



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PROJEKČNÍ NÁVRH OHŘÍVÁKU TOPNÉ VODY

DESIGNING OF A HOT WATER HEATER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Pavel Zdražil

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Marek Baláš, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

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

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

Projekční návrh ohříváku topné vody

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem diplomové práce je tepelný a projekční návrh ohříváku topné vody dle bližší specifikace.

Cíle diplomové práce:

- Tepelný a hydraulický návrh ohříváku v rozsahu zadání.
- 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 tlouštěk stěn hlavních plášťů (pláště parního a vodního prostoru a dna) podle vzorců uvedených v ČSN platných pro dané zařízení. Tloušťky přírub a trubkovic možno provést SW určenými pro dané zařízení.

Seznam literatury:

Kakac, S.: Boilers, Evaporators and Condensers, ISBN 978-0-471-62170-6

Černý, V.: Parní kotle, SNTL 1983

Polesný, B., Krbek, J., Fiedler, J.: Strojní zařízení tepelných centrál - Návrh a výpočet, skripta VUT 1999, ISBN 80-214-1334-4

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

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato práce zpracovává projekční návrh ohřívačku topné vody. V práci je proveden tepelný, hydraulický i základní pevnostní výpočet. Z výsledků daných výpočtů je zpracován návrh výměníku, který byl následně vymodelován a narýsován. Úvodem práce je čtenář seznámen se základními typy výměníků, jejich funkcí, charakteristickými znaky a základními pochody probíhajícími uvnitř výměníků. Dále práce pokračuje tepelným výpočtem, kde je nejdříve určen základní návrhový stav a poté propočteny zbylé zadané stavy. Po tomto následuje hydraulický výpočet, pro určení tlakové ztráty na straně vody a dimenzování připojeného potrubí, a pevnostní výpočet pro určení minimálních tloušťek stěn pláště a trubek. V závěru práce je zhodnocení výsledného návrhu a popsání základních konstrukčních znaků navrhnutého výměníku.

ABSTRACT

This thesis processes design of hot water heater. It was done thermal, hydraulic and basic strength calculations in the work and from their outcomes was set up a design of heat exchanger, which was afterwards modelled and drawn. In the beginning of the work is reader introduced to heat exchanger types and characteristics and also to its thermal processes. Then the work continues with thermal design of the heat exchanger, where the most important outcome is heat transfer surface with other geometric parameters, followed by hydraulic design, where pressure loss on water side was calculated. The calculations are finished up by basic strength design, calculating thickness of shell and tube walls. The thesis is ended with evaluation of computed design and description of its basic features.

KLÍČOVÁ SLOVA

výměník tepla, přenos tepla, konvekce, součinitel prostupu tepla, teplosměnná plocha, pára, kondenzace

KEYWORDS

heat exchanger, heat transfer, convection, heat transfer coefficient, heat transfer surface, steam, condensation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZDRAŽIL, P. *Projekční návrh ohříváku topné vody*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 84 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Marek Baláš, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Projekční návrh ohříváku topné vody vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu zdrojů.

V Brně dne 23. Května 2016

Pavel Zdražil

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych tímto poděkoval panu Ing. Stanislavu Kramlovi za cenné rady a připomínky na konzultacích během vypracovávání této diplomové práce, dále také vedoucímu této diplomové práce, panu Ing. Marku Balášovi, Ph.D., a v neposlední řadě také mé rodině, obzvláště mé přítelkyni, za podporu při psaní této diplomové práce a podporu během celé doby mého studia.

OBSAH

Úvod.....	- 11 -
1 Výměníky tepla.....	- 12 -
2 Návrh výměníku tepla.....	- 15 -
2.1 Postup výpočtu	- 15 -
2.2 Tepelné pochody	- 15 -
2.2.1 Přenos tepla vedením (kondukce).....	- 16 -
2.2.2 Přenos tepla prouděním (konvekce)	- 17 -
2.2.3 Přenos tepla zářením (radiace).....	- 18 -
2.2.4 Součinitel prostupu tepla	- 19 -
3 Údajový list.....	- 20 -
4 Tepelný výpočet.....	- 23 -
4.1 Určení základního stavu – zimní stav	- 24 -
4.1.1 Kondenzační část	- 26 -
4.1.2 Podchlazovač kondenzátu	- 31 -
4.1.3 Zhodnocení výpočtu	- 36 -
4.2 Další návrhové stavy - Letní výpočet.....	- 39 -
4.2.1 Kondenzační část	- 40 -
4.2.2 Podchlazovač kondenzátu (II)	- 43 -
4.2.3 Podchlazovač kondenzátu (III)	- 48 -
4.2.4 Zhodnocení výpočtu	- 53 -
5 Hydraulický výpočet.....	- 55 -
5.1 Tlaková ztráta na straně vody	- 55 -
5.2 Rozměry připojených potrubí	- 57 -
5.2.1 Rychlost páry a průměr vstupního potrubí	- 57 -
5.2.2 Rychlost kondenzátu a průměr výstupního potrubí	- 57 -
5.2.3 Rychlost vody a průměr vstupního/výstupního potrubí.....	- 58 -
5.3 Průtočný průřez vymezený krycí vestavbou	- 58 -
6 Dimenzování tloušťek stěn.....	- 60 -
6.1 Tloušťka stěn teplosměnných trubek	- 60 -
6.2 Tloušťka stěny pláště výměníku – prostor svazku	- 60 -
6.3 Tloušťka stěny pláště výměníku – prostor vodních komor.....	- 61 -
6.4 Tloušťka trubkovnice	- 62 -
6.4.1 Vlastní tíha	- 62 -
6.4.2 Zkušební tlaky.....	- 63 -

6.4.3	Síla působící pro udržení zkušebního přetlaku	- 64 -
6.4.4	Výsledek výpočtu	- 65 -
6.5	Teplotní dilatace.....	- 65 -
6.6	Vyztužení pláště.....	- 65 -
6.6.1	Vodní hrdla	- 66 -
6.6.2	Přívod páry.....	- 68 -
7	Regulace výměníku	- 71 -
8	Konstrukční provedení výměníku.....	- 72 -
	Závěr	- 76 -
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	- 78 -
	SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN	- 80 -
	SEZNAM PŘÍLOH	- 84 -

Úvod

Teplu je jedním ze základních předpokladů pro komfortní život. V dnešním rychle rostoucím světě je zapotřebí uspokojit tuto potřebu u stále většího množství obyvatel. Existuje mnoho způsobů výroby tepla. Jednou z možností je využití „odpadního“ tepla z elektráren nebo tepla z právě k tomuto účelu postavených tepláren. Tyto centrální zdroje tepla jsou používány k zásobování celých sídlišť nebo dokonce i měst. Výhodou těchto zdrojů je jejich kontrola. Veškeré provozy podléhají emisním limitům, a tudíž je jednodušší udržet ekologickou zátěž vytápění na minimu, při snaze využití paliva s maximální účinností pochodu spalování. Zatímco například lokální zdroje, tak jak jsou dnes používány v největší míře, závisí na každém jedinci, který je provozuje, a stále zůstávají bez kontroly. Centrální zdroje tepla, ať už teplárny nebo elektrárny, využívají výměníky tepla. Tato zařízení tvoří jejich nezbytnou součást, bez které by se žádný provoz manipulující s médii o rozdílných teplotách neobešel. V elektrárnách (nebo i teplárnách) jsou výměníky využívány k celé řadě operací, ať už k předehřevu spalovacího vzduchu nebo k přehřívání páry za účelem zvýšení účinnosti celého oběhu, nebo jako základní nedílné součásti celého cyklu – kondenzátory, bez kterých by byl provoz nemožný.

Výměníky tepla slouží k přenosu tepelné energie mezi dvěma a více médii. Liší se podle provedení, podle použitých teplotních médií či podle jejich funkce. Obsahem této práce je návrh tepelného výměníku podle daného zadání, ve kterém jsou uvedeny parametry médií a základní požadavky na konstrukci výměníku. Práce byla provedena ve spolupráci se společností TENZA a.s., která také poskytla zadání ve formě údajového listu. Zadání odpovídá reálnému projektu, který byl firmou řešen v minulosti.

1 Výměníky tepla

V této kapitole je uveden základní přehled typů výměníků, jejich vlastností a charakteristik. Kapitola byla sestavena na základě znalostí získaných během studia na Energetickém ústavu, získaných přednáškových materiálech a prostudováním použitých zdrojů [2] a [7].

Výměníky, jak zde již bylo uvedeno, slouží k přenosu vnitřní tepelné energie mezi dvěma a více médii, kde teplo přechází z média teplejšího na chladnější. K přenosu tepla jsou většinou využívány tekutiny (plyny, kapaliny nebo i tekuté kovy). Ve většině tepelných výměníků jsou tekutiny odděleny teplosměnnou plochou. Některé ale pracují právě na principu smíšení médií. Výměníky tepla se dle pracovního pochodu dělí:

- Rekuprační

Rekuprační výměníky jsou výměníky, které pracují s tekutými médii na principu předávání tepla přes nepropustnou přepážku o určité tloušťce a výhřevné ploše. Přepážku většinou tvoří stěna teplosměnné trubky nebo deska, což je patrné ze schématického nákresu na Obr. 1 vlevo.

- Regenerační

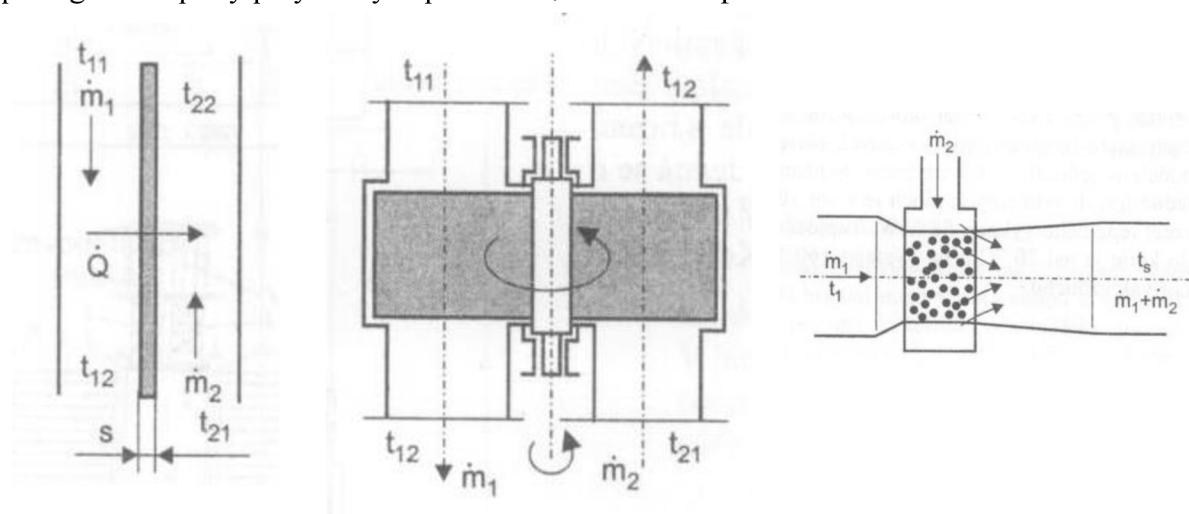
Regenerační výměníky pracují na principu předávání tepla skrze zprostředkující element (vestavba), který je nejprve ohřát teplejším médiem a s určitým zpožděním ochlazen druhým. U tohoto typu výměníků může dojít k částečnému smíšení médií. Na Obr. 1 (uprostřed) je znázorněn princip rotačního regenerátoru.

- Kontaktní

Kontaktní výměníky pracují na principu předání tepla mezi médii různých fází. Teplosměnnou plochu zde tvoří plocha částic pevné fáze.

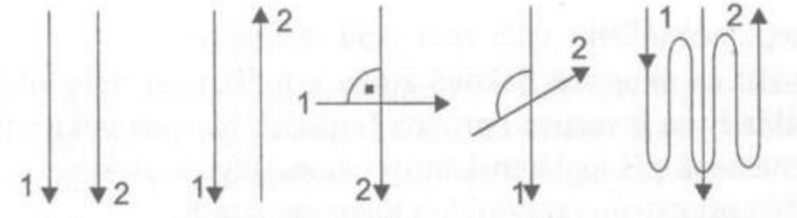
- Směšovací

Směšovací výměníky pracují na principu předání tepla při vzájemném smíšení. U těchto výměníků se nehovoří o teplosměnné ploše. Příkladem je vstříkávání napájecí vody do páry při regulaci teploty páry na výstupu z kotle, viz Obr. 1 vpravo.



Obr. 1: Schématické znázornění principu funkce: rekupračního výměníku (nalevo), rotačního regeneračního výměníku (uprostřed), směšovacího výměníku (vpravo) [3]

Jak již bylo řečeno, výměníky se používají všude, kde je nutné předat tepelnou energii mezi médii. Jejich základní rozdělení dle účelu je na ohřívačky/chladiče, výparníky/kondenzátory, přehříváčky/přihříváčky a další. Podle směru a smyslu proudění je lze dělit na protiproudé, soupproudé a křížové s šikmým proudem nebo kombinované (viz Obr. 2).



Obr. 2: Směry proudění: zleva soupproudé, protiproudé, křížové, šikmé a kombinované [3]

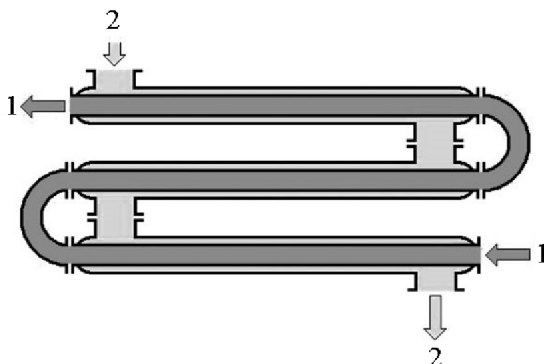
Další rozdělení výměníků je podle principu tepelného pochodu:

- Konvekční – tepelná výměna je závislá na proudění média
- Sálavé – převažující přenos tepla radiací
- Kombinované – přenos tepla radiací i prouděním

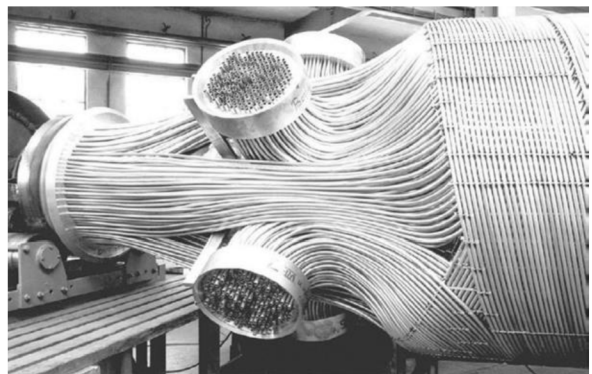
Výměníky je dále možné rozdělit do čtyř skupin dle konstrukčního provedení:

- Trubkové výměníky

V trubkových výměnících jsou média oddělena stěnami teplosměnných trubek, jejichž povrch tvoří teplosměnnou plochu výměníku. Směr proudění médií v tomto typu výměníků může být jakýkoliv, záleží pouze na konstrukci. Trubkové výměníky je možné dělit podle provedení na dvoutrubkové (Obr. 3), plášťové nebo spirálové (Obr. 4). Dvoutrubkové výměníky se používají pro přenos menších tepelných výkonů. Pro dosažení vyšších výkonů se vyrábí ve vícetrubkovém provedení. Nejrozšířenějšími výměníky jsou plášťové výměníky se svazkem trubek uvnitř. Jsou vyráběny v nejširší škále materiálů, stylů i velikostí. Svou oblibu si zasloužily díky univerzalitě použití, jednoduché údržbě a konstrukci. Jejich nevýhodou je velká obestavěná plocha a vysoká hmotnost konstrukce. Spirálové trubkové výměníky se nejvíce používají v nízkoteplotních aplikacích. Jejich složitá konstrukce znemožňuje mechanické čištění, proto jsou používány u čistých, neznečištěných tekutin nebo tekutin, jejichž usazeniny je možné čistit chemicky.



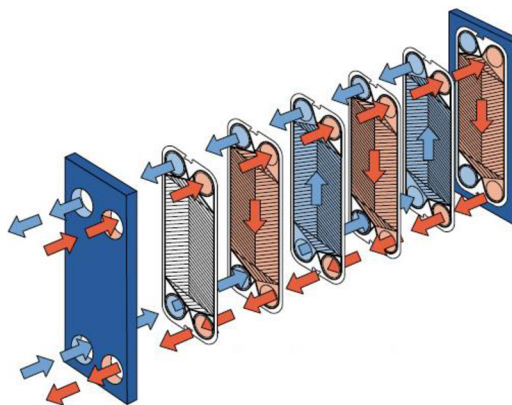
Obr. 3: Dvoutrubkový výměník [24]



Obr. 4: Spirálový trubkový výměník [7]

- Deskové výměníky

U deskových výměníků proudí média v kanálcích mezi tenkými kovovými deskami, které jsou slisovány dohromady (viz Obr. 5). Z principu je dáno protiproudé proudění médií, což zajišťuje dobrý přestup tepla. Nevýhodou tohoto typu výměníků je obtížné těsnění při vyšších tlacích médií, proto se používají pro tlaky maximálně 3,5 MPa [2]. Výhodou je dobrý přestup tepla, kompaktní rozměry a jednoduché navýšení výkonu přidáním dalších teplosměnných desek. Spirálové výměníky jsou speciálním typem svařovaných deskových výměníků. Jsou tvořeny dvěma zakroucenými deskami, které vymezují prostor pro proudící média. Tento typ se používá převážně pro vysoce viskózní tekutiny nebo pro tekutiny obsahující pevné částice.



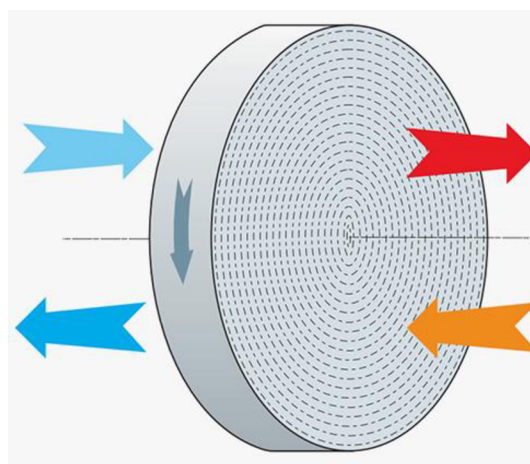
Obr. 5: Deskový výměník [20]

- S přídavnou plochou

U médií s nízkým součinitelem přestupu tepla (zejména plyny aj.) je potřeba velké teplosměnné plochy. V těchto případech je možné použít žebrování na primárním povrchu. Nejčastější bývá provedení s žebrovánými trubkami nebo deskami.

- Regenerační výměníky

Regenerační tepelné výměníky pracují na principu předávání tepla z horkého média výplni, které je poté odebráno chladnějším médiem. Vyrábí se ve stacionárním a rotačním provedení (schematicky znázorněno na Obr. 6). Rotační provedení tohoto typu výměníku je běžně používáno pro regeneraci tepla v elektrárnách a teplárnách, kde se používá jako poslední teplosměnná plocha pro předehřev spalovacího vzduchu spaliny. Díky vysokému poměru teplosměnné plochy k objemu regenerátoru spadají rotační regenerátory do kategorie kompaktních výměníků. To znamená, že mají mnohem menší obestavěnou plochu v porovnání s jinými typy výměníků pro stejný výkon. Nevýhodou tohoto typu výměníků je možné částečné smíšení médií.



Obr. 6: Princip rotačního regenerátoru [19]

Výměník navrhnutý v této práci byl zpracován jako vertikální trubkový výměník, kde v prostoru pláště kondenzuje pára, která předává teplo vodě proudící v teplosměnných trubkách. Parní prostor je oddělený od vodních komor dvěma trubkovnicemi, jednou na každé straně. Dilatace způsobená teplotní roztažností je kompenzována kompenzátozem umístěným v plášti výměníku. Pára vstupuje do výměníku pod náklonem tak, aby při regulaci výkonu zaplavováním nedošlo k úniku kondenzátu (vody) mimo výměník. Ohřívána voda vstupuje do výměníku ve spodní komoře, projde teplosměnnými trubkami a vystupuje z vrchní vodní komory hrdlem o stejném průměru jako na vstupu. Výhodou této konstrukce je jednoduchost, snadný přístup k trubkovnicím a také univerzálnost použití. Nevýhodou je naopak nutnost kompenzátozu teplotních dilatací, velikost a hmotnost konstrukce.

2 Návrh výměníku tepla

V této kapitole je popsán základní princip postupu návrhu výměníku tepla a pochody probíhající při sdílení tepla. Podobně jako předcházející kapitola je i tato založena na poznacích získaných během studia, doplněných použitými zdroji [2][4][5][6] a přednáškovým materiálem získaným na škole.

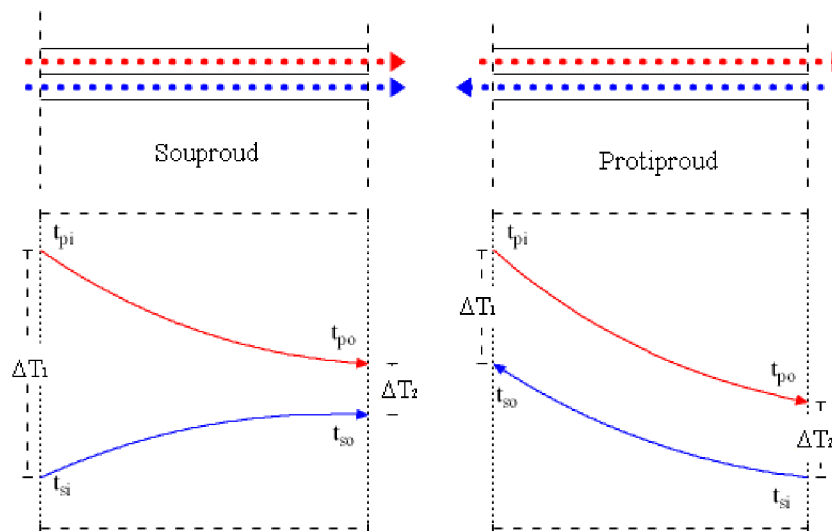
2.1 Postup výpočtu

Tepelný návrh výměníku tepla vychází z principu druhého termodynamického zákona, který udává, že pokud jsou dva termodynamické systémy ve vzájemném styku, tak dochází k jejich termodynamickému vyrovnání. Teplé těleso bude ochlazováno a studené ohříváno, dokud se jejich teploty nevyrovnají. Tento tepelný tok je definován teplotní diferencí daných těles (medií,...), způsobem přenosu tepla (kondukce, konvekce nebo radiace), který definuje součinitel prostupu tepla, a teplosměnnou plochou.

V této práci byl výměník rozdělen na více výpočtových částí (kondenzační a podchlazovací), kde každá tato část byla počítána samostatně a výsledná teplosměnná plocha byla dána součtem dílčích teplosměnných ploch jednotlivých částí. Ve všech částech byl použit postup výpočtu teplotní difference pomocí LMTD metody, který předpokládá znalost veškerých teplot obou medií. Tím pádem bylo nutné provést na začátku výpočtu dané části odhad neznámých hodnot, které byly následně iterací upřesněny. Obecně LMTD metoda vychází z předpokladu zadaných vstupních i výstupních teplot, přičemž se střední logaritmická teplota spočte dle vzorce:

$$\Delta T_{\log} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (2.1-1)$$

kde ΔT_1 a ΔT_2 jsou teplotní difference na vstupu/výstupu (viz Obr. 7).



Obr. 7: Teplotní profil souproutého/protiproutého výměníku [16]

2.2 Tepelné pochody

Ve výměnících tepla dochází k přenosu tepla třemi způsoby – vedením, prouděním a sáláním. Vedení tepla neboli kondukce, se vyznačuje svázáním s látkou, protože k vedení tepla dochází mezi bezprostředně sousedícími částicemi hmoty. Přenos tepla prouděním (konvekce) se

vyznačuje změnou polohy částice hmoty, která přenáší i svoji vnitřní tepelnou energii. K přenosu tepla prouděním dochází v tekutinách a je také doprovázeno kondukcí. Přenos tepla zářením (radiace) je složitým dějem, kde se část tepelné energie tělesa mění v zářivou energii, která je pohlcena tělesem druhým.

2.2.1 Přenos tepla vedením (kondukcí)

K přenosu tepla vedením dochází s největší intenzitou v pevných látkách, kde jsou částice ve velmi blízkém kontaktu. Ty si předávají vnitřní tepelnou energii vzájemnými srážkami. Při vedení tepelné energie tedy nedochází k makroskopickému přesunu hmoty jako u konvekce. Vedení tepla je definováno Fourierovým zákonem:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \frac{\Delta T}{\delta} \quad (2.2-1)$$

kde \dot{q} je měrný tepelný tok [W/m^2]

λ je tepelná vodivost [$\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$]

ΔT je teplotní spád [$^{\circ}\text{C}$]

δ je tloušťka stěny [m]

Pomocí této rovnice lze popsat tepelný tok rovinnou stěnou:

$$\dot{Q}_{st} = S_{st} \cdot \lambda \cdot \frac{\Delta T}{\delta} \quad (2.2-2)$$

Obdobně lze vyjádřit i tepelný tok válcovou stěnou:

$$\dot{Q}_v = S_v \cdot \frac{2 \cdot \lambda}{d_2 \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} \cdot \Delta T \quad (2.2-3)$$

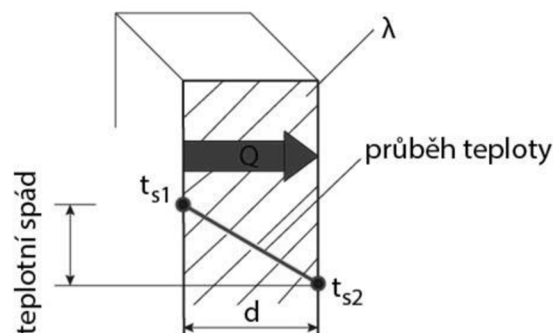
kde \dot{Q}_i je tepelný tok [W]

S_{st} je teplosměnná plocha = plocha rovinné stěny [m^2]

S_v je referenční teplosměnná plocha = plocha vnějšího povrchu válce [m^2]

d_i je vnitřní/vnější průměr válce [m]

Schematické znázornění přenosu tepla vedením je provedeno na Obr. 8:



Obr. 8: Vedení tepla rovinnou stěnou [23]

2.2.2 Přenos tepla prouděním (konvekce)

Přenos tepla prouděním odkazuje na přenos tepla v proudící tekutině (plyn, kapalina nebo tekutý kov). Celkový tepelný tok při konvekci se skládá z náhodného pohybu molekul (vedení tepla v tekutině) a přenosu energie (entalpie a kinetické energie) při celkovém pohybu tekutiny. Konvektivní přenos tepla je tedy závislý na látkových vlastnostech médií, ale i na vlastnostech daného pochodu, např. rychlosti tekutiny. Přenos tepla prouděním lze rozdělit na přirozenou a nucenou konvekci. K nucené konvekci dochází, když je proudění způsobeno vnějšími silami (např. čerpadlem, ventilátorem...). Zatímco k přirozené konvekci dochází díky vztlakovým silám, které jsou vyvolány rozdílnými hustotami, které závisí na teplotním profilu v tekutině. S rostoucí teplotou klesá hustota, a tudíž má teplejší tekutina tendenci proudit nahoru. Rozdíl hustot může být také zřídka způsoben rozdílem tlaků nebo ve směsích rozdílnou koncentrací látek. Konvektivní přenos tepla je schematicky znázorněn na Obr. 11.

