

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B0715A270013 Strojní Inženýrství
Studijní specializace: Stavba energetických strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Optimalizace trubkového spalínového výměníku

Autor: **Jiří Frank**

Vedoucí práce: **Ing. Michal Volf**

Akademický rok 2020/2021

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2020/2021

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	Jiří FRANK
Osobní číslo:	S19B0659P
Studijní program:	B0715A270013 Strojní inženýrství
Studijní obor:	Stavba energetických strojů a zařízení
Téma práce:	Optimalizace trubkového spalínového výměníku
Zadávací katedra:	Katedra energetických strojů a zařízení

Zásady pro vypracování

1. Princip výměníků spaliny-voda a popis jejich provedení.
2. Popis současné geometrie výměníku spaliny-voda.
3. Popis kritických míst proudového pole vodní části.
4. Návrh variantních řešení vodní části.
5. Provedení numerických simulací.
6. Zhodnocení a porovnání výsledků.
7. Závěr.

Rozsah bakalářské práce: **30 – 40 stran**
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- SHAH, RAMESH K., DUŠAN P.: Fundamentals of Heat Exchanger Design, 2003, John Wiley & Sons, ISBN-13: 978-0471321712
- DVORSKÝ, Emil a Pavla HEJTMÁNKOVÁ. Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie. 1. vyd. Praha: BEN – technická literatura, 2005, 287 s. ISBN 80-7300-118-7
- HEJZLAR, Radko. Sdílení tepla. 4. Praha, ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02794-3xii, 528 p. Woodhead Publishing in energy, no. 18. ISBN 9780857092755
- TEDOM [online]. [cit. 2015-10-21]. Dostupné z www.TEDOM.com

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Michal Volf**
Katedra energetických strojů a zařízení

Konzultant bakalářské práce: **Bc. Stanislav Souček**
Tedom a.s.

Datum zadání bakalářské práce: **31. října 2020**

Termín odevzdání bakalářské práce: **28. května 2021**

LS.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

Dr. Ing. Jaroslav Synáč
vedoucí katedry

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Frank	Jméno Jiří	
STUDIJNÍ PROGRAM	B0715A270013 Strojní inženýrství		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Volf	Jméno Michal	
PRACOVISŤE	ZČU - FST – KKE		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Optimalizace trubkového spalínového výměníku		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2021
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	56	TEXTOVÁ ČÁST	43	GRAFICKÁ ČÁST	13
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS	Tato bakalářská práce se zabývá numerickou simulací proudění v trubkovém tepelném výměníku typu spaliny/voda, používaného v kogenerační jednotce. Cílem simulace je optimalizování chlazení pomocí úpravy geometrie přepážek. Výstupem je vyhodnocení modifikovaných variant včetně vykreslení proudového a teplotního pole.
KLÍČOVÁ SLOVA	Tepelný výměník, kogenerace, kogenerační jednotka, numerická simulace

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Frank	Name Jiří	
STUDY PROGRAMME	B0715A270013 Mechanical Engineering		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Volf	Name Michal	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Optimization of a tubular flue gas exchanger		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	KKE	SUBMITTED IN	2021
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	56	TEXT PART	43	GRAPHICAL PART	13
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION	This bachelor thesis deals with the numerical simulation of the flow in a flue gas / water type heat exchanger used in a cogeneration unit. The aim of the simulation is to optimize cooling by adjusting the geometry of the baffles. The output is the evaluation of modified variants, including the drawing of the current and temperature field.
KEY WORDS	Heat exchanger, cogeneration, cogeneration unit, numerical simulation

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Michalu Volfovi za mnoho užitečných rad, ochotu a hlavně čas, který mi věnoval v průběhu psaní mé bakalářské práce. Děkuji také společnosti Tedom a.s. za zajímavé téma bakalářské práce, které mi dalo možnost rozvinout své znalosti v této oblasti.

Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přátelům za podporu, kterou mi poskytovali během psaní bakalářské práce a po celou dobu studia.

Obsah

Úvod.....	11
1 Kombinovaná výroba energií.....	12
1.1 Princip kogenerace	12
1.2 Kogenerace s využitím parní turbíny	13
1.3 Kogenerace s plynovými motory	16
1.4 Kogenerace s ORC cyklem	17
1.5 Výhody a nevýhody kogenerace.....	18
2 Tepelné výměníky	19
2.1 Klasifikace tepelných výměníků dle toku tekutin	19
2.1.1 Souproudý tok tekutin.....	19
2.1.2 Protiproudý tok tekutin.....	19
2.1.3 Příčné (křížové) proudění tekutin.....	20
2.1.4 Hybridní tok tekutin	20
2.2 Klasifikace tepelných výměníků dle konstrukce	21
3 Spalinový výměník	25
3.1 Geometrie výchozího stavu	25
3.1.1 Část spalin	26
3.1.2 Část domény stěn	26
3.1.3 Část vody	28
3.2 Varianty optimalizace	29
3.2.1 Modifikace délky přepážek	30
3.2.2 Modifikace rozteče přepážek.....	31
4 Diskretizace (Síťování).....	32
4.1 Úprava geometrie.....	32
4.1.1 Část spalin	32
4.1.2 Část domény stěn	33
4.1.3 Část vody	34
4.2 Analýza citlivosti výpočetní sítě	35
4.2.1 Část spalin	35
4.2.2 Část domény stěn	36
4.2.3 Část vody	37
4.2.4 Srovnání variant sítě	38
5 Nastavení výpočtu.....	41

6	Analýza výsledků	43
6.1	Průběh výpočtu	43
6.2	Vyhodnocení výsledků	43
6.2.1	Vyhodnocení teplot	43
6.2.2	Vyhodnocení tlaku.....	47
6.2.3	Vyhodnocení proudového pole.....	47
6.2.4	Vyhodnocení kontur teplotního pole	50
7	Závěr.....	53

Seznam použitých veličin a symbolů

veličina	Jednotka	Název
P	$[W_e]$	Elektrický výkon
p	$[Pa]$	Tlak
t	$[^{\circ}C]$	Teplota
$Y +$	$[-]$	Bezrozměrná vzdálenost stěny
\dot{m}	$[kg \cdot s^{-1}]$	Hmotnostní tok
M	$[kg \cdot mol^{-1}]$	Molární hmotnost
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	Hustota
c_p	$[J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku
η	$[Pa \cdot s]$	Dynamická viskozita
λ	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	Součinitel tepelné vodivosti

Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá optimalizací tepelného výměníku použitého v kogenerační jednotce Cento T200 vyráběnou společností Tedom a.s. Kogenerační jednotka je zařízení sloužící k produkci elektrické i tepelné energie. Proces kombinované výroby energie je založen na spalování běžných fosilních paliv, kterým se uvolní energie uložená v palivu. Tato energie je s použitím kogenerace efektivněji využita než při konvenčních elektrických centrálách. Pro využití emisního tepla ze spalin je zapotřebí tepelný výměník, který toto teplo spalinám odebírá a odvádí jej v chladivu k dalšímu využití. Tepelný výměník je tedy nedílnou součástí kogenerační jednotky a má tedy smysl se zabývat jeho zdokonalováním.

V kogenerační jednotce je použit plášťový trubkový výměník, který se skládá ze vstupní a výstupní komory, spojených trubkami, jimiž proudí jedno médium (v tomto případě spaliny). Dále se výměník skládá z oblasti chladiva (v tomto případě vody), které proudí vně trubek. Tato oblast se dále skládá z pláště, který celou oblast uzavírá a z přepážek, které ovlivňují proud vody tak, aby se zvýšila doba kontaktu proudícího chladiva s teplými trubkami. Tato bakalářská práce se zaměřuje právě na oblast chladiva, kde je cílem zanalyzovat aktuální stav a navrhnout varianty optimalizace. Celá úloha je provedena pomocí numerické simulace s pomocí, které byl analyzován výchozí stav výměníku a byly následně navrženy možné modifikace, které měli za cíl zefektivnit přenos tepla s pokud možno co nejmenším zvýšením tlakové ztráty. S pomocí literatury [1] byli navrženy 2 varianty, kde se modifikovala rozteč a délka přepážek.

