{Tsk}} = \frac{220}{2} = 110 \text{ MPa} \quad (5-46)$$

Súčiniteľ hodnoty zvarového spoja:

$\varphi = 1$

Prídavok na kompenzáciu korózie a erózie:

$c_1 = 0,1 \text{ mm}$

Vnútorý priemer trubky:

$d_1 = 14 \text{ mm}$

Vykonaná hrúbka steny:

$s = 1 \text{ mm}$

Dovolený vnitřní tlak:

– převádka:

$$[p] = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (s - c_1)}{d_1 + (s - c_1)} \quad (5-47)$$

$$[p] = \frac{2 \cdot 62,857 \cdot 1 \cdot (1 - 0,1)}{14 + (1 - 0,1)} = 7,59 \text{ MPa}$$

– tlaková skúška:

$$[p]_{sk} = \frac{2 \cdot [\sigma]_{sk} \cdot \varphi \cdot (s - c_1)}{d_1 + (s - c_1)} \quad (5-48)$$

$$[p]_{sk} = \frac{2 \cdot 110 \cdot 1 \cdot (1 - 0,1)}{14 + (1 - 0,1)} = 13,29 \text{ MPa}$$

Výpočtová hrúbka steny škrupiny bez prídavkov:

– převádka:

$$s_R = \frac{p_V \cdot d_1}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p_V} \quad (5-49)$$

$$s_R = \frac{0,6 \cdot 14}{2 \cdot 62,857 \cdot 1 - 0,6} = 0,06 \text{ mm}$$

$$s \geq s_R + c_1$$

$$1 \geq 0,06 + 0,1$$

$$1 \geq 0,16$$

– VYHOVUJE

– tlaková skúška:

$$s_{Rsk} = \frac{p_{Vsk} \cdot d_1}{2 \cdot [\sigma]_{sk} \cdot \varphi - p_{Vsk}} \quad (5-50)$$

$$s_{Rsk} = \frac{0,9 \cdot 14}{2 \cdot 110 \cdot 1 - 0,9} = 0,06 \text{ mm}$$

$$s \geq s_{Rsk} + c_1$$

$$1 \geq 0,06 + 0,1$$

$$1 \geq 0,16$$

– VYHOVUJE

5.8 Trubkovnica

Pevnostný výpočet trubkovnice bol z dôvodu jeho náročnosti vykonaný pomocou softwaru. Výstup z tohto programu je v prílohe B.

Navrhovaná trubkovnica má tvar disku so 44 dierami pre trubky a jednou drážkou pre deliacu stenu vodných komôr.

ZÁVER

Cieľom tejto diplomovej práce bolo vykonať projekčný návrh regeneračného ohrievača pre tepláreň spaľujúcu biomasu. Tento ohrievač ohrieva napájaciu vodu z 35 až 80 °C na 80 až 90 °C. Zohriata voda z hmotnostným prietokom 3,3 kg/s následne vstupuje do napájacej nádrže s termickým odplynením.

V úvode práce je popísané odvetvie teplárenstva a stručné rozdelenie výmenníkov používaných v energetike. Pre návrh bol zvolený povrchový regeneračný ohrievač v horizontálnom prevedení. Teplosmenná plocha je tvorená trubkami v tvare „U“, jedná sa teda o vlásenkový výmenník tepla.

Nasleduje tepelný výpočet navrhovaného výmenníku. V tejto časti bol určený počet trubiek a bola vypočítaná teplosmenná plocha, z ktorej boli odvodené rozmery ohrievača. Trubkový zväzok je dlhý 1,9 m a tvorí ho 22 „U- trubiek“. Takto navrhnuté zariadenie má maximálny tepelný výkon 621 kW.

V tretej kapitole bol vykonaný hydraulický výpočet, ktorého cieľom bolo určenie rozmerov vstupných a výstupných hrdiel pracovných médií a zistenie tlakových strát v parnom i vodnom priestore.

Práca obsahuje popis regulácie výstupnej teploty vody, aby spĺňala požadované parametre aj pri nenávrhových stavoch.

V poslednej časti bol navrhovaný výmenník podrobený pevnostnej analýze. Jednotlivé komponenty tohto zariadenia boli nadimenzované, tak aby vydržali pôsobeniu prevádzkového tlaku a teploty.

Súčasťou diplomovej práce je projekčný výkres, ktorý sa nachádza v prílohe.

ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮV

- [1] KRBEK, Jaroslav, Ladislav OCHRANA a Bohumil POLESNÝ. *Průmyslová energetika*. 1. vyd. Brno: PC-DIR, 1996, 197 s. ISBN 80-214-0831-6.
- [2] KARAFIÁT, Josef. *SBORNÍK TECHNICKÝCH ŘEŠENÍ ZDROJŮ S KOMBINOVANOU VÝROBOU ELEKTRINY A TEPLA*. Praha, 2006. Dostupné z: <http://www.mpo-efekt.cz/dokument/15.pdf>
- [3] KADRNOŽKA, Jaroslav a Ladislav OCHRANA. *Teplárenství*. Brno: CERM, 2001, 178 s. ISBN 80-7204-222-x.
- [4] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné elektrárny a teplárny*, 1984. Vydání první. Praha: SNTL.
- [5] ŠKORPÍK, Jiří. Biomasa jako zdroj energie, *Transformační technologie*, 2006-10, [last updated 2011-08]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/biomasa-jako-zdroj-energie.html>
- [6] ŠKORPÍK, Jiří. Parní turbína v technologickém celku, *Transformační technologie*, 2011-04, [last updated 2015-03]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/parni-turbina-v-technologickem-celku.html>.
- [7] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013, 119 s. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [8] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. *Tepelné pochody: Výpočet výměníku tepla*. 1. vyd. Brno: VUT, 1991, 129 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0363-2.
- [9] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. 1. vyd. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1334-4.
- [10] ČSN 69 0010 Tlakové nádoby stabilní. Technické pravidla. Výpočet pevnosti.

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

Teplárenstvo

E	$[kJ]$	elektrická energia
e	$[-]$	modul teplárenskej výroby elektriny
Q_d	$[kJ]$	teplo
Q_{pal}	$[kJ]$	teplo dodané v palive
q_{reg}	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	teplo regenerované do obehu
q_1	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	teplo privedené do obehu
q_2	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	teplo odvedené z obehu
s	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	entropia
T_1	$[K]$	stredná teplota prívodu tepla
T_2	$[K]$	stredná teplota odvodu tepla
η_t	$[-]$	termická účinnosť R-C cyklu
η_{tep}	$[-]$	účinnosť teplárne

Skratky

ES	elektrizačná sústava
OČ	obehové čerpadlo
K	kotol
KVET	kombinovaná výroba elektrickej energie a tepla
MP	medzitrubkový priestor
NN	napájacia nádrž
T	tepláreň (Obrázok 1)
T	turbína (Obrázok 2)
TN	tepelný napájač
TP	trubkový priestor
TS	tepelná sieť
ZO	objekt zásobovaný teplom

Tepelný návrh výměníku a regulácia výstupnej teploty vody

c_p	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	merná tepelná kapacita
d_1	$[m]$	vnútorný priemer trubky
d_2	$[m]$	vonkajší priemer trubky
g	$[m \cdot s^{-2}]$	gravitačné zrýchlenie
i'	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpia sýteho kondenzátu
i''	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpia sýtej pary
i_1	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpia topnej pary
i_2	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpia kondenzátu
i_3	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpia napájacej vody na vstupe
i_4	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpia napájacej vody na výstupe
k	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	súčiniteľ prostupu tepla
L	$[m]$	dĺžka trubkového zväzku
l_k	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	latentné teplo
l_t	$[m]$	dĺžka prostrednej „U“ trubky
\dot{m}	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostný prietok
n	$[-]$	počet „U-trubiek“
n_{CH}	$[-]$	počet chodov
n_{sv}	$[-]$	počet trubiek v priečnom reze
Nu	$[-]$	Nusseltovo číslo
p	$[Pa]$	tlak
Pr	$[-]$	Prandtlovo číslo
Re	$[-]$	Reynoldsovo číslo
\dot{Q}	$[W]$	tepelný výkon
S	$[m^2]$	teplosmenná plocha
S_p	$[m^2]$	prietokový prierez
$S_{p\ SKUT}$	$[m^2]$	skutočný prietokový prierez
t_1	$[^{\circ}C]$	teplota topnej pary

t_2	[°C]	teplota kondenzátu
t_3	[°C]	vstupná teplota napájacej vody
t_4	[°C]	výstupná teplota napájacej vody
v	[$m^3 \cdot kg^{-1}$]	merný objem
w	[$m \cdot s^{-1}$]	rýchlosť prúdenia vody
w_{SKUT}	[$m \cdot s^{-1}$]	skutočná rýchlosť prúdenia vody
y	[–]	otvorenie ventilu
α	[$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	súčiniteľ prestupu tepla
λ	[$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]	tepelná vodivosť
λ_{mosadz}	[$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]	tepelná vodivosť mosadzi
μ	[$Pa \cdot s$]	dynamická viskozita
ρ	[$kg \cdot m^{-3}$]	hustota
ρ''	[$kg \cdot m^{-3}$]	hustota sýtej pary
Δt_1	[°C]	teplotný spád na vstupe do ohrievača
Δt_2	[°C]	teplotný spád na výstupe z ohrievača
Δt_{ln}	[°C]	stredný logaritmický teplotný spád

Použité indexy

b	bypass
max	maximálna hodnota
min	minimálna hodnota
o	ohrievač
p	para
str	stredná hodnota
v	vzťažná hodnota
w	voda
x	vstupné parametre
1	hodnota na strane vody
2	hodnota na strane pary