Měrný tepelný tok konvekci je definován Newtonovým zákonem ochlazování:

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_{st} - T_{\infty}) \quad (2.2-4)$$

kde \dot{q} je měrný tepelný tok [W/m^2]

α je součinitel přestupu tepla [$W/m^2 \cdot K$]

T_{st} je teplota stěny (povrchu) [$^{\circ}C$]

T_{∞} je teplota v prostoru [$^{\circ}C$]

Tepelný tok je poté:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot S \cdot (T_{st} - T_{\infty}) \quad (2.2-5)$$

kde \dot{Q} je tepelný tok [W]

S je teplosměnná plocha [m^2]

Součinitel přestupu tepla je hlavním definujícím parametrem konvektivního sdílení tepla. Je také obecně závislý na druhu, parametrech a vlastnostech tekutiny, rychlosti a charakteru proudění, typu proudění a teplosměnné ploše. K jeho výpočtu je zapotřebí použít bezrozměrných kritérií, které vycházejí z tzv. teorie podobnosti. Základními kritérii jsou:

- Nusseltovo číslo (Nu) – charakterizuje konvektivní přenos tepla na ploše
- Reynoldsovo číslo (Re) – vyjadřuje závislost setrvačných a vnitřních sil
- Prandtlovo číslo (Pr) – vyjadřuje závislost hybnosti a teplotní vodivosti
- Galileiho číslo (Ga) – je měřítkem poměru vnitřního tření a tíhových sil

Ve většině případů se součinitel přestupu tepla při nuceném proudění počítá přímo z Nusseltova čísla podle vzorce:

$$\alpha = Nu \cdot \frac{\lambda}{d_{char}} \quad (2.2-6)$$

kde d_{char} je charakteristický rozměr [m]

λ je tepelná vodivost [$W/m \cdot K$]

Výpočet se liší, pokud se jedná o přirozenou konvekci nebo o kondenzaci sytých par.

Reynoldsovo číslo – charakter proudění

Reynoldsovo číslo je jedním ze základních bezrozměrných kritérií, pomocí kterého je možné definovat charakter proudění tekutiny. Proudění může být laminární nebo turbulentní. Obecným vzorcem pro určení Reynoldsova čísla je:

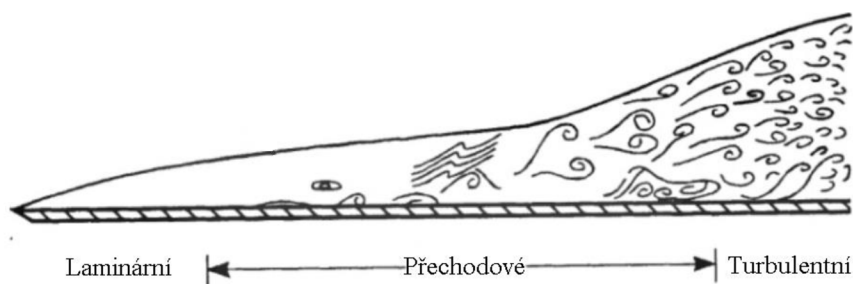
$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu} \quad (2.2-7)$$

kde w je střední rychlost pracovní látky [m/s]

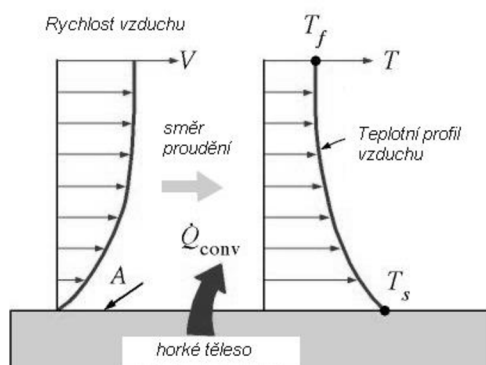
l je charakteristický rozměr [m]

ν je kinematická viskozita tekutiny [m²/s]

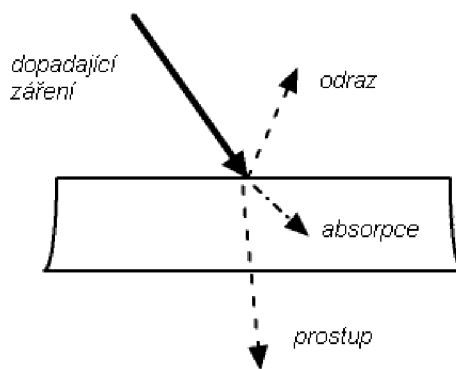
Právě velikost tohoto bezrozměrného čísla (kritéria) určí, zda se jedná o proudění laminární nebo turbulentní, kdy se při překročení tzv. kritického Reynoldsova čísla jedná o proudění turbulentní. Toto kritické číslo se může lišit dle daných podmínek prostředí, pro které je výpočet prováděn. Přejít mezi laminární a turbulentní oblastí proudění není skokový, nachází se zde oblast přechodová. To je patrné na Obr. 9.



Obr. 9: Pásma proudění [22]



Obr. 11: Konvekce [18]



Obr. 10: Dopadající záření [17]

2.2.3 Přenos tepla zářením (radiace)

Tepelné (infračervené) záření je forma elektromagnetického záření vyzařovaného hmotou o určité teplotě. Záření emitované povrchem tělesa vzniká z tepelné energie částic uvnitř tělesa. Míra, s jakou je energie uvolněna na jednotku plochy, se nazývá sálavost povrchu E [W/m²]. Maximální sálavost povrchu udává Stefan-Boltzmannův zákon:

$$E = \sigma \cdot T_s^4 \quad (2.2-8)$$

kde σ je Stefan-Boltzmannova konstanta [W/m²·K] a má hodnotu $\sigma = 5,67032 \cdot 10^{-8}$ W/m²·K

T_s je absolutní teplota tělesa (zářiče) [K]

Rovnice (2.2-8) platí pro ideální, absolutně černé těleso. Při šíření tepelného záření platí zákony lomu, odrazu a pohlcování, obecně platné pro elektromagnetické záření. Při dopadu záření na povrch tělesa může dojít ke třem dějům: odraz (= reflektance (R)), pohlcení (= absorpance (A)) a průchod záření (= transmittance (D)) viz Obr. 10. Absolutně černé těleso absorbuje veškeré dopadající záření, zatímco absolutně bílé těleso veškeré záření odráží. Skutečná tělesa jsou nedokonalá, nejsou schopna veškerou energii absorbovat/odrazit. Proto se bavíme o tzv. šedých tělesech, u kterých se zavádí měrná veličina emisivita (ε) nabývající hodnot $0 < \varepsilon < 1$. Hodnota $\varepsilon=1$ platí pro absolutně černé těleso, zatímco nulová hodnota patří absolutně bílému tělesu. Emisivita vyjadřuje poměr mezi sálavostí absolutně černého tělesa a reálného tělesa. Sálavost reálného tělesa je poté:

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_s^4 \quad (2.2-9)$$

U „šedých“ těles se také hovoří o stupni černosti, což vyjadřuje kolik procent dopadajícího záření je absorbováno.

Tepelný tok daný tepelným zářením je poté:

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_{sur}^4) \quad (2.2-10)$$

kde T_{sur} je absolutní teplota povrchu objektu kolem zářiče [K]

2.2.4 Součinitel prostupu tepla

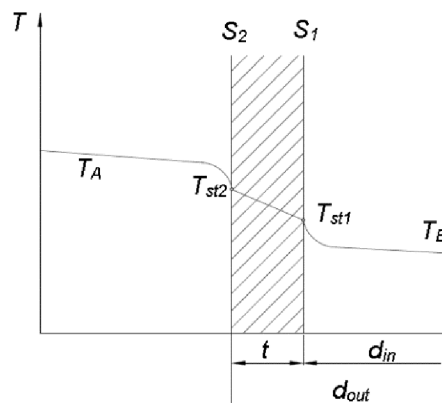
Součinitel prostupu tepla je závislý na způsobu sdílení tepla v daném prostoru. Většinou je složen z vedení tepla, kde se určí vodivost materiálu, a konvekce, kde je nutné určit velikost součinitele přestupu tepla. Průběh teplot při přenosu tepla stěnou válcové trubky je znázorněn na Obr. 12. Přenos tepla je možné definovat pomocí tepelného odporu „R“, který s rostoucí intenzitou přestupu tepla klesá. Tepelný odpor při přestupu tepla přes stěnu trubky se vypočte součtem dílčích odporů (uvedené vzorce platí pro vnější plochu jako referenční) [1]:

$$R_A = \frac{1}{\alpha_A}; R_{st} = \frac{d_2}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}; R_B = \frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{1}{\alpha_B} \quad (2.2-11)$$

$$R = R_A + R_{st} + R_B \quad (2.2-12)$$

Součinitel prostupu tepla pro válcovou stěnu je poté:

$$k = \frac{1}{R} = \frac{1}{R_A + R_{st} + R_B} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_A} + \frac{d_2}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{1}{\alpha_B}} \quad (2.2-13)$$



Obr. 12: Průběh teplot při přestupu tepla stěnou trubky

3 Údajový list

Cílem této práce je návrh ohříváku topné vody. Pro tento návrh je potřebné zadání požadovaných parametrů výměníku. To bylo doplněno údajovým listem, který byl dodán firmou TENZA a.s.. V údajovém listě se nachází základní požadavky na provoz (parametry médií), ale i požadované základní konstrukční vlastnosti výměníku. Topným médiem ohříváku je přehřátá pára, která ohřívá oběhovou vodu. Požadovaný výměník pracuje na principu předání tepla z kondenzující páry a na následném podchlazení kondenzátu. Výměník se proto bude skládat z více výpočtových částí.

tab. 1: Údajový list

ÚDAJOVÝ LIST						
ZÁKAZNÍK:						
JEDNOTKA:				Číslo dokumentu:		
Pol.	Dodavatelský celek:	Ohřívák topné vody	Množství [ks]	1	Kód KKS	
A. Technické parametry						
Umístění:	vnitřní	Min./max. dovolená teplota okolí			+5 až +40°C	
Hladina akustického tlaku A ve vzdálenosti 1m od obrysu zařízení					<60dB(A)	
Data týkající se primární pracovní látky						
Primární pracovní látka			Vodní pára z RO TG			
Teplota vstupní – jmen./min./max.	[°C]	215	170	250		
Tlak – jmen./min./max.	[bar(a)]	11,0	7,5	12,0		
Průtočné množství vstupní jmen./min./max.	[t/h]	20,357	2,19	22,562		
			Kondenzát z vodní páry			
Teplota výstupní – jmen./min./max.	[°C]	90	VV*	95		
Průtočné množství výstupní jmen./min./max.	[t/h]	20,357	2,19	22,562		
Data týkající se sekundární pracovní látky						
Sekundární pracovní látka			Oběhová topná voda			
Teplota vstupní – jmen./min./max.	[°C]	68	59	70		
Teplota oběhové vody na výstupu z OTV-zimní	[°C]	110		115		
Teplota oběhové vody na výstupu z OTV-letní	[°C]	80				
Jmenovitý teplotní spád oběh.vody–zimní	[°C]	42				
Jmenovitý teplotní spád oběh.vody–letní	[°C]	12				
Tlak (statický + dynamický) – jmen./min./max.	[bar(g)]	23,0(15,5)	4,0	23,5		

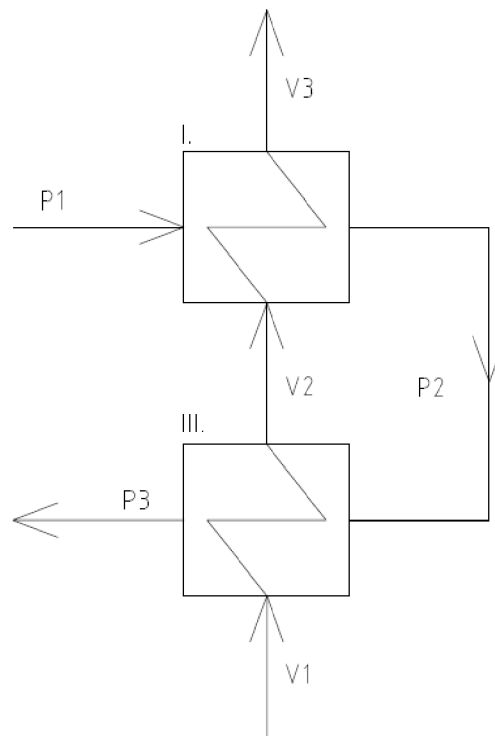
Průtočné množství při jmen./min./max. výkonu	[t/h]	285	102	705
Průtočné množství max. dovolené	[t/h]	710		
Data týkající se parametrů hlavního zařízení				
Název / typ zařízení	Vertikální trubkový výměník			
Výrobce / typové číslo	Dle výběrového řízení			
Teplosměnná plocha [m ²]	VV*			
Rozdělení přestupné plochy	Přímé trubky, bezešvé			
Materiál výhřevných trubek	1.4571 (17348.4)			
Spoj trubka – trubkovnice	Zaválcováním			
Počet chodů na straně vody	VV*			
Vodní komora	Snímatelná v dolní/horní části výměníku			
Plášť výměníku	Celosvařovaný			
Chladič kondenzátu	Integrovaný			
Srážeč přehřátí	Není			
V tepelném návrhu je uvažována rezerva teplosměnné plochy při jmenovitém provozu	10%			
Způsob regulace výkonu	Primár – zaplavování kondenzátem Sekundár – změna výstupní teploty a průtoku			
Typ proudění (sou proud x protiproud)	VV*			
Směr proudění	VV*			
Přenášený tepelný výkon při jmen. provozu	[kW]	14 000		
Otevírací přetlak pojistných ventilů primár/sekundár	[bar(g)]	14/25		
Max. dovolený pracovní přetlak primární strany	[bar(g)]	-1 až 14		
Maximální dovolený pracovní přetlak sekundární strany	[bar(g)]	25		
Max. dovolená teplota primární strany	[°C]	250		
Maximální dovolená teplota sekundární strany	[°C]	130		
Tlaková ztráta primární strany při jmen. výkonu	[kPa]	VV*		
Tlaková ztráta sekundární strany při jmenovitém průtoku 705 t/h	[kPa]	VV*		
Teplosměnná plocha	[m ²]	VV*		

Připojovací rozměr na vstupu primární strany [DN/PN], rozměrová norma		DNVV*/PN25 EN1092-1, typ 11
Připojovací rozměr na výstupu primární strany kondenzát [DN/PN], rozměrová norma		DNVV*/PN25 EN1092-1, typ 11
Připojovací rozměr na vstupu sekundární strany [DN/PN], rozměrová norma		DNVV*/PN40 EN1092-1, typ 11
Připojovací rozměr na výstupu sekundární strany [DN/PN], rozměrová norma		DNVV*/PN40 EN1092-1, typ 11
Způsob napojení primární strany (příruba apod.)		příruba
Způsob napojení sekundární strany		příruba
Materiál hlavních částí		
Plášť		VV*
Trubky		VV*
Hrdla primární strany		VV*
Hrdla sekundární strany		VV*
Příruba primární strany		VV*
Příruba sekundární strany		VV*
Těsnění		VV*
Celková hmotnost pracovní/ bez pracovních látek	[kg]	VV*
Přepravní hmotnost	[kg]	VV*
Příloha: Předběžný náčrt s hlavními připojovacími rozměry a parametry		
		VV*

*VV - doplní výrobce výměníku

4 Tepelný výpočet

Hlavní definující parametr výměníku je jeho teplosměnná plocha a délka teplosměnných trubek. Tyto základní veličiny byly vypočteny v tepelném výpočtu výměníku i s dalšími, jako například tepelný výkon výměníku za daných provozních podmínek. Základní rozvržení výpočtu výměníku bylo provedeno dle Obr. 13. Výměník byl rozdělen na dvě části – kondenzátor (I) a podchlazovač (III). Toto označení bylo zvoleno na základě korespondence s následujícími výpočty v dalších provozních stavech, kde je výměník rozdělen na tři výpočtové části. Dále je na obrázku možné vidět označení jednotlivých proudů, kde písmeno „V“ zastupuje sekundární stranu ohřívání vody a „P“ je označení pro primární parní stranu, na které se nachází i kondenzát vzniklý kondenzací páry.



Obr. 13: Schéma tepelného výměníku pro základní výpočet

Objekt:

I. výměník – kondenzátor

III. výměník – podchlazovač kondenzátu

Proud:

P1 – pára na vstupu

P2 – sytá kapalina

P3 – podchlazený kondenzát

V1 – voda na vstupu

V2 – voda

V3 – výsledná ohřátá voda

Ze zadání v údajovém listu vyplývá, že přehřátí páry je ve výpočtu zanedbáno. Výměník neobsahuje srážecí přehřátí, tudíž není s přehřátím vůbec počítáno. Vliv přehřátí je u kondenzace zanedbatelný. Teplota na vstupu je tudíž brána jako teplota sytosti páry při daném tlaku pro uvedený výpočet.

Dále výpočet pokračuje určením základního návrhového stavu, který pro splnění zadaných podmínek vyžaduje největší teplosměnnou plochu. Tento návrhový stav poslouží v dalších výpočtech, protože bude definovat základní geometrické parametry výměníku. Následně budou spočteny zbývající provozní stavy tak, aby výměník splňoval pokud možno veškerá zadaná kritéria.

Tepelný výpočet, pokud není uvedeno jinak, je dle doporučení proveden pouze podle jedné terminologie ze zdroje [1] tak, aby veškeré dílčí výpočty dávaly dohromady smysluplný a fungující celek a nedošlo k propojení více samostatných výpočtových postupů, jejichž nesprávným spojením by vznikl nefungující celek tepelného výpočtu.

Teplosměnné trubky:

Teplosměnné trubky, jak název napovídá, se podílí na přenosu tepla z páry/kondenzátu do oběhové vody. Tvoří tak jednu ze základních částí výměníku. Jako teplosměnné trubky byly zvoleny trubky o vnějším průměru 20 mm a tloušťce stěny 1,5 mm [14], které jsou dle zadání vyrobeny z materiálu 1.4571, což je nerezová legovaná ocel. Hlavními přísadami této oceli jsou chrom (16,5-18,5 %), nikl (10,5-13,5 %), molybden (2-2,5 %) a titan (min.5x % C až 0,7 %). Součinitel tepelné vodivosti tohoto materiálu je $\lambda_m=15 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ a jeho hustota je $\rho_m=8 \text{ kg/dm}^3$. Další vlastnosti této oceli jsou uvedeny v materiálovém listu, který se nachází v příloze 1.

4.1 Určení základního stavu – zimní stav

Aby mohl být výměník konstrukčně navrhnout, je zapotřebí určit základní geometrické parametry vyplývající z tepelného výpočtu výměníku. Jelikož bylo v údajovém listu zadáno více stavů, pro které musí být výměník schopen provozu, je nutné nalézt stav s největší teplosměnnou plochou, pro který bude výměník navrhnout. Obecně se volí jako základní stav ten, který vyžaduje největší teplosměnnou plochu, protože je schopen splnit veškeré ostatní stavy s nižšími parametry.

V této kapitole je uveden princip tepelného výpočtu pro určení tohoto základního návrhového stavu, kde byl vybrán jako první k výpočtu jmenovitý zimní stav (označení z údajového listu tab. 1). Výsledky výpočtů dalších stavů jsou poté uvedeny v tab. 2.

V zimním stavu bylo zadání v údajovém listu přeuročeno. Tudíž nebylo možné použít veškeré zadané hodnoty. Jelikož se jedná o topný ohřívák, jehož primárním úkolem je ohřívání vody, byly převzaty veškeré parametry sekundární pracovní látky jako pevně dané. Proto bylo nutné nalézt pomocí jednoduché iterace odpovídající hmotnostní průtok páry, který musel odpovídat omezující podmínce. Tou byla teplota kondenzátu na výstupu, která nesměla překročit zadanou hodnotu (pro tento stav 90 °C). Veškeré určené hodnoty průtoků a teploty kondenzátu jsou uvedeny v tabulce tab. 2.

Proudy a jejich parametry:

Teplota sytosti páry při daném tlaku 11 barů byla určena z i-s diagramu a rovná se 184,07 °C. Hmotnostní průtok páry byl určen iterací a má hodnotu $m_p=5,814 \text{ kg/s}$.

P1 – sytá pára $[t_{p1} = 184,07 \text{ °C}, p_{p1} = 11 \text{ bar}, m_{p1} = 5,814 \text{ kg/s}]$

P2 – sytá voda $[t_{p2} = 184,07 \text{ °C}, p_{p2} = 11 \text{ bar}, m_{p2} = 5,814 \text{ kg/s}]$

P3 – podchlazený kondenzát [$t_{p3} = ? \text{ }^\circ\text{C}$, $p_{p3} = 11 \text{ bar}$, $m_{p3} = 5,814 \text{ kg/s}$]

V1 – voda [$t_{v1} = 68 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_{v1} = 16,5 \text{ bar}$, $m_{v1} = 79,167 \text{ kg/s}$]

V2 – voda [$t_{v2} = ? \text{ }^\circ\text{C}$, $p_{v2} = 16,5 \text{ bar}$, $m_{v2} = 79,167 \text{ kg/s}$]

V3 – voda [$t_{v3} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_{v3} = 16,5 \text{ bar}$, $m_{v3} = 79,167 \text{ kg/s}$]

Entalpie v jednotlivých bodech určené z i-s diagramu:

$i_{p1} = 2780,667 \text{ kJ/kg}$

$i_{p2} = 781,199 \text{ kJ/kg}$

$i_{p3} = ? \text{ kJ/kg}$

$i_{v1} = 285,973 \text{ kJ/kg}$

$i_{v2} = ? \text{ kJ/kg}$

$i_{v3} = 462,460 \text{ kJ/kg}$

Entalpie vody v proudu V2 byla určena pomocí tepelné bilance:

$$i_{v2} = i_{v3} - \frac{m_p}{m_v} \cdot (i_{p1} - i_{p2}) = \quad (4.1-1)$$

$$= 462,460 - \frac{5,814}{79,167} \cdot (2780,667 - 781,199) = 315,620 \text{ kJ/kg}$$

Této entalpii odpovídá teplota vody $75,081 \text{ }^\circ\text{C}$.

Hodnotě průtoku páry $5,814 \text{ kg/s}$ odpovídá entalpie kondenzátu vypočtená z tepelné bilance:

$$i_{p3} = i_{p2} - \frac{m_v}{m_p} \cdot (i_{v2} - i_{v1}) = \quad (4.1-2)$$

$$= 781,199 - \frac{79,167}{5,814} \cdot (315,620 - 285,973) = 377,507 \text{ kJ/kg}$$

Této entalpii při daném tlaku odpovídá teplota kondenzátu $89,937 \text{ }^\circ\text{C}$, která splňuje zadanou podmínku ($90 \text{ }^\circ\text{C}$).

Souhrn parametrů jednotlivých proudů:

P1:	$t_{p1} = 184,07 \text{ }^\circ\text{C}$	$p_{p1} = 11 \text{ bar}$	$m_{p1} = 5,814 \text{ kg/s}$	$i_{p1} = 2780,667 \text{ kJ/kg}$
P2:	$t_{p2} = 184,07 \text{ }^\circ\text{C}$	$p_{p2} = 11 \text{ bar}$	$m_{p2} = 5,814 \text{ kg/s}$	$i_{p2} = 781,199 \text{ kJ/kg}$
P3:	$t_{p3} = 89,937 \text{ }^\circ\text{C}$	$p_{p3} = 11 \text{ bar}$	$m_{p3} = 5,814 \text{ kg/s}$	$i_{p3} = 377,507 \text{ kJ/kg}$
V1:	$t_{v1} = 68 \text{ }^\circ\text{C}$	$p_{v1} = 16,5 \text{ bar}$	$m_{v1} = 79,167 \text{ kg/s}$	$i_{v1} = 285,973 \text{ kJ/kg}$
V2:	$t_{v2} = 75,081 \text{ }^\circ\text{C}$	$p_{v2} = 16,5 \text{ bar}$	$m_{v2} = 79,167 \text{ kg/s}$	$i_{v2} = 315,620 \text{ kJ/kg}$
V3:	$t_{v3} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$	$p_{v3} = 16,5 \text{ bar}$	$m_{v3} = 79,167 \text{ kg/s}$	$i_{v3} = 462,460 \text{ kJ/kg}$

Výkon předaný parou při kondenzaci a podchlazení kondenzátu (odpovídá kalorimetrické rovnici):

$$Q = m_p \cdot (i_{pi} - i_{pi+1}) \quad (4.1-3)$$

$$Q_I = m_p \cdot (i_{p1} - i_{p2}) = 5,814 \cdot (2780,667 - 781,199) = 11624,907 \text{ kW}$$

$$Q_{III} = m_p \cdot (i_{p2} - i_{p3}) = 5,814 \cdot (781,199 - 377,507) = 2347,065 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{celk}} = Q_I + Q_{III} = 11624,907 + 2347,065 = 13971,972 \text{ kW}$$

Celkový výkon předaný z páry ve jmenovitém zimním stavu je poté $13971,972 \text{ kW}$, kde v kondenzační části je předáno $11624,907 \text{ kW}$ kondenzující parou a v podchlazovací části je odevzdáno $2347,065 \text{ kW}$ při podchlazování kondenzátu.

Výpočet počtu teplosměnných trubek

Nejprve je nutné určit množství teplosměnných trubek ve výměníku. Výpočet byl proveden pomocí průtoku vody a potřebných průtočných průřezů. Rychlost vody byla zvolena 1,095 m/s tak, aby rychlosti vody ve všech návrhových stavech co nejvíce odpovídaly rozmezí 0,3 - 2,7 m/s. Tyto hodnoty vychází z doporučení a závislosti rychlosti vody v potrubí na jeho poruchovosti, kdy při příliš vysokých nebo naopak nízkých rychlostech značně roste právě jeho poruchovost.

Nejprve je určen vnitřní průřez jedné teplosměnné trubky s vnitřním průměrem 17 mm:

$$S_{tr1} = \frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4} \quad (4.1-4)$$

$$S_{tr1} = \frac{\pi \cdot 0,017^2}{4} = 0,000227 \text{ m}^2$$

Určení střední teploty vody a její hustoty:

$$t_{vst} = \frac{t_{v1} + t_{v3}}{2} \quad (4.1-5)$$

$$t_{vst} = \frac{68 + 110}{2} = 89 \text{ }^\circ\text{C}$$

Této teplotě a danému tlaku 16,5 bar odpovídá hustota 966,693 kg/m³.

Výpočet potřebného průtočného průřezu pro zvolenou rychlost proudění vody $u_v = 1,095 \text{ m/s}$:

$$S_{trC} = \frac{m_v}{\rho_{vst} \cdot u_v} \quad (4.1-6)$$

$$S_{trC} = \frac{79,167}{966,693 \cdot 1,095} = 0,0748 \text{ m}^2$$

Výpočet počtu trubek se zaokrouhlením na celé číslo:

$$n_{tr} = \frac{S_{trC}}{S_{tr1}} \quad (4.1-7)$$

$$n_{tr} = \frac{0,0748}{0,000227} = 329,52 \approx 330 \text{ ks}$$

Pro zadaný průtok a zvolenou rychlost vody je zapotřebí 330 ks teplosměnných trubek. Tento počet byl poté brán ve všech ostatních stavech, kde sloužil pro určení průtočné rychlosti vody z celkového průtočného průřezu, který byl neměnný:

$$u_v = \frac{m_v}{\rho_{vst} \cdot S_{trC}} \quad (4.1-8)$$

4.1.1 Kondenzační část

Dále, když je známa rychlost vody v teplosměnných trubkách a jejich počet, tepelný výpočet pokračuje výpočtem teplosměnné plochy kondenzační části výměníku. Jak bylo řečeno v úvodu výpočtu, přehřátí páry je zde zanedbáno, takže se počítá pouze s kondenzací syté páry. Kondenzace páry na trubkách je velice specifický děj, který je popsán empirickými vzorci v použitém zdroji [1]. Kondenzace je děj, při kterém voda v plynném skupenství přechází do skupenství kapalného bez změny teploty. V tomto typu výměníku, pokud je povrch trubek čistý, se uvažuje kondenzace jako blánová, kdy kondenzát vytváří tenkou vrstvu (blánu či film) na povrchu trubek, stékající dolů ve směru gravitační síly.