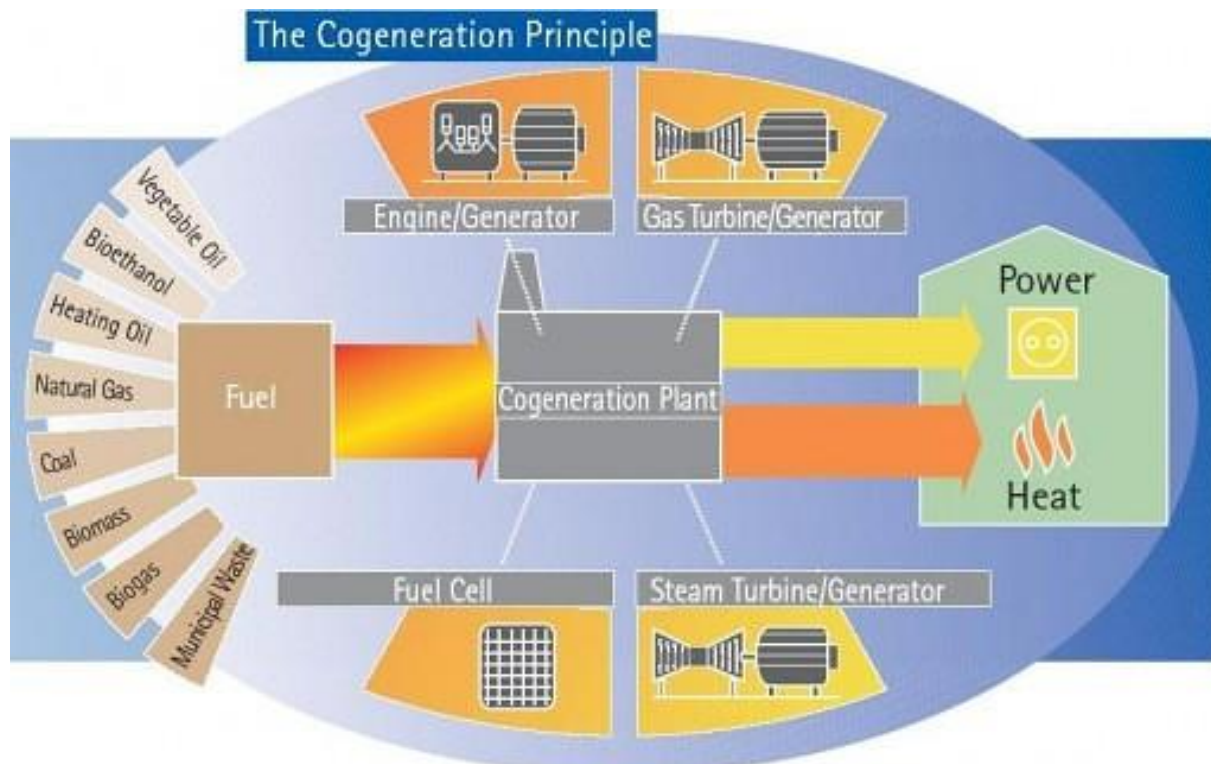
V úvodní kapitole bakalářské práce, je popsán princip kogenerace a rozdělení kogeneračních jednotek, včetně přehledu jejich výhod a nevýhod. Následující kapitola byla věnována tepelným výměníkům, kde je popsána základní klasifikace tepelných výměníků a stručný popis nejpoužívanějších typů. Ve třetí kapitole je detailně popsána geometrie spalinového výměníku, včetně jejich úprav uplatněných pro numerickou simulaci. Dále třetí kapitola obsahuje popis variant optimalizace. V další kapitole je popsán postup diskretizace výpočetní oblasti, včetně analýzy citlivosti sítě pro různé varianty sítě. V páté kapitole je rozepsáno nastavení numerické simulace, spolu s nastavením použitých pracovních látek. V předposlední kapitole následuje vyhodnocení napočtených variant a porovnání výsledků. V závěru bakalářské práce jsou shrnuty výsledky a popsána nejvhodnější varianta.

1 Kombinovaná výroba energií

Kogenerace je kombinovaná výroba elektřiny a tepla. Na rozdíl od konvenčních zdrojů elektrické energie, je v případě kogenerace teplo vzniklé při spalování fosilních paliv dále využito, což vede k velkému zvýšení účinnosti spojené s dokonalejším využitím energie uložené v palivu. S využitím moderních technologií kogenerace může účinnost zařízení často přesahovat i 90 %. Účinnost konvenčních zařízení, které produkované teplo nevyužívají a maří jej do okolí, se pohybuje mezi 30-40 %. [2]

1.1 Princip kogenerace

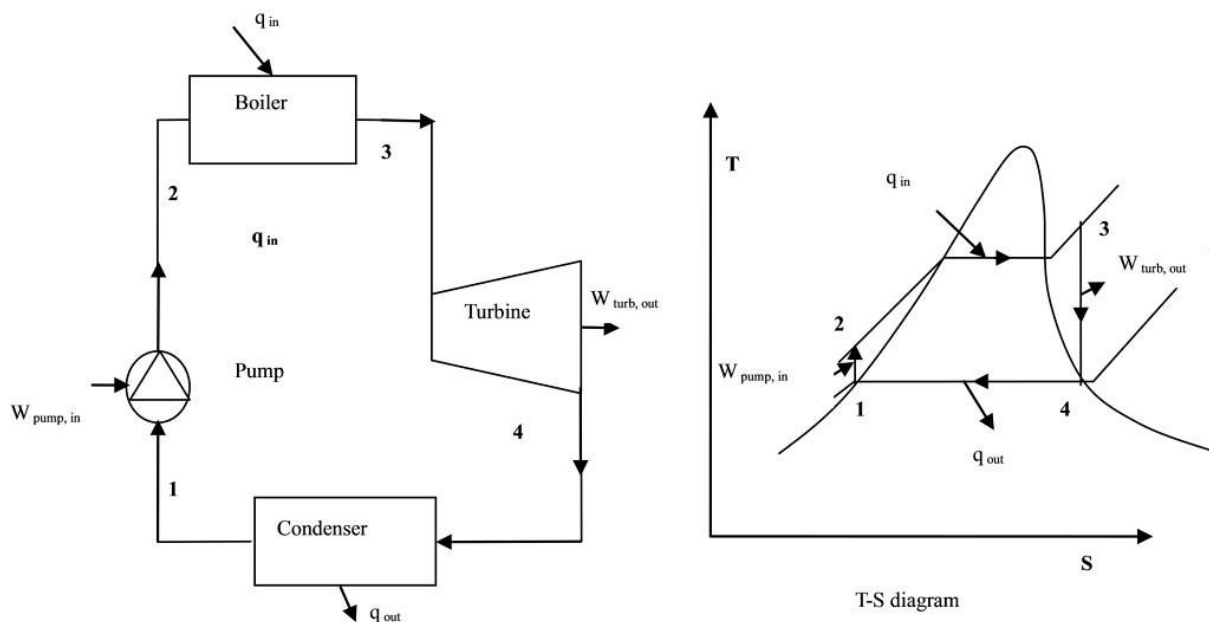
Jak již je uvedeno výše, kogenerace představuje společnou výrobu elektrické a tepelné energie s požadovanými kvantitativními a kvalitativními parametry. Kogenerační jednotky jsou vyráběny v širokém výkonovém rozsahu od jednotek kWe až po stovky MWe. Mohou být tedy využity pro zásobování částí nebo i celých měst, ale také pro dodávku elektřiny pro průmyslové podniky či bytové domy. Princip kogenerace je znázorněn na Obr. 1. Z obrázku je patrné, že kogenerační jednotky mohou využívat mnoho různých druhů paliv, například uhlí, zemní plyn, topné oleje, biomasu nebo i různá biopaliva a mnoho dalších zdrojů. Dle druhu paliva je následně zvolena vlastní jednotka, která mění primární energii v palivu na energii tepelnou a elektrickou. Tyto jednotky lze rozdělit do čtyř hlavních kategorií: motor/generátor, plynová turbína/generátor, parní turbína/generátor a palivový článek. [2]



Obr. 1 Princip kogenerace. [2]

1.2 Kogenerace s využitím parní turbíny

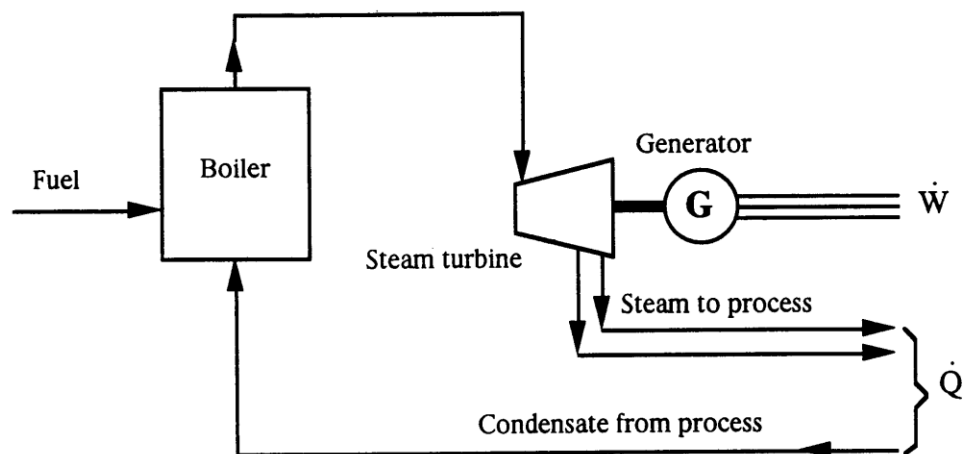
Výrobu elektřiny parní turbínou je možné popsat pomocí Rankinova cyklu. Na Obr. 2 je možno vidět schéma zapojení parní kondenzační turbíny. Systém se skládá ze 4 základních komponent: kotel (angl. boiler), turbína (angl. turbine), kondenzátor (angl. condenser) a čerpadlo (angl. pump). Čerpadlem je zvýšen tlak vody na požadovanou hodnotu a následně je voda přivedena do kotle. V kotli je voda přívodem tepla ohřívána až na teplotu varu odpovídající danému tlaku. Vlivem neustálého dodávání energie voda změní skupenství a přemění se na páru v parogenerátoru, poté je pára zpravidla dalším přívodem tepla přehřívána a do turbíny je tedy vedena jakožto přehřátá pára. Ta v turbíně expanduje a roztáčí tím turbínu propojenou s generátorem. Expanze páry způsobuje snížení tlaku. Hodnoty na vstupu parní turbíny se pohybují mezi 4 až 13 MPa a na výstupu z turbíny se hodnoty tlaku pohybují mezi 4 až 5 kPa. Pára poté kondenzuje v kondenzátoru a celý cyklus se tím uzavírá. Je tedy zřejmé, že při kondenzaci dochází k odvádění tepla z kondenzátoru bez užítku do okolí. [2]