Hydraulický návrh výměníku

D	$[m]$	vnútorný priemer hrdla
d_1	$[m]$	vnútorný priemer trubky
k	$[mm]$	absolútna drsnosť
k_r	$[mm]$	relatívna drsnosť trubky
l_t	$[m]$	dĺžka prostrednej „U“ trubky
\dot{m}	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostný prietok
n_{CH}	$[-]$	počet chodov
Re	$[-]$	Reynoldsovo číslo
S	$[m^2]$	plocha
w	$[m \cdot s^{-1}]$	rýchlosť prúdenia
$x_9; x_{10}$	$[-]$	substitučné faktory
$z_1; z_2$	$[-]$	korekčné faktory
λ	$[-]$	stratový súčiniteľ
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota
ρ'	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota sýteho kondenzátu
ρ''	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota sýtej pary
$\xi; \xi_{11}; \xi_{12}$	$[-]$	stratové súčinitele miestnych odporov
Δp	$[Pa]$	tlaková strata

Použité indexy

$HRDLO$	vstupné hrdlo pre paru
k	kondenzát
m	miestna strata
p	para
$skut$	skutočná hodnota
t	trecia strata
$voda$	hrdlo na stane vody
z_1	strata v trubkovom priestore
z_2	strata v medzitrubkovom priestore

Pevnostný výpočet

c	[mm]	súčet prídavkov k výpočtovej hrúbke steny
c_1	[mm]	prídavok na kompenzáciu korózie a erózie
c_2	[mm]	prídavok na kompenzáciu záporných odchýliek
D	[mm]	vnútorný priemer škrupiny
d_0	[mm]	výpočtový priemer osamoteného otvoru
K	[–]	tvarový súčiniteľ
K_0	[–]	súčiniteľ zoslabenia otvormi
n	[–]	súčiniteľ bezpečnosti
p	[Pa]	tlak
R_m	[MPa]	medza pevnosti materiálu
$R_{p0,2}$	[MPa]	zmluvná medza klzu
R_{e20}	[MPa]	medza klzu pri teplote 20 °C
s	[mm]	vykonaná hrúbka steny
s_R	[mm]	výpočtová hrúbka steny škrupiny bez prídavkov
t	[°C]	teplota
α	[°]	polovičný vrcholový uhol škrupiny
σ	[MPa]	dovolené namáhanie
φ	[–]	súčiniteľ hodnoty zvarového spoja

Použité indexy

B	k medzi pevnosti
BN	k medzi pevnosti pre farebné kovy
K	kužel
P	parný priestor
V	vodný priestor
sk	tlaková skúška
T	k medzi klzu

ZOZNAM OBRÁZKOV

Obrázok 1: Schéma jednoduchej teplárenskej sústavy [3].....	12
Obrázok 2: Zjednodušené bilančné schéma zapojenia do sústavy.....	14
Obrázok 3: Termická účinnosť R-C obehu [6]	15
Obrázok 4: Regenerácia tepla s jedným výmenníkom [6]	16
Obrázok 5: Povrchové výmenníky [7]	17
Obrázok 6: Zmiešavací výmenník [7].....	17
Obrázok 7: Prúdenie vo výmenníkoch [3]	18
Obrázok 8: Trubkový výmenník s pevnými trubkovicami	19
Obrázok 9: Trubkový výmenník s plávajúcou hlavou	19
Obrázok 10: Trubkový výmenník s „U-trubkami“	20
Obrázok 11: Krížové usporiadanie vstupov a výstupov výmenníku.....	21
Obrázok 12: Usporiadanie trubiek	23
Obrázok 13: Prostup tepla stenou trubky	24
Obrázok 14: Blanová kondenzácia.....	27
Obrázok 15: Priebeh teplôt vo výmenníku.....	29
Obrázok 16: Schéma ohrievača s obtokom napájacej vody.....	36
Obrázok 17: Priebeh teplôt pri zníženom prietoku ohrievačom	41
Obrázok 18: Závislosť hmotnostných prietokov \dot{m}_o a \dot{m}_b na otvorení ventilu y ...	42
Obrázok 19: Schéma ohrievača s nulovým prietokom bypassom.....	43
Obrázok 20: Priebeh teplôt v ohrievači při $\dot{m}_b = 0 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ a $t_{4max} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$	48
Obrázok 21: Blokové schéma riadenia výstupnej teploty.....	49
Obrázok 22: Graf funkčného meniča	49
Obrázok 23: Náčrt navrhovaného výmenníku tepla.....	50
Obrázok 24: Náčrt kužeľového prechodu	55
Obrázok 25: Náčrt pripojenia rovného dna k valcovej škrupine.....	56

ZOZNAM TABULIEK

Tabuľka 1: Parametre pracovných médií.....	21
--	----

ZOZNAM PRÍLOH

Príloha A:	Katalógový list regulačnej armatúry
Príloha B:	Pevnostný výpočet trubkovnice
Príloha C:	Projekčný výkres ohrievača

Príloha A



RV 113 S

**Třícestné regulační ventily
 DN 15 - 150, PN 16
 DN 15 - 40, PN 6**

Popis

Regulační přírubové ventily RV113 S jsou trojcestné armatury se směšovací nebo rozdělovací funkcí s vysokou těsností v přímé větvi, určené k regulaci a uzavírání průtoku média. Díky jedinečné průtočné charakteristice LDMspline®, optimalizované pro regulaci termodynamických dějů, jsou ideální pro použití ve vytápěcích a klimatizačních zařízeních. Průtočné charakteristiky, Kvs součinitelé a netěsnost odpovídají mezinárodním standardům. Ventily typu RV 113 S jsou svým provedením uzpůsobeny pro připojení elektrohydraulických pohonů Siemens.