Pro výpočet teplosměnné plochy kondenzátoru je zapotřebí znalost součinitele prostupu tepla, střední logaritmické teploty a jeho výkonu, který byl již spočítán v předcházející kapitole. Nyní následuje výpočet součinitelů přestupu tepla vně a uvnitř teplosměnných trubek potřebných pro výpočet právě součinitele prostupu tepla „k“.

Výpočet součinitele přestupu tepla vně trubek

První částí výpočtu je určení součinitele přestupu tepla z vnější strany trubky, kde dochází ke kondenzaci syté páry. Výpočet je založen na určení bezrozměrných kritérií, definujících vlastnosti a charakter přestupu tepla.

Fyzikální vlastnosti kondenzátu v proudu P2 při teplotě 184,07 °C (syta kapalina) jsou:

Hustota:	$\rho_{p2}=882,619 \text{ kg/m}^3$
Dynamická viskozita:	$\eta_{p2}=1,47 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
Prandtlovo číslo:	$Pr_{p2}=0,965$
Tepelná vodivost:	$\lambda_{p2}=0,673 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
Tepelná kapacita:	$cp_{p2}=4,205 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$

Kondenzační teplo syté páry v proudu P1 při teplotě 184,07 °C a tlaku 11 bar je:

$$l_k=1999,5 \text{ kJ/kg}$$

Pro výpočet byla stanovena rozteč segmentových přepážek. Dle doporučení byla volena hodnota:

$$H_1=0,7 \text{ m}$$

Teplota na vnějším povrchu trubky byla určena iterací. Níže je uveden poslední krok výpočtu, kdy je teplota $t_{tr1}=152,026 \text{ °C}$, které odpovídá:

$$Pr_{tr1}=1,135 ; \lambda_{tr1}=0,684 \text{ W/m}\cdot\text{K}; \eta_{tr1}=1,8 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

Výpočet rozdílu teplot proudu a na povrchu trubky:

$$\Delta T=t_{p2}-t_{tr1} \quad (4.1-9)$$

$$\Delta T=184,07-152,026=32,044 \text{ °C}$$

Kinematická viskozita kondenzátu v proudu P2:

$$v_{p2}=\frac{\eta_{p2}}{\rho_{p2}} \quad (4.1-10)$$

$$v_{p2}=\frac{1,47 \cdot 10^{-4}}{882,619}=1,67 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

Poměr hustot vstupní páry ($\rho_{p1}=5,636 \text{ kg/m}^3$) a kondenzátu:

$$\frac{\rho_{p1}}{\rho_{p2}}=\frac{5,636}{882,619}=0,00639$$

Tento poměr bylo možné zanedbat a dále ve výpočtech použít Galileovo číslo:

$$Ga=\sqrt[3]{\frac{v_{p2}^2}{g}} \quad (4.1-11)$$

$$Ga=\sqrt[3]{\frac{(1,67 \cdot 10^{-7})^2}{9,81}}=1,42 \cdot 10^{-5}$$

Výpočet bezrozměrného kritéria Z:

$$Z = \text{Ga}^{-1} \cdot \frac{\lambda_{p2} \cdot \Delta T \cdot H_1}{l_k \cdot \eta_{p2}} \quad (4.1-12)$$

$$Z = (1,42 \cdot 10^{-5})^{-1} \cdot \frac{0,673 \cdot 32,044 \cdot 0,7}{1999500 \cdot 1,47 \cdot 10^{-4}} = 3616,869$$

Reynoldsovo číslo bylo určeno pomocí tohoto kritéria:

$$\text{Re}_{pl} = 0,941 \cdot Z^{0,781} \quad (4.1-13)$$

$$\text{Re}_{pl} = 0,941 \cdot 3616,869^{0,781} = 565,780$$

Reynoldsovo číslo je jedním ze základních charakteristik definujících charakter proudění kondenzátního filmu po trubce. Výpočet součinitele přestupu tepla závisí na tom, zda-li je proudění turbulentního nebo laminárního charakteru, přičemž v každém z obou případů se následný výpočet liší. Pokud je Reynoldsovo číslo vyšší, než je Reynoldsovo číslo kritické, pak se jedná o turbulentní proudění. Kritické Reynoldsovo číslo má hodnotu: $\text{Re}_{fkr} = 400$.

$$\text{Re}_{pl} = 565,780 > \text{Re}_{fkr} = 400$$

$$\text{Re}_{fpl} = \left[89 + 0,024 \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{p2}}{\text{Pr}_{tr1}} \right)^{0,25} \cdot \text{Pr}_{p2}^{0,5} \cdot (Z - 2300) \right]^{\frac{4}{3}} \quad (4.1-14)$$

$$\begin{aligned} \text{Re}_{fpl} &= \left[89 + 0,024 \cdot \left(\frac{0,965}{1,135} \right)^{0,25} \cdot 0,965^{0,5} \cdot (3616,869 - 2300) \right]^{\frac{4}{3}} = \\ &= 584,095 \end{aligned}$$

Součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_{pl} = \text{Re}_{fpl} \cdot \frac{l_k \cdot \eta_{p2}}{\Delta T \cdot H_1} \quad (4.1-15)$$

$$\alpha_{pl} = 584,095 \cdot \frac{1999500 \cdot 1,47 \cdot 10^{-4}}{32,044 \cdot 0,7} = 7653,806 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Pokud by Reynoldsovo číslo proudění kondenzátu ze vzorce (4.1-13) bylo nižší než kritické, proudění by bylo laminární. Toto nastalo pouze v minimálním návrhovém stavu, kdy byly použity následující vzorce pro výpočet součinitele přestupu tepla.

Určení opravného součinitele:

$$\varepsilon_t = \left[\left(\frac{\lambda_{tr1}}{\lambda_{p2}} \right)^3 \cdot \left(\frac{\eta_{p2}}{\eta_{tr1}} \right) \right]^{0,125} \quad (4.1-16)$$

Nusseltovo číslo:

$$\text{Nu}_{pl} = 0,941 \cdot Z^{-0,2187} \cdot \varepsilon_t \quad (4.1-17)$$

Součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_{pl} = \frac{\text{Nu}_{pl} \cdot \lambda_{p2}}{\text{Ga}} \quad (4.1-18)$$

Součinitel přestupu tepla uvnitř trubky

Výpočet součinitele přestupu tepla uvnitř trubky vychází z empirických vzorců získaných pomocí experimentálních měření a uvedených ve zdroji [1]. Pro výpočet součinitele přestupu tepla bylo jako první zapotřebí určit střední teplotu vody v kondenzátoru a její parametry:

$$t_{v23} = \frac{t_{v2} + t_{v3}}{2} \quad (4.1-19)$$

$$t_{v23} = \frac{75,081 + 110}{2} = 92,541 \text{ °C}$$

Hustota: $\rho_{v23} = 964,304 \text{ kg/m}^3$
 Dynamická viskozita: $\eta_{v23} = 3,06 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
 Prandtlovo číslo: $Pr_{v23} = 1,905$
 Tepelná vodivost: $\lambda_{v23} = 0,675 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
 Dále výpočet pokračuje určením bezrozměrných veličin:
 Reynoldsovo číslo:

$$Re_{vl} = \frac{u_v \cdot d_{in} \cdot \rho_{v23}}{\eta_{v23}} \quad (4.1-20)$$

$$Re_{vl} = \frac{1,095 \cdot 0,017 \cdot 964,304}{3,06 \cdot 10^{-4}} = 58661,827$$

Korekční součinitel platný pro Reynoldsovo číslo v rozmezí hodnot 2300 až 10^6 :

$$A_{vl} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(Re_{vl}) - 1,64)^2 \cdot 8} \quad (4.1-21)$$

$$A_{vl} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(58661,827) - 1,64)^2 \cdot 8} = 0,00252$$

Nusseltovo číslo:

$$Nu_{vl} = \frac{A_{vl} \cdot (Re_{vl} - 1000) \cdot Pr_{v23}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{A_{vl}} \cdot \left(Pr_{v23}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (4.1-22)$$

$$Nu_{vl} = \frac{0,00252 \cdot (58661,827 - 1000) \cdot 1,905}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{0,00252} \cdot \left(1,905^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} = 206,240$$

Korekce na rozdíl teplot proudu a vnitřního povrchu stěny: (teplota vnitřní stěny je $t_{trlin} = 126,533 \text{ °C}$ čemuž odpovídá $Pr_{trlin} = 1,363$)

$$\varepsilon_t = \left(\frac{Pr_{v23}}{Pr_{trlin}} \right)^{0,11} \quad (4.1-23)$$

$$\varepsilon_t = \left(\frac{1,907}{1,363} \right)^{0,11} = 1,0375$$

Tato korekce nebude zahrnuta ve výpočtech pro svou nízkou hodnotu. Součinitel přestupu tepla z vnitřní strany trubky je poté určen rovnicí:

$$\alpha_{vl} = \frac{Nu_{vl} \cdot \lambda_{v23}}{d_{in}} \quad (4.1-24)$$

$$\alpha_{vl} = \frac{206,240 \cdot 0,675}{0,017} = 8188,941 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Teplosměnná plocha a revize iterace

Teplosměnná plocha byla vyjádřena ze vzorce:

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta T_{\log} \quad (4.1-25)$$

Kde „k“ je součinitel prostupu tepla vztažený k vnější ploše trubky a určí se z jednotlivých tepelných odporů vrstev:

Tepelný odpor na straně páry:

$$R_{pl} = \frac{1}{\alpha_{pl}} \quad (4.1-26)$$

$$R_{pl} = \frac{1}{7653,806} = 0,000131 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Tepelný odpor stěny trubky:

$$R_{stl} = \frac{d_{out}}{2 \cdot \lambda_m} \cdot \ln \left(\frac{d_{out}}{d_{in}} \right) \quad (4.1-27)$$

$$R_{stl} = \frac{0,02}{2 \cdot 15} \cdot \ln \left(\frac{0,02}{0,017} \right) = 0,000108 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Tepelný odpor na straně vody:

$$R_{vl} = \frac{d_{out}}{d_{in}} \cdot \frac{1}{\alpha_{vl}} \quad (4.1-28)$$

$$R_{vl} = \frac{0,02}{0,017} \cdot \frac{1}{8188,941} = 0,000144 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Součinitel prostupu tepla se potom rovná převrácené hodnotě sumy těchto odporů:

$$k_I = \frac{1}{\sum R_i} = \frac{1}{R_{vl} + R_{stl} + R_{pl}} \quad (4.1-29)$$

$$k_I = \frac{1}{0,000144 + 0,000108 + 0,000131} = 2610,966 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Posledním parametrem potřebným pro výpočet teplosměnné plochy je střední logaritmičká teplota, jež se vypočte pomocí teplot na vstupu a výstupu proudů do/z výměníku:

$$\Delta T_{\log l} = \frac{(t_{p1} - t_{v3}) - (t_{p2} - t_{v2})}{\ln \left(\frac{t_{p1} - t_{v3}}{t_{p2} - t_{v2}} \right)} \quad (4.1-30)$$

$$\Delta T_{\log l} = \frac{(184,07 - 110) - (184,07 - 75,081)}{\ln \left(\frac{184,07 - 110}{184,07 - 75,081} \right)} = 90,408 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplosměnná plocha poté vyjádřená ze vzorce (4.1-25):

$$S_I = \frac{Q_I \cdot 1000}{k_I \cdot \Delta T_{\log l}} \quad (4.1-31)$$

$$S_I = \frac{11624,907 \cdot 1000}{2610,966 \cdot 90,408} = 49,247 \text{ m}^2$$

Této ploše odpovídá délka trubek:

$$L_I = \frac{S_I}{\pi \cdot d_{\text{out}} \cdot n_{\text{tr}}} \quad (4.1-32)$$

$$L_I = \frac{49,247}{\pi \cdot 0,02 \cdot 330} = 2,375 \text{ m}$$

Pomocí iterace spočtené funkcí Solver v MS Excel byla určena teplota na trubce:

$$t_{\text{trI}} = 152,026381 \approx 152,026 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Při této hodnotě se použitá funkce pro iteraci blíží nule:

$$t_{\text{trI}} \cdot \left(t_{v23} + \frac{Q_I \cdot 1000 \cdot (R_{vl} + R_{stl})}{S_I} \right) \approx 0 \quad (4.1-33)$$

$$= 152,026381 \cdot \left(92,541 + \frac{11624,907 \cdot 10^3 \cdot (1,44 \cdot 10^{-4} + 1,08 \cdot 10^{-4})}{49,247} \right) \approx 0$$

4.1.2 Podchlazovač kondenzátu

Dále výpočet pokračuje určením teplosměnné plochy spodní části ohřívače, kde dochází k podchlazení kondenzátu pod teplotu sytosti. Výpočet součinitele přestupu tepla na vnější straně trubky je založen na geometrických předpokladech rozložení trubek v průřezu výměníku, kdežto výpočet součinitele přestupu tepla na vnitřní straně trubky je proveden stejným způsobem jako v kapitole 4.1.1.

Součinitel přestupu tepla vně trubek

Výpočet v této kapitole je výpočet veden pro případ příčného obtékání trubkového svazku, který je variantou obtékání trubkové mříže, proto i některé vztahy jsou pro tyto dva případy stejné. Příčné obtékání je vyvoláno přepážkami určujícími směr proudění kondenzátu. Pro výpočet bylo potřebné zvolit základní geometrické veličiny, tak aby bylo možno určit průtočný průřez kondenzátu a jeho rychlost:

Příčná rozteč trubek: $r_1 = 0,026 \text{ m}$

Tato rozteč trubek byla zvolena podle normy ČSN 696810 (Spojování trubek s trubkovicemi výměníků tepla), kde se rovná nejmenší hodnotě rozteče děr v trubkovicích. [8]

Úhel uspořádání trubek: $\beta = 60^\circ$

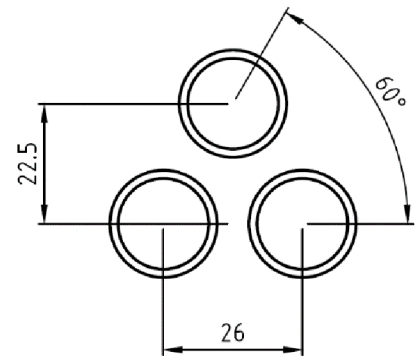
Úhel uspořádání trubek byl zvolen tak, aby tři vedlejší trubky tvořily rovnostranný trojúhelník (viz Obr. 14)

Vnitřní průměr výměníku: $D_p = 0,63 \text{ m}$

Vnitřní průměr výměníku byl zvolen tak, aby se do daného průřezu vlezly veškeré trubky i s krycí vestavbou.

Dále byly určeny vlastnosti kondenzátu při jeho střední teplotě mezi body 2 a 3:

$$t_{p23} = \frac{t_{p2} + t_{p3}}{2} \quad (4.1-34)$$



Obr. 14: Rozložení trubek

$$t_{p23} = \frac{184,07 + 89,937}{2} = 137,004 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Hustota:	$\rho_{p23} = 929,194 \text{ kg/m}^3$
Dynamická viskozita:	$\eta_{p23} = 2,01 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
Prandtlovo číslo:	$Pr_{p23} = 1,257$
Tepelná vodivost:	$\lambda_{p23} = 0,685 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
Měrná tepelná kapacita:	$c_{p,p23} = 4,277 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$

Kinematická viskozita je spočtena dle vzorce:

$$v_{p23} = \frac{\eta_{p23}}{\rho_{p23}} \quad (4.1-35)$$

$$v_{p23} = \frac{2,01 \cdot 10^{-4}}{929,194} = 2,16 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

Dále byly určeny další geometrické parametry:

Podélná rozteč:

$$r_2 = \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) \cdot r_1 \quad (4.1-36)$$

$$r_2 = \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) \cdot 0,026 = 0,0225 \text{ m}$$

Rozteč přepážek byla určena dle doporučení ze vzorce:

$$H_2 = 0,2 \cdot D_p \quad (4.1-37)$$

$$H_2 = 0,2 \cdot 0,63 = 0,126 \text{ m}$$

Průtočný průřez kondenzátu v nejširším místě:

$$S_{průtIII} = D_p \cdot H_2 \quad (4.1-38)$$

$$S_{průtIII} = 0,63 \cdot 0,126 = 0,079 \text{ m}^2$$

Charakteristický rozměr představující polovinu obvodu obtékaného profilu:

$$l = \frac{\pi \cdot d_{out}}{2} \quad (4.1-39)$$

$$l = \frac{\pi \cdot 0,02}{2} = 0,0314 \text{ m}$$

Poměrná příčná rozteč:

$$a = \frac{r_1}{d_{out}} \quad (4.1-40)$$

$$a = \frac{0,026}{0,02} = 1,3$$

Poměrná podélná rozteč:

$$b = \frac{r_2}{d_{out}} \quad (4.1-41)$$

$$b = \frac{0,0225}{0,02} = 1,125$$

Dále byl určen objemový tok kondenzátu:

$$V_{kIII} = \frac{m_p}{\rho_{p23}} \quad (4.1-42)$$

$$V_{kIII} = \frac{5,814}{929,194} = 0,00626 \text{ m}^3/\text{s}$$

a jeho rychlost:

$$w_{kIII} = \frac{V_{kIII}}{S_{průtlIII}} \quad (4.1-43)$$

$$w_{kIII} = \frac{0,00626}{0,079} = 0,079 \text{ m/s}$$

Výpočet poté pokračuje určením bezrozměrných čísel a koeficientů potřebných k určení součinitele přestupu tepla:

Součinitel zohledňující velikost příčných roztečí τ :

$$\tau = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a} \quad (4.1-44)$$

$$\tau = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot 1,3} = 0,396$$

Rovnice (4.1-44) je použitelná pokud je poměrná podélná rozteč $b \geq 1$. Reynoldsovo číslo:

$$Re_{pIII} = \frac{w_{kIII} \cdot l}{\tau \cdot \nu_{p23}} \quad (4.1-45)$$

$$Re_{pIII} = \frac{0,079 \cdot 0,0314}{0,396 \cdot 2,16 \cdot 10^{-7}} = 29000,655$$

Nusseltovo číslo laminární:

$$Nu_{lampIII} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_{pIII}} \cdot \sqrt[3]{Pr_{p23}} \quad (4.1-46)$$

$$Nu_{lampIII} = 0,664 \cdot \sqrt{29000,655} \cdot \sqrt[3]{1,257} = 122,035$$

Nusseltovo číslo turbulentní:

$$Nu_{turbpIII} = \frac{0,037 \cdot Re_{pIII}^{0,8} \cdot Pr_{p23}}{1 + 2,443 \cdot Re_{pIII}^{-0,1} \cdot \left(Pr_{p23}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (4.1-47)$$

$$Nu_{turbpIII} = \frac{0,037 \cdot 29000,655^{0,8} \cdot 1,257}{1 + 2,443 \cdot 29000,655^{-0,1} \cdot \left(1,257^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} = 151,017$$

Nusseltovo číslo mříže tvořené trubkami válcového tvaru:

$$Nu_{MpIII}^0 = 0,3 + \sqrt{Nu_{lampIII}^2 + Nu_{turbpIII}^2} \quad (4.1-48)$$

$$Nu_{MpIII}^0 = 0,3 + \sqrt{122,035^2 + 151,017^2} = 194,461$$

Nusseltovo číslo mříže s úpravou pro změnu látkových vlastností:

$$Nu_{MpIII} = Nu_{MpIII}^0 \cdot \left(\frac{Pr_{p23}}{Pr_{tr2}} \right)^{0,25} \quad (4.1-49)$$

$$Nu_{MpIII} = 194,461 \cdot \left(\frac{1,257}{1,480}\right)^{0,25} = 186,681$$

kde Pr_{trIII} bylo získáno iterací a v posledním kroku má hodnotu $Pr_{trIII}=1,480$ při teplotě $t_{trIII}=116,998$ °C. Korekční součinitel platný pro vystřídání uspořádání trubek:

$$f_a = 1 - \frac{2}{3 \cdot b} \quad (4.1-50)$$

$$f_a = 1 - \frac{2}{3 \cdot 1,125} = 1,593$$

Nusseltovo číslo trubkového svazku:

$$Nu_{svpIII} = Nu_{MpIII} \cdot f_a \quad (4.1-51)$$

$$Nu_{svpIII} = 186,681 \cdot 1,593 = 297,383$$

Součinitel přestupu tepla byl poté určen rovnicí:

$$\alpha_{pIII} = \frac{Nu_{svpIII} \cdot \lambda_{p23}}{l} \quad (4.1-52)$$

$$\alpha_{pIII} = \frac{297,383 \cdot 0,685}{0,0314} = 6487,495 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel přestupu tepla uvnitř trubky

Celý výpočet je obdobný výpočtu součinitele přestupu tepla pro kondenzační část výměníku v kapitole 4.1.1.

Střední teplota vody v podchlazovači a její parametry:

$$t_{v12} = \frac{t_{v1} + t_{v2}}{2} \quad (4.1-53)$$

$$t_{v12} = \frac{68 + 75,081}{2} = 71,541 \text{ °C}$$

Hustota:	$\rho_{v12} = 977,575 \text{ kg/m}^3$
Dynamická viskozita:	$\eta_{v12} = 3,96 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
Prandtlovo číslo:	$Pr_{v12} = 2,505$
Tepelná vodivost:	$\lambda_{v12} = 0,662 \text{ W/m} \cdot \text{K}$
Měrná tepelná kapacita:	$cp_{v12} = 4,186 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$
Reynoldsovo číslo:	

$$Re_{vIII} = \frac{u_v \cdot d_{in} \cdot \rho_{v12}}{\eta_{v12}} \quad (4.1-54)$$

$$Re_{vIII} = \frac{1,095 \cdot 0,017 \cdot 977,575}{3,96 \cdot 10^{-4}} = 45953,431$$

Korekční součinitel:

$$A_{vIII} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(Re_{vIII}) - 1,64)^2 \cdot 8} \quad (4.1-55)$$

$$A_{vIII} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(45953,431) - 1,64)^2 \cdot 8} = 0,00267$$

Nusseltovo číslo:

$$\text{Nu}_{\text{vIII}} = \frac{A_{\text{vIII}} \cdot (\text{Re}_{\text{vIII}} - 1000) \cdot \text{Pr}_{\text{v12}}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{A_{\text{vIII}}} \cdot \left(\text{Pr}_{\text{v12}}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (4.1-56)$$

$$\text{Nu}_{\text{vIII}} = \frac{0,00267 \cdot (45953,431 - 1000) \cdot 2,505}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{0,00267} \cdot \left(2,505^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} = 193,456$$

Součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_{\text{vIII}} = \frac{\text{Nu}_{\text{vIII}} \cdot \lambda_{\text{v12}}}{d_{\text{in}}} \quad (4.1-57)$$

$$\alpha_{\text{vIII}} = \frac{193,456 \cdot 0,662}{0,017} = 7533,404 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Teplosměnná plocha a revize iterace

Výpočet teplosměnné plochy je proveden obdobně jako v kapitole 4.1.1 pro kondenzační část výměníku. Je potřebné určit součinitel prostupu tepla a střední logaritmickou teplotu, aby bylo možné dopočítat potřebnou teplosměnnou plochu. Součinitel prostupu tepla je určen stejným způsobem pomocí dílčích tepelných odporů:

Tepelný odpor na straně páry (kondenzátu):

$$R_{\text{pIII}} = \frac{1}{\alpha_{\text{pIII}}} \quad (4.1-58)$$

$$R_{\text{pIII}} = \frac{1}{6487,495} = 0,000154 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Tepelný odpor stěny trubky:

$$R_{\text{stIII}} = \frac{d_{\text{out}}}{2 \cdot \lambda_{\text{m}}} \cdot \ln \left(\frac{d_{\text{out}}}{d_{\text{in}}} \right) \quad (4.1-59)$$

$$R_{\text{stIII}} = \frac{0,02}{2 \cdot 15} \cdot \ln \left(\frac{0,02}{0,017} \right) = 0,000108 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Tepelný odpor na straně vody:

$$R_{\text{vIII}} = \frac{d_{\text{out}}}{d_{\text{in}}} \cdot \frac{1}{\alpha_{\text{vIII}}} \quad (4.1-60)$$

$$R_{\text{vIII}} = \frac{0,02}{0,017} \cdot \frac{1}{7533,404} = 0,000156 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Součinitel prostupu tepla je poté:

$$k_{\text{III}} = \frac{1}{\sum R_i} = \frac{1}{R_{\text{vIII}} + R_{\text{stIII}} + R_{\text{pIII}}} \quad (4.1-61)$$

$$k_{\text{III}} = \frac{1}{0,000156 + 0,000108 + 0,000154} = 2392,344 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Střední logaritmická teplota výměníku se určí pomocí teplot vstupních proudů P2 a V1 a výstupních proudů P3 a V2:

$$\Delta T_{\log III} = \frac{(t_{p2} - t_{v2}) - (t_{p3} - t_{v1})}{\ln \left(\frac{t_{p2} - t_{v2}}{t_{p3} - t_{v1}} \right)} \quad (4.1-62)$$

$$\Delta T_{\log III} = \frac{(184,07 - 75,081) - (89,937 - 68)}{\ln \left(\frac{184,07 - 75,081}{89,937 - 68} \right)} = 54,303 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplosměnná plocha je vyjádřena ze vzorce (4.1-25):

$$S_{III} = \frac{Q_{III} \cdot 1000}{k_{III} \cdot \Delta T_{\log III}} \quad (4.1-63)$$

$$S_{III} = \frac{2347,07 \cdot 1000}{2392,344 \cdot 54,303} = 18,067 \text{ m}^2$$

Délka trubek:

$$L_{III} = \frac{S_{III}}{\pi \cdot d_{\text{out}} \cdot n_{\text{tr}}} \quad (4.1-64)$$

$$L_{III} = \frac{18,067}{\pi \cdot 0,02 \cdot 330} = 0,871 \text{ m}$$

Pomocí iterace spočtené funkcí Solver v MS Excel byla určena teplota na vnější straně trubky:

$$t_{\text{trIII}} = 116,9980217 \approx 116,998 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Při této hodnotě se použitá funkce pro iteraci blíží nule:

$$t_{\text{trIII}} - \left(t_{p23} - \frac{Q_{III} \cdot 1000 \cdot R_{pIII}}{S_{III}} \right) \approx 0 \quad (4.1-65)$$

$$= 116,9980217 - \left(137,004 - \frac{2347,07 \cdot 1000 \cdot 0,000154}{18,067} \right) \approx 0$$

4.1.3 Zhodnocení výpočtu

Ve výpočtu byly použity veškeré parametry z údajového listu (viz tab. 1). Dále byl tento výpočet aplikován i na ostatní zadané návrhové stavy, pro určení stavu s největší teplosměnnou plochou. Dále bude vycházeno z předpokladu, že stav s největší teplosměnnou plochou je základním stavem a bude na něj celý výměník napočítán, čímž veškeré geometrické parametry výměníku budou dány právě tímto stavem. Tím se zajistí, že výměník bude schopen provozu pro všechny ostatní stavy, které vyžadují menší teplosměnné plochy.

V letním stavu byla zvolena hodnota průtoku ohřívající vody při maximálním výkonu. Zadání v údajovém listu (tab. 1) je nejednoznačné a není zde přesně zřejmé, které hodnoty korespondují dohromady. Proto byla k letnímu stavu přiřazena právě tato hodnota průtoku vody. Důvodem tohoto vysokého průtoku je, že potřeba topné vody v letních měsících je nižší (ohřátí oběhové vody je nižší), tudíž dojde k propojení několika topných soustav, kvůli čemuž je potřebné zvýšit hodnotu průtoku až na danou (maximální) hodnotu. Výměník byl dimenzován tak, aby i při tomto průtoku oběhové vody byla rychlost v trubkách nižší než 2,7 m/s, tak aby nebyla zvolena příliš vysoká rychlost na úkor poruchovosti systému.