Obr. 2 Schéma cyklu parní turbíny a tomu odpovídající T-S diagram [2]

1.2.1.1.1 Protitlaká turbína

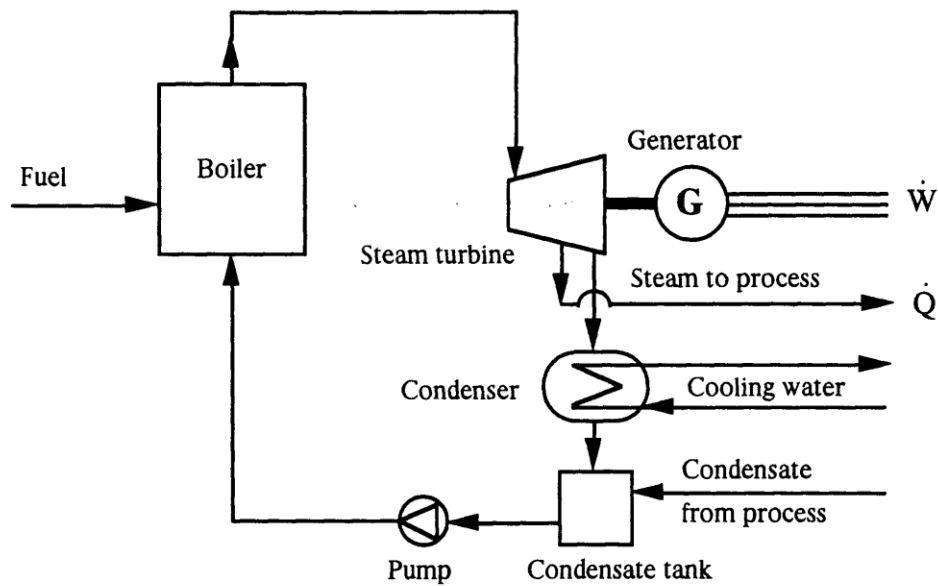
Hlavní rozdíl mezi výrobou elektřiny v kondenzační turbíně a v protitlaké je v tom, že namísto odvádění páry do kondenzátoru po expanzi v turbíně, je pára odváděna do technologického procesu nebo do soustavy zásobování teplem viz. Obr. 3, kde se zbytkové teplo dále využívá. Pára opouští turbínu při tlaku vyšším, než je atmosférický tlak a má tedy i vyšší teplotu, takže podmínky na výstupu z turbíny jsou vhodné k dalšímu využití, tj. vhodné pro kogenerační účely pro kogeneraci a teplo se tedy dále využije. S využitím kogenerace u protitlaké turbíny se sice vyrobí méně elektrické energie, ale efektivněji se využije energie obsažená v palivu, takže kombinace výroby elektřiny a tepla je přínosná. Z Obr. 3 je možné si dále povšimnout, že pára může být z turbíny odebírána na více tlakových úrovních dle potřeby spotřebitele. [2]



Obr. 3 Kogenerace s protitlakou parní turbínou [2]

1.2.1.1.2 Kondenzační turbína

Má-li být pro kogeneraci použita kondenzační turbína, je třeba využít tzv. kondenzační odběrové turbíny, kdy je pára odebírána pro odběratele tepla. Zbylá pára expanduje v turbíně za výroby elektřiny a poté kondenzuje v kondenzátoru při tlaku 4 až 5 kPa. Schéma cyklu pro kogeneraci s kondenzační turbínou je uvedeno na Obr. 4. Ve srovnání s protitlakou parní turbínou má kondenzační parní turbína velkou výhodu v řízení výroby elektřiny nezávisle na dodávce tepla. Na druhou stranu má vyšší investiční náklady a nižší celkovou účinnost. [2]



Obr. 4 Kogenerace s kondenzační parní turbínou [2]

1.2.1.1.3 Výhody protitlaké turbíny v porovnání s kondenzační

- Jednoduchá konfigurace
- Omezená nebo žádná potřeba chladících věží
- Vysoká celková účinnost cyklu, jelikož není teplo z kondenzátoru vypouštěno do okolí
- Nižší náklady v důsledku absence nízkotlakých stupňů parní turbíny, kde jsou nejdelší lopatky

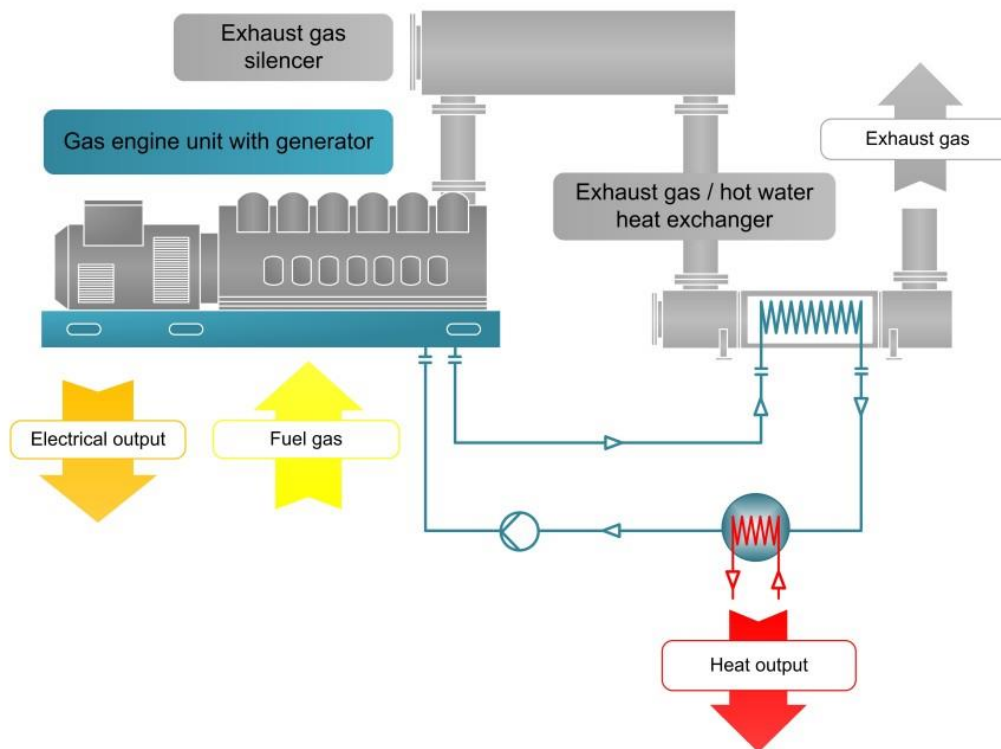
1.2.1.1.4 Nevýhody protitlaké turbíny v porovnání s kondenzační

- Pro stejný elektrický výkon je protitlaká turbína větší než kondenzační
- Průtok páry turbínou je závislý na odběru tepla za turbínou, takže výroba elektřiny je řízena požadavky na odběr tepla

1.3 Kogenerace s plynovými motory

Plynový motor se využívá hlavně u malých kogeneračních jednotek s výkonem v rozmezí desítek kWe až MWe, které se uplatňují především při decentralizované výrobě energie. Velkou výhodou těchto jednotek je jejich vysoká účinnost využití paliva, která se pohybuje nad hranicí 90 %. Jako palivo se běžně využívá zemní plyn nebo bioplyn, či spoustu dalších topných plynů. [2]

Přivedené palivo je spáleno v motoru, který pohání generátor za účelem výroby elektrické energie. Teplo získané chlazením jednotlivých komponent motoru (oleje apod.) je spolu s teplem ve spalínách využito pro účely kogenerace. Schéma procesu je znázorněno na Obr. 5 [2]



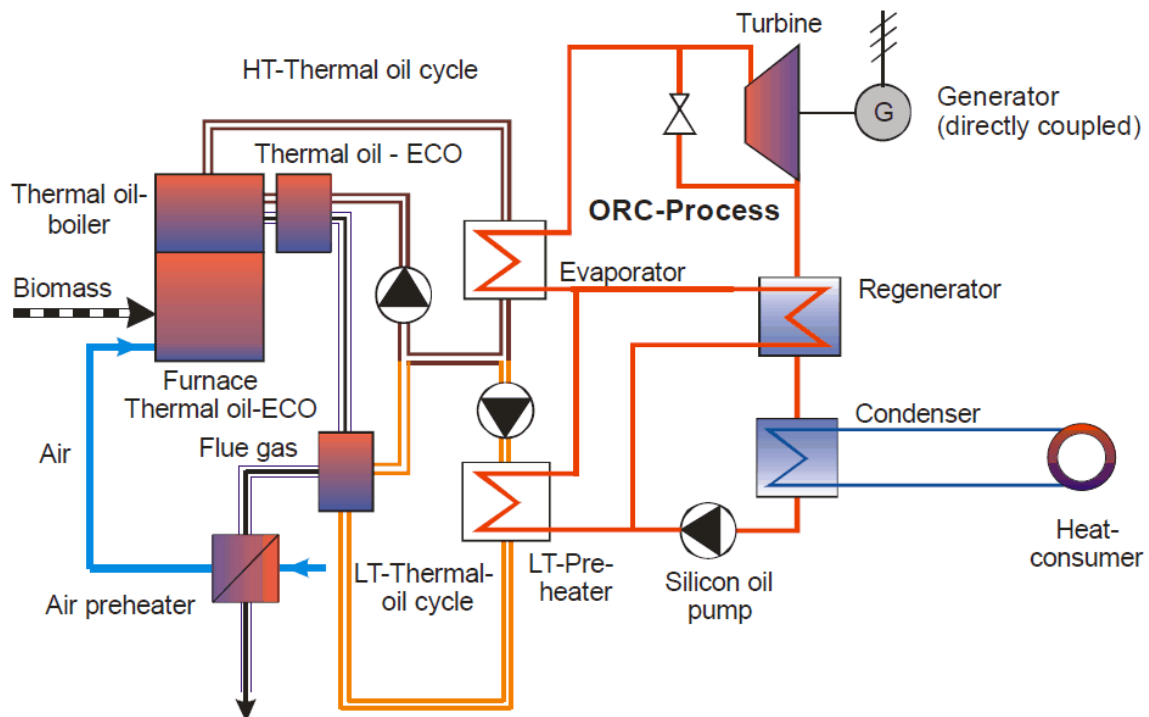
Obr. 5 Kogenerace s plynovým motorem [2]