Použití

Regulační ventily RV113 jsou určeny pro použití v topenářské a klimatizační technice. Regulační ventily RV113 jsou vyráběny i v bezsilikonovém provedení, v typovém čísle označeno SF. Tyto ventily jsou vhodné pro aplikace, kde nesmí docházet k pronikání látek snižujících kvalitu laků. Nejvyšší dovolené pracovní přetlaky v závislosti na teplotě média jsou uvedeny níže na této straně katalogu.

Pracovní média

Ventily RV113 jsou vhodné pro použití v zařízeních, kde je regulovaným médiem voda, vzduch a jiná média kompatibilní s materiálem tělesa a vnitřních částí armatury v rozsahu +2 až +150°C. Těsnící plochy škrtkového systému jsou odolné vůči běžným kalům a nečistotám média, při výskytu abrazivních příměsí je však nutné do potrubí před ventil umístít filtr pro zajištění dlouhodobé spolehlivé funkce a těsnosti. Ventily nesmí pracovat v podmínkách, kde hrozí nebezpečí vzniku kavitace. Nejsou vhodné pro páru ani pro parní kondenzát.

Montážní polohy

Ventil musí být namontován do potrubí vždy způsobem, aby směr toku média souhlasil se šipkou na tělese (vstupy A, B a výstup AB). U rozdělovacího ventilu je směr toku opačný (vstup AB a výstupy A, B). Montážní poloha je libovolná kromě polohy, kdy je pohon pod ventilem.

Technické parametry

Konstrukční řada	RV 113 S
Provedení	Třícestný regulační ventil
Rozsah světlosti	DN 15 až 150
Jmenovitý tlak	DN 15 - 150, PN 16; DN 15 - 40, PN 6
Materiál tělesa	Šedá litina EN-JL 1040
Materiál kuželky	Korozivzdorná ocel 1.4027 (1.4028)
Materiál táhla	Korozivzdorná ocel 1.4305
Těsnění v sedle	EPDM
Těsnění ucpávkové	EPDM
Rozsah pracovních teplot	+2 až +150°C
Připojení	Příruba typu B1 (hrubá těsnící lišta) Dle ČSN-EN 1092-2 (4/2002)
Stavební délky	Řada 1 dle ČSN-EN 558 (9/2008)
Typ kuželky	Válcová s výřezy a měkkým těsněním v sedle
Průtočná charakteristika	V přímé větvi LDMspline®, v nárožní lineární
Hodnoty Kvs	1,6 až 360 m ³ /h
Netěsnost v přímé větvi	Třída IV. - S1 dle ČSN-EN 1349 (5/2001) (<0.0005 % Kvs)
Netěsnost v nárožní větvi	Není garantovaná (<2% Kvs)
Regulační poměr r	50 : 1

Maximální dovolené pracovní přetlaky [MPa]

Materiál	PN	Teplota [°C]										
		120	150	200	250	300	350	400	450	500	525	550
Šedá litina EN-JL 1040 (EN-GJL-250)	16	1,60	1,44	---	---	---	---	---	---	---	---	---
	6	0,60	0,54	---	---	---	---	---	---	---	---	---



Průtokové součinitele Kvs a diferenční tlaky

Hodnota Δp_{max} je maximální tlakový spád na ventilu, při kterém je zaručeno spolehlivé otevření a zavření.

Z důvodu životnosti sedla a kuželky se doporučuje, aby trvalý tlakový spád nepřekročil hodnotu 0.4 MPa.

Další informace o ovládání viz. katalogové listy pohonů		Ovládání (pohon)		Siemens			
				SKD	SKB	SKC	
		Osová síla		1000 N	2800 N	2800 N	
		Kvs [m ³ /hod]		Δp_{max}	Δp_{max}	Δp_{max}	
DN	H	1	2	3	MPa	MPa	MPa
PN 6							
15	20	4	2.5	1.6	0.60	---	---
20		6.3	---	---	0.60	---	---
25		10	---	---	0.60	0.60	---
32		16	---	---	0.60	0.60	---
40		25	---	---	0.54	0.60	---
PN 16							
15	20	4	2.5	1.6	1.6	---	---
20		6.3	---	---	1.6	---	---
25		10	---	---	1.37	1.6	---
32		16	---	---	0.84	1.6	---
40		25	---	---	0.54	1.6	---
50		40.0	---	---	0.3	1.06	---
65	63.0	---	---	0.18	0.65	---	
80	100.0	---	---	0.12	0.43	---	
100	40	160.0	---	---	---	---	0.26
125		250.0	---	---	---	---	0.16
150		360.0	---	---	---	---	0.11