V zimním, letním i maximálním návrhovém stavu bylo zadání přeuročeno. Byly zadány veškeré teploty a průtoky, tudíž bylo nutné dopočítat reálné hodnoty alespoň jedné ze zadaných veličin. K tomu bylo v těchto stavech použito iterace pro zjištění hmotnostního průtoku páry tak, aby výstupní teplota kondenzátu z ohříváku splňovala zadanou mez, kterou nesměla překročit. V zimním i letním stavu to bylo 90 °C a v maximálním 95 °C.

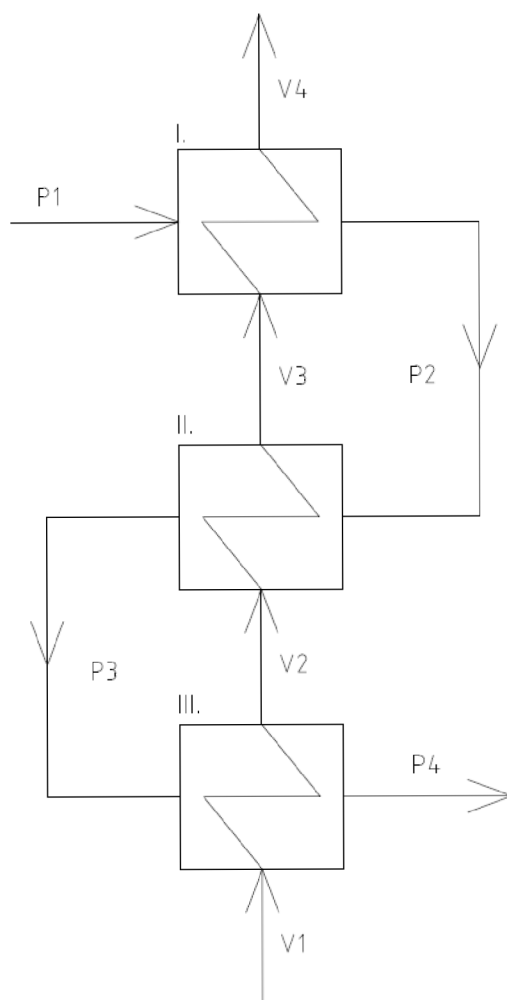
Minimální stav byl naopak zadán neúplně. Bylo nutné dopočítat výstupní teplotu kondenzátu a teplotu oběhové vody na výstupu z ohříváku. Výstupní teplota kondenzátu byla spočtena z entalpie, která byla vypočtena obdobně jako v zimním návrhovém stavu podle rovnice (4.1-2). Teplota oběhové vody na výstupu z ohříváku byla iterována, tak aby její vstupní teplota byla rovna zadané hodnotě (59 °C).

tab. 2: Porovnání návrhových stavů – ověření největší teplosměnné plochy

Návrhové stavy					
veličiny	Jednotky	zimní	letní	maximální	minimální
t_{p1}	°C	184,070	184,070	187,965	167,755
t_{p2}	°C	184,070	184,070	187,965	167,755
t_{p3}	°C	89,937	89,890	94,982	101,447
m_p	kg/s	5,814	4,093	6,280	0,608
t_{v1}	°C	68	68	70	59,000
t_{v2}	°C	75,081	70,017	77,572	60,460
t_{v3}	°C	110	80	115	71
m_v	kg/s	79,167	195,833	79	28,333
u_v	m/s	1,095	2,682	1,096	0,386
Re_{pI}	-	565,780	826,669	607,256	217,965
α_{pI}	W/m ² K	7653,806	7496,463	7699,423	7381,949
α_{vI}	W/m ² K	8188,941	16110,953	8294,604	3022,616
k_I	W/m ² K	2610,966	3176,971	2631,579	1582,278
$\Delta T_{\log I}$	°C	90,408	108,985	90,391	101,934
S_I	m ²	49,247	23,636	52,413	7,751
L_I	M	2,375	1,140	2,528	0,374
Q_I	kW	11624,907	8183,828	12467,484	1250,205
α_{pIII}	W/m ² K	6487,495	4467,083	6911,432	1460,577
α_{vIII}	W/m ² K	7533,404	15685,447	7626,821	2905,719
k_{III}	W/m ² K	2392,344	2455,738	2457,002	834,725
$\Delta T_{\log III}$	°C	54,303	55,835	57,481	69,930
S_{III}	m ²	18,067	12,056	17,773	2,955
L_{III}	M	0,871	0,581	0,857	0,143
Q_{III}	kW	2347,065	1653,117	2510,147	172,491
Q_{celk}	kW	13971,972	9836,946	14977,631	1422,696
S_{celk}	m ²	67,314	35,693	70,186	10,706
L_{celk}	m	3,246	1,721	3,385	0,517

Z tab. 2 je patrné, že maximální návrhový stav vyžaduje největší teplosměnnou plochu. Byl tedy zvolen jako základní návrhový stav definující geometrii výměníku.

Dalším postupem je vypočtení zbývajících provozních stavů, které byly zadány. Jelikož je již teplosměnná plocha známa ze základního výpočtu provedeného pro maximální návrhový stav, budou se následující výpočty lišit. U všech následujících stavů dojde k úplné kondenzaci dříve, a tudíž nebude potřeba celé plochy první části výměníku ke kondenzaci. Proto je zavedena druhá část výměníku, kde již dojde k podchlazení kondenzátu v původně kondenzačním prostoru. To je patrné ze schématu na Obr. 15.



Obr. 15: Schéma výměníku pro nejmenovité stavy

Objekt:

I. výměník – kondenzátor

II. výměník – nově zavedený podchlazovač kondenzátu

III. výměník – podchlazovač kondenzátu

Proud:

P1 – sytá pára na vstupu

P2 – sytá kapalina

P3 – podchlazený kondenzát

P4 – podchlazený kondenzát na výstupu

V1 – voda na vstupu

V2 – voda

V3 – voda

V4 – výsledná ohřátá voda

4.2 Další návrhové stavy - Letní výpočet

Pro vzorový výpočet dalších návrhových stavů byl vybrán letní stav. Ten je charakteristický velkým průtokem ohříváné vody, čímž dochází k velice silnému přestupu tepla na straně oběhové vody. Základní části výpočtu do značné míry kopírují postup z kapitoly 4.1. Výpočet je uveden nadefinováním veškerých parametrů teplotnosných médií a určením rychlosti vody v teplosměnných trubkách.

Zadané hodnoty a hodnoty určené z i-s diagramu:

P1:	$t_{p1} = 184,07 \text{ °C}$	$p_{p1} = 11 \text{ bar}$	$m_{p1} = 3,952 \text{ kg/s}$	$i_{p1} = 2780,667 \text{ kJ/kg}$
P2:	$t_{p2} = 184,07 \text{ °C}$	$p_{p2} = 11 \text{ bar}$	$m_{p2} = 3,952 \text{ kg/s}$	$i_{p2} = 781,199 \text{ kJ/kg}$
V4:	$t_{v4} = 80 \text{ °C}$	$p_{v4} = 16,5 \text{ bar}$	$m_{v4} = 195,833 \text{ kg/s}$	$i_{v4} = 336,224 \text{ kJ/kg}$

Hodnota průtoku páry byla upřesněna z předchozí kapitoly iterací tak, aby se teplota oběhové vody na vstupu do výměníku co nejvíce blížila zadané hodnotě (68 °C). Neznámé teploty vody a kondenzátu byly určeny iterací. V jednotlivých částech výpočtu výměníku je uveden postup, jakým byly tyto teploty určeny.

P3:	$t_{p3} = 81,886 \text{ °C}$	$p_{p3} = 11 \text{ bar}$	$m_{p3} = 3,952 \text{ kg/s}$	$i_{p3} = 343,697 \text{ kJ/kg}$
P4:	$t_{p4} = 69,159 \text{ °C}$	$p_{p4} = 11 \text{ bar}$	$m_{p4} = 3,952 \text{ kg/s}$	$i_{p4} = 290,372 \text{ kJ/kg}$
V1:	$t_{v1} = 67,998 \text{ °C}$	$p_{v1} = 16,5 \text{ bar}$	$m_{v1} = 195,833 \text{ kg/s}$	$i_{v1} = 285,965 \text{ kJ/kg}$
V2:	$t_{v2} = 68,255 \text{ °C}$	$p_{v2} = 16,5 \text{ bar}$	$m_{v2} = 195,833 \text{ kg/s}$	$i_{v2} = 287,040 \text{ kJ/kg}$
V3:	$t_{v3} = 70,365 \text{ °C}$	$p_{v3} = 16,5 \text{ bar}$	$m_{v3} = 195,833 \text{ kg/s}$	$i_{v3} = 295,869 \text{ kJ/kg}$

Teplu předané parou a kondenzátem dle vztahu (4.1-3):

$$Q_I = m_p \cdot (i_{p1} - i_{p2}) = 3,952 \cdot (2780,667 - 781,199) = 7901,898 \text{ kW}$$

$$Q_{II} = m_p \cdot (i_{p2} - i_{p3}) = 3,952 \cdot (781,119 - 343,697) = 1729,008 \text{ kW}$$

$$Q_{III} = m_p \cdot (i_{p3} - i_{p4}) = 3,952 \cdot (343,697 - 290,372) = 210,740 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{celk}} = Q_I + Q_{II} + Q_{III} = 7901,898 + 1729,008 + 210,740 = 9841,646 \text{ kW}$$

Celkový výkon předaný parou a následně kondenzátem oběhové vodě je v tomto návrhovém stavu 9841,646 kW.

Počet trubek a celkový průtočný průřez byly již vypočteny v kapitole 4.1:

$$n_{\text{tr}} = 330 \text{ ks}$$

$$S_{\text{trC}} = 0,0748 \text{ m}^2$$

Střední teplota vody a její hustota:

$$t_{\text{vst}} = \frac{t_{v1} + t_{v4}}{2} \quad (4.2-1)$$

$$t_{\text{vst}} = \frac{67,998 + 80}{2} = 73,999 \text{ °C}$$

Této teplotě a zadanému tlaku odpovídá hustota vody 976,137 kg/m³.

Rychlost vody v trubkách:

$$u_v = \frac{m_{v1}}{S_{\text{trC}} \cdot \rho_{\text{vst}}} \quad (4.2-2)$$

$$u_v = \frac{195,833}{0,0748 \cdot 976,137} = 2,682 \text{ m/s}$$

Jak bylo uvedeno výše, rychlost vody při výpočtu počtu trubek byla zvolena tak, aby i při maximálním průtočném množství nepřesáhla hodnotu 2,7 m/s. Výše je možné vidět, že tento předpoklad byl splněn.

4.2.1 Kondenzační část

Tak jako v kapitole 4.1 je výpočet započat určením teplosměnné plochy potřebné ke kondenzaci páry při daných podmínkách. Výpočet kondenzační části výměníku je proveden stejným způsobem jako v kapitole 4.1.1, kde je nejprve potřebné určit součinitele přestupu tepla na obou stranách teplosměnné trubky. Dále je vypočten součinitel prostupu tepla a střední logaritmická teplota této části výměníku.

Výpočet součinitele přestupu tepla vně trubek

Parametry kondenzátu v proudu P2 při teplotě 184,070 °C:

Hustota:	$\rho_{p2} = 882,619 \text{ kg/m}^3$
Dynamická viskozita:	$\eta_{p2} = 1,47 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
Prandtlovo číslo:	$Pr_{p2} = 0,965$
Tepelná vodivost:	$\lambda_{p2} = 0,673 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
Tepelná kapacita:	$cp_{p2} = 4,422 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$
Kondenzační teplo:	$l_k = 1999,5 \text{ kJ/kg}$

Kinematická viskozita byla spočtena dle vzorce (4.1-10):

$$\nu_{p2} = 1,67 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

Rozteč segmentových přepážek: $H_1 = 0,7 \text{ m}$

Teplota na vnějším povrchu trubky byla určena iterací. Níže je uveden poslední krok výpočtu, kdy je teplota $t_{tr1} = 137,710 \text{ °C}$, které odpovídá Prandtlovo číslo $Pr_{tr1} = 1,250$.

Rozdíl teplot proudu a na povrchu trubky:

$$\Delta T = t_{p2} - t_{tr1} \quad (4.2-3)$$

$$\Delta T = 184,070 - 137,710 = 46,360 \text{ °C}$$

Poměr hustot vstupní páry a kondenzátu:

$$\frac{\rho_{p1}}{\rho_{p2}} = \frac{5,636}{882,619} = 0,00639$$

Galileovo číslo:

$$Ga = \sqrt[3]{\frac{v_{p2}^2}{g}} \quad (4.2-4)$$

$$Ga = \sqrt[3]{\frac{(1,67 \cdot 10^{-7})^2}{9,81}} = 1,42 \cdot 10^{-5}$$

Kritérium Z:

$$Z = Ga^{-1} \cdot \frac{\lambda_{p2} \cdot \Delta T \cdot H_1}{l_k \cdot \eta_{p2}} \quad (4.2-5)$$

$$Z = (1,42 \cdot 10^{-5})^{-1} \cdot \frac{0,673 \cdot 43,360 \cdot 0,7}{1999,5 \cdot 1,47 \cdot 10^{-4}} = 5232,743$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re_{pl} = 0,941 \cdot Z^{0,781} \quad (4.2-6)$$

$$Re_{pl} = 0,941 \cdot 5232,743^{0,781} = 754,948$$

$$Re_{pl} = 754,948 > Re_{fkr} = 400$$

Reynoldsovo číslo proudění kondenzátu je větší než kritické, proudění je tedy turbulentní, a proto jej bylo nutné přepočítat:

$$Re_{fpl} = \left[89 + 0,024 \cdot \left(\frac{Pr_{p2}}{Pr_{tr1}} \right)^{0,25} \cdot Pr_{p2}^{0,5} \cdot (Z - 2300) \right]^{\frac{4}{3}} \quad (4.2-7)$$

$$Re_{fpl} = \left[89 + 0,024 \cdot \left(\frac{0,965}{1,250} \right)^{0,25} \cdot 0,965^{0,5} \cdot (5232,743 - 2300) \right]^{\frac{4}{3}} = 824,111$$

Součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_{pl} = Re_{fpl} \cdot \frac{l_k \cdot \eta_{p2}}{\Delta T \cdot H_1} \quad (4.2-8)$$

$$\alpha_{pl} = 824,111 \cdot \frac{1999500 \cdot 1,47 \cdot 10^{-4}}{46,360 \cdot 0,7} = 7464,195 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel přestupu tepla uvnitř trubky

Střední teplota vody v kondenzátoru a její parametry:

$$t_{v34} = \frac{t_{v3} + t_{v4}}{2} \quad (4.2-9)$$

$$t_{v34} = \frac{70,365 + 80}{2} = 75,183 \text{ °C}$$

Hustota:

$$\rho_{v34} = 975,433 \text{ kg/m}^3$$

Dynamická viskozita:

$$\eta_{v34} = 3,77 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

Prandtlovo číslo:

$$Pr_{v34} = 2,378$$

Tepelná vodivost:

$$\lambda_{v34} = 0,664 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

Tepelná kapacita:

$$cp_{v34} = 4,188 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re_{vl} = \frac{u_v \cdot d_{in} \cdot \rho_{v34}}{\eta_{v34}} \quad (4.2-10)$$

$$Re_{vl} = \frac{2,682 \cdot 0,017 \cdot 975,433}{3,77 \cdot 10^{-4}} = 117967,884$$

Korekční součinitel:

$$A_{vl} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(Re_{vl}) - 1,64)^2 \cdot 8} \quad (4.2-11)$$

$$A_{vl} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(117967,884) - 1,64)^2 \cdot 8} = 0,00217$$

Nusseltovo číslo:

$$Nu_{vl} = \frac{A_{vl} \cdot (Re_{vl} - 1000) \cdot Pr_{v34}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{A_{vl}} \cdot \left(Pr_{v34}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (4.2-12)$$

$$Nu_{vl} = \frac{0,00217 \cdot (117967,884 - 1000) \cdot 2,378}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{0,00217} \cdot \left(2,378^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} = 412,737$$

Součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_{vl} = \frac{Nu_{vl} \cdot \lambda_{v34}}{d_{in}} \quad (4.2-13)$$

$$\alpha_{vl} = \frac{412,737 \cdot 0,664}{0,017} = 16121,022 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Teplosměnná plocha a revize iterace

Výpočet teplosměnné plochy byl proveden obdobně jako v kapitole 4.1.1, kde byla určena ze vzorce (4.1-25):

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta T_{\log}$$

Obdobně byl součinitel prostupu tepla vztážený k vnější ploše trubky určený z jednotlivých tepelných odporů vrstev:

Tepelný odpor na straně páry:

$$R_{pl} = \frac{1}{\alpha_{pl}} \quad (4.2-14)$$

$$R_{pl} = \frac{1}{7464,195} = 0,000134 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Tepelný odpor stěny trubky:

$$R_{stl} = \frac{d_{out}}{2 \cdot \lambda_m} \cdot \ln \left(\frac{d_{out}}{d_{in}} \right) \quad (4.2-15)$$

$$R_{stl} = \frac{0,02}{2 \cdot 15} \cdot \ln \left(\frac{0,02}{0,017} \right) = 0,000108 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Tepelný odpor na straně vody:

$$R_{vl} = \frac{d_{out}}{d_{in}} \cdot \frac{1}{\alpha_{vl}} \quad (4.2-16)$$

$$R_{vl} = \frac{0,02}{0,017} \cdot \frac{1}{16121,022} = 0,000073 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k_I = \frac{1}{\sum R_i} = \frac{1}{R_{vl} + R_{stl} + R_{pl}} \quad (4.2-17)$$

$$k_I = \frac{1}{0,000073 + 0,000108 + 0,000134} = 3174,603 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Střední logaritmická teplota byla určena pomocí teplot v prouděch P1 a P2, zde se teplota kvůli kondenzaci nemění, a prouděch V3 a V4:

$$\Delta T_{\log I} = \frac{(t_{p1} - t_{v4}) - (t_{p2} - t_{v3})}{\ln \left(\frac{t_{p1} - t_{v4}}{t_{p2} - t_{v3}} \right)} \quad (4.2-18)$$

$$\Delta T_{\log I} = \frac{(184,07 - 80) - (184,07 - 70,365)}{\ln \left(\frac{184,07 - 80}{184,07 - 70,365} \right)} = 108,816 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplosměnná plocha je poté vyjádřena:

$$S_I = \frac{Q_I \cdot 1000}{k_I \cdot \Delta T_{\log I}} \quad (4.2-19)$$

$$S_I = \frac{7901,898 \cdot 1000}{3174,603 \cdot 108,816} = 22,874 \text{ m}^2$$

Té odpovídá délka teplosměnných trubek:

$$L_I = \frac{S_I}{\pi \cdot d_{\text{out}} \cdot n_{\text{tr}}} \quad (4.2-20)$$

$$L_I = \frac{22,874}{\pi \cdot 0,02 \cdot 330} = 1,103 \text{ m}$$

Pomocí iterace vyřešené funkcí Solver v MS Excel byla určena teplota na trubce:

$$t_{\text{trI}} = 137,710041 \approx 137,710 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Při této hodnotě se použitá funkce pro iteraci blíží nule:

$$t_{\text{trI}} \cdot \left(t_{v34} - \frac{Q_I \cdot 1000 \cdot (R_{v1} + R_{\text{stI}})}{S_I} \right) \approx 0 \quad (4.2-21)$$

$$= 137,710041 - \left(75,183 - \frac{7901,898 \cdot 1000 \cdot (0,000073 + 0,000108)}{22,874} \right) \approx 0$$

Kontrola teploty vody v proudě 3 pomocí kalorimetrické rovnice:

$$t_{v3} = \left(t_{v4} - \frac{Q_I}{m_{v1} \cdot c_{p_{v34}}} \right) \quad (4.2-22)$$

$$t_{v3} = \left(80 - \frac{7901,898}{195,833 \cdot 4,188} \right) = 70,365 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Přičemž při této teplotě platí rovnost tepelných výkonů:

$$Q_I = m_p \cdot (i_{p1} - i_{p2}) \approx m_v \cdot (i_{v4} - i_{v3}) \approx \frac{k_I \cdot S_I \cdot \Delta T_{\log I}}{1000} \quad (4.2-23)$$

$$Q_I = 7901,898 \approx 7902,841 \approx 7901,768 \text{ kW}$$

Teplota t_{v3} byla hledána taková, aby se výše uvedené výkony co nejvíce rovnaly. Výsledný rozptyl 1 kW je při daných výkonech zanedbatelný.

4.2.2 Podchlazovač kondenzátu (II)

Jak bylo zmíněno dříve, tepelný výpočet výměníku se nyní bude skládat ze tří částí. V letním, zimním i minimálním návrhovém stavu dojde k úplné kondenzaci dříve, protože maximální návrhový stav je „nejhorším“ stavem s maximální teplosměnnou plochou, tudíž je část plochy kondenzátoru využita pro podchlazení kondenzátu. Jelikož je teplosměnná plocha

kondenzační části výměníku známa z kapitoly 4.1.1 a v kapitole 4.2.1 byla určena teplosměnná plocha potřebná pro kondenzaci páry v tomto návrhovém stavu (letním), je teplosměnná plocha podchlazovače kondenzátu (II) určena z jejich rozdílů. Tudiž není hlavním úkolem této kapitoly výpočet teplosměnné plochy, nýbrž určení teplot médií na vstupu. Ty jsou určeny iterací, kde omezující podmínkou jsou tepelné výkony, které se musí rovnat, a počáteční teplota oběhové vody na vstupu do výměníku (68 °C).

Součinitel přestupu tepla vně trubek

Výpočet součinitele přestupu tepla na vnější straně trubek je obdobný výpočtu v kapitole 4.1.2 s tím rozdílem, že je zde použita geometrie kondenzační části.

Vlastnosti kondenzátu při jeho střední teplotě mezi body 2 a 3:

$$t_{p23} = \frac{t_{p2} + t_{p3}}{2} \quad (4.2-24)$$

$$t_{p23} = \frac{184,07 + 81,886}{2} = 132,978 \text{ °C}$$

Hustota:	$\rho_{p23} = 932,709 \text{ kg/m}^3$
Dynamická viskozita:	$\eta_{p23} = 2,08 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
Prandtlovo číslo:	$Pr_{p23} = 1,295$
Tepelná vodivost:	$\lambda_{p23} = 0,685 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
Měrná tepelná kapacita:	$c_{p,p23} = 4,269 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$
Kinematická viskozita byla spočtena dle vzorce:	

$$v_{p23} = \frac{\eta_{p23}}{\rho_{p23}} \quad (4.2-25)$$

$$v_{p23} = \frac{2,08 \cdot 10^{-4}}{932,709} = 2,23 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

Geometrické parametry:

Příčný průřez:	$D_p = 0,63 \text{ m}$
Rozteč přepážek:	$H_1 = 0,7 \text{ m}$
Příčná rozteč trubek:	$r_1 = 0,026 \text{ m}$
Podélná rozteč trubek:	$r_2 = 0,0225 \text{ m}$

Průtočný průřez kondenzátoru v nejširším místě:

$$S_{průtlII} = D_p \cdot H_1 \quad (4.2-26)$$

$$S_{průtlII} = 0,63 \cdot 0,7 = 0,441 \text{ m}^2$$

Charakteristický rozměr trubky:

$$l = \frac{\pi \cdot d_{out}}{2} \quad (4.2-27)$$

$$l = \frac{\pi \cdot 0,02}{2} = 0,0314 \text{ m}$$

Poměrná příčná rozteč:

$$a = \frac{r_1}{d_{out}} \quad (4.2-28)$$

$$a = \frac{0,026}{0,02} = 1,3$$

Poměrná podélná rozteč:

$$b = \frac{r_2}{d_{\text{out}}} \quad (4.2-29)$$

$$b = \frac{0,0225}{0,02} = 1,125$$

Dále byl určen objemový tok kondenzátu:

$$V_{\text{kII}} = \frac{m_p}{\rho_{p23}} \quad (4.2-30)$$

$$V_{\text{kII}} = \frac{3,952}{932,709} = 0,00424 \text{ m}^3/\text{s}$$

a jeho rychlost:

$$w_{\text{kII}} = \frac{V_{\text{kII}}}{S_{\text{průtII}}} \quad (4.2-31)$$

$$w_{\text{kII}} = \frac{0,00424}{0,441} = 0,0096 \text{ m/s}$$

Výpočet poté pokračuje určením bezrozměrných čísel a koeficientů:

Součinitel zohledňující velikost příčných roztečí τ :

$$\tau = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a} \quad (4.2-32)$$

$$\tau = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot 1,3} = 0,396$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re_{\text{pII}} = \frac{w_{\text{kII}} \cdot l}{\tau \cdot \nu_{p23}} \quad (4.2-33)$$

$$Re_{\text{pII}} = \frac{0,0096 \cdot 0,0314}{0,396 \cdot 2,23 \cdot 10^{-7}} = 3413,507$$

Nusseltovo číslo laminární:

$$Nu_{\text{lampII}} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_{\text{pII}}} \cdot \sqrt{Pr_{p23}} \quad (4.2-34)$$

$$Nu_{\text{lampII}} = 0,664 \cdot \sqrt{3413,507} \cdot \sqrt{1,295} = 42,286$$

Nusseltovo číslo turbulentní:

$$Nu_{\text{turbpII}} = \frac{0,037 \cdot Re_{\text{pII}}^{0,8} \cdot Pr_{p23}}{1 + 2,443 \cdot Re_{\text{pII}}^{-0,1} \cdot \left(Pr_{p23}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (4.2-35)$$

$$Nu_{\text{turbpII}} = \frac{0,037 \cdot 3413,507^{0,8} \cdot 1,295}{1 + 2,443 \cdot 3413,507^{-0,1} \cdot \left(1,295^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} = 26,701$$

Nusseltovo číslo mříže:

$$Nu_{\text{MpII}}^0 = 0,3 + \sqrt{Nu_{\text{lampII}}^2 + Nu_{\text{turbpII}}^2} \quad (4.2-36)$$

$$Nu_{\text{MpII}}^0 = 0,3 + \sqrt{42,286^2 + 26,701^2} = 50,310$$

Nusseltovo číslo mříže s úpravou pro změnu látkových vlastností:

$$\text{Nu}_{\text{MplI}} = \text{Nu}_{\text{MplI}}^0 \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\text{p23}}}{\text{Pr}_{\text{trII}}} \right)^{0,25} \quad (4.2-37)$$

$$\text{Nu}_{\text{MplI}} = 50,310 \cdot \left(\frac{1,295}{1,821} \right)^{0,25} = 46,200$$

kde Pr_{trII} bylo získáno iterací a v posledním kroku má hodnotu $\text{Pr}_{\text{trII}}=1,821$ při teplotě $t_{\text{trII}}=96,512$ °C.