1.4 Kogenerace s ORC cyklem

Organický Rankinův cyklus je v podstatě stejný jako klasický Rankinův cyklus popsany výše. Rozdílem mezi cykly je v použití pracovního média. U ORC cyklu je použita látka s nižší teplotou varu (např. některé druhy silikonových olejů) než má voda, která je využívána v klasickém RC cyklu. [2]

1.4.1.1.1 Princip kogenerace s ORC cyklem

Spalováním biomasy v kotli ORC cyklu je ohříván termoolej k teplotě 300 °C. Ohřátý olej je následně veden do parogenerátoru, kde předá teplo pracovnímu médiu, které se vypařuje. Ochlazený termoolej je poté čerpadlem vrácen zpět do kotle. Páry pracovní látky expandují v turbíně, přičemž dochází k výrobě elektřiny. Po výstupu z turbíny předá emisní pára část zbylého tepla kapalnému médiu pro účely regenerace a zvýšení účinnosti cyklu. Zbylé teplo je pak odvedeno z kondenzátoru konečnému spotřebiteli. V kondenzátoru pracovní látka kapalná a následně je čerpadlem opět zvýšen její tlak a cyklus se opakuje. Schéma ORC cyklu je možno vidět na Obr. 6 [2]



Obr. 6 Kogenerace s využitím ORC cyklu. [2]

1.4.1.1.2 Výhody ORC cyklu ve srovnání s klasickým RC cyklem.

- Vysoká celková účinnost (kolem 80 %)
- Vysoká životnost turbíny a dalších částí cyklu, z důvodu jiných vlastností organického média (např. nezpůsobuje korozi turbíny)
- Nemusí se budovat úprava vody
- Možnost využití nízkopotenciálního tepla

1.5 Výhody a nevýhody kogenerace

Hlavní výhodou kogeneračních jednotek je daleko větší účinnost využití energie vázané v palivu než klasické zdroje energie. Většina jednotek přesahuje hranici 90% účinnosti, což znamená velkou úsporu paliva. V posledních letech se zvyšuje počet instalací malých kogeneračních jednotek, které poskytují další podstatnou výhodu a tou je výrazné snížení ztrát spojených s přenosem a distribucí elektřiny a tepla. [2]

Kogenerace má tedy významný pozitivní vliv v mnoha faktorech, mezi které patří:

- Zvýšení celkové účinnosti energetické přeměny
- Snížení emisí skleníkových plynů včetně CO₂
- Vysoké úspory paliva, a tedy i snížení nákladů na výrobu elektřiny a tepla
- Příležitost k rozvoji decentralizované výroby elektřiny a tepla, při které jsou výrobní jednotky projektovány přímo na míru potřeby konečných spotřebitelů.
- V případě decentralizované výroby dochází k velkému snížení přenosových a distribučních ztrát.
- Zvýšení zabezpečení dodávek energie v dané lokalitě

Jako každá technologie má však i spoustu nevýhod:

- Zvýšená náročnost na čistotu, a tedy i cenu paliva z důvodu tvorby NO_x a CO
- Zvýšené náklady na údržbu
- Složitá technologie cyklu při mikrokogeneraci – úprava vody, napájecí nádrž a čerpadlo, obvykle kvalifikovaná obsluha
- Zařízení může být instalováno pouze na místě, kde jsou kladeny nároky na odběr tepla i elektřiny [3]

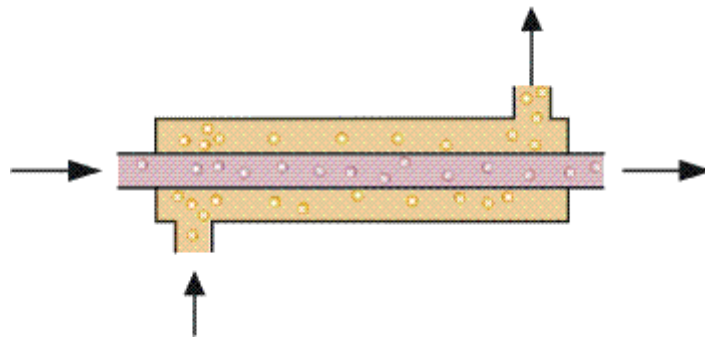
2 Tepelné výměníky

Tepelný výměník je jedna z hlavních částí kogenerační jednotky. Jeho úkolem je odebrat emisní teplo vzniklé při spalování paliva a dopravit jej ke konečnému spotřebiteli, který teplo dále zužitkuje. Tepelné výměníky se primárně dělí na **regenerační**, **rekuperační** a **směšovací**. V kogeneračních jednotkách se využívají hlavně rekuperační tepelné výměníky, protože rekuperační tepelné výměníky jsou charakteristické tím, že různá média jsou oddělena teplosměnnými plochami. Média se tedy nemísí a sdílení tepla je provedeno kondukcí skrz stěny výměníku. Dále se dají výměníky rozdělit dle konfigurace toku tekutin na výměníky **souproudé**, **protiproudé**, **křížové** a **hybridní**. [1] [4]

2.1 Klasifikace tepelných výměníků dle toku tekutin

2.1.1 Souproudý tok tekutin

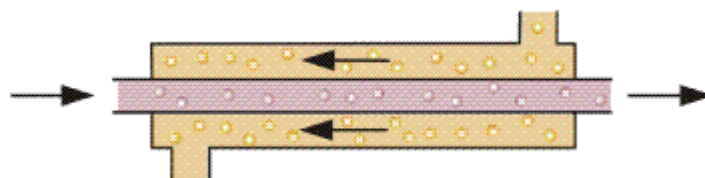
U souproudých tepelných výměníků je smysl proudění u chladnější tekutiny i teplejší tekutiny stejný viz Obr. 7. Tento systém je méně efektivní než protiproudé tepelné výměníky, ale poskytuje pozvolnější rozložení teplot stěny po celé délce výměníku. [4]



Obr. 7 Souproudý tok tekutin [4]

2.1.2 Protiproudý tok tekutin

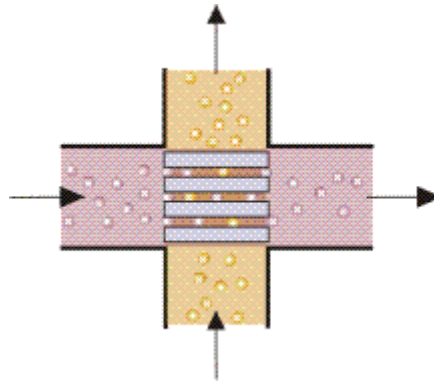
U protiproudých tepelných výměníků je smysl proudění obou médií vzájemně opačný viz. Obr. 8. Tento systém uspořádání toku umožňuje největší změnu teploty u obou tekutin, což znamená také největší účinnost (kde účinnost je množství skutečného přeneseného tepla ve srovnání s teoretickým maximálním množstvím tepla, které lze přenášet). [4]



Obr. 8 Protiproudý tok tekutin [4]

2.1.3 Příčné (křížové) proudění tekutin

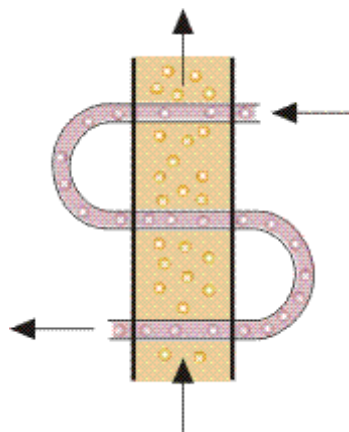
Tepelné výměníky s příčným prouděním jsou z hlediska účinnosti mezi protiproudým a souprúdým výměníkem. U tohoto systému uspořádání toku tekutin proudí tekutiny kolmo vůči sobě, jak je ukázáno na Obr. 9. [4]



Obr. 9 Příčné proudění tekutin [4]