Dodávané typy pohonů

			zdvih
Siemens	Elektrohydraulický pohon SKD 32.50	AC 230 V, řízení 3-bodové, 120 s	20 mm
	Elektrohydraulický pohon SKD 82.50	AC 24 V, řízení 3-bodové, 120 s	
	Elektrohydraulický pohon SKD 32.51	AC 230 V, řízení 3-bodové, 120 s, hav. funkce	
	Elektrohydraulický pohon SKD 32.21	AC 230 V, řízení 3-bodové, 30 s, hav. funkce	
	Elektrohydraulický pohon SKD 82.51	AC 24 V, řízení 3-bodové, hav. funkce	
	Elektrohydraulický pohon SKD 60	AC 24 V, řízení 0...10 V, 4...20 mA	
	Elektrohydraulický pohon SKD 62	AC 24 V, řízení 0...10 V, 4...20 mA, hav. funkce	
Siemens	Elektrohydraulický pohon SKD 62UA	AC 24 V, řízení 0...10 V, 4...20 mA, hav. funkce	20 mm
	Elektrohydraulický pohon SKB 32.50	AC 230 V, řízení 3-bodové, 120 s	
	Elektrohydraulický pohon SKB 82.50	AC 24 V, řízení 3-bodové, 120 s	
	Elektrohydraulický pohon SKB 32.51	AC 230 V, řízení 3-bodové, 120 s, hav. funkce	
	Elektrohydraulický pohon SKB 82.51	AC 24 V, řízení 3-bodové, 120 s, hav. funkce	
	Elektrohydraulický pohon SKB 60	AC 24 V, řízení 0...10 V, 4...20 mA	
Siemens	Elektrohydraulický pohon SKB 62	AC 24 V, řízení 0...10 V, 4...20 mA, hav. funkce	40 mm
	Elektrohydraulický pohon SKB 62UA	AC 24 V, řízení 0...10 V, 4...20 mA, hav. funkce	
	Elektrohydraulický pohon SKC 32.50	AC 230 V, řízení 3-bodové, 120 s	
	Elektrohydraulický pohon SKC 82.50	AC 24 V, řízení 3-bodové, 120 s	
	Elektrohydraulický pohon SKC 32.51	AC 230 V, řízení 3-bodové, 120 s, hav. funkce	
	Elektrohydraulický pohon SKC 82.51	AC 24 V, řízení 3-bodové, 120 s, hav. funkce	
Siemens	Elektrohydraulický pohon SKC 60	AC 24 V, řízení 0...10 V, 4...20 mA	40 mm
	Elektrohydraulický pohon SKC 62	AC 24 V, řízení 0...10 V, 4...20 mA, hav. funkce	
	Elektrohydraulický pohon SKC 62UA	AC 24 V, řízení 0...10 V, 4...20 mA, hav. funkce	
	Elektrohydraulický pohon SKC 62UA	AC 24 V, řízení 0...10 V, 4...20 mA, hav. funkce	



Rozměry a hmotnosti ventilů RV 113 S

PN 6														
DN	D ₁	D ₂	D ₃	d	n	a	f	D ₄	L	V	V ₁	V ₂	H	m
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg
15	80	55	38	11	4	12	2	44	130	147	65	96	20	2.6
20	90	65	48	11	4	14	2	44	150	147	75	96	20	3.5
25	100	75	58	11	4	14	3	44	160	147	80	96	20	4.1
32	120	90	69	14	4	16	3	44	180	157	90	96	20	6.3
40	130	100	78	14	4	16	3	44	200	167	100	96	20	7.9

PN 16														
DN	D ₁	D ₂	D ₃	d	n	a	f	D ₄	L	V	V ₁	V ₂	H	m
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg
15	95	65	46	14	4	14	2	44	130	147	65	96	20	3.5
20	105	75	56	14	4	16	2	44	150	147	75	96	20	4.6
25	115	85	65	14	4	16	3	44	160	147	80	96	20	5.4
32	140	100	76	19	4	18	3	44	180	157	90	96	20	8.5
40	150	110	84	19	4	18	3	44	200	167	100	96	20	10.5
50	165	125	99	19	4	20	3	44	230	182	115	96	20	13.0
65	185	145	118	19	4	20	3	44	290	192	145	96	20	18.3
80	200	160	132	19	8	22	3	44	310	212	155	96	20	24.1
100	220	180	156	19	8	24	3	44	350	247	175	116	40	33.8
125	250	210	184	19	8	26	3	44	400	272	200	116	40	49.3
150	285	240	211	23	8	26	3	44	480	297	240	116	40	69.3