Korekční součinitel platný pro vystřídání uspořádání trubek:

$$f_a = 1 - \frac{2}{3 \cdot b} \quad (4.2-38)$$

$$f_a = 1 - \frac{2}{3 \cdot 1,125} = 1,593$$

Nusseltovo číslo svazku:

$$\text{Nu}_{\text{svplI}} = \text{Nu}_{\text{MplI}} \cdot f_a \quad (4.2-39)$$

$$\text{Nu}_{\text{svplI}} = 46,200 \cdot 1,593 = 73,597$$

Součinitel přestupu tepla byl poté určen rovnicí:

$$\alpha_{\text{plI}} = \frac{\text{Nu}_{\text{svplI}} \cdot \lambda_{\text{p23}}}{l} \quad (4.2-40)$$

$$\alpha_{\text{plI}} = \frac{73,597 \cdot 0,685}{0,0314} = 1605,540 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel přestupu tepla uvnitř trubky

Výpočet součinitele přestupu tepla z vnitřní strany trubky je proveden podle kapitoly 4.1.1. Střední teplota vody a její parametry:

$$t_{\text{v23}} = \frac{t_{\text{v2}} + t_{\text{v3}}}{2} \quad (4.2-41)$$

$$t_{\text{v23}} = \frac{68,255 + 70,365}{2} = 69,310 \text{ °C}$$

Hustota:

$$\rho_{\text{v23}} = 978,852 \text{ kg/m}^3$$

Dynamická viskozita:

$$\eta_{\text{v23}} = 4,08 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Prandtlůvo číslo:

$$\text{Pr}_{\text{v23}} = 2,588$$

Tepelná vodivost:

$$\lambda_{\text{v23}} = 0,660 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

Tepelná kapacita:

$$c_{\text{p v23}} = 4,184 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

Reynoldsovo číslo:

$$\text{Re}_{\text{vII}} = \frac{u_v \cdot d_{\text{in}} \cdot \rho_{\text{v23}}}{\eta_{\text{v23}}} \quad (4.2-42)$$

$$\text{Re}_{\text{vII}} = \frac{2,682 \cdot 0,017 \cdot 978,852}{4,08 \cdot 10^{-4}} = 109386,711$$

Korekční součinitel:

$$A_{\text{vII}} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(\text{Re}_{\text{vII}}) - 1,64)^2 \cdot 8} \quad (4.2-43)$$

$$A_{vII} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(109386,711) - 1,64)^2 \cdot 8} = 0,00220$$

Nusseltovo číslo:

$$Nu_{vII} = \frac{A_{vII} \cdot (Re_{vII} - 1000) \cdot Pr_{v23}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{A_{vII}} \cdot \left(Pr_{v23}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (4.2-44)$$

$$Nu_{vII} = \frac{0,00220 \cdot (109386,711 - 1000) \cdot 2,588}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{0,00220} \cdot \left(2,588^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} = 404,086$$

Součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_{vII} = \frac{Nu_{vII} \cdot \lambda_{v23}}{d_{in}} \quad (4.2-45)$$

$$\alpha_{vII} = \frac{404,086 \cdot 0,660}{0,017} = 15688,045 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Teplosměnná plocha a revize iterace

Teplosměnná plocha byla vypočtena rozdílem kondenzačních ploch v základním výpočtu pro maximální návrhový stav S_1^{\max} (kap.4.1.1) a kondenzační plochy v letním návrhovém stavu S_1 (kap.4.2.1).

Tepelný odpor na straně páry (kondenzátu):

$$R_{pII} = \frac{1}{\alpha_{pII}} \quad (4.2-46)$$

$$R_{pII} = \frac{1}{1605,540} = 0,000623 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Tepelný odpor stěny trubky:

$$R_{stII} = \frac{d_{out}}{2 \cdot \lambda_m} \cdot \ln \left(\frac{d_{out}}{d_{in}} \right) \quad (4.2-47)$$

$$R_{stII} = \frac{0,02}{2 \cdot 15} \cdot \ln \left(\frac{0,02}{0,017} \right) = 0,000108 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Tepelný odpor na straně vody:

$$R_{vII} = \frac{d_{out}}{d_{in}} \cdot \frac{1}{\alpha_{vII}} \quad (4.2-48)$$

$$R_{vII} = \frac{0,02}{0,017} \cdot \frac{1}{15688,045} = 0,000075 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k_{II} = \frac{1}{\sum R_i} = \frac{1}{R_{vII} + R_{stII} + R_{pII}} \quad (4.2-49)$$

$$k_{II} = \frac{1}{0,000075 + 0,000108 + 0,000623} = 1240,695 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Dále je nezbytné určit střední logaritmickou teplotu:

$$\Delta T_{\log II} = \frac{(t_{p2} - t_{v3}) \cdot (t_{p3} - t_{v2})}{\ln \left(\frac{t_{p2} - t_{v3}}{t_{p3} - t_{v2}} \right)} \quad (4.2-50)$$

$$\Delta T_{\log II} = \frac{(184,07 - 70,365) - (81,886 - 68,255)}{\ln \left(\frac{184,07 - 70,365}{81,886 - 68,255} \right)} = 47,177 \text{ °C}$$

Teplosměnná plocha:

$$S_{II} = S_1^{\max} - S_1 \quad (4.2-51)$$

$$S_{II} = 52,413 - 22,874 = 29,539 \text{ m}^2$$

Této ploše odpovídá délka trubek:

$$L_{II} = \frac{S_{II}}{\pi \cdot d_{\text{out}} \cdot n_{\text{tr}}} \quad (4.2-52)$$

$$L_{II} = \frac{29,539}{\pi \cdot 0,02 \cdot 330} = 1,425 \text{ m}$$

Pomocí iterace vyřešené funkcí Solver v MS Excel byla určena teplota na trubce:

$$t_{\text{trII}} = 96,51190487 \approx 96,512 \text{ °C}$$

Při této hodnotě se použitá funkce pro iteraci blíží nule:

$$t_{\text{trII}} \cdot \left(t_{p23} - \frac{Q_{II} \cdot 1000 \cdot R_{pII}}{S_{II}} \right) \approx 0 \quad (4.2-53)$$

$$= 96,51190487 \cdot \left(132,978 - \frac{1729,008 \cdot 1000 \cdot 0,000623}{29,539} \right) \approx 0$$

Kontrola teploty vody v proudu 2:

$$t_{v2} = \left(t_{v3} - \frac{Q_{II}}{m_v \cdot c_{p_{v23}}} \right) \quad (4.2-54)$$

$$t_{v2} = \left(70,365 - \frac{1729,008}{195,833 \cdot 4,184} \right) = 68,255 \text{ °C}$$

Přičemž platí rovnost:

$$Q_{II} = m_p \cdot (i_{p2} - i_{p3}) \approx m_v \cdot (i_{v3} - i_{v2}) \approx \frac{k_{II} \cdot S_{II} \cdot \Delta T_{\log II}}{1000} \quad (4.2-55)$$

$$Q_{II} = 1729,008 \approx 1729,010 \approx 1728,985 \text{ kW}$$

4.2.3 Podchlazovač kondenzátu (III)

Výpočtový postup podchlazovače (III) zůstává stejný jako v kapitole 4.1.2 s tím rozdílem, že je zde použita teplosměnná plocha vypočtená v základním výpočtu pro maximální stav. Teplosměnná plocha tedy není neznámou veličinou, a proto jsou výstupem této kapitoly opět teploty médií. Postup se ale nikterak nemění, takže je nejprve nutné určit součinitele přestupu tepla na obou stranách trubek.

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubek

Geometrické parametry shodné s kapitolou 4.1.2:

Příčná rozteč trubek:	$r_1 = 0,026 \text{ m}$
Úhel uspořádání trubek:	$\beta = 60^\circ$
Průměr podchlazovače:	$D_p = 0,63 \text{ m}$
Podélná rozteč:	$r_2 = 0,0225 \text{ m}$

Rozteč přepážek: $H_2 = 0,126 \text{ m}$

Střední teplota v proudech 3 a 4:

$$t_{p34} = \frac{t_{p3} + t_{p4}}{2} \quad (4.2-56)$$

$$t_{p34} = \frac{81,886 + 69,159}{2} = 75,523 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Hustota: $\rho_{p34} = 974,986 \text{ kg/m}^3$
 Dynamická viskozita: $\eta_{p34} = 3,75 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
 Prandtlovo číslo: $Pr_{p34} = 2,368$
 Tepelná vodivost: $\lambda_{p34} = 0,664 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
 Měrná tepelná kapacita: $cp_{p34} = 4,190 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$

Kinematická viskozita je spočtena dle vzorce (4.1-10):

$$\nu_{p34} = \frac{3,75 \cdot 10^{-4}}{974,986} = 3,85 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

Další průtočné parametry:

Průtočný průřez kondenzátu v nejširším místě:

$$S_{průtIII} = D_p \cdot H_2 \quad (4.2-57)$$

$$S_{průtIII} = 0,63 \cdot 0,126 = 0,079 \text{ m}^2$$

Charakteristický rozměr trubky:

$$l = \frac{\pi \cdot d_{out}}{2} \quad (4.2-58)$$

$$l = \frac{\pi \cdot 0,02}{2} = 0,0314 \text{ m}$$

Poměrná příčná rozteč:

$$a = \frac{r_1}{d_{out}} \quad (4.2-59)$$

$$a = \frac{0,026}{0,02} = 1,3$$

Poměrná podélná rozteč:

$$b = \frac{r_2}{d_{out}} \quad (4.2-60)$$

$$b = \frac{0,0225}{0,02} = 1,125$$

Objemový tok kondenzátu:

$$V_{kIII} = \frac{m_p}{\rho_{p34}} \quad (4.2-61)$$

$$V_{kIII} = \frac{3,952}{974,986} = 0,00405 \text{ m}^3/\text{s}$$

Rychlost kondenzátu:

$$w_{kIII} = \frac{V_{kIII}}{S_{průtIII}} \quad (4.2-62)$$

$$w_{kIII} = \frac{0,00405}{0,079} = 0,0513 \text{ m/s}$$

Součinitel τ :

$$\tau = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a} \quad (4.2-63)$$

$$\tau = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot 1,3} = 0,396$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re_{pIII} = \frac{w_{kIII} \cdot l}{\tau \cdot \nu_{p34}} \quad (4.2-64)$$

$$Re_{pIII} = \frac{0,0513 \cdot 0,0314}{0,396 \cdot 3,85 \cdot 10^{-7}} = 10565,525$$

Nusseltovo číslo laminární:

$$Nu_{lampIII} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_{pIII}} \cdot \sqrt[3]{Pr_{p34}} \quad (4.2-65)$$

$$Nu_{lampIII} = 0,664 \cdot \sqrt{10565,525} \cdot \sqrt[3]{2,368} = 90,972$$

Nusseltovo číslo turbulentní:

$$Nu_{turbpIII} = \frac{0,037 \cdot Re_{pIII}^{0,8} \cdot Pr_{p34}}{1 + 2,443 \cdot Re_{pIII}^{-0,1} \cdot \left(Pr_{p34}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (4.2-66)$$

$$Nu_{turbpIII} = \frac{0,037 \cdot 10565,525^{0,8} \cdot 2,368}{1 + 2,443 \cdot 10565,525^{-0,1} \cdot \left(2,368^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} = 82,865$$

Nusseltovo číslo mříže:

$$Nu_{MpIII}^0 = 0,3 + \sqrt{Nu_{lampIII}^2 + Nu_{turbpIII}^2} \quad (4.2-67)$$

$$Nu_{MpIII}^0 = 0,3 + \sqrt{90,972^2 + 82,865^2} = 123,355$$

Nusseltovo číslo mříže s úpravou pro změnu látkových vlastností:

$$Nu_{MpIII} = Nu_{MpIII}^0 \cdot \left(\frac{Pr_{p34}}{Pr_{trIII}} \right)^{0,25} \quad (4.2-68)$$

$$Nu_{MpIII} = 123,355 \cdot \left(\frac{2,368}{2,466} \right)^{0,25} = 122,111$$

Kde Pr_{trIII} bylo získáno iterací a v posledním kroku má hodnotu $Pr_{trIII} = 2,466$ při teplotě $t_{trIII} = 72,642 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Korekční součinitel platný pro vystřídané uspořádání trubek:

$$f_a = 1 - \frac{2}{3 \cdot b} \quad (4.2-69)$$

$$f_a = 1 - \frac{2}{3 \cdot 1,125} = 1,593$$

Nusseltovo číslo svazku:

$$Nu_{svpIII} = Nu_{MpIII} \cdot f_a \quad (4.2-70)$$

$$Nu_{svpIII} = 122,111 \cdot 1,593 = 194,523$$

Součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_{pIII} = \frac{Nu_{svpIII} \cdot \lambda_{p34}}{l} \quad (4.2-71)$$

$$\alpha_{pIII} = \frac{194,523 \cdot 0,664}{0,0314} = 4113,480 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel přestupu tepla uvnitř trubky

Střední teplota vody a její parametry:

$$t_{v12} = \frac{t_{v1} + t_{v2}}{2} \quad (4.2-72)$$

$$t_{v12} = \frac{67,998 + 68,255}{2} = 68,127 \text{ }^\circ\text{C}$$

Hustota:	$\rho_{v12} = 979,518 \text{ kg/m}^3$
Dynamická viskozita:	$\eta_{v12} = 4,15 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
Prandtlovo číslo:	$Pr_{v12} = 2,634$
Tepelná vodivost:	$\lambda_{v12} = 0,659 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
Měrná tepelná kapacita:	$cp_{v12} = 4,184 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$
Reynoldsovo číslo:	

$$Re_{vIII} = \frac{u_v \cdot d_{in} \cdot \rho_{v12}}{\eta_{v12}} \quad (4.2-73)$$

$$Re_{vIII} = \frac{2,682 \cdot 0,017 \cdot 979,518}{4,15 \cdot 10^{-4}} = 107614,804$$

Korekční součinitel:

$$A_{vIII} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(Re_{vIII}) - 1,64)^2 \cdot 8} \quad (4.2-74)$$

$$A_{vIII} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(107614,804) - 1,64)^2 \cdot 8} = 0,00221$$

Nusseltovo číslo:

$$Nu_{vIII} = \frac{A_{vIII} \cdot (Re_{vIII} - 1000) \cdot Pr_{v12}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{A_{vIII}} \cdot \left(Pr_{v12}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (4.2-75)$$

$$Nu_{vIII} = \frac{0,00221 \cdot (107614,804 - 1000) \cdot 2,634}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{0,00221} \cdot \left(2,634^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} = 402,564$$

Součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_{vIII} = \frac{Nu_{vIII} \cdot \lambda_{v12}}{d_{in}} \quad (4.2-76)$$

$$\alpha_{vIII} = \frac{402,564 \cdot 0,664}{0,017} = 15605,275 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Teplosměnná plocha a revize iterace

Teplosměnná plocha je rovna vypočtené hodnotě v kapitole 4.1.2 pro podchlazovač kondenzátu za maximálních podmínek S_{III}^{\max} .

Tepelný odpor na straně páry (kondenzátu):

$$R_{pIII} = \frac{1}{\alpha_{pIII}} \quad (4.2-77)$$

$$R_{pIII} = \frac{1}{4113,480} = 0,000243 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Tepelný odpor stěny trubky:

$$R_{stIII} = \frac{d_{out}}{2 \cdot \lambda_m} \cdot \ln\left(\frac{d_{out}}{d_{in}}\right) \quad (4.2-78)$$

$$R_{stIII} = \frac{0,02}{2 \cdot 15} \cdot \ln\left(\frac{0,02}{0,017}\right) = 0,000108 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Tepelný odpor na straně vody:

$$R_{vIII} = \frac{d_{out}}{d_{in}} \cdot \frac{1}{\alpha_{vIII}} \quad (4.2-79)$$

$$R_{vIII} = \frac{0,02}{0,017} \cdot \frac{1}{15605,275} = 0,000075 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k_{III} = \frac{1}{\sum R_i} = \frac{1}{R_{vIII} + R_{stIII} + R_{pIII}} \quad (4.2-80)$$

$$k_{III} = \frac{1}{0,000075 + 0,000108 + 0,000243} = 2347,418 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Střední logaritmická teplota výměníku:

$$\Delta T_{\log III} = \frac{(t_{p3} - t_{v2}) - (t_{p4} - t_{v1})}{\ln\left(\frac{t_{p3} - t_{v2}}{t_{p4} - t_{v1}}\right)} \quad (4.2-81)$$

$$\Delta T_{\log III} = \frac{(81,886 - 68,255) - (69,159 - 67,998)}{\ln\left(\frac{81,886 - 68,255}{69,159 - 67,998}\right)} = 5,063 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplosměnná plocha:

$$S_{III} = S_{III}^{\max} \quad (4.2-82)$$

$$S_{III} = 17,773 \text{ m}^2$$

Délka teplosměnných trubek:

$$L_{III} = \frac{S_{III}}{\pi \cdot d_{out} \cdot n_{tr}} \quad (4.2-83)$$

$$L_{III} = \frac{17,773}{\pi \cdot 0,02 \cdot 330} = 0,857 \text{ m}$$

Pomocí iterace spočtené funkcí Solver v MS Excel byla určena teplota na trubce:

$$t_{trIII} = 72,64167327 \approx 72,642 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Při této hodnotě se použitá funkce pro iteraci blíží nule:

$$t_{trIII} \cdot \left(t_{p34} - \frac{Q_{III} \cdot 1000 \cdot R_{pIII}}{S_{III}} \right) \approx 0 \quad (4.2-84)$$

$$=72,64167327 \cdot \left(75,523 \cdot \frac{210,740 \cdot 1000 \cdot 0,000243}{17,773} \right) \approx 0$$

Kontrola teploty vody v proudu 1:

$$t_{v1} = \left(t_{v2} - \frac{Q_{III}}{m_v \cdot c_{p_{v12}}} \right) \quad (4.2-85)$$

$$t_{v1} = \left(68,255 - \frac{210,740}{195,833 \cdot 4,184} \right) = 67,998 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Přičemž platí rovnost:

$$Q_{III} = m_p \cdot (i_{p3} - i_{p4}) \approx m_v \cdot (i_{v2} - i_{v1}) \approx \frac{k_{III} \cdot S_{III} \cdot \Delta T_{\log III}}{1000} \quad (4.2-86)$$

$$Q_{III} = 210,740 \approx 210,520 \approx 211,232 \text{ kW}$$

4.2.4 Zhodnocení výpočtu

Výpočtem v kapitole 4.2 byly získány tepelné výkony jednotlivých provozních stavů a upřesnění hmotnostních průtoků páry v zimním a letním návrhovém stavu. U stavu minimálního byla iterací získána teplota kondenzátu na výstupu z výměníku.

Zimní návrhový stav je teplosměnnou plochou nejbližší maximálnímu, proto je i podchlazení kondenzátu blízké mezní teplotě 90 °C. Naopak u letního stavu, kde je potřebná teplosměnná plocha zhruba poloviční než v maximálním, dojde ke značnému vychlazení kondenzátu až na teplotu téměř 69 °C. U minimálního stavu je rozdíl teplosměnných ploch ještě znatelnější. Výměník navrhnutý podle maximálního stavu je o tolik větší, že dojde téměř k dokonalému podchlazení kondenzátu na teplotu skoro identickou s teplotou oběhové vody na vstupu.

Z tab. 3 je možné pozorovat veškeré vlastnosti médií a součinitele určené během jednotlivých výpočtů. Závěrem je možné pozorovat tepelné výkony výměníku v jednotlivých provozních stavech při zvolené teplosměnné ploše. Maximální tepelný výkon 14977,631 kW je v maximálním návrhovém stavu, dále pak následuje jmenovitý zimní návrhový stav s hodnotou 13969,852 kW blízkí se zadané ideální hodnotě 14 MW. Ve jmenovitém letním návrhovém stavu se tepelný výkon 9841,646 kW blíží 10 MW a v minimálním návrhovém stavu je přeneseno 1530,956 kW. Z toho vyplývá, že tepelný výměník je navrhnut tak, aby fungoval v širokém pásmu regulace. Přičemž regulační rozmezí je 11 % - 107 % jmenovitého zimního návrhového výkonu.

tab. 3: Provozní stavy

Provozní stavy					
veličiny	jednotky	jmenovitý (zimní)	letní	maximální	minimální
t_{p1}	°C	184,07	184,07	187,965	167,755
t_{p2}	°C	184,07	184,07	187,965	167,755
t_{p3}	°C	165,823	81,886	94,982	59,061
t_{p4}	°C	87,059	69,159	-	59,008
p_p	Pa	11	11	12	7,5
m_p	kg/s	5,784	3,952	6,28	0,608
t_{v1}	°C	67,995	67,998	70	59,007
t_{v2}	°C	73,856	68,255	77,572	59,008
t_{v3}	°C	75,252	70,365	115	61,376
t_{v4}	°C	110	80	-	71,92
p_v	Pa	16,5	16,5	24,5	5
m_v	kg/s	79,167	195,833	79,167	28,333
u_v	m/s	1,095	2,682	1,097	0,386
α_{pI}	W/m ² K	7654,504	7464,195	7699,423	8057,708
α_{vI}	W/m ² K	8184,018	16121,022	8302,29	3045,775
k_I	W/m ² K	2610,966	3174,603	2631,579	1618,123
$\Delta T_{\log I}$	°C	90,333	108,816	90,391	101,015
S_I	m ²	49,034	22,874	52,413	7,649
L_I	m	2,365	1,103	2,528	0,369
Q_I	kW	11564,923	7901,898	12467,484	1250,205
α_{pII}	W/m ² K	2130,911	1605,54	-	580,289
α_{vII}	W/m ² K	7632,602	15688,045	-	2909,472
k_{II}	W/m ² K	1367,989	1240,695	-	448,029
$\Delta T_{\log II}$	°C	100,156	47,177	-	13,982
S_{II}	m ²	3,379	29,539	-	44,764
L_{II}	m	0,163	1,425	-	2,159
Q_{II}	kW	462,957	1729,008	-	280,617
α_{pIII}	W/m ² K	6285,311	4113,48	6911,432	1254,252
α_{vIII}	W/m ² K	7498,423	15605,275	7633,93	2883,324
k_{III}	W/m ² K	2358,491	2347,418	2457,002	761,615
$\Delta T_{\log III}$	°C	46,328	5,063	57,481	0,013
S_{III}	m ²	17,773	17,773	17,773	17,773
L_{III}	m	0,857	0,857	0,8572	0,857
Q_{III}	kW	1941,972	210,74	2510,147	0,134
Q_{celk}	kW	13969,852	9841,646	14977,631	1530,956
S_{celk}	m ²	70,186	70,186	70,186	70,186
L_{celk}	m	3,385	3,385	3,385	3,385

5 Hydraulický výpočet

Hydraulickým výpočtem se zde rozumí výpočet tlakové ztráty mezi vstupním a výstupním hrdlem oběhové vody pro veškeré návrhové stavy a dimenzování potrubí připojených k výměníku. Výpočet tlakové ztráty na straně páry (tj. parní odpor výměníku) není obsahem této práce.

5.1 Tlaková ztráta na straně vody

Výpočet tlakové ztráty je proveden podle metodiky použité podle zdroje [1]. Tlaková ztráta na straně oběhové vody se skládá z dílčích ztrát:

- ztráta v trubkách výměníku – je především tvořena třením vody o stěny trubek, čímž vzniká tlakový rozdíl mezi začátkem a koncem trubek. Tato ztráta je definovaná součinitelem tření, který je nutno určit.
- tlakové ztráty vznikající na vstupu či výstupu vody do nebo z trubek
- tlakové ztráty vznikající při vstupu a výstupu vody do nebo z vodních komor

Sečtením výše uvedených tlakových ztrát se získá výsledná tlaková ztráta na straně oběhové vody, pro kterou je nutné dimenzovat oběhová čerpadla. Níže je uveden ukázkový postup výpočtu v letním návrhovém stavu (maximální průtok oběhové vody), po kterém následuje tabulka s hodnotami ostatních návrhových stavů.

Pro výpočet tlakové ztráty jsou potřebné tyto veličiny:

Rychlost vody ve trubce:	u_v	2,682	m/s
Vstupní teplota vody:	t_{v1}	67,998	°C
Hustota vody v proudu 1:	ρ_{v1}	979,590	kg/m ³
Výstupní teplota vody:	t_{v4}	80	°C
Hustota vody v proudu 4:	ρ_{v4}	972,494	kg/m ³
Vnitřní průměr trubky:	d_{in}	0,017	m
Délka teplosměnné trubky:	L	3,385	m

Dále byla určena střední teplota vody:

$$t_{vst} = \frac{t_{v1} + t_{v4}}{2} \quad (5.1-1)$$

$$t_{vst} = \frac{67,998 + 80}{2} = 73,999 \text{ °C}$$

Této teplotě odpovídají:

Hustota vody při střední teplotě:	ρ_{vst}	976,137	kg/m ³
Dynamická viskozita:	η_{vst}	0,000383	Pa·s

Dále bylo určeno Reynoldsovo číslo pro střední teplotu vody:

$$Re_{vst} = \frac{u_v \cdot d_{in} \cdot \rho_{vst}}{\eta_{vst}} \quad (5.1-2)$$

$$Re_{vst} = \frac{2,682 \cdot 0,017 \cdot 976,137}{0,000383} = 116203,630$$

Místní odpory a drsnost povrchu byly určeny ze zdroje [1]:

ztráta na vtoku do komory	ζ_1	1	-
ztráta na vtoku do trubek	ζ_2	0,5	-

ztráta na výtoku z trubek ζ_3 1 -
 ztráta na výtoku z komory ζ_4 1 -
 absolutní drsnost povrchu k_d 0,00003 m

Relativní drsnost povrchu se vypočte dle:

$$\varepsilon = \frac{k_d}{d_{in}} \quad (5.1-3)$$

$$\varepsilon = \frac{0,00003}{0,017} = 0,002$$

Pro určení součinitele tření bylo zapotřebí vypočítat dvě bezrozměrná kritéria, která závisí na proudění (Reynoldsově čísle) a drsnosti povrchu:

$$A_t = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{(7/Re_{vst})^{0,9} + 0,27 \cdot \varepsilon} \right] \right\}^{16} \quad (5.1-4)$$

$$A_t = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{(7/116203,630)^{0,9} + 0,27 \cdot 0,002} \right] \right\}^{16} = 1,0637 \cdot 10^{20}$$

$$B_t = (37530/Re_{vst})^{16} \quad (5.1-5)$$

$$B_t = (37530/116203,630)^{16} = 1,401 \cdot 10^{-8}$$

Součinitel tření byl poté určen z rovnice:

$$\lambda_t = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re_{vst}} \right)^{12} + \frac{1}{(A_t + B_t)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (5.1-6)$$

$$\lambda_t = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{116203,630} \right)^{12} + \frac{1}{(1,0637 \cdot 10^{20} + 1,401 \cdot 10^{-8})^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} = 0,0251$$

Celková tlaková ztráta je závislá na rychlosti vody, její hustotě, délce a vnitřním průměru trubek a na stavu povrchu trubek, kterým je definovaný součinitel tření:

$$\Delta p = \frac{u_v^2}{2} \cdot \rho_{vst} \cdot \left[\zeta_1 \cdot \frac{\rho_{vst}}{\rho_{v1}} + \zeta_2 \cdot \frac{\rho_{vst}}{\rho_{v1}} + \left(\lambda_t \cdot \frac{L}{d_{in}} \right) + \zeta_3 \cdot \frac{\rho_{vst}}{\rho_{v4}} + \zeta_4 \cdot \frac{\rho_{vst}}{\rho_{v4}} \right] \quad (5.1-7)$$

$$\Delta p = \frac{2,682^2}{2} \cdot 976,137 \cdot \left[1 \cdot \frac{976,137}{979,590} + 0,5 \cdot \frac{976,137}{979,590} + \left(0,0251 \cdot \frac{3,385}{0,017} \right) + 1 \cdot \frac{976,137}{972,494} + 1 \cdot \frac{976,137}{972,494} \right] = 29841,469 \text{ Pa}$$

tab. 4: Tlaková ztráta a součinitel tření

Tlaková ztráta					
veličina	jednotka	zimní	letní	maximální	minimální
λ_t	-	0,0265	0,0251	0,0264	0,0316
Δp	Pa	5093,299	29841,469	5090,592	715,424

Z tab. 4 je patrné, že maximální tlaková ztráta na straně vody je ve jmenovitém letním návrhovém stavu, kdy je nejvyšší průtok oběhové vody. Naopak v minimálním návrhovém stavu je i tlaková ztráta minimální.

5.2 Rozměry připojených potrubí

Rozměry potrubí byly voleny dle spojovacích přírub volených podle normy ČSN EN 1092-1 [11], přičemž potrubí zvolená pro PN40 odpovídají normě ČSN 131030 [9].

5.2.1 Rychlost páry a průměr vstupního potrubí

Rychlost páry je důležitá pro určení průměru přivodního potrubí. Nejvyšší hmotnostní průtok páry je v maximálním návrhovém stavu, proto postačí vypočítat rychlost v tomto stavu. Ve všech ostatních stavech bude průtok nižší, a tím i rychlost páry.