2.1.4 Hybridní tok tekutin

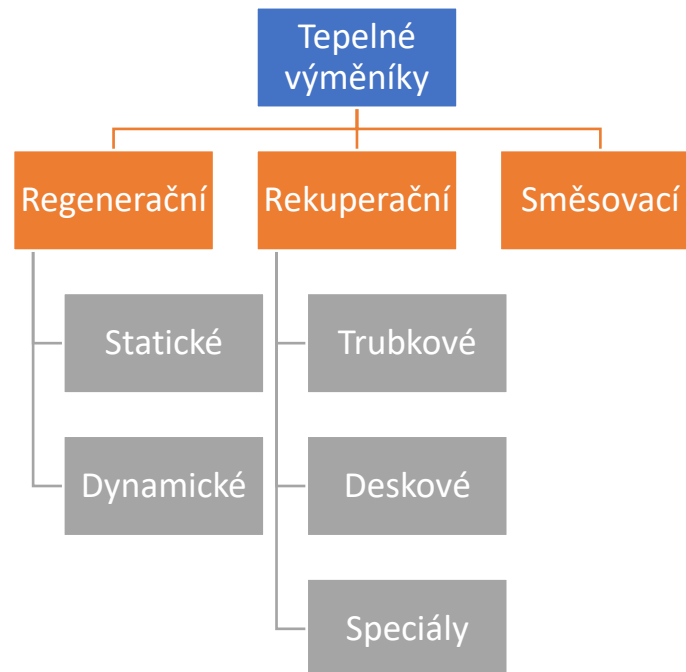
U tepelných výměníků s hybridním proudem je tok tekutin skládán z výše uvedených mechanismů proudění. Může to být například kombinace příčného proudění a protiproudého toku tekutin viz Obr. 10. Tento mechanismus je použit i v trubkovém výměníku spaliny/voda, který je tématem této bakalářské práce. V tomto výměníku je hybridní tok vytvořen tak, že chladící voda, která proudí kolem trubek se spalinami, je usměrněna přepážkami, které musí voda obtéct. Výhoda hybridního toku tkví hlavně ve zvětšení doby kontaktu chladící tekutiny s teplosměnnou plochou a tím pádem i jeho vyšší účinnosti. Nevýhodou je ale složitější konstrukce, a tedy i náročnější výroba. Protiproudý mechanismus dále podporuje větší teplotní spád což umožňuje kratší konstrukci celého výměníku. [4]



Obr. 10 Hybridní tok tekutin [4]

2.2 Klasifikace tepelných výměníků dle konstrukce

Klasifikaci tepelných výměníků nejlépe popisuje následující Obr. 11. Základní dělení výměníků je na **regenerační**, **rekuperační** a **směšovací**. [4]

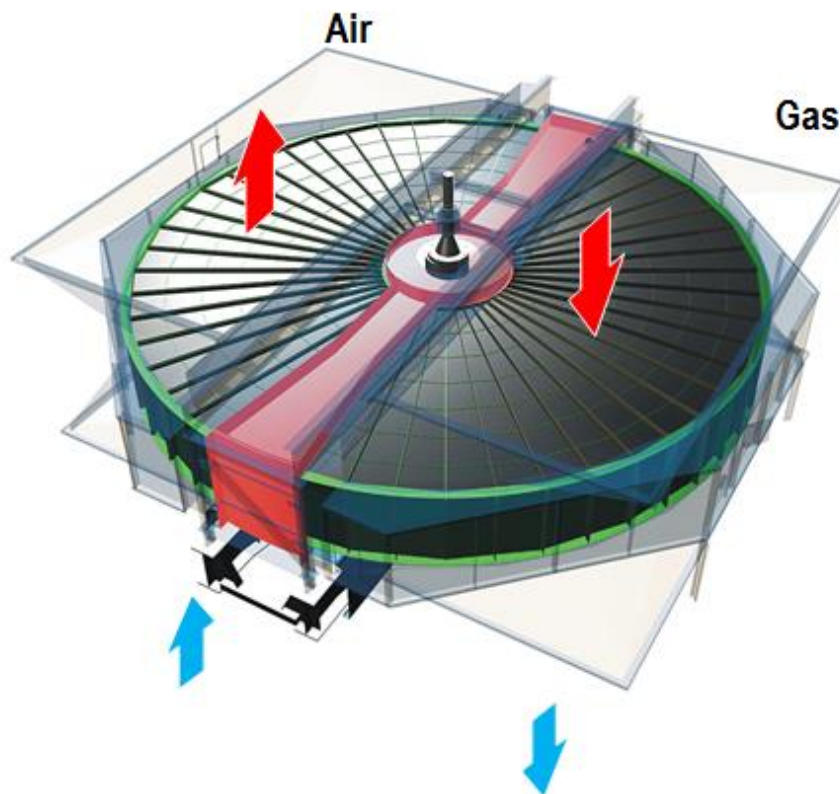


Obr. 11 Základní dělení tepelných výměníků dle konstrukce

2.2.1.1 Regenerační tepelné výměníky

Regenerační tepelné výměníky mají stejnou průtokovou cestu pro horkou i studenou tekutinu. Průtoková cesta se obvykle skládá z matrice, která se zahřívá při průtoku horké tekutiny. Teplo akumulované v matrici se následně uvolní do studené tekutiny, která proteče průtokovou matricí poté, co horká tekutina odeče.

Regenerační tepelné výměníky se používají hlavně v aplikacích rekuperace plyn/plyn, v elektrárnách a jiných energeticky náročných průmyslových odvětvích. Dva hlavní typy regenerátorů jsou statické a dynamické. **Statické** regenerační výměníky obsahují pouze nehybné prvky a sadu ventilů, které slouží ke změně proudění teplé a studené tekutiny. **Dynamické** regenerační výměníky obsahují pohyblivé prvky, které slouží k přenosu tepelné energie mezi tekutinami. Příkladem dynamických výměníků je Ljungströmův ohříváč vzduchu zobrazený na Obr. 12 anebo rotační regenerátor. [4] [5] [6]



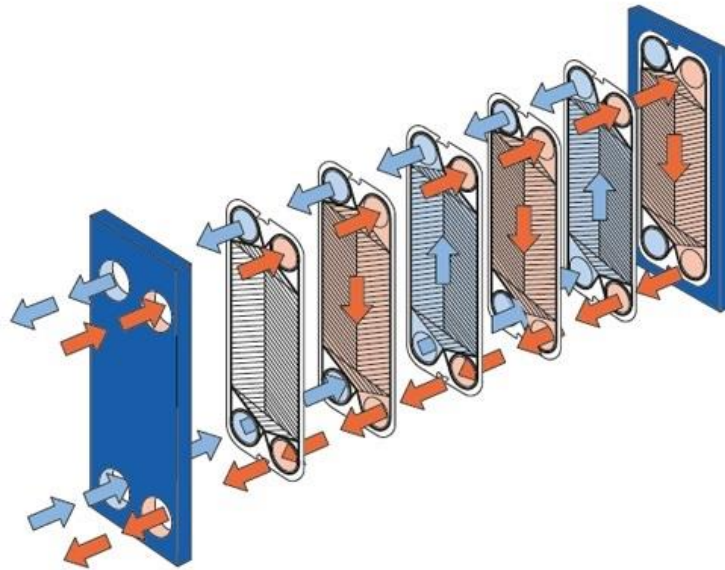
Obr. 12 Ljungströmův ohřivač vzduchu [5]

2.2.1.2 Rekuperační tepelné výměníky

Rekuperační tepelné výměníky mají pro každé médium jednu průtokovou cestu a média jsou oddělena stěnami, skrze které se teplo sdílí kondukcí. Nejrozšířenější typy jsou výměníky **trubkové** a **deskové**. Dále se pak používají různé speciální typy. [4]

2.2.1.2.1 Deskové tepelné výměníky

Deskové výměníky tepla oddělují tekutiny pomocí desek, které jsou k sobě sešroubovány nebo svařeny. Obvykle se povrchy doplňují o žebra nebo o různé reliéfy, kterými se zvětší teplosměnná plocha. Deskové výměníky se používají hodně při kryogenních procesech a v potravinářském průmyslu. Vzhledem k vysokému poměru povrchu k objemu, nízkému množství tekutin a schopnosti pracovat s více než dvěma médii, se jejich využití rozšiřuje i v chemickém průmyslu. Princip deskového výměníku je vyobrazen na Obr. 13. [4] [1]

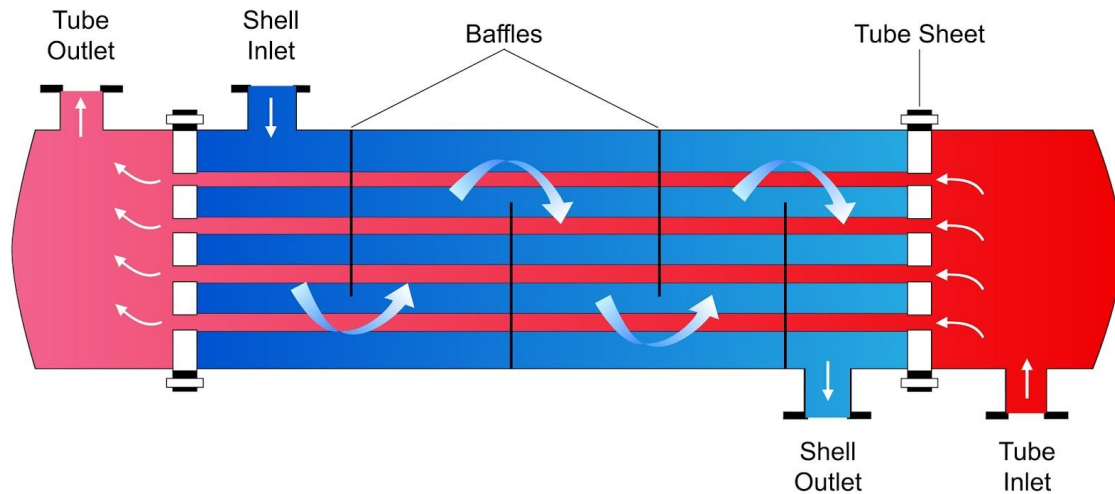


Obr. 13 Princip deskového tepelného výměníku [13]

2.2.1.2.2 Trubkové tepelné výměníky

Nejjednodušší trubkový výměník je typu **trubka v trubce**, který je složen ze dvou soustředných trubek, ve kterých proudí dvě různé tekutiny odděleně. Tento jednoduchý princip se využívá i u složitějších trubkových výměníků, kde jsou použity trubkové svazky, aby se zvětšila celková teplosměnná plocha. Takový výměník je právě **plášťový trubkový výměník**, který je tématem této práce. [7] [4]