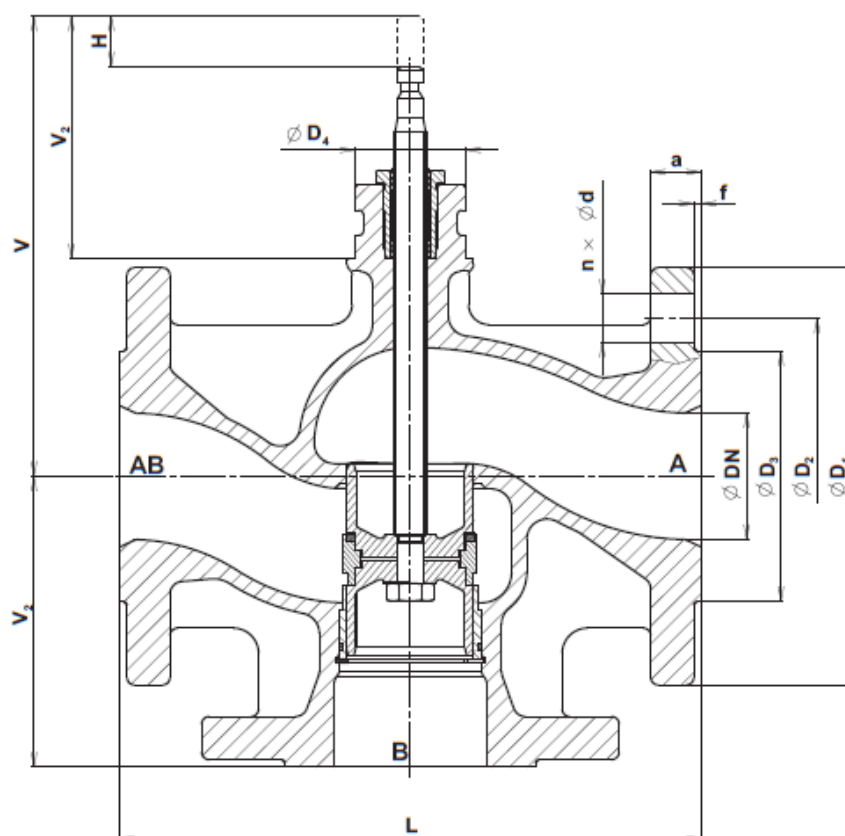




Schéma sestavení úplného typového čísla ventilů RV 113

		XX	XXX	X	XXXX	XX	/	XXX	-	XXX	XX
1. Ventil	Regulační ventil	RV									
2. Označení typu	Ventily z šedé litiny		113								
3. Funkce	Dvoucestný regulační ventil			R							
	Třícestný regulační ventil			M							
	Dvoucest. reg. ventil pro elektrohydraulické pohony			L							
	Třícestný reg. ventil pro elektrohydraulické pohony			S							
4. Provedení	Přírubové, dvoucestné				4						
	Přírubové, třícestné směšovací (rozdělovací)				6						
5. Materiálové provedení	Šedá litina				3						
6. Průtočná charakteristika	LDMspline® / lineární				3						
7. Kvs	Číslo sloupce dle tabulky Kvs součinitelů					X					
8. Jmenovitý tlak PN	PN 6						06				
	PN 16						16				
9. Maximální teplota °C	150°C							150			
10. Jmenovitá světlost DN	DN 15 až 150									XXX	
11. Provedení	Normální										
	Bezsilikonové										SF

Příklad objednávky: RV113 R 4331 16/150-065

Pohon musí být specifikován zvlášť.

PRÍLOHA B

vypocet cis. : 008

str.: 1

P V E S S pevnostni vypocet tlakovych nadob
--

ARCHIV c. : D_HURBAN-0015 PROGRAM:T4136D
 VYMENIK TEPLA S VLASENKOVYMI TRUBKAMI CSN 69 0010-4.13, kap.6
 (vydani 1.3.1991 + zmena 1 + zmena 22)
 - ostatni pouzite normy cast 2.1,4.1,4.2,4.3,4.18
 SCHVALENI PVES SOD: CUBP 22.08.1989 SUBP 14.11.1989
 3629/I/89/15.12 2,2-1621/1989-Ce
 test : 12.2000
 DISTRIBUCE PROGRAMU : Sage Energo, a.s.
 POCITAC/JAZYK : PC DOS / F77-C-MASM88
 ZODPOVIDAJICI ORGANIZACE : TENZA a.s.
 licence c. : lic.00901097 verze : D/2000 revize : 9.01

ZAKAZKA : Dominik Hurban
 NAZEV NADOBY / UZLU : Trubkovnice - vlasenky
 VYKRES / POZICE :
 POL. — VSTUPNI DATA

1 TYP KONSTRUKCE

- VYMENIK TEPLA S VLASENKOVYMI TRUBKAMI (kap.6)
- TRUBKOVNICE SEVRENA MEZI PRIRUBAMI (obr.13)
- TRUBKOVNICE NESVAROVANA
- TRUBKOVNICE S DRAZKOU PRO PREPAZKU (obr.8)
- TRUBKY UMISTENY VE VRCHOLECH ROVNOSTRANNYCH TROJUHELNIKU
- OTVORY V TRUBKOVNICI PRUBEZNE (nestupnovite obr.7)
- TRUBKY ZAVALCOVANY NEBO UPEVNENY VYBUCHEM
- HLADKE ZAVALCOVANI
- VODOROVNY VYMENIK - provoz
- VODOROVNY VYMENIK - zkouska
- ZATIZENI LIBOVOLNOU KOMBINACI PRETLAKU p1, p2
- KLASICKY VYPOCET-TUHA TRUBKOVNICE vz.(49)

ZATIZENI

Provozni pretlaky se udavaji se znamenky vzhledem k vlastnimu prostoru daneho pretlaku. Pro provozni podtlak se tedy zadava prislusna hodnota $p < 0.0$. Zkouska pouze vnitrim pretlakem.