Pro výpočet bylo nutné učít hustotu páry na vstupu. Teplotě $t_{p1}=250\text{ °C}$ a tlaku $p_{p1}=12\text{ bar}$ odpovídá hustota $\rho_{p1}=5,198\text{ kg/m}^3$. Rychlost páry byla zvolena dle doporučení $u_{p,teor}=20\text{ m/s}$ [1]. Z rovnice kontinuity lze vyjádřit průtočný průměr potrubí:

$$D_{pot, teor} = \sqrt{\frac{4 \cdot m_p}{\pi \cdot \rho_{p1} \cdot u_{p,teor}}} \quad (5.2-1)$$

$$D_{pot, teor} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,280}{\pi \cdot 5,198 \cdot 20}} = 0,277\text{ m}$$

Tato hodnota musí být zaokrouhlena na tabelovanou hodnotu průměru vyráběných trubek. Zaokrouhlení bylo provedeno nahoru tak, aby nedošlo k navýšení rychlosti páry. Přiřazená tabelovaná hodnota je $D_{pot}=0,3079\text{ m}$, která odpovídá jmenovité světlosti trubky DN300/PN25 (o tloušťce stěny 8 mm) [11]. Této hodnotě odpovídá skutečná rychlost páry:

$$u_p = \frac{4 \cdot m_p}{\rho_{p1} \cdot D_{pot}^2 \cdot \pi} \quad (5.2-2)$$

$$u_p = \frac{4 \cdot 6,280}{5,198 \cdot 0,3079^2 \cdot \pi} = 16,226\text{ m/s}$$

5.2.2 Rychlost kondenzátu a průměr výstupního potrubí

Rychlost kondenzátu na výstupu z výměníku je určena v maximálním návrhovém stavu, kdy je jeho hmotnostní průtok nejvyšší. Rychlost kondenzátu ve výstupním potrubí by neměla překročit $u_{p,teor}=0,8\text{ m/s}$ (hodnota byla zvolena na základě doporučení). K této hodnotě byl směřován výpočet průměru výstupního potrubí. K jeho výpočtu bylo zapotřebí určit hustotu kondenzátu na výstupu, to je v proudě 4:

$$t_{p4}=94,982\text{ °C a } p_{p4}=12\text{ bar}$$

$$\rho_{p4}=962,415\text{ kg/m}^3$$

Při dané rychlosti (0,8 m/s) byl spočítán průměr připojeného potrubí:

$$D_{pot, teor} = \sqrt{\frac{4 \cdot m_p}{\pi \cdot \rho_{p4} \cdot u_{p,teor}}} \quad (5.2-3)$$

$$D_{pot, teor} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,280}{\pi \cdot 962,415 \cdot 0,8}} = 0,1019\text{ m}$$

Na základě tohoto výpočtu bylo zvoleno potrubí DN100/PN25 s jmenovitou světlostí $D_{pot}=0,1071\text{ m}$ (a tloušťkou stěny 3,6 mm) tak, aby rychlost kondenzátu byla nižší než

zvolená hranice. Pak tomuto průtočnému průřezu odpovídá skutečná rychlost kondenzátu:

$$u_p = \frac{4 \cdot m_p}{\rho_{p4} \cdot D_{pot}^2 \cdot \pi} \quad (5.2-4)$$

$$u_p = \frac{4 \cdot 6,280}{962,415 \cdot 0,1071^2 \cdot \pi} = 0,724 \text{ m/s}$$

Zvolené potrubí splňuje podmínku rychlosti.

5.2.3 Rychlost vody a průměr vstupního/výstupního potrubí

Rychlost vody na vstupu a výstupu z výměníku byla vybrána podle zdroje [1]. Zde byla zvolena hodnota pro dálkové vodní teplovody, u kterých se rychlost vody pohybuje mezi hodnotami 1-3 m/s. Pro výpočet průtočného průřezu z rovnice kontinuity bylo potřeba určit hustotu vody na výstupu i vstupu v letním návrhovém stavu:

$$t_{v1} = 67,998 \text{ °C a } p_{v1} = 16,5 \text{ bar} \rightarrow \rho_{v1} = 979,590 \text{ kg/m}^3$$

$$t_{v4} = 80 \text{ °C a } p_{v4} = 16,5 \text{ bar} \rightarrow \rho_{v4} = 972,494 \text{ kg/m}^3$$

Průtočné množství vody bylo zvoleno maximální dovolené ze zadání ($m_v = 197,222 \text{ kg/s}$). Průměr potrubí byl poté určen pro maximální rychlost $u_{p,teor} = 3 \text{ m/s}$ [1] a v bodě s nejnižší hustotou:

$$D_{pot, teor} = \sqrt{\frac{4 \cdot m_v}{\pi \cdot \rho_{v4} \cdot u_{p, teor}}} \quad (5.2-5)$$

$$D_{pot, teor} = \sqrt{\frac{4 \cdot 197,222}{\pi \cdot 972,494 \cdot 3}} = 0,293 \text{ m}$$

Poté bylo zvoleno potrubí DN300/PN40 o vnitřním průměru $D_{pot} = 0,3079 \text{ m}$ (a tloušťce stěny 8mm). Skutečná rychlost vody na vstupu je poté:

$$u_{v, in} = \frac{4 \cdot m_v}{\rho_{v1} \cdot D_{pot}^2 \cdot \pi} \quad (5.2-6)$$

$$u_{v, in} = \frac{4 \cdot 197,222}{979,590 \cdot 0,3079^2 \cdot \pi} = 2,704 \text{ m/s}$$

a na výstupu:

$$u_{v, out} = \frac{4 \cdot m_v}{\rho_{v4} \cdot D_{pot}^2 \cdot \pi} \quad (5.2-7)$$

$$u_{v, out} = \frac{4 \cdot 197,222}{972,494 \cdot 0,3079^2 \cdot \pi} = 2,724 \text{ m/s}$$

Rychlost vody ve zvoleném potrubí je tedy v rámci přípustných mezí.

5.3 Průtočný průřez vymezený krycí vestavbou

Dále je zkontrolována rychlost páry na vstupu do parního prostoru vymezeném vestavbou kryjící první řady teplosměnných trubek před případným poškozením. Průtočný profil má tvar kruhové úseče a musí být dostatečně veliký, aby nedošlo ke škrcení páry a tím zvýšení její rychlosti nad 20 m/s.

Pro výpočet bylo potřebné určit tyto veličiny z geometrie patrné z Obr. 16:

Poloměr kruhu: $R_{\text{vým}}=0,315 \text{ m}$

Úhel α' : $\alpha'=132^\circ=2,304 \text{ rad}$

Průtočný průřez byl poté vypočten dle vzorce pro výpočet plochy kruhové úseče:

$$S_{\text{vstup}} = \frac{1}{2} \cdot R_{\text{vým}}^2 \left(\frac{\pi \cdot \alpha'}{180^\circ} - \sin \alpha' \right) \quad (5.3-1)$$

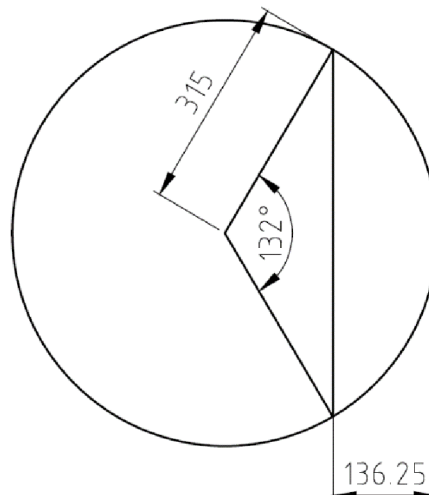
$$S_{\text{vstup}} = \frac{1}{2} \cdot 0,315^2 \left(\frac{\pi \cdot 132}{180^\circ} - \sin (2,304) \right) = 0,07744 \text{ m}^2$$

Rychlost páry v profilu je poté:

$$u_p = \frac{m_p}{\rho_{p1} \cdot S_{\text{vstup}}} \quad (5.3-2)$$

$$u_p = \frac{6,280}{5,198 \cdot 0,07744} = 15,602 \text{ m/s}$$

Při tomto průtočném průřezu dojde k mírnému snížení rychlosti páry, čímž je podmínka splněna.



Obr. 16: Geometrie kruhové úseče

6 Dimenzování tloušťek stěn

V dosavadních výpočtech byly uvažovány teoretické tloušťky stěn pláště a trubek. Tyto zvolené tloušťky byly v této kapitole zkontrolovány podle normy ČSN EN 13445-3 [12]. Tloušťky musí být dostatečné, aby vydržely vnitřní přetlak s vyššími teplotami a s určitými výrobními nepřesnostmi či s korozi.

6.1 Tloušťka stěn teplosměnných trubek

Teplosměnné bezešvé trubky jsou vyrobeny z korozivzdorné oceli 1.4571. Vlastnosti této oceli jsou rozepsány v materiálovém listu v příloze 1. Smluvní mez kluzu této oceli při zvýšené teplotě byla v tomto případě zvolena pro teplotu 250 °C, protože teplota vstupní páry může dosahovat s přehřátím této hodnoty:

$$R_{p0,2,T}=157 \text{ MPa}$$

Další potřebné veličiny pro výpočet:

Vnitřní průměr trubky: $d_{in}=17 \text{ mm}$

Součinitel svarového spoje: $z=1$

Výpočtový tlak vody v trubce: $p=2,6 \text{ MPa}$

Mez pevnosti: $R_m=625 \text{ MPa}$

Dovolené namáhání bylo poté spočteno dle vzorce:

$$f=\min\left(\frac{R_{p0,2,T}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4}\right) \quad (6.1-1)$$

$$f=\min\left(\frac{157}{1,5}; \frac{625}{2,4}\right)=104,667 \text{ MPa}$$

Požadovaná tloušťka stěny teplosměnné trubky poté je:

$$e=\frac{p \cdot d_{in}}{2 \cdot f \cdot z - p} \quad (6.1-2)$$

$$e=\frac{2,6 \cdot 17}{2 \cdot 104,667 \cdot 1 - 2,6}=0,214 \text{ mm}$$

Jelikož je tento materiál korozivzdorný a dané prostředí není korozivní, je přídavek na korozi v tomto případě nulový. Poté je tedy volena tloušťka stěn teplosměnných trubek 1,5 mm větší než požadovaná minimální tloušťka, a je proto vyhovující.

6.2 Tloušťka stěny pláště výměníku – prostor svazku

Plášť výměníku byl navrhnout z nelegované oceli označení P265GH. Vlastnosti tohoto materiálu jsou uvedeny v materiálovém listu v příloze 2. Tloušťka stěny byla zvolena 10 mm. Teplota páry může dosáhnout 250 °C, proto byla zvolena mez kluzu při této teplotě:

$$R_{p0,2,T}=175 \text{ MPa}$$

Další potřebné veličiny pro výpočet:

Vnitřní průměr trubky: $d_{in}=630 \text{ mm}$

Součinitel svarového spoje: $z=1$

Výpočtový tlak vody v trubce: $p=1,5 \text{ MPa}$

Mez pevnosti: $R_m=470$ MPa

Dovolené namáhání bylo poté spočteno dle vzorce:

$$f = \min\left(\frac{R_{p0,2/T}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4}\right) \quad (6.2-1)$$

$$f = \min\left(\frac{175}{1,5}; \frac{470}{2,4}\right) = 116,667 \text{ MPa}$$

Požadovaná tloušťka stěny pláště poté je:

$$e = \frac{p \cdot d_{in}}{2 \cdot f \cdot z - p} \quad (6.2-2)$$

$$e = \frac{1,5 \cdot 630}{2 \cdot 116,667 \cdot 1 - 1,5} = 4,076 \text{ mm}$$

U tohoto materiálu se uvažuje přídavek na tloušťku stěny vlivem koroze 1 mm. Celkově je poté požadovaná tloušťka stěny rovna:

$$e_{celk} = 4,076 + 1 = 5,076 \text{ mm}$$

Zvolená tloušťka pláště výměníku 10 mm je větší než celková požadovaná minimální tloušťka, tudíž je vyhovující.

6.3 Tloušťka stěny pláště výměníku – prostor vodních komor

Tato část pláště výměníku byla navržena obdobně z nelegované oceli označení P265GH s tloušťkou stěny 10 mm. Teplota vody zde může dosáhnout 130 °C, proto byla zvolena mez kluzu při teplotě 150 °C:

$$R_{p0,2,T} = 205 \text{ MPa}$$

Další potřebné veličiny pro výpočet:

Vnitřní průměr trubky: $d_{in} = 630$ mm

Součinitel svarového spoje: $z = 1$

Výpočtový tlak vody v trubce: $p = 2,6$ MPa

Mez pevnosti: $R_m = 470$ MPa

Dovolené namáhání bylo poté spočteno dle vzorce:

$$f = \min\left(\frac{R_{p0,2/T}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4}\right) \quad (6.3-1)$$

$$f = \min\left(\frac{205}{1,5}; \frac{470}{2,4}\right) = 136,667 \text{ MPa}$$

Požadovaná tloušťka stěny teplosměnné trubky poté je:

$$e = \frac{p \cdot d_{in}}{2 \cdot f \cdot z - p} \quad (6.3-2)$$

$$e = \frac{2,6 \cdot 630}{2 \cdot 136,667 \cdot 1 - 2,6} = 6,05 \text{ mm}$$

U tohoto materiálu se uvažuje přídavek na tloušťku stěny vlivem koroze 1 mm. Celkově je poté požadovaná tloušťka stěny rovna:

$$e_{celk} = 6,05 + 1 = 7,05 \text{ mm}$$

Zvolená tloušťka pláště výměníku v prostoru vodních komor 10 mm je větší než požadovaná minimální tloušťka, tudíž je vyhovující.

6.4 Tloušťka trubkovnice

Ve výměníku, tak jak byl navržen, se nachází dvě trubkovnice oddělující parní část výměníku od vodních komor. Obě trubkovnice musí být schopny vydržet napětí vzniklé tlakovým rozdílem parních a vodních prostor a také napětí vzniklé vlastní tíhou médií a trubek, které na ně působí. Z toho plyne, že spodní trubkovnice ve vertikálním výměníku bude více namáhána. Kvůli tomu bude omezení na tloušťku trubkovnice dáno spodní trubkovnicí. Tloušťka trubkovnic byla navržena na 113 mm a v této kapitole bude ověřena tato hodnota pomocí softwaru přímo určenému k tomuto výpočtu, poskytnutém firmou TENZA a.s., pracujícím na bázi výpočtu dle normy ČSN 69 0010 [13].

Namáhání spodní trubkovnice (dále jen trubkovnice), je způsobeno vlastní tíhou teplosměnných trubek, nosných trubek a média parní části výměníku (výpočet je proveden pro maximální zatížení tj. úplné zatopení vodou při teplotě 20 °C), ale také rozdílem tlaků na obou stranách trubkovnice.

Dále následuje určení vstupních hodnot potřebných k výpočtu pomocí daného softwaru, vycházejících z geometrie dané tepelným výpočtem. Zbylé vstupy (zde neuvedené) jsou brány z předcházejících kapitol. Zprávu z výpočtu je možné vidět v příloze 3 této práce.

6.4.1 Vlastní tíha

Jedním ze vstupů byla hmotnost působící na trubkovnici, ta se skládá z hmotnosti vody (m_{vody}) a trubek (m_{trub}):

$$m_{\text{tot}} = m_{\text{trub}} + m_{\text{vody}} \quad (6.4-1)$$

Tuto hmotnost lze vypočítat pomocí již známých hodnot daných přecházejícími výpočty a návrhem:

Délka trubek:	$l_{\text{tr}} = 3,385 \text{ m}$
Počet teplosměnných trubek:	$n_{\text{tr}} = 330 \text{ ks}$
Vnější a vnitřní průměr teplosměnných trubek:	$d_{\text{out/in}} = 0,02/0,017 \text{ m}$
Vnitřní průměr výměníku:	$D_p = 0,63 \text{ m}$
Počet a rozměry nosných trubek byly zvoleny následovně:	
Počet nosných trubek:	$n_{\text{tr,n}} = 4 \text{ ks}$
Vnější a vnitřní průměr nosných trubek:	$d_{\text{out/in}} = 0,04/0,032 \text{ m}$

Hmotnost trubek:

K určení hmotnosti trubek bylo nutné vypočítat hmotnosti obou částí (teplosměnných a nosných trubek):

$$m_{\text{trub}} = (V_{\text{trub,tepl}} + V_{\text{trub,nos}}) \cdot \rho_m \quad (6.4-2)$$

kde úpravou a dosazením do tohoto vzorce získáme rovnici:

$$m_{\text{trub}} = \left\{ \frac{\pi \cdot l_{\text{tr}}}{4} \cdot [n_{\text{tr}} \cdot (d_{\text{out}}^2 - d_{\text{in}}^2) + n_{\text{tr,n}} \cdot (d_{\text{out,n}}^2 - d_{\text{in,n}}^2)] \right\} \cdot \rho_m \quad (6.4-3)$$

$$m_{\text{trub}} = \left\{ \frac{\pi \cdot 3,385}{4} \cdot [330 \cdot (0,02^2 - 0,017^2) + 4 \cdot (0,04^2 - 0,032^2)] \right\} \cdot 8000$$

$$= 0,109 \cdot 8000 = 828 \text{ kg}$$

kde ρ_m je hustota oceli (viz materiálový list v příloze 1) = 8000 kg/m³

Celková hmotnost trubkového svazku s nosnými trubkami je 828 kg.

Hmotnost vody

Pro výpočet hmotnosti vody v parním prostoru bylo potřebné určit jeho využitý objem:

$$V_{\text{vody}} = (V_p - V_{\text{trub}}) \cdot \rho_v \quad (6.4-4)$$

kde V_p je objem parního prostoru a vypočte se:

$$V_p = l_{\text{tr}} \cdot \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \quad (6.4-5)$$

$$V_p = 3,385 \cdot \frac{\pi \cdot 0,63^2}{4} = 1,0552 \text{ m}^3$$

V_{trub} je objem, který zabírají trubky, a byl určen v předchozím výpočtu: $V_{\text{trub}} = 0,109 \text{ m}^3$

ρ_{vody} je hustota vody při teplotě 20 °C a má hodnotu: $\rho_v = 998,662 \text{ kg/m}^3$ (hodnota byla určena pomocí programu X-Steam)

Hmotnost vody je poté dle vzorce (6.4-4):

$$V_{\text{vody}} = (1,0552 - 0,109) \cdot 998,662 = 945 \text{ kg}$$

Celková hmotnost působící na trubkovnici se vypočte podle rovnice (6.4-1):

$$m_{\text{tot}} = 828 + 945 = 1773 \text{ kg}$$

6.4.2 Zkušební tlaky

Dále bylo zapotřebí určit zkušební tlaky pro provedení tlakových zkoušek před provozem. Výpočet byl proveden dle normy ČSN 69 0010 [13].

Parní prostor

Zkušební tlak pro parní prostory byl spočten pomocí následujících materiálových parametrů (P265GH):

Mez kluzu při 250 °C: $R_{p0,2,T} = 175 \text{ MPa}$

Mez pevnosti materiálu: $R_m = 265 \text{ MPa}$

Součinitelé bezpečnosti: $a_{\text{bezp}} = 1,5; b_{\text{bezp}} = 1,1$

Výpočet zkušebního tlaku pro parní prostor byl proveden pro maximální teplotu i tlak, který v této části výměníku může nastat během provozu. Z toho plyne hodnota meze kluzu při 250 °C a tlak $p_{\text{maxp}} = 1,4 \text{ MPa}$:

$$P_{\text{ZP}} = P_{\text{maxp}} \cdot \frac{\frac{R_m}{b_{\text{bezp}}}}{\frac{R_{p0,2,T}}{a_{\text{bezp}}}} = 1,4 \cdot \frac{\frac{265}{1,1}}{\frac{175}{1,5}} = 2,9 \text{ MPa} \quad (6.4-6)$$

Vodní prostor

K výpočtu zkušební tlaku ve vodních prostorech byly také zapotřebí materiálové charakteristiky, kde mez kluzu byla určena pro 250 °C (1.4751), obdobně jako v předcházejícím výpočtu:

Mez kluzu při 250 °C: $R_{p0,2,T}=157 \text{ MPa}$

Mez pevnosti materiálu: $R_m=240 \text{ MPa}$

Součinitelé bezpečnosti: $a_{\text{bezp}}=1,5; b_{\text{bezp}}=1,1$

Výpočet zkušební tlaku pro vodní prostor s maximální hodnotou provozního tlaku $p_{\text{maxv}} = 2,5 \text{ MPa}$:

$$P_{ZV}=P_{\text{maxv}} \cdot \frac{\frac{R_m}{b_{\text{bezp}}}}{\frac{R_{p0,2,T}}{a_{\text{bezp}}}} = 2,5 \cdot \frac{\frac{240}{1,1}}{\frac{157}{1,5}} = 5,2 \text{ MPa} \quad (6.4-7)$$

6.4.3 Síla působící pro udržení zkušební přetlaku

Dále bylo zapotřebí určit síly vznikající na trubkovnici a přírubě, kde hlavní silou je síla působící pro udržení zkušební přetlaku F_{PZ} . Ta se vypočte dle vzorce:

$$F_{PZ} = \frac{p_Z}{p} \cdot (F_1 \cdot \alpha + F_2) \quad (6.4-8)$$

kde $\frac{p_Z}{p}$ je poměr provozního a zkušební tlaku (kde byla vzata střední hodnota) = 2,075, byla použita hodnota = 1, doporučená softwarem

F_1 je síla od přetlaku [N]

F_2 je síla potřebná k udržení těsnosti [N]

α je součinitel tuhosti přírubového spoje = 1,156 (ze zdroje [13])

Síla od přetlaku se určí dle vzorce:

$$F_1 = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot p = \frac{\pi}{4} \cdot 960^2 \cdot 1,4 = 1\,013\,000 \text{ N} \quad (6.4-9)$$

kde D_1 je vnější průměr příruby = 960 mm

Byla zvolena příruba PN25/DN700 podle normy ČSN EN 1092-1 [11] o daném vnějším průměru.

Síla potřebná pro udržení těsnosti se poté určí:

$$F_2 = 2 \cdot \pi \cdot D_t \cdot b_v \cdot m \cdot p = 2 \cdot \pi \cdot 685 \cdot 62,5 \cdot 2,5 \cdot 1,4 = 941\,000 \text{ N} \quad (6.4-10)$$

kde D_t je výpočtový průměr těsnění = 685 mm

b_v je výpočtová šířka těsnění = 62,5 mm

m je součinitel těsnění = 2,5 (ze zdroje [13])

Těsnění bylo zvoleno z normy ČSN 13 1550 [10], kde bylo vybráno těsnění PN40/DN600 o daných parametrech.

Po dosazení do vzorce (6.4-8) se určí požadovaná síla:

$$F_{PZ} = \frac{p_Z}{p} \cdot (F_1 \cdot \alpha + F_2) = 1 \cdot (1\,013\,000 \cdot 1,156 + 941\,000) = 2\,112\,000 \text{ N}$$

Dalším vstupem je pak utahovací síla:

$$F_u = \pi \cdot D_t \cdot b_v \cdot q_t = \pi \cdot 685 \cdot 62,5 \cdot 30 = 4\,035\,000 \text{ N} \quad (6.4-11)$$

kde q_t je měrný tlak na těsnění potřebný k utěsnění při montáži = 30 MPa (ze zdroje [13])

Posledním vypočteným vstupem je montážní síla F_M , která se rovná síle pro udržení zkušebního přetlaku, pokud je splněna podmínka: $F_{PZ} \geq F_u$

Zde je potřeba vzít hodnotu F_{PZ} s reálnými tlaky, kde $\frac{p_z}{p} = 2,075$. Hodnota F_{PZ} je poté:

$$F_{PZ} = \frac{p_z}{p} \cdot (F_1 \cdot \alpha + F_2) = 2,075 \cdot (1013000 \cdot 1,156 + 941000) = 4\,382\,000 \text{ N}$$

podmínka je poté $4\,382\,000 \text{ N} \geq 4\,035\,000 \text{ N}$ splněna a tudíž se síly F_{PZ} a F_M rovnají.

6.4.4 Výsledek výpočtu

Jak bylo uvedeno na začátku, výpočet odpovídá normě ČSN 69 0010 [13] část 4.13. Cílem byla kontrola navržené tloušťky trubkovnice. Výsledkem je vyhodnocení, zda daná tloušťka vyhovuje zadaným parametrům:

- kontrola provedené tloušťky trubkovnice v otrubkovaném poli: VYHOVUJE
- kontrola provedené tloušťky trubkovnice v nebezpečném průřezu: VYHOVUJE
- kontrola trubky v trubkovnici: VYHOVUJE
- kontrola pláště: VYHOVUJE

Z výše uvedených výsledků vyplývá, že navržená trubkovnice splňuje veškeré podmínky a je tedy v pořádku. Maximální využití tloušťky trubkovnice je 98,3 %, z čehož vyplývá, že trubkovnice není ani zbytečně naddimenzovaná.

6.5 Teplotní dilatace

Výpočtem teplotní dilatace se určí délka, o kterou se výměník natáhne během provozu a musí být absorbována kompenzátorem. Tato délka se spočte pomocí jednoduchého fyzikálního zákona, kde je prodloužení přímo úměrné počáteční délce a teplotní diferencí:

$$\Delta l = l_1 \cdot \alpha \cdot (t^{\max} - 20) \quad (6.5-1)$$

kde l_1 je délka v počátečním stavu = 3385 mm

t^{\max} je maximální teplota za provozu (250 °C)

α je součinitel teplotní roztažnosti [K^{-1}]

Pro výpočet bylo potřebné určit, který materiál má vyšší hodnotu součinitele tepelné roztažnosti. Pro materiál trubek (1.4571) je hodnota součinitele rovna $16,5 \cdot 10^{-6} K^{-1}$ (hodnota uvedena v materiálovém listu v příloze 1) a pro materiál pláště (P265GH) je rovna $10 \cdot 10^{-6} K^{-1}$ [15]. Tudíž bude brána hodnota pro materiál trubek a $\alpha = 16,5 \cdot 10^{-6} K^{-1}$. Hodnota teplotní dilatace je poté:

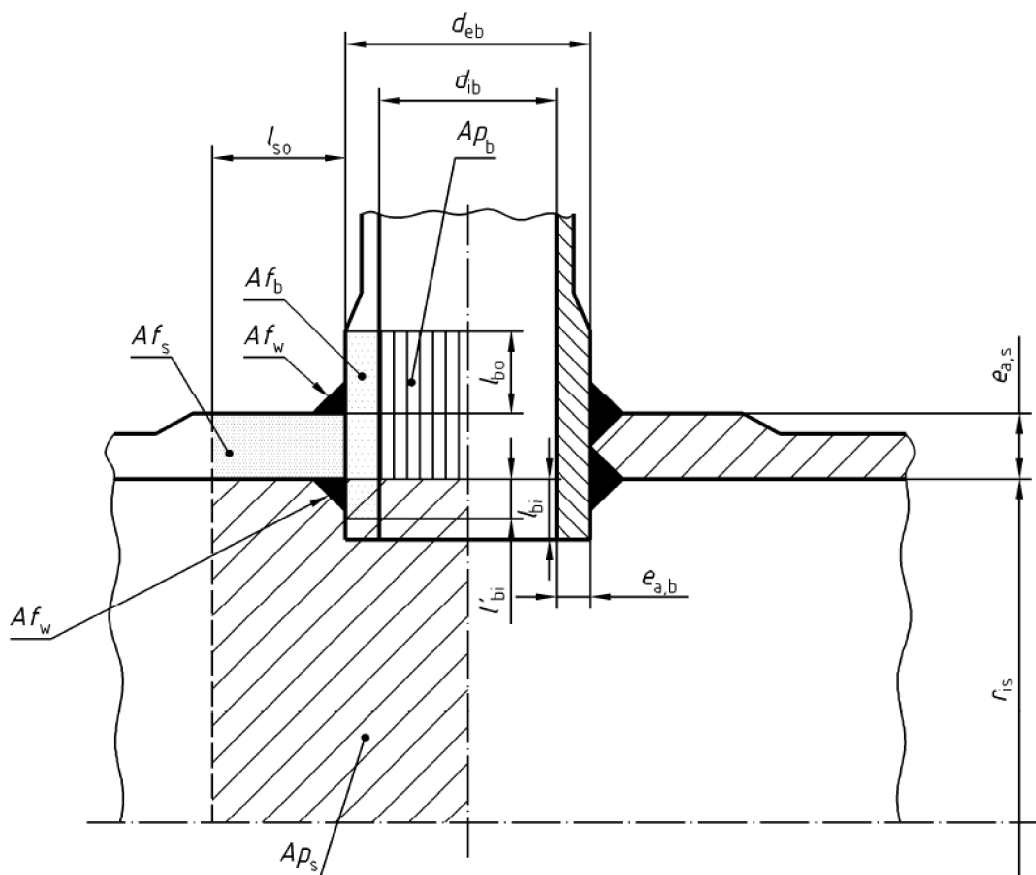
$$\Delta l = 3385 \cdot 16 \cdot 10^{-6} \cdot (250 - 20) = 12,457 \text{ mm}$$

6.6 Vyztužení pláště

Dále bylo nutné navrhnout vyztužení pláště v místech velkých zásahů, kde zvolená tloušťka 10 mm není dostačující, a určit novou tloušťku stěn v daném prostoru. Jedná se o místa připojení hrdel oběhové vody a hrdla páry. Provedení vyztužení bylo vybráno jako zesílení stěn pláště.

6.6.1 Vodní hrdla

V oblasti vodních komor bylo navrženo potrubí pro vstup a výstup ohříváné vody o rozměru DN 300. Průměr tohoto potrubí je téměř poloviční průměru výměníku, a plášť o tloušťce 10 mm nemusí být dostačující z pevnostního hlediska. Proto bylo nutné přepočítat a případně navrhnout zesílení stěny pláště výměníku tak, aby plášť vydržel napětí vzniklé dírou a hrdlem v místě připojení potrubí. Výpočet zesílení je proveden dle normy ČSN EN 13445-3[12]. Značení ve výpočtu odpovídá Obr. 17.



Obr. 17: Značení při výpočtu vyztužení v okolí vodního hrdla [12]

Výpočet byl nejprve proveden s počátečními hodnotami:

$$e_{c,s}=10 \text{ mm}; e_{c,b}=8 \text{ mm}; r_{is}=315 \text{ mm}; P=2,6 \text{ MPa}; r_{ib}=153,95 \text{ mm}; r_{eb}=161,95 \text{ mm}$$

$$e_{a,s}=10 \text{ mm}; f_s=f_b=137,667 \text{ MPa}$$

Maximální vyztužující délka skořepiny:

$$l_{so} = \sqrt{((2r_{is} - 2 \cdot e_{a,s}) + e_{c,s}) \cdot e_{c,s}} \quad (6.6-1)$$

$$l_{so} = \sqrt{((2 \cdot 315 - 2 \cdot 10) + 10) \cdot 10} = 78,740 \text{ mm}$$

Nosná plocha příčného průřezu pláště (skořepiny):

$$A_{fs} = e_{c,s} \cdot l_{so} \quad (6.6-2)$$

$$A_{fs} = 10 \cdot 78,740 = 787,401 \text{ mm}^2$$

Plocha příčného průřezu koutového svaru mezi hrdlem a skořepinou (přibližná hodnota dána z geometrie výkresu):

$$A_{fs} = \frac{(11 \cdot 5)}{2} = 27,5 \text{ mm}^2$$

Maximální vyztužující délka vnější části hrdla:

$$l_{bo} = \sqrt{(2r_{ib} + e_{c,b}) \cdot e_{c,b}} \quad (6.6-3)$$

$$l_{bo} = \sqrt{(2 \cdot 153,95 + 8) \cdot 8} = 50,271 \text{ mm}$$

Efektivní vyztužující délka vnitřní části hrdla:

$$l'_{bi} = 0,5 \cdot l_{bo} \quad (6.6-4)$$

$$l'_{bi} = 0,5 \cdot 50,271 = 25,136 \text{ mm}$$

Nosná plocha příčného průřezu pláště (hrdlo):

$$A_{fb} = e_{c,b} \cdot (l_{bo} + l'_{bi} + e_{c,s}) \quad (6.6-5)$$

$$A_{fb} = 8 \cdot (50,271 + 25,136 + 10) = 683,255 \text{ mm}^2$$

Plocha zatížená tlakem – skořepina:

$$A_{ps} = r_{is} \cdot (l_{so} + r_{eb}) \quad (6.6-6)$$

$$A_{ps} = 315 \cdot (78,740 + 161,95) = 75817,375 \text{ mm}^2$$

Plocha zatížená tlakem – hrdlo:

$$A_{pb} = r_{ib} \cdot (l_{bo} + e_{c,s}) \quad (6.6-7)$$

$$A_{pb} = 153,95 \cdot (50,271 + 10) = 9278,761 \text{ mm}^2$$

Poté musí být splněna podmínka:

$$(A_{fs} + A_{fw}) \cdot (f_s - 0,5 \cdot P) + A_{fb} \cdot (f_{ob} - 0,5 \cdot P) \geq P \cdot (A_{ps} + A_{pb}) \quad (6.6-8)$$

$$(27,5 + 137,667) \cdot (137,667 - 0,5 \cdot 2,6) + 683,255 \cdot (137,667 - 0,5 \cdot 2,6) \geq 2,6 \cdot (75817,375 + 9278,761)$$

$$204299,033 < 212740,340$$

Tato podmínka nebyla splněna pro zvolenou tloušťku stěny 10 mm. Následovně je provedena řada výpočtů s rostoucí tloušťkou stěny pláště, kde je tloušťka 12 mm minimální vyhovující. Z technologického hlediska je toto zesílení příliš malé, proto bude dle doporučení zvoleno zesílení o 4 mm z původních 10 mm na hodnotu tloušťky stěny 14 mm. Výsledky poté jsou:

$$l_{so} = 93,467 \text{ mm}$$

$$A_{fs} = 1308,532 \text{ mm}^2$$

$$A_{fs} = 27,5 \text{ mm}^2$$

$$l_{bo} = 50,271 \text{ mm}$$

$$A_{fb} = 715,255 \text{ mm}^2$$

$$A_{ps} = 80456,220 \text{ mm}^2$$

$$A_{pb} = 9894,5611 \text{ mm}^2$$

Poté musí být splněna podmínka:

$$(A_{fs} + A_{fw}) \cdot (f_s - 0,5 \cdot P) + A_{fb} \cdot (f_{ob} - 0,5 \cdot P) \geq P \cdot (A_{ps} + A_{pb}) \quad (6.6-9)$$

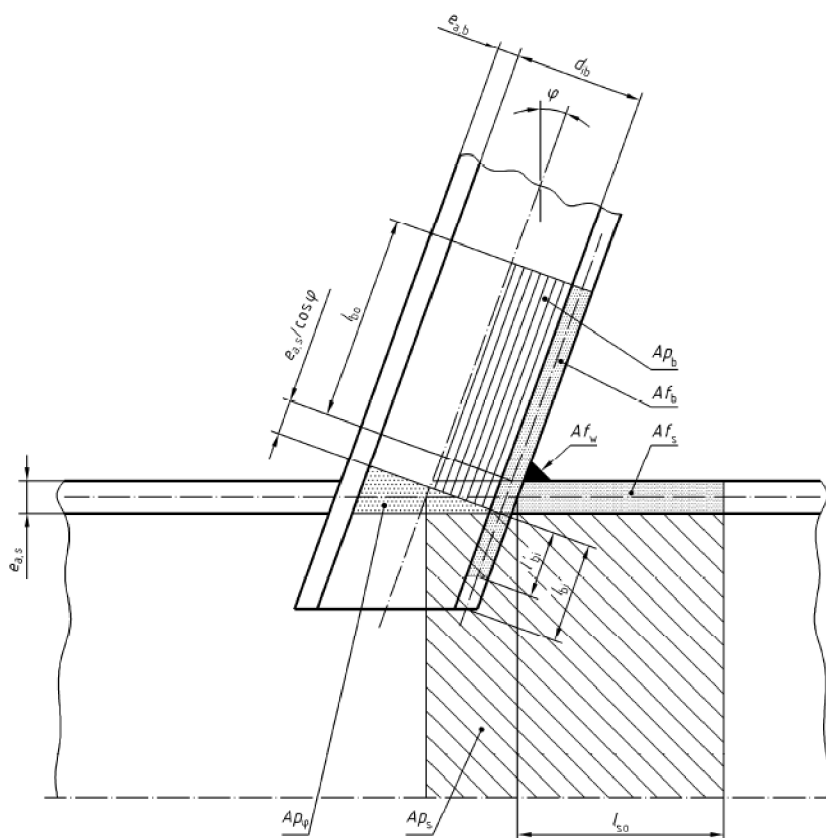
$$(1308,532 + 27,5) \cdot (137,667 - 0,5 \cdot 2,6) + 715,255 \cdot (137,667 - 0,5 \cdot 2,6) \geq 2,6 \cdot (80456,220 + 9894,5611)$$

$$279727,878 \geq 264912,031$$

Při této tloušťce stěny pláště je podmínka splněna. Stěna v okolí vstupního a výstupního hrdla ohříváné vody je zesílena o 4 mm na hodnotu tloušťky stěny pláště 14 mm.

6.6.2 Přívod páry

Na vstupu páry je situace obdobná jako u vodního potrubí. K výměníku je zde připojeno potrubí DN300 viz Obr. 18, tudíž je zde také nutné provést kontrolu vyztužení.



Obr. 18: Značení při výpočtu vyztužení v okolí parního hrdla [12]

Výpočet je obdobný tomu z předcházející kapitoly, liší se pouze v tom, že je zde brán v úvahu i úhel, pod kterým je potrubí připojeno k výměníku. Potom musí splňovat podmínku výpočtu, že je úhel φ (10°) $\leq \arcsin(1-\delta)$, kde δ se vypočte podle:

$$\delta = \frac{2 \cdot r_{eb}}{2 \cdot (r_{is} + 0,5 \cdot e_{a,s})} \quad (6.6-10)$$

$$\delta = \frac{2 \cdot 161,95}{2 \cdot (315 + 0,5 \cdot 10)} = 0,506$$

Podmínka je poté:

$$\varphi \leq \arcsin(1-\delta) \quad (6.6-11)$$

$$10 \leq \arcsin(1-0,506)$$

$$10 \leq 29,598$$

Podmínka je tedy splněna. Výpočet pokračuje určením ploch, kde je navíc plocha daná šikmostí potrubí.

Výpočet byl poté nejprve proveden s počátečními hodnotami:

$$e_{c,s}=10 \text{ mm}; e_{c,b}=8 \text{ mm}; r_{is}=315 \text{ mm}; P=1,5 \text{ MPa}; r_{ib}=153,95 \text{ mm}; r_{eb}=161,95 \text{ mm}$$

$$e_{a,s}=10 \text{ mm}; f_s=f_b=137,667 \text{ MPa}$$

Maximální vyztužující délka skořepiny:

$$l_{so} = \sqrt{((2r_{is}-2 \cdot e_{a,s})+e_{c,s}) \cdot e_{c,s}} \quad (6.6-12)$$

$$l_{so} = \sqrt{((2 \cdot 315 - 2 \cdot 10) + 10) \cdot 10} = 78,740 \text{ mm}$$

Nosná plocha příčného průřezu pláště (skořepiny):

$$A_{fs} = e_{c,s} \cdot l_{so} \quad (6.6-13)$$

$$A_{fs} = 10 \cdot 78,740 = 787,401 \text{ mm}^2$$

Plocha příčného průřezu koutového svaru mezi hrdlem a skořepinou (přibližná hodnota dána z geometrie výkresu):

$$A_{fs} = \frac{(11 \cdot 5)}{2} = 27,5 \text{ mm}^2$$

Maximální vyztužující délka vnější části hrdla:

$$l_{bo} = \sqrt{(2r_{ib} + e_{c,b}) \cdot e_{c,b}} \quad (6.6-14)$$

$$l_{bo} = \sqrt{(2 \cdot 153,95 + 8) \cdot 8} = 50,271 \text{ mm}$$

Efektivní vyztužující délka vnitřní části hrdla:

$$l'_{bi} = 0,5 \cdot l_{bo} \quad (6.6-15)$$

$$l'_{bi} = 0,5 \cdot 50,271 = 25,136 \text{ mm}$$

Nosná plocha příčného průřezu pláště (hrdlo):

$$A_{fb} = e_{c,b} \cdot (l_{bo} + l'_{bi} + e_{c,s}) \quad (6.6-16)$$

$$A_{fb} = 8 \cdot (50,271 + 25,136 + 10) = 683,255 \text{ mm}^2$$

Vzdálenost a:

$$a = 0,5 \cdot \frac{2 \cdot r_{eb}}{\cos \varphi} \quad (6.6-17)$$

$$a = 0,5 \cdot \frac{2 \cdot 161,95}{\cos 10^\circ} = 164,448 \text{ mm}$$

Plocha zatížená tlakem – skořepina:

$$A_{ps} = r_{is} \cdot (l_{so} + a) \quad (6.6-18)$$

$$A_{ps} = 315 \cdot (78,740 + 164,448) = 76604,352 \text{ mm}^2$$

Plocha zatížená tlakem – hrdlo:

$$A_{pb} = r_{ib} \cdot (l_{bo} + e_{c,s}) \quad (6.6-19)$$

$$A_{pb} = 153,95 \cdot (50,271 + 10) = 9278,761 \text{ mm}^2$$

Přídavná plocha v důsledku šikmosti hrdla:

$$A_{p\varphi} = \frac{(2 \cdot r_{ib})^2}{2} \cdot \tan \varphi \quad (6.6-20)$$

$$A_{p\varphi} = \frac{(2 \cdot 153,95)^2}{2} \cdot \tan 10^\circ = 8358,111 \text{ mm}^2$$

Poté musí být splněna podmínka:

$$(A_{fs} + A_{fw}) \cdot (f_s - 0,5 \cdot P) + A_{fb} \cdot (f_{ob} - 0,5 \cdot P) \geq P \cdot (A_{ps} + A_{pb} + 0,5 \cdot A_{p\varphi}) \quad (6.6-21)$$

$$(78,740 + 27,5) \cdot (137,667 - 0,5 \cdot 2,6) + 683,255 \cdot (137,667 - 0,5 \cdot 2,6) \geq$$

$$\geq 2,6 \cdot (76604,352 + 9278,761 + 0,5 \cdot 8358,111)$$

$$205123,019 < 234161,638$$

Tato podmínka opět nebyla splněna pro tloušťku stěny 10 mm. Následně je provedena řada výpočtů s rostoucí tloušťkou stěny pláště, kde tloušťka 12 mm je minimální vyhovující. Opět je zde jako minimální zesílení bráno 4 mm dle doporučení. Výsledky poté s tloušťkou 14 mm jsou:

$$l_{so} = 93,467 \text{ mm}$$

$$A_{fs} = 1308,532 \text{ mm}^2$$

$$A_{fw} = 27,5 \text{ mm}^2$$

$$l_{bo} = 50,271 \text{ mm}$$

$$A_{fb} = 715,255 \text{ mm}^2$$

$$A_{ps} = 81,243,197 \text{ mm}^2$$

$$A_{pb} = 9894,5611 \text{ mm}^2$$

$$A_{p\varphi} = 8358,111 \text{ mm}^2$$

Poté musí být splněna podmínka:

$$(A_{fs} + A_{fw}) \cdot (f_s - 0,5 \cdot P) + A_{fb} \cdot (f_{ob} - 0,5 \cdot P) \geq P \cdot (A_{ps} + A_{pb} + 0,5 \cdot A_{p\varphi}) \quad (6.6-22)$$

$$(1308,532 + 27,5) \cdot (137,667 - 0,5 \cdot 2,6) + 715,255 \cdot (137,667 - 0,5 \cdot 2,6) \geq$$

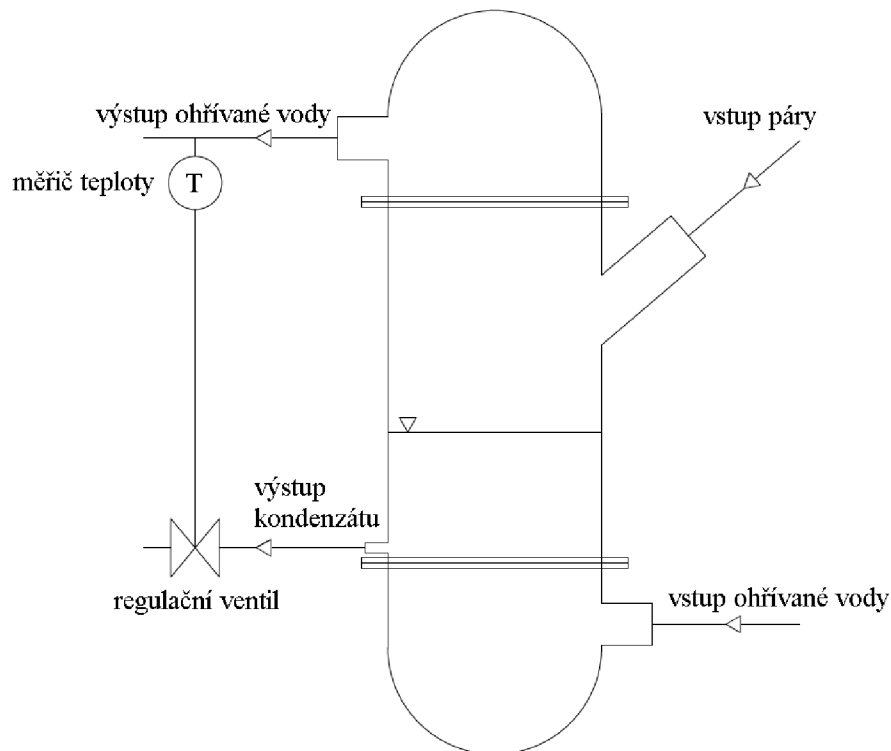
$$\geq 2,6 \cdot (81243,197 + 9894,5611 + 0,5 \cdot 8358,111)$$

$$280856,086 \geq 247823,716$$

Při této tloušťce stěny pláště je podmínka splněna. Stěna v okolí vstupního hrdla páry je zesílena o 4 mm.

7 Regulace výměníku

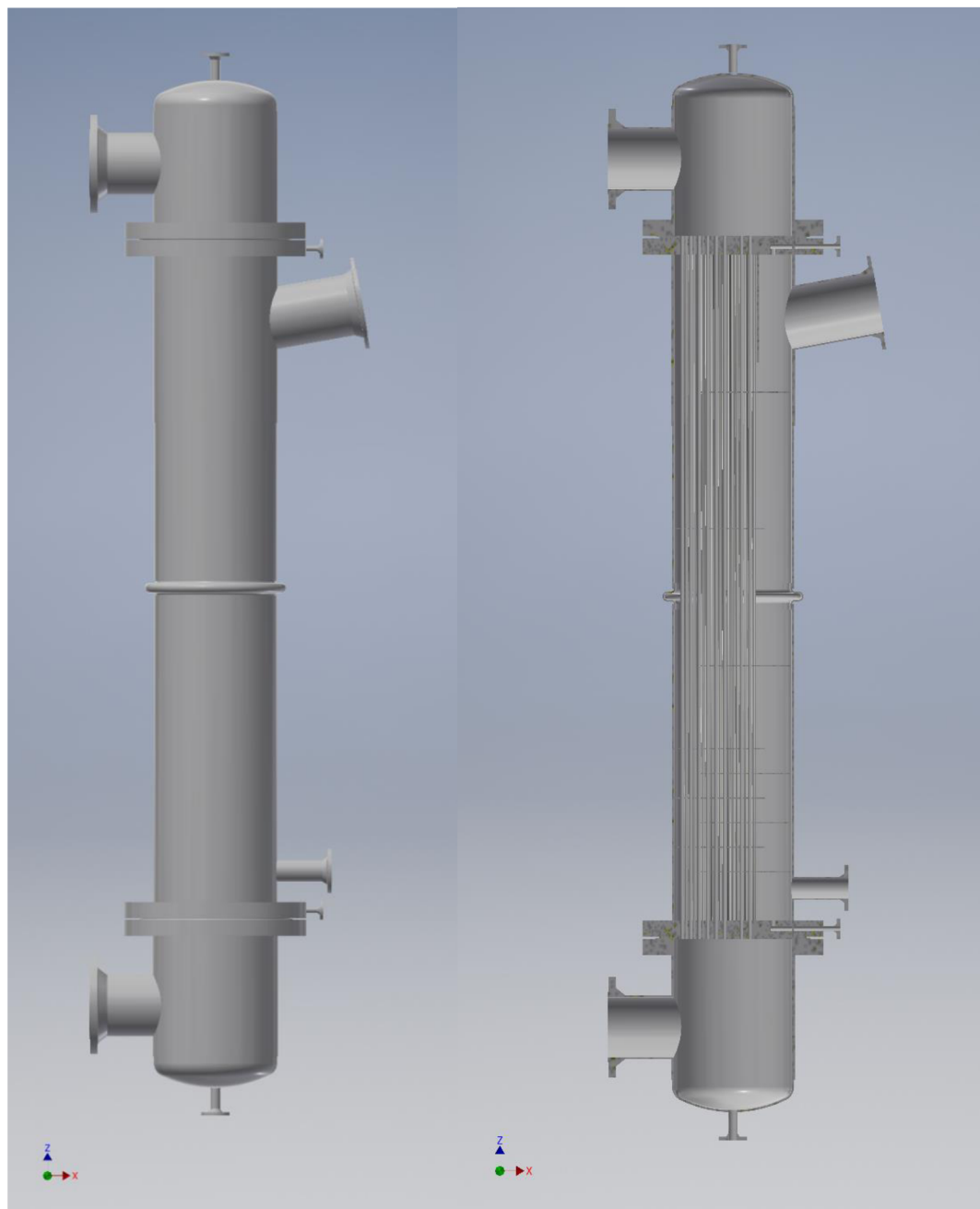
Ze zadání v údajovém listu jsou dány způsoby regulace výkonu. Na primární straně se provádí zaplavováním kondenzátem a na sekundární straně změnou výstupní teploty a průtoku. Regulace na sekundární straně zahrnuje snímání teploty a průtoku na vstupu i výstupu, z čehož se vypočítá výkon výměníku. Podle potřeby je možné nastavit průtok vody, který udá ohřátí vody, protože průtočné množství udává i rychlost vody v trubkách, a tím i dobu, po jakou se v nich voda zdrží. Čím pomalejší je proudění, tím déle voda setrvává ve výměníku a více se ohřeje. Kdežto při regulaci na primární straně se definuje výstupní teplota ohříváné vody podle množství protékajícího kondenzátu na výstupu z výměníku. Tímto způsobem je také možno regulovat hladinu kondenzátu ve výměníku, pokud se průtok na výstupu nerovná průtoku páry na vstupu. Tím může dojít k extrémním stavům, kdy při minimálním výkonu může hladina kondenzátu dosáhnout takové výšky, při které by došlo k uzavření parního prostoru mezi hrdlem parního vstupu a trubkovnicí, což by mohlo mít za následek destrukci celého zařízení. Tomu je potřeba předejít, a proto se zde dává i čidlo hladiny, kdy při jeho sepnutí musí dojít k otevření regulačního ventilu na kondenzátu a poté jeho opětovnému vrácení do provozní polohy. Základní schéma regulace primární strany je možné vidět na obrázku níže.



Obr. 19: Schéma regulace primární strany zaplavováním

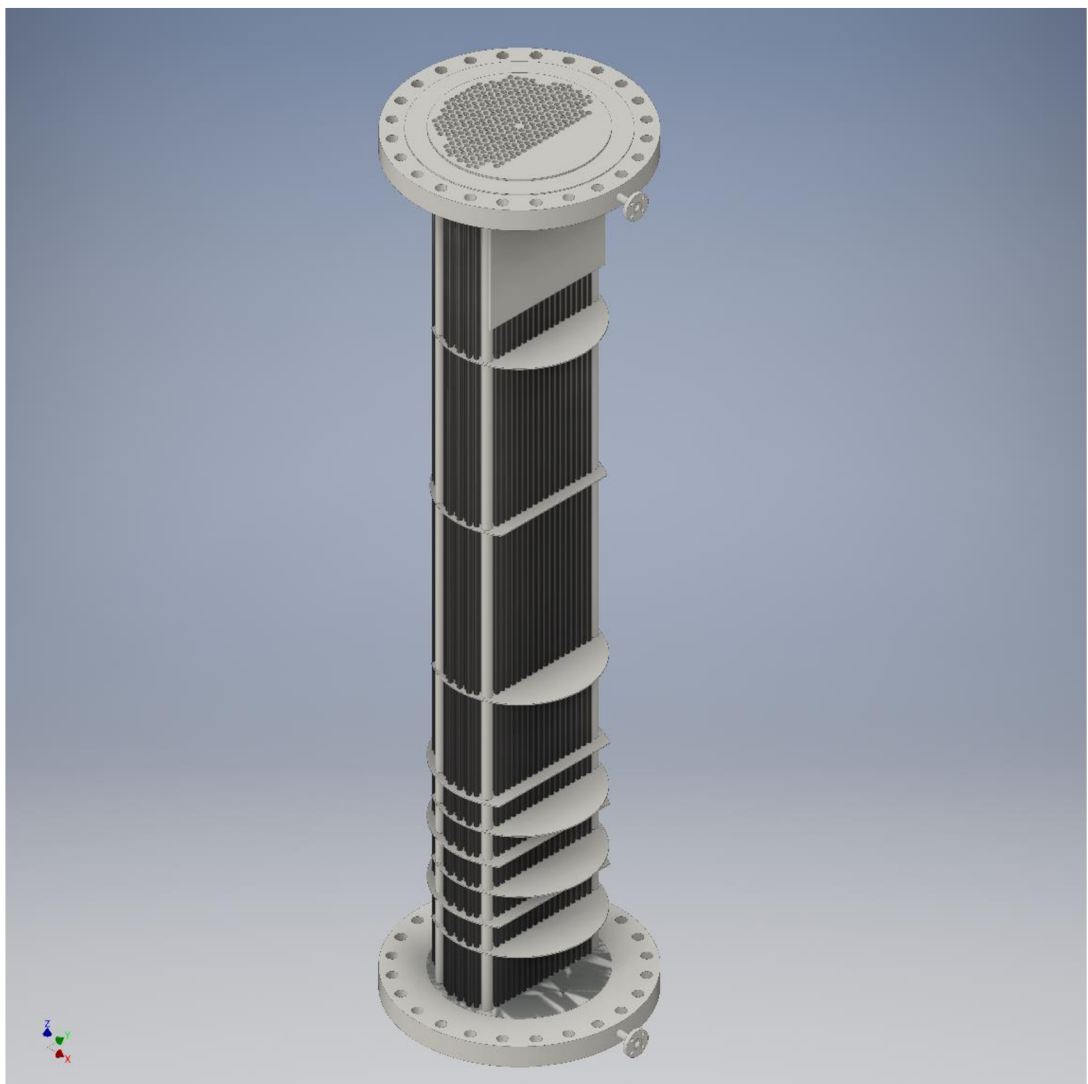
8 Konstrukční provedení výměníku

Podle zadání byl výměník navrhnout jako vertikální. Na primární straně výměníku vstupuje pára, která v mezitrubkovém prostoru kondenzuje. Kondenzát je následně vychlazen v podchlazovací kondenzátu (prostor s menšími roztečemi přepážek k usměrnění proudění kondenzátu) a z výměníku tak vychází podchlazený kondenzát o teplotě dané zadáním. Na sekundární straně proudí oběhová voda, která teplo přejímá. Studená voda vstupuje do výměníku ve spodní vodní komoře, poté projde trubkami a ohřátá vychází z horní vodní komory. Podle parametrů získaných z tepelného a hydraulického výpočtu byl výměník následně vymodelován pomocí softwaru Autodesk Inventor 2016, kde celkovou konstrukci je možné vidět na Obr. 20:



Obr. 20: Model navrhnutého výměníku

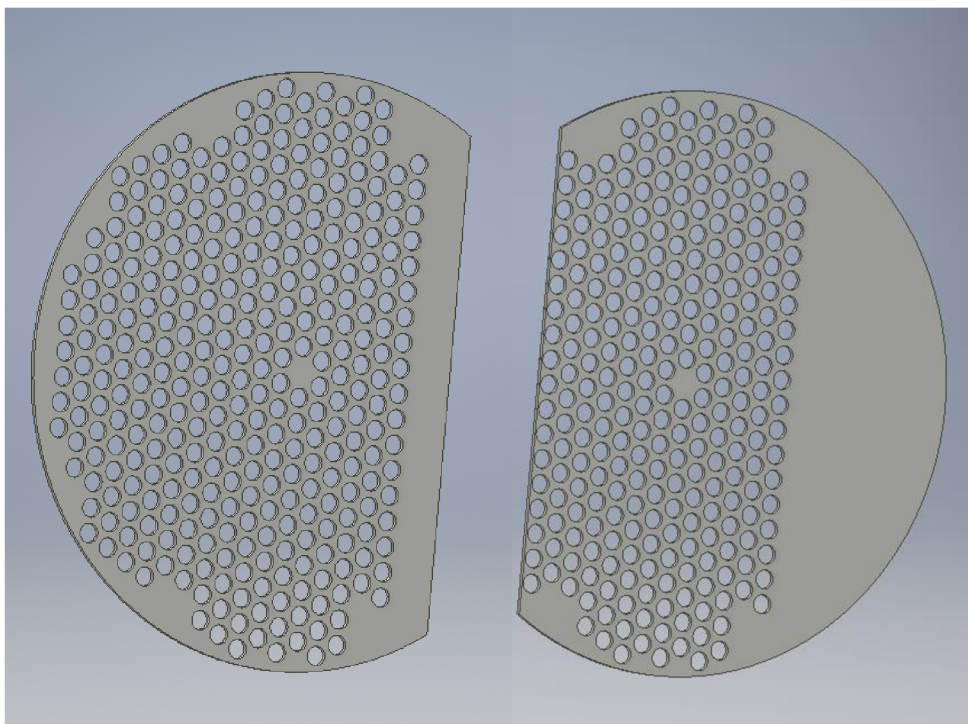
Na Obr. 20 je také možné vidět uspořádání veškerého potrubí připojeného k výměníku a jejich příruby (dle zadání typu 11). K vodním komorám je připojeno potrubí PN40/DN300, které slouží pro přívod a odvod oběhové vody, a dvě příruby PN40/DN40, které plní funkci odvodnění/odvzdušnění vodních prostor. Hlavní příruby vodních komor mají rozměr DN300, což je dáno požadavkem průtoku v maximálním stavu, kdy je průtok několikanásobně vyšší než ve jmenovitém stavu. Do prostoru pláště je přivedeno parní potrubí pod úhlem 10° tak, aby při regulaci zaplavitím nedošlo k úniku vody (kondenzátu) dále do potrubí. Na tomto potrubí byla zvolena příruba PN25/DN300. Na potrubí sloužící pro odvod kondenzátu byla zvolena příruba PN25/DN100. Odvodnění a odvzdušnění parních prostor bylo provedeno skrze trubkovnici a přírubu, jak je patné na obrázku Obr. 21. Pro tento účel bylo zvoleno potrubí s přírubou PN40/DN20. Dále je na obrázku znázorněn kompenzátor tepelné roztažnosti, který byl vybrán v jednovlnovém provedení s výpočtovým vnějším průměrem 700 mm a vnitřním 630 mm a s šířkou vlny 75 mm. Jako dna byla vybrána klenutá dna o rozměrech 650 x 10 mm dle normy DIN 28011.