Trubkový plášťový výměník (angl. Shell and Tube Exchanger) je jedním z nejpoužívanějších tepelných výměníků. Jeho hlavní výhoda tkví v možnosti jej navrhnout na velikou škálu tlaků a teplot. Hlavní použití tohoto výměníku je v chemickém průmyslu a v energetice, jako ohřívák vody nebo kondenzátor v elektrárnách. Vzhledem k jeho jednoduchosti a širokému rozsahu teplot se využívá i v kogeneračních jednotkách, kde odvádí teplo ze spalin do vody. Spalinový trubkový výměník se skládá ze svazku trubek, které jsou ukotveny v trubkovnicích (angl. Tube sheet). Trubkavnice slouží jako stěna mezi spalinami a vodou, ale také má za úkol rozvést spaliny do jednotlivých trubek. Svazek trubek je dále obklopen pláštěm (angl. shell) se vstupy a výstupy pro vodu. Uvnitř pláště jsou umístěny přepážky (angl. baffles), které nutí vodu tvořit hybridní tok za účelem prodloužení kontaktu studené vody s teplými trubkami, a tedy i zefektivnění přenosu tepla. Nedílnou součástí výměníku jsou také vstupní a výstupní komory, které musí být navrženy tak, aby spaliny byly, pokud možno co nejrovnoměrněji rozloženy do jednotlivých trubek, a tvořilo se zde minimální zpětné proudění, které zvyšuje tlakové ztráty. Schematický obrázek principu trubkového plášťového výměníku je vyobrazen na Obr. 14 [8] [4] [1]



Obr. 14 Schema plášťového trubkového výměníku [12]

2.2.1.2.3 Směšovací tepelné výměníky

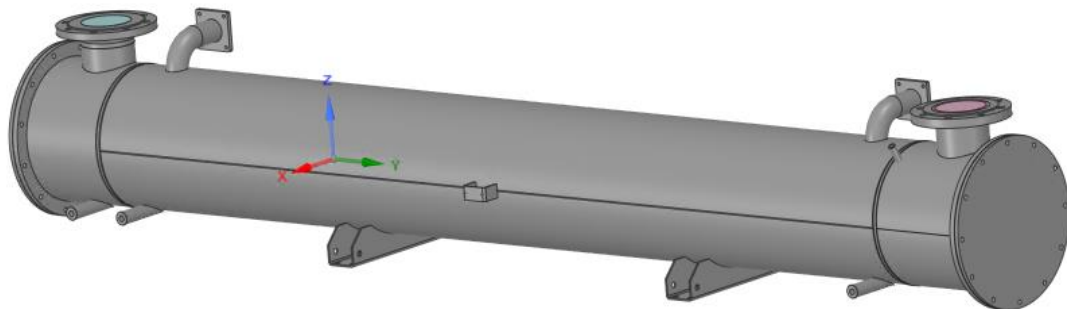
Tato skupina tepelných výměníků nevyužívá přenos tepla skrze teplosměnné plochy, ale využívá přímý kontakt obou tekutin. Díky absenci teplosměnných ploch jsou tyto výměníky méně náročné na výrobu a jsou často i levnější. Přímý kontakt tekutin s sebou přináší problém s jejich zpětným oddělením, a proto musí být obě tekutiny nemísitelné, nebo musí alespoň jedna tekutina projít fázovou změnou. Dále musí být obě média vzájemně chemicky netečná. Příkladem tepelných výměníků s přímým kontaktem mohou být chladicí věže nebo vstříkovací chladiče páry. [9] [4]

3 Spalinový výměník

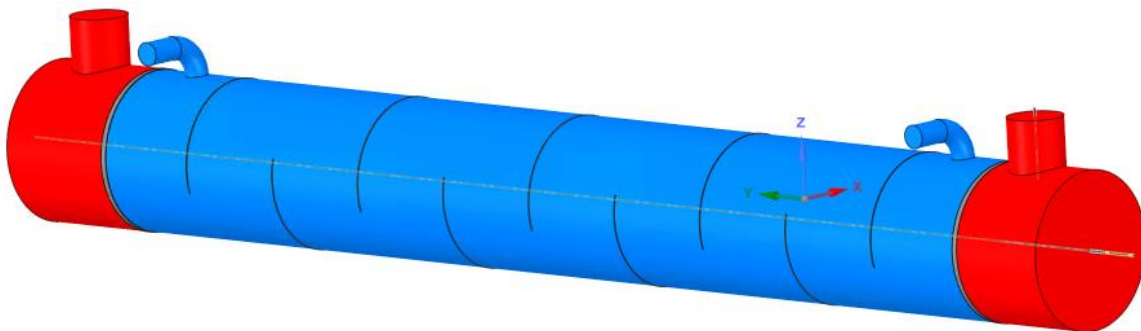
Jak už bylo popsáno výše, jedná se o plášťový trubkový výměník z kogenerační jednotky, konkrétně typu Cento T200 od firmy TEDOM a.s. U tohoto výměníku jsou jako pracovní média použity spaliny, které vznikají spalováním zemního plynu v motoru kogenerační jednotky, a voda, která odebírá teplo spalinám, aby se mohlo dále využít. Cílem bakalářské práce je navrhnout varianty na části vody, aby chlazení výměníku bylo, pokud možno, co nejefektivnější. Detailnější rozbor geometrie, návrhu možných modifikací a průběhu numerické simulace je shrnut v následujících podkapitolách.

3.1 Geometrie výchozího stavu

Na Obr. 15 je možné vidět celý výměník z vnějšku s kotvicími prvky pro uchycení uvnitř kogenerační jednotky, včetně přírub u vstupů a výstupů spalin a vody. Tyto části jsou však pro numerickou simulaci proudění nepotřebné, a proto byly odstraněny. Z vnějšího pláště byl poté vyroben vnitřní objem obou médií viz. Obr. 16. Geometrii inverzního objemu tedy můžeme rozdělit na tři části, a to na část **spalin**, **vody** a **stěny**, která se skládá z těles trubek, přepážek a jejich výztuh.



Obr. 15 Spalinový výměník Cento T200



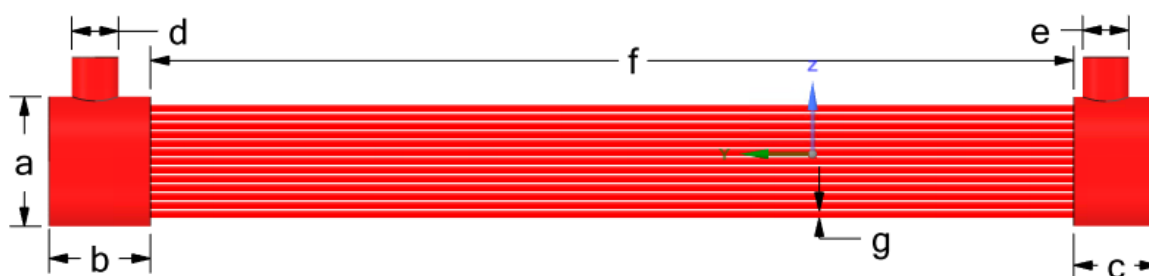
Obr. 16 Inverzní objem spalinového výměníku

3.1.1 Část spalin

Část spalin je tvořena vstupní a výstupní komorou s kolmým vstupem a výstupem. Dále je část spalin tvořena svazkem vnitřního objemu 121 trubek, které spojují obě komory. Konkrétní údaje o rozměrech popisuje Tab. 1 a Obr. 17.

název	Označení kóty	Rozměr [mm]
Průměr komor	a	348
Délka vstupní komory	b	275
Délka výstupní komory	c	230
Průměr vstupního hrdla	d	127
Průměr výstupního hrdla	e	125
Délka trubek	f	2500
Průměr trubek	g	19