11 VYPOCTOVY PRETLAK V MEZITRUBKOVEM PROSTORU

- PROVOZ	p1	(MPa)	.300
- ZKOUSKA	p1Z	(MPa)	.450

13 VYPOCTOVY PRETLAK V TRUBKACH

- PROVOZ	p2	(MPa)	.600
- ZKOUSKA	p2Z	(MPa)	.900

15 MAXIMALNI TEPLOTA PRACOVNI LATKY

- MEZITRUBKOVY PROSTOR	t1	(°C)	200.0
- TRUBKOVY PROSTOR	t2	(°C)	110.0

16 VYPOCTOVA TEPLOTA

- TRUBKOVNICE	tvP	(°C)	200.0
- TRUBKY	tvT	(°C)	200.0

MATERIAL - SVARY

31 MATERIAL TRUBKOVNICE			MAT.BAZE
^P235GH	UHLIKOVA OCEL	PLECH	TL.<= 40 mm

zakladni nasazeni 8.01 firma 11/09/1998 rev.8.01- 17
 - VYPOCTOVE HODNOTY (°C), (MPa) :

ID-520715270470

Projekční návrh regeneračního ohříváku napájecí vody teplárny spalující biomasu

vypocet cis. : 008		str.: 2	
teplota mod.pruz.	pevnost kluz	kluz	pevnost teceni v teceni
E	Rm	Re	Rp0.2
200.0 .1910E+06	360.0	.0	170.0
20.0 .2060E+06	360.0	.0	225.0
- TABELOVANE HODNOTY (°C), (MPa) :			
200.0 .1910E+06	360.0	.0	170.0
20.0 .2060E+06	360.0	.0	225.0
- SOUCINITELE BEZPECNOSTI (cast 4.2) (-) :			
- provoz :	nB =2.40	nT =1.50	nD= .00
- zkouska :		nTZ=1.10	nP= .00
			nU =2.400
			nUZ=1.800

- DOVOLENE NAMAHAHI-PROVOZ	vyp.tepl. (°C)		200.0
(cast 4.2/4.3)	[sigma]P (MPa)		113.33
- DOVOLENE NAMAHAHI-ZKOUSKA	[sigma]ZP (MPa)		204.55
- MEZ KLUZU MATERIALU - 20 °C	Re20;Rp20 (MPa)		225.00
- MEZ PEVNOSTI MATERIALU - 20 °C	Rm (MPa)		360.00

32 MATERIAL TRUBEK			ZADANO
Ms	MED A SLITINY	TRUBKA	TL.<=9999 mm
- !!!!!	ZADANY PRIMO	HODNOTY DOVOLENYCH NAMAHAHI	!!!!!!

- DOVOLENE NAMAHAHI-PROVOZ	vyp.tepl. (°C)		200.0
(cast 4.2/4.3)	[sigma]T (MPa)		33.00
- DOVOLENE NAMAHAHI-ZKOUSKA	[sigma]ZT (MPa)		33.00

ROZMERY			
61 VNITRNI PRUMER PLASTE	DK	(mm)	272.00
65 VYPOCTOVY PRUMER TESNENI (obr.14)	DP	(mm)	292.00
71 ROZTEC TRUBEK	t	(mm)	24.000
72 ROZTEC RAD TRUBEK V MISTE PREPAZKY (obr.8)	tN	(mm)	50.000
73 VNEJSI PRUMER TRUBKY	dT	(mm)	16.000
74 PRIDAVKY K TLOUSTCE TRUBKY	cT		
- PRIDAVEK NA KOROZI A EROZI	ci1	(mm)	.000
- PRIDAVEK NA ZAPORNOU VYROBNI ODCHYLKU	ci2	(mm)	.000
- TECHNOLOGICKY PRIDAVEK	ci3	(mm)	.000
- CELKOVY PRIDAVEK	ci	(mm)	.000
75 PROVEDENA TLOUSTKA TRUBKY	sT	(mm)	1.000
76 SKUTECNY POCET TRUBEK	n	(-)	44
- VYPOCTOVY POCET TRUBEK	nR	(-)	58
77 PRUMER OTVORU PRO TRUBKY V TRUBKOVNICI (obr.8)	d0	(mm)	16.100
79 DELKA PEVNOSTNIHO ZAVALCOVANI NEBO UPEVNENI VYBUCEM	lv	(mm)	10.000
80 PRIDAVKY K VYPOCTOVE TLOUSTCE TRUBKOVNICE V POLI cP (obr.13,14)			
- PRIDAVEK NA KOROZI A EROZI	ci1	(mm)	1.000
- PRIDAVEK NA ZAPORNOU VYROBNI ODCHYLKU	ci2	(mm)	.630
- TECHNOLOGICKY PRIDAVEK	ci3	(mm)	.000
- CELKOVY PRIDAVEK	ci	(mm)	1.630
81 PROVEDENA TLOUSTKA TRUBKOVNICE V OTRUBKOVANEM POLI A V NEOTRUBKOVANE OBLASTI	sP	(mm)	16.000
82 PROVEDENA TLOUSTKA TRUBKOVNICE V MISTE DRAZKY (obr.8)			
- SIRKA DRAZKY V TRUBKOVNICI	sN	(mm)	14.000
	bN	(mm)	5.000