Obr. 21: Trubkový svazek

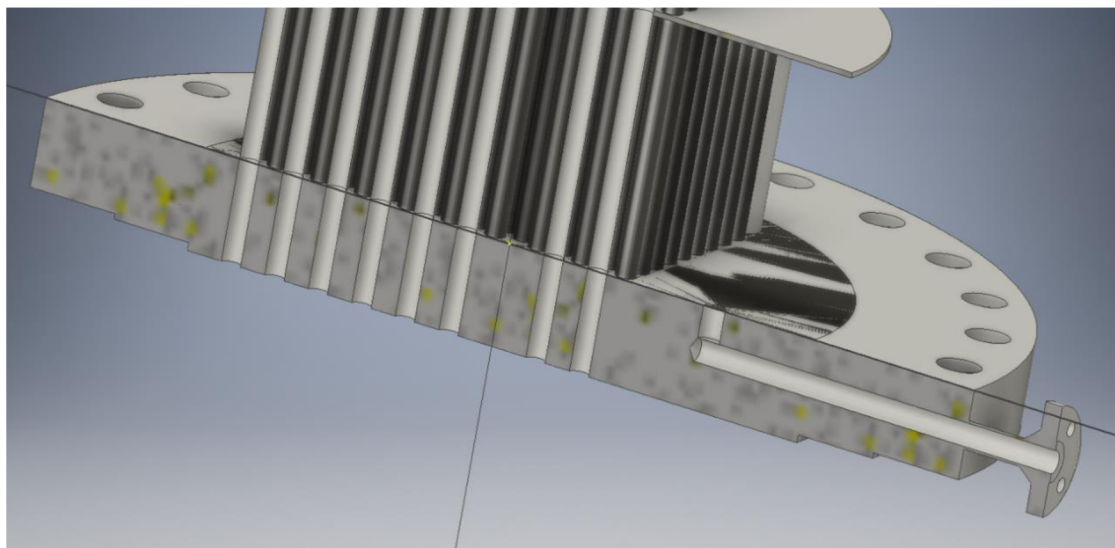
Na Obr. 21 je možné vidět trubkový svazek s trubkovnicemi a vestavbami. Výměník byl navrhnout se dvěma trubkovnicemi. Trubkovnice jsou vyrobeny z jednoho kusu s přírubami. Trubkovnice byla navržena o tloušťce 113 mm, což znamená, že je o 28 mm tlustší než připojovací příruba. Dále je zde možné vidět krycí vestavbu a 5 mm tlusté přepážky (Obr. 22),

které v kondenzační části plní funkci podpěrnou pro teplosměnné trubky (s roztečí 700 mm) a v podchlazovací části také usměrňují proud kondenzátu (zde je rozteč menší, a to 126 mm). Přepážky jsou připevněny k nosným trubkám o rozměrech 40 x 4 mm (dle normy ČSN EN 10 305-1[14]), které jsou vsazeny 20 mm do spodní trubkovnice, ke které jsou také přivařeny.

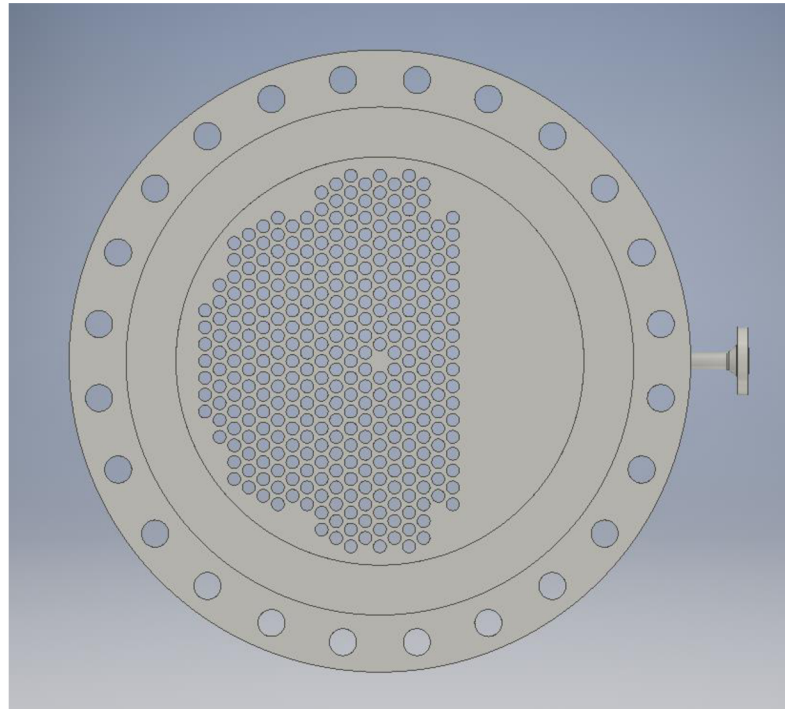


Obr. 22: Přepážky

Na Obr. 23 je možné vidět provedení odvodnění parní části výměníku, to je přímo zabudované v trubkovnici výměníku. Odvzdušnění parních prostor je provedeno obdobně v horní přírubě.



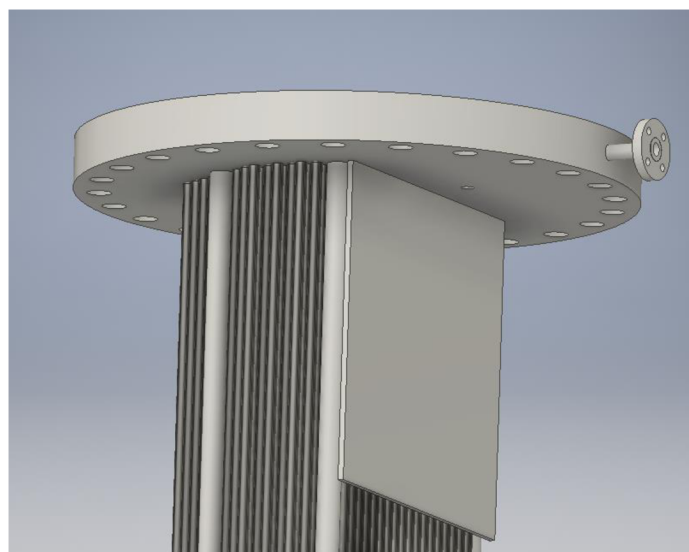
Obr. 23: Řez trubkovnicí - odvodnění



Obr. 24: Rozložení teplosměnných trubek

Na Obr. 24 je možné vidět rozložení teplosměnných trubek. Jejich uspořádání bylo zvoleno tak, aby bylo symetrické. Ve výměníku se nachází 330 kusů teplosměnných trubek zaválcovaných do trubkovnic, které byly vybrány dle normy ČSN EN 10 305-1 [14] a mají rozměry 20 x 1,5 mm. Je zde také patrné, že bylo vybráno vystřídané uspořádání trubek, kde trubky leží ve vrcholech rovnostranných trojúhelníků o délce strany 26 mm. Tato rozteč byla určena z normy ČSN 69 6810 [8].

Na Obr. 25 je možné vidět krycí vestavbu, chránící první řady trubek. Pokud by se v páře vyskytly kapky vody, mohlo by dojít k poškození povrchu trubek abrazí. Proto jsou trubky kryty ocelovou vestavbou. Ta je přivařena k horní trubkovnici a má tloušťku 10 mm.



Obr. 25: Krycí vestavba

Závěr

Tato práce měla za cíl navrhnout vertikální ohřívač topné vody. Byl proveden tepelný výpočet, k určení potřebné teplosměnné plochy, hydraulický výpočet, pro určení tlakové ztráty na straně vody a dimenzování vstupních a výstupních potrubí, a pevnostní výpočet, kde byly počítány tloušťky stěn pláště, vodních komor, teplosměnných trubek a další. Ze všech těchto výpočtů byla získána data potřebná pro projekční návrh požadovaného výměníku. Poté byl zpracován model pomocí modelovacího softwaru Autodesk Inventor a následně samotný výkres výměníku, který je uveden v příloze 4.

V první výpočtové části této práce byl proveden tepelný výpočet výměníku podle zadání v údajovém listu (tab. 1) k určení základního návrhového stavu, definujícího geometrické parametry výměníku. Zadání, tak jak bylo sestaveno v údajovém listu, bylo buď potřeba doplnit (minimální stav) nebo kvůli přeurčení přepočítat (jmenovitý zimní, letní i maximální stav), tak jak bylo uvedeno v kapitole 4. Výsledkem této části jsou vypočtené teplosměnné plochy a tepelné výkony předané ve výměníku v jednotlivých návrhových stavech. Z výsledků uvedených v tab. 2 lze vidět růst tepelného výkonu přeneseného ve výměníku s teplosměnnou plochou, tudíž byl vybrán jako základní návrhový stav maximální. Geometrické parametry výměníku jsou poté definovány právě tímto stavem:

- Teplosměnná plocha výměníku:	70,138 m ²
- Délka teplosměnných trubek:	3,385 m
- Rozměry teplosměnných trubek:	20x1,5 mm
- Počet teplosměnných trubek:	330 ks
- Uspořádání trubek:	vystřídání
- Rozteč teplosměnných trubek:	26 mm
- Úhel uspořádání teplosměnných trubek:	22,5 mm
- Vnitřní průměr výměníku:	630 mm
- Rozteč přepážek kondenzátor/podchlazovač:	700 / 126 mm

Dalším postupem byl tepelný výpočet zbyvajících provozních stavů (jmenovitý zimní, letní a minimální) při již dané geometrii. V těchto stavech je zapotřebí menší teplosměnná plocha, což se ve výměníku projeví dřívější úplnou kondenzací, čímž je část původně kondenzační plochy využita již pro podchlazování kondenzátu. Cílem tohoto tepelného výpočtu bylo určení tepelných pochodů a ověření funkčnosti pro zadané parametry. Byly určeny teploty médií a tepelné výkony v jednotlivých částech výměníku a teplosměnná plocha využitá ke kondenzaci. Největší rozdíl potřebných teplosměnných ploch je mezi minimálním a maximálním stavem, který se zde projevil. Návrhová plocha je o tolik větší, že při ohřívání vody dochází k téměř dokonalému vychlazení kondenzátu, kdy je rozdíl teplot kondenzátu a vody na vstupu 0,001 °C. Veškeré výsledky je možné vidět v tab. 3. Maximální tepelný výkon přenesený ve výměníku je 14977,431 kW a minimální výkon je 1530,956 kW, což udává poměrně veliké regulační rozmezí, ve kterém je výměník schopen provozu. Pokud se přiřadí 100 % tepelnému výkonu ve jmenovitému zimní stavu, je regulační rozpětí výměníku 11 % až 107 %. V této práci nebylo uvažováno zanášení teplosměnných ploch za provozu.

Hydraulický výpočet měl za úkol určení tlakové ztráty na straně oběhové vody a určení průtočných průřezů. Tlaková ztráta na straně páry byla v této práci zanedbána. Tlaková ztráta na straně vody byla určena součtem dílčích ztrát. Nejvyšší ztráta je v letním návrhovém stavu, kdy je průtok vody značně vyšší než ve kterémkoli jiném počítaném stavu, a má hodnotu 29481 Pa. Na tuto hodnotu musí být dimenzována oběhová čerpadla. Rozměry připojených potrubí byly zvoleny tak, aby rychlosti proudění médií nepřekročily zvolená omezení.

Dále byl proveden pevnostní výpočet základních částí výměníku. Byly zkontrolovány navrhlé tloušťky pláště v parních prostorách i vodních komorách, tloušťka stěny teplosměnných trubek a tloušťka trubkovnice. Ve všech případech byla zvolená tloušťka dostačující. Dále zde byl proveden výpočet na vyztužení pláště výměníku, protože navržená potrubí připojená k výměníku jsou téměř polovičního průměru samotného výměníku. Výsledkem je nedostačující tloušťka pláště výměníku 10 mm v okolí hrdel. Zde bylo určeno minimální potřebné zesílení o 4 mm na celkovou hodnotu tloušťky stěny pláště 14 mm.

Na základě veškerých výsledků a předpokladů uvedených v této práci byl výměník navrhnout a narýsován. Výkres, který je uveden v příloze 4, byl vypracován pomocí softwaru AutoCad 2010. Práce byla provedena ve spolupráci se společností TENZA a.s., obzvláště pak s panem Ing. Kramlem, který poskytl své zkušenosti a rady.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1334-4.
- [2] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009. ISBN 978-80-214-3955-9.
- [3] OCHRANA, Ladislav. *Kotle a výměníky tepla*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2847-3.
- [4] EDITED BY VDI-GESELLSCHAFT VERFAHRENSTECHNIK UND CHEMIEINGENIEURWESEN. (ed.). *VDI Heat Atlas*. Online-Ausg. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. ISBN 978-354-0778-776.
- [5] INCROPERA, Frank P. a David P. DEWITT. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 4th ed. New York: Wiley, c1996. ISBN 04-713-0460-3.
- [6] KUTATELADZE, Samson Semenovič a V. M. BORISĀNSKIJ. *Příručka sdílení tepla: určeno projektantům a provozním technikům v průmyslových a výzkumných ústavech pro obor tepelné techniky a chemie*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962. Řada teoretické literatury.
- [7] THULUKKANAM, Kuppan. *Heat exchanger design handbook*. 2nd ed. Boca Raton, FL: CRC Press, 2013. ISBN 978-143-9842-133.
- [8] ČSN 69 6810. *Spojování trubek s trubkovicemi výměníků tepla*. Praha: Vydavatelství norem, 1989, 23 s.
- [9] ČSN 13 1030. *Bezešvé ocelové trubky pro potrubí PN40 až PN 250*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1988, 8 s.
- [10] ČSN 13 1550. *Kovové příruby – Tvary a rozměry těsnění*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1984, 12 s.
- [11] ČSN EN 1092-1. *Příruby a přírubové spoje – Kruhové příruby pro trubky, armatury, tvarovky a příslušenství s označením PN – Část 1: Příruby z oceli*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014, 132 s.
- [12] ČSN EN 13445-3. *Netopené tlakové nádoby – Část 3: Konstrukce a výpočet*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015, 868 s.
- [13] ČSN 69 0010. *Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla*. Praha: Vydavatelství norem, 1978
- [14] ČSN EN 10 305-1. *Ocelové trubky pro přesné použití – Technické dodací podmínky – Část 1: Bezešvé trubky tažené za studena*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010
- [15] 1.0425. *China steel suppliers* [online]. 2015 [cit. 2016-05-14]. Dostupné z: <http://www.steelgr.com/Steel-Grades/High-Alloy/1-0425.html>
- [16] Heat Exchangers - Arithmetic and Logarithmic Mean Temperature Difference. *The Engineering ToolBox* [online]. [cit. 2016-05-14]. Dostupné z: http://www.engineeringtoolbox.com/arithmic-logarithmic-mean-temperature-d_436.html
- [17] Radiation Heat Transfer. *The Engineering ToolBox* [online]. [cit. 2016-05-14]. Dostupné z: http://www.engineeringtoolbox.com/radiation-heat-transfer-d_431.html
- [18] Convection Heat Transfer. *McGraw-Hill Higher Education* [online]. [cit. 2016-05-14]. Dostupné z: <http://www.mhhe.com/engcs/mech/cengel/notes/ConvectionHeatTransfer.html>

- [19] Monoblock air handling units AVU series. *VENTS* [online]. [cit. 2016-05-14]. Dostupné z: <http://www.ventilation-system.com/cat/monoblock-air-handling-units-avu/>
- [20] TL10 Plate Heat Exchanger. *Separation Equipment Co., Inc.* [online]. [cit. 2016-05-14]. Dostupné z: <http://www.separationequipment.com/products-tl10-plate-heat-exchanger.html>
- [21] IGNITION 101: SPIRAL HEAT EXCHANGERS. *The IGNITION report* [online]. 2015 [cit. 2016-05-14]. Dostupné z: <http://ignitionreport.com/2015/02/26/ignition-101-spiral-heat-exchangers/>
- [22] SCHEMBRI, Jeremy. *Three-dimensional laminar-turbulent transition simulations with the $\gamma - Re\theta$ transition model* [online]. Montreal, Quebec, 2015 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://jeremyschembri.com/portfolio/mastersthesis/>
- [23] Elektronická učebnice pro obor Instalatér 1. Ročník, rozsah: ISBN 978-80-88058-24- 3 iOS, 978-80-88058-25-0 Android, 978-80-88058-26-7 web autoři: Ing. Ladislav Lupták, Lubomír Šmarda,
- [24] VÝMĚNÍKY REKUPERACE TEPLA Z KANALIZAČNÍCH SYSTÉMŮ. *ASB-portal* [online]. [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.asb-portal.cz/tzb/zdravotni-technika/vymeniky-rekuperace-tepla-z-kanalizacnich-systemu>

SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

Symbol	Jednotka	Veličina
a	[-]	poměrná příčná rozteč
a _{bezp}	[-]	bezpečnostní koeficient
A	[-]	korekční součinitel
A _{fb}	[mm ²]	nosná plocha příčného průřezu účinná pro vyztužen – hrdlo
A _{fs}	[mm ²]	nosná plocha příčného průřezu účinná pro vyztužení – skořepina
A _{fw}	[mm ²]	plocha příčného průřezu koutového svaru mezi hrdlem a skořepinou
A _{pb}	[mm ²]	plocha zatížená tlakem – hrdlo
A _{ps}	[mm ²]	plocha zatížená tlakem – skořepina
A _{pφ}	[mm ²]	plocha zatížená tlakem – šikmost hrdla
A _t	[-]	bezrozměrné kritérium pro výpočet součinitele tření
b	[-]	poměrná podélná rozteč
b _{bezp}	[-]	bezpečnostní koeficient
b _v	[mm]	výpočtová šířka těsnění
B _t	[-]	bezrozměrné kritérium pro výpočet součinitele tření
c _p	[kJ/kgK]	tepelná kapacita
d _{in}	[m]	vnitřní průměr teplosměnné trubky
d _{out}	[m]	vnější průměr teplosměnné trubky
D ₁	[mm]	vnější průměr hlavní příruby
D _p	[m]	vnitřní průměr výměníku
D _{pot}	[m]	průměr potrubí
D _t	[mm]	výpočtový průměr těsnění
e	[mm]	požadovaná tloušťka stěny
e _{c,b}	[mm]	předpokládaná tloušťka stěny hrdla
e _{c,s}	[mm]	předpokládaná tloušťka stěny skořepiny
f	[MPa]	dovolené namáhání materiálu
f _a	[-]	korekční součinitel (vystřídání uspořádání trubek)
f _b	[MPa]	dovolené namáhání materiálu hrdla
f _s	[MPa]	dovolené namáhání materiálu skořepiny
F ₁	[N]	síla od přetlaku
F ₂	[N]	síla potřebná pro udržení těsnosti
F _M	[N]	montážní síla

F_{PZ}	[N]	síla působící pro udržení zkušební tlaku
F_U	[N]	utahovací síla
g	[m/s ²]	gravitační konstanta
Ga	[-]	Galileovo číslo
H_1	[m]	rozteč segmentových přepážek v kondenzační části výměníku
H_2	[m]	rozteč segmentových přepážek v podchlazovací části výměníku
i	[kJ/kg]	entalpie
k	[W/m ² K]	součinitel prostupu tepla
k_d	[m]	absolutní drsnost povrchu
l	[m]	charakteristický rozměr trubky
l_1	[mm]	počáteční délka
l_{bo}	[mm]	maximální vyztužující délka vnější části hrdla
l'_{bi}	[mm]	efektivní vyztužující délka vnitřní části hrdla
l_k	[kJ/kg]	kondenzační teplo
l_{so}	[mm]	maximální vyztužující délka skořepiny
L	[m]	délka teplosměnných trubek
m	[kg/s]	hmotnostní průtok
m_{tot}	[kg]	celková hmotnost
m_{trub}	[kg]	hmotnost trubkového svazku
m_{vody}	[kg]	hmotnost vody
n_{tr}	[ks]	počet teplosměnných trubek
$n_{tr,N}$	[ks]	počet nosných trubek
Nu	[-]	Nusseltovo číslo
Nu^0_M	[-]	Nusseltovo číslo mříže
Nu_{lam}	[-]	Nusseltovo číslo - laminární
Nu_M	[-]	Nusseltovo číslo mříže s úpravou pro změnu látkových vlastností
Nu_{sv}	[-]	Nusseltovo číslo svazku trubek
Nu_{turb}	[-]	Nusseltovo číslo - turbulentní
p	[bar]	tlak
p_z	[MPa]	zkušební tlak
P	[MPa]	výpočtový tlak
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
$Pr_{tr,lin}$	[-]	Prandtlovo číslo na vnitřním povrchu trubky v kondenzační části

q_t	[MPa]	měrný tlak na těsnění potřebný k utěsnění při montáži
Q	[W]	tepelný výkon
R	[m ² K/W]	tepelný odpor
R_{st}	[m ² K/W]	tepelný odpor stěny trubky
$R_{vým}$	[m]	vnitřní poloměr výměníku
r_1	[m]	příčná rozteč teplosměnných trubek
r_2	[m]	podélná rozteč teplosměnných trubek
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
Re_f	[-]	Reynoldsovo číslo nadkritické na parní straně
Re_{fkr}	[-]	Reynoldsovo číslo - kritické
R_m	[MPa]	Mez pevnosti materiálu
$R_{p0,2T}$	[MPa]	Mez kluzu materiálu při zvýšené teplotě
r_{eb}	[mm]	vnější poloměr křivosti hrdla
r_{ib}	[mm]	vnitřní poloměr křivosti hrdla
r_{is}	[mm]	vnitřní poloměr křivosti skořepiny v místě středu otvoru
S	[m ²]	teplosměnná plocha
S^{max}	[m ²]	teplosměnná plocha v maximálním návrhovém stavu
$S_{prüt}$	[m ²]	průtočný průřez kondenzátu
S_{tr1}	[m ²]	průtočný průřez jedné trubky
S_{trC}	[m ²]	celkový průtočný průřez vody
t	[°C]	teplota
t^{max}	[°C]	maximální teplota
t_{trfin}	[°C]	teplota na vnitřní stěně trubky v kondenzační části
u	[m/s]	rychlost
u_{vin}	[m/s]	rychlost vody na vstupu do výměníku
u_{vout}	[m/s]	rychlost vody na výstupu z výměníku
V_k	[m ³ /s]	objemový tok kondenzátu
V_p	[m ³]	objem parního prostoru
V_{trub}	[m ³]	objem trubek
$V_{trub,tepl}$	[m ³]	objem teplosměnných trubek
$V_{trub,nos}$	[m ³]	objem nosných trubek
V_{vody}	[m ³]	objem vody ve výměníku
w_k	[m/s]	rychlost proudění kondenzátu

z	[-]	součinitel svarového spoje
Z	[-]	bezrozměrné kritérium
α	[W/m ² K]	součinitel přestupu tepla
β	[°]	úhel uspořádání trubek
δ	[-]	výpočtový koeficient
Δl	[mm]	prodloužení
Δp	[Pa]	tlaková ztráta
ΔT	[°C]	teplotní rozdíl proudu a povrchu trubky
ΔT_{\log}	[°C]	střední logaritmická teplota
ε	[-]	relativní drsnost povrchu
ε_t	[-]	korekce na rozdíl teplot proudu a povrchu stěny
ζ	[-]	místní tlakový ztrátový součinitel
η	[Pa·s]	dynamická viskozita
λ	[W/mK]	tepelná vodivost
λ_t	[-]	součinitel tření
ν	[m ² /s]	kynematická viskozita
ρ	[kg/m ³]	hustota
τ	[-]	součinitel τ

Použité indexy:

p	-	parní strana výměníku (pára + kondenzát)
v	-	vodní strana výměníku (ohřívaná voda)
m	-	materiál teplosměnných trubek
st	-	střední hodnota
$teor$	-	teoretická hodnota
tr	-	na povrchu trubky a u trubky
$celk$	-	celková veličina
číslíce 1 – 6	-	vyjadřují proud pro který je daná veličina uvažována
číslíce I – III	-	vyjadřují výpočtovou část výměníku

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Materiálový list oceli 1.4751

Příloha 2 – Materiálový list oceli P265GH

Příloha 3 – Zpráva z výpočtu tloušťky trubkovnice

Příloha 4 – Výkres navrženého výměníku