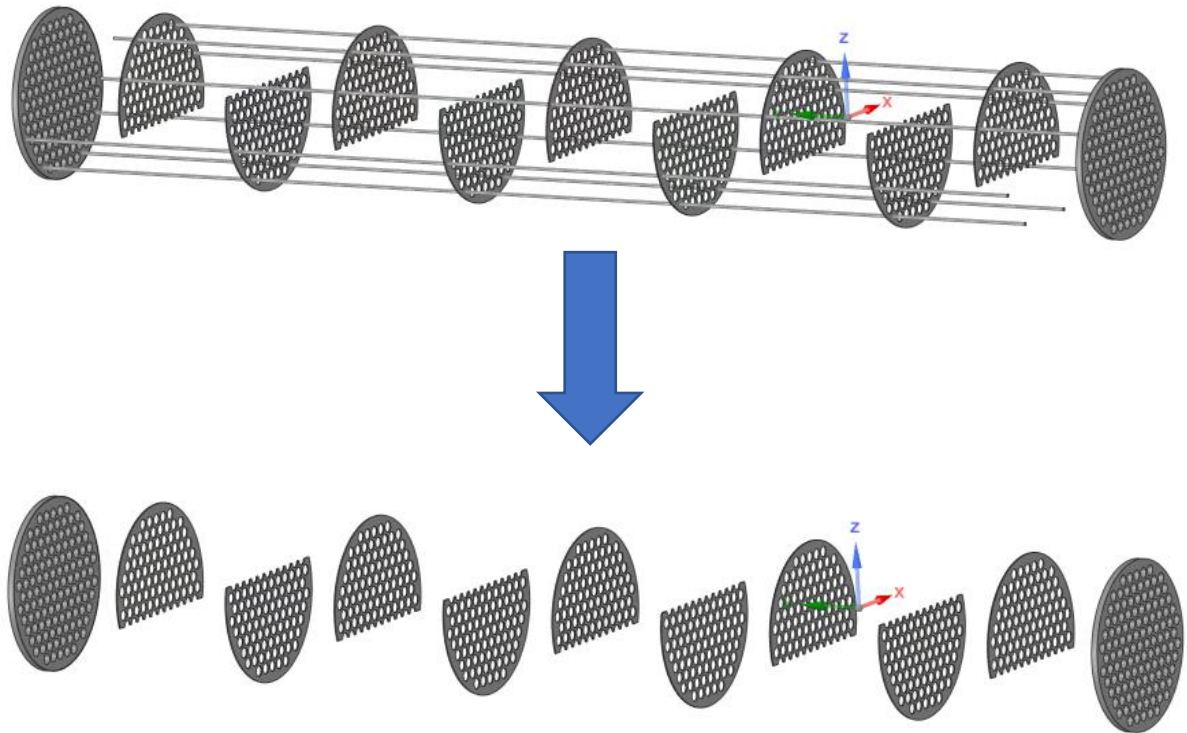
Tab. 1 Rozměry domény spalin



Obr. 17 Schéma domény spalin

3.1.2 Část domény stěn

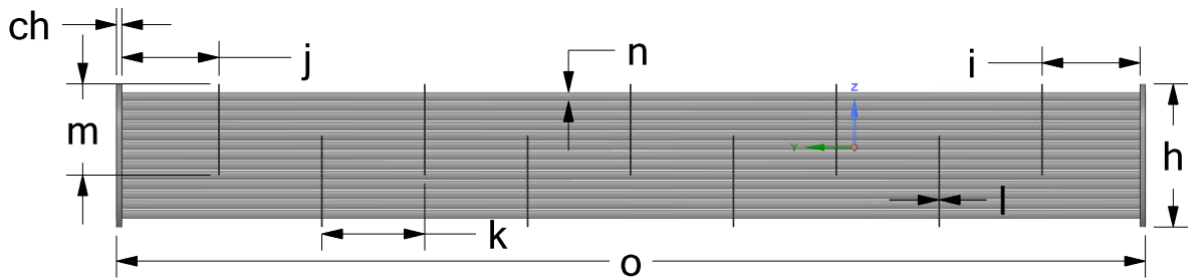
Část domény stěny tvoří všechny zbylé pevné části jako trubky, trubkovnice, přepážky a výztuhy přepážek. Lze předpokládat, že by výztuhy přepážek měly zanedbatelný vliv na přenos tepla a charakter proudového pole, a proto byly z výpočetní oblasti vyňaty viz. Obr. 18. Konkrétní popis rozměrů je obsažen v Tab. 2 a Obr. 19.



Obr. 18 Odstranění výztuh přepážek

název	Označení kóty	Rozměr [mm]
Průměr trubkovic	h	348
Tloušťka trubkovic	ch	13
Rozteč trubkovnice - první přepážka	i	238
Rozteč trubkovnice - poslední přepážka	j	236
Rozteč přepážek (centrálních)	k	250
Tloušťka přepážek	l	2
Délka přepážek	m	222
Průměr trubek vnější	n	22
Průměr trubky vnitřní	-	19
Délka trubek	o	2500

Tab. 2 Rozměry domény stěn



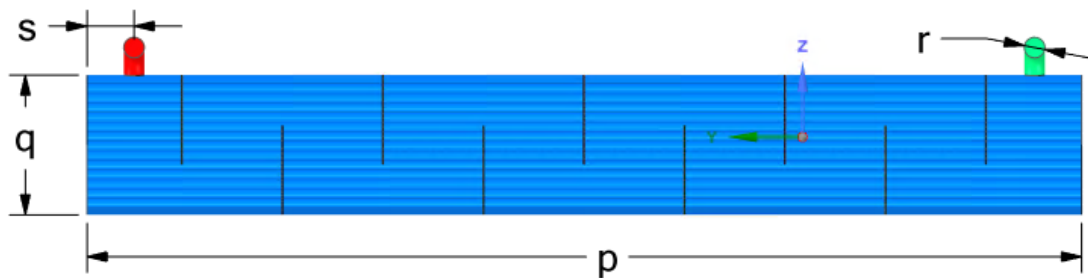
Obr. 19 Schéma domény stěn

3.1.3 Část vody

Část vody je tvořena zbylým objemem kolem trubek a mezi přepážkami. Jedná se tedy o válec, který je osazen dvěma koleny s úhlem otočení proudu o 90° pro vstup chladné vody a výstup teplé vody. Konkrétnější popis rozměrů se vyskytuje v Tab. 3 a Obr. 20

název	Označení kóty	Rozměr [mm]
Celková délka domény	p	2474
Průměr válce	q	348
Průměr vstupního a výstupního hrdla	r	51,2
Vzdálenost kolen od stěn trubkovic	s	117

Tab. 3 Rozměry domény voda



Obr. 20 Schéma domény voda

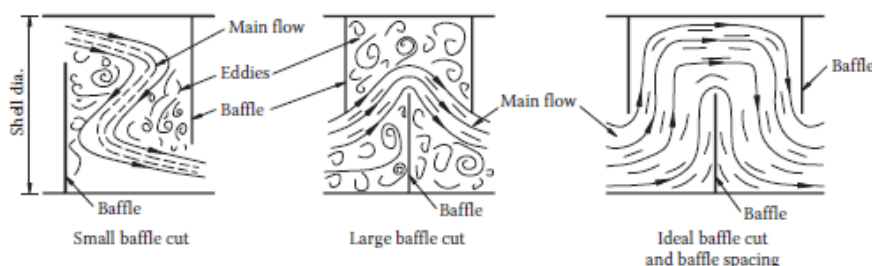
3.2 Varianty optimalizace

Vzhledem k tomu, že se tato bakalářská práce zaměřuje na optimalizaci chlazení tepelného výměníku spaliny/voda, jeví se vzhledem ke konstrukci vhodné zaobírat se změnou rozměrů přepážek. Modifikace přepážek byly provedeny v závislosti na literatuře „*Heat Exchanger Design Handbook*“, kde jsou popsány poznatky pro návrh široké škály typů výměníků, včetně typu, který je předmětem této práce. Ve spalínovém výměníku jsou použity jednosegmentové přepážky, které se skládají pouze z jedné desky s výřezem ve tvaru úseče viz. Obr. 22. Vyjma jedno segmentových přepážek se používají i vícesegmentové, kde je výřez tvořen dvěma deskami prostí sobě a následující překážku proudu tvoří jedna deska vložená doprostřed proudové oblasti s dvěma úseči po stranách. Obdobným způsobem fungují i „donutové“ přepážky, kde je otvor v první přepážce tvořen kruhovým výřezem a druhou přepážku tvoří pouze kruhová deska s menším průměrem, než je průměr pláště a voda proudí kolem této přepážky. Pro jednosegmentové přepážky, je v literatuře popsáno několik konstrukčních parametrů. Hlavními parametry, které mají největší vliv na přenos tepla a tlakovou ztrátu jsou délka přepážek a jejich rozteč. Dalšími parametry jsou orientace výřezů a tloušťka přepážek. [1]

Tloušťka přepážek by měla být ideálně co možná nejmenší vzhledem k použitému materiálu a jeho tepelným i mechanickým vlastnostem. Příliš malá tloušťka by kupříkladu mohla vést ke zvýšení amplitudy případných kmitů, což by mohlo mít i destruktivní účinky útrobu výměníku. [1]

Orientace výřezů nemá až takový vliv na přenos tepla a tlakovou ztrátu, ale ovlivňuje spíše usazování nečistot na dně nádrže. Pro jednofázové tekutiny se doporučuje horizontální výřez, který je použit i v optimalizovaném spalínovém výměníku, a proto tento parametr v rámci optimalizace zůstal nezměněn. [1]

Rozteč přepážek a délka přepážek nejvíce ovlivňuje proudění vody, díky kterému jsou trubky chlazeny. Na Obr. 21 vlevo je možné vidět případ moc dlouhé přepážky, kde vlivem malého výřezu dochází k urychlení proudu, což vede k tomu, že proud hůře kopíruje tvar přepážek, a tak zvětšuje oblast úplavu, kde se proudění lokálně zpomaluje a dochází tím k lokálnímu zvýšení teploty a zhoršení přenosu tepla. Urychlený proud, také více naráží na následující přepážku čímž vzroste dynamické namáhání přepážky. Na témže obrázku uprostřed je dále znázorněn případ příliš krátké přepážky, kde dochází ke zmírnění příčného obtékání trubek a proud se tedy přesouvá blíže do středu, čím se opět zvětšuje velikost úplavu a zpomaluje se proudění poblíž stěny pláště výměníku, takže se zvětšuje oblast akumulace tepla. Obdobný stav vzniká i při příliš velké rozteči přepážek. Na Obr. 21 vpravo je vyobrazen ideální stav délky a rozteče přepážek, kde se v podstatě nevytváří úplav a proudění vyplňuje celou oblast mezi přepážkami. Vzhledem k těmto poznatkům se pro optimalizaci měnily pouze tyto dva parametry. [1]

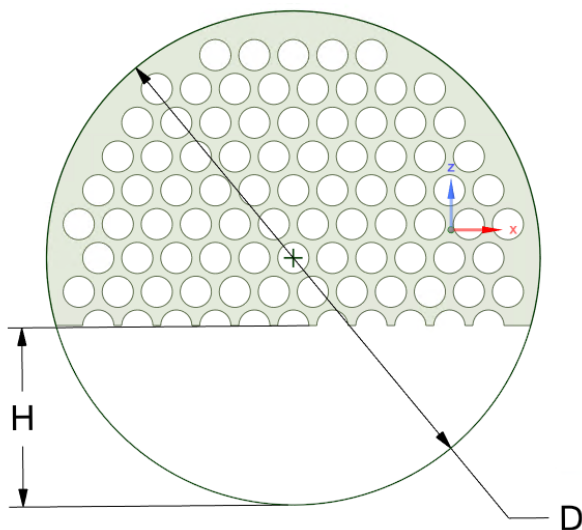


Obr. 21 Vliv délky a rozteče přepážek [1]

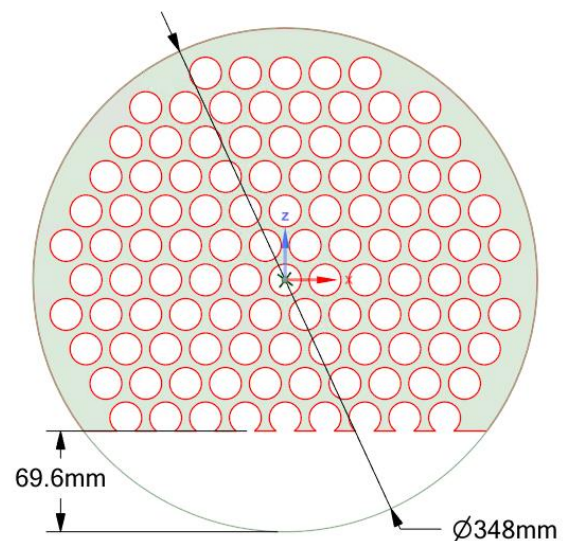
3.2.1 Modifikace délky přepážek

Jak už bylo popsáno výše, délka přepážky má vliv na proudění chladicí vody, což ovlivňuje i přenos tepla. V literatuře se délka přepážek vyjadřuje jako procentuální podíl z průměru válce vody (písmeno D na Obr. 22). Konkrétně se tedy spíše literatura zabývá výškou výřezu pod přepážkou, kterým je voda nucena proudit. Výška výřezu je označena písmenem H na Obr. 22. V literatuře se uvádí, že nejběžněji se využívá výšky výřezu mezi 20% – 25% průměru D , kde při dané tlakové ztrátě se jevila jako ideální výška výřezu 20% z průměru D . Při menším průřezu může dle literatury dojít k velkému nárůstu tlakové ztráty a naopak při zvyšování průřezu může dojít k výraznému zmírnění příčného obtékání trubek, což by mohlo vést ke zpomalení hlavního proudu a v určitých oblastech dokonce i k zastavení proudění a tvorbě vírů, což by snížilo tepelnou účinnost. [1]

Vzhledem k tomu byla v této bakalářské práci navržena varianta, u které byly výřezy od přepážek upraveny tak, aby odpovídaly 20 % průměru válce. V původní variantě byla výška výřezu $H=126$ mm, což odpovídá přibližně 36 % průměru D . Výřez byl tedy zmenšen na výšku $H=69,6$ mm.



Obr. 22 Výška přepážky (Parametr H)

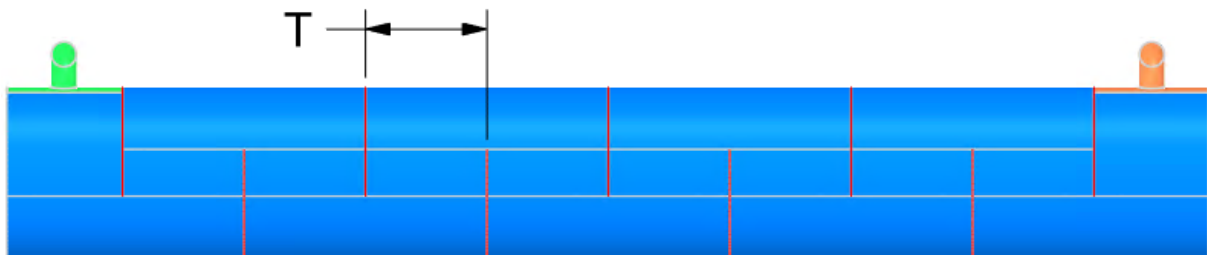


Obr. 23 Výška upravené přepážky

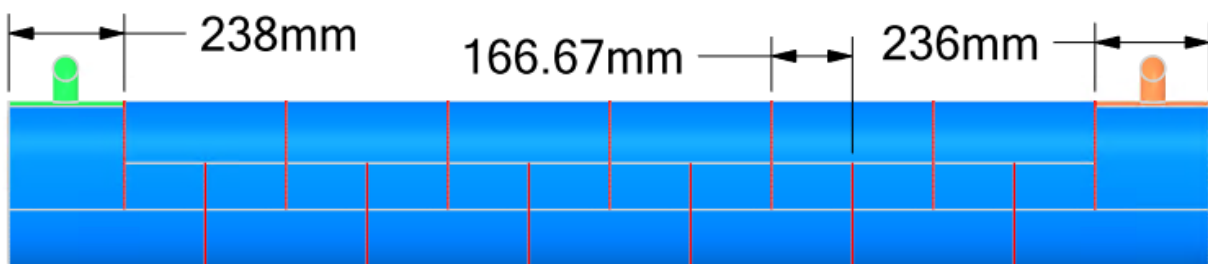
3.2.2 Modifikace rozteče přepážek

Obdobně jako výška přepážek se v literatuře rozteč přepážek (značení T na Obr. 24) vyjadřuje jako procentuální podíl z průměru D vyobrazeném na Obr. 22. Nejběžněji se používá rozteč přepážek, která odpovídá rozsahu 20% - 100% D s tím, že optimum se pohybuje zpravidla v rozsahu 40% - 50% D . Pro oblasti, kde je umístěn vstup a výstup kapaliny je doporučeno nechat prostor mezi trubkovnicí a nejbližší přepážkou větší pro umístění vstupu a výstupu ve vhodné vzdálenosti od trubkovnice. [1]

Podle informací získaných z literatury byla navržena varianta, která je v souladu s výše uvedenými poznatky. V původní geometrii byla rozteč přepážek odměřena $T=250$ mm, což odpovídá přibližně 79% průměru D . Proto byla navržena varianta, kde se prostor mezi přepážkami zmenšil na velikost $T=166,67$ mm, což odpovídá 48% D . Vlivem zúžení místa mezi přepážkami dále souviselo zvýšení počtu přepážek z 9 na 13. Prostor mezi trubkovnicemi a přilehlými přepážkami zůstal nezměněn, aby zůstal zachován zvětšený prostor v oblasti vstupu a výstupu, a nevznikla tedy ani nutnost měnit pozici vstupu a výstupu. Návrh varianty je vyobrazen na Obr. 25



Obr. 24 Rozteč přepážek (Parametr T)



Obr. 25 Rozměry upravené varianty

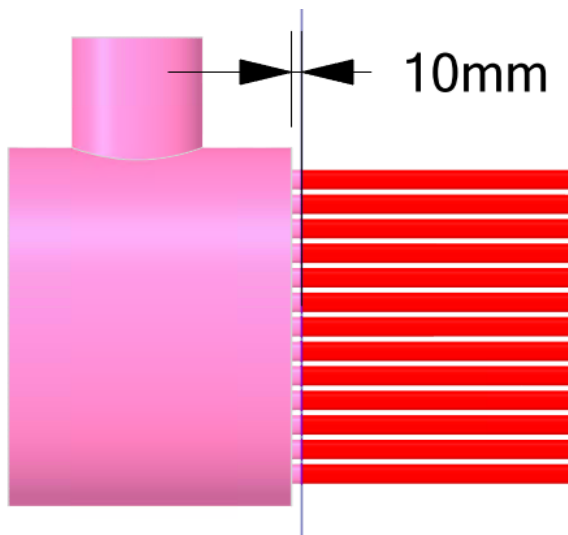
4 Diskretizace (Síťování)

Před samotnou diskretizací výpočetní oblasti bylo zapotřebí udělat několik úprav v geometrii, které samotné síťování zjednodušily a pomohly zmenšit počet prvků. Počet prvků bylo nutné sledovat, protože se jedná o poměrně velkou úlohu, u které by mohlo dojít k „přetečení“ kapacity operační paměti, a také s rostoucím počtem prvků se celý výpočet prodlužuje. Dále bylo potřeba provést studii sítě, u které by se ukázalo, jaká síť bude pro konečné výpočty nejvhodnější. Oba úkony jsou popsány v následujících kapitolách.

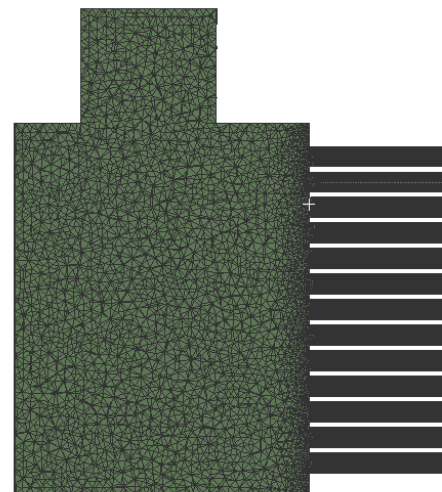
4.1 Úprava geometrie

4.1.1 Část spalin