ID-520715270470

vypocet cis. : 008

str.: 3

84	PRIDAVKY K VYPOCTOVE TLOUSTCE TRUBKOVNICE V NEBEZPECNEM PRUREZU c0 (obr.13,14)			
-	PRIDAVEK NA KOROZI A EROZI	ci1	(mm)	1.000
-	PRIDAVEK NA ZAPORNOU VYROBNI ODCHYLKU	ci2	(mm)	.630
-	TECHNOLOGICKY PRIDAVEK	ci3	(mm)	.000
-	CELKOVY PRIDAVEK	ci	(mm)	1.630
85	PROVEDENA TLOUSTKA TRUBKOVNICE V NEBEZPECNEM PRUREZU	s0	(mm)	14.000

*** VYPOCTENE HODNOTY ***

- VYPOCET VYHOVUJE PODMINKAM PLATNOSTI CSN 69 0010, cast 4.13

DALE UVEDENE POZADOVANE TLOUSTKY JEDNOTLIVYCH PRUREZU TRUBKOVNICE SLOUZI K OVERENI ZADANE KONSTRUKCE A NELZE JE V ZADNEM PRIPADE POUZIT JAKO PROVEDENE ROZMERY TRUBKOVNICE

- KONTROLA PROVEDENE TLOUSTKY TRUBKOVNICE V OTRUBKOVANEM POLI VYPOCET PROVEDEN PODLE cl.6.1.3 vz.(49)

- KLASICKY VYPOCET TRUBKOVNICE

- pozadovane tloustky trubkovnice sP pro zadane rozmery, zatizeni a provedenou tloustku trubkovnice v (mm)

- zatizeni pretlakem	p1	p2	p2-p1
- PROVOZ	9.560	12.876	9.560
- zatizeni pretlakem	p1Z	p2Z	
- ZKOUSKA	8.896	11.931	

- max. vyuziti tloustky trubkovnice (%) 80.47

- PROVEDENA TLOUSTKA TRUBKOVNICE V OTRUBKOVANEM POLI

A V NEOTRUBKOVANE OBLASTI sP (mm) 16.000

>>> VYHOVUJE <<<

- KONTROLA PROVEDENE TLOUSTKY TRUBKOVNICE V NEBEZPECNEM PRUREZU VYPOCET PROVEDEN PODLE cl.5.2 vz.(45)

- pozadovane tloustky trubkovnice v nebezpecnem prurezu s0 pro zadane rozmery a zatizeni v (mm)

- zatizeni pretlakem	p1	p2	p2-p1
- PROVOZ	2.016	2.403	2.016
- zatizeni pretlakem	p1Z	p2Z	
- ZKOUSKA	1.951	2.272	

- max. vyuziti tloustky nebezpecneho prurezu trubkovnice

- zatizeni pretlakem (%) 17.16

- PROVEDENA TLOUSTKA TRUBKOVNICE V NEBEZPECNEM PRUREZU

s0 (mm) 14.000

>>> VYHOVUJE <<<

- KONTROLA TRUBEK V TRUBKOVNICI

VYPOCET PROVEDEN PODLE cl.6.3 vz.(51)

- ZATIZENI TRUBKY V TRUBKOVNICI zatizeni = |pR|*(1-eta1) (MPa)

- zatizeni pretlakem	p1	p2	p2-p1
- PROVOZ	.091	.183	.091
- zatizeni pretlakem	p1Z	p2Z	
- ZKOUSKA	.137	.274	

- DOVOLENE ZATIZENI TRUBEK V TRUBKOVNICI

- PROVOZ [q]S (MPa) .785

- ZKOUSKA [q]SZ (MPa) .785

- max. vyuziti unosnosti trubek v trubkovnici

(&) 34.91

ID-520715270470

vypocet cis. : 008

str.: 4

- TRUBKY V TRUBKOVNICI

>>> VYHOVUJI <<<

- CELKOVE PROVEDENI TRUBKOVNICE

>>> VYHOVUJE <<<

- VYPOCET NA UNAVU SE V CSN 69 0010-4.13 NEUVADI

KONEC

NAVRHL :

SCHVALIL:

DATUM: 22.04.2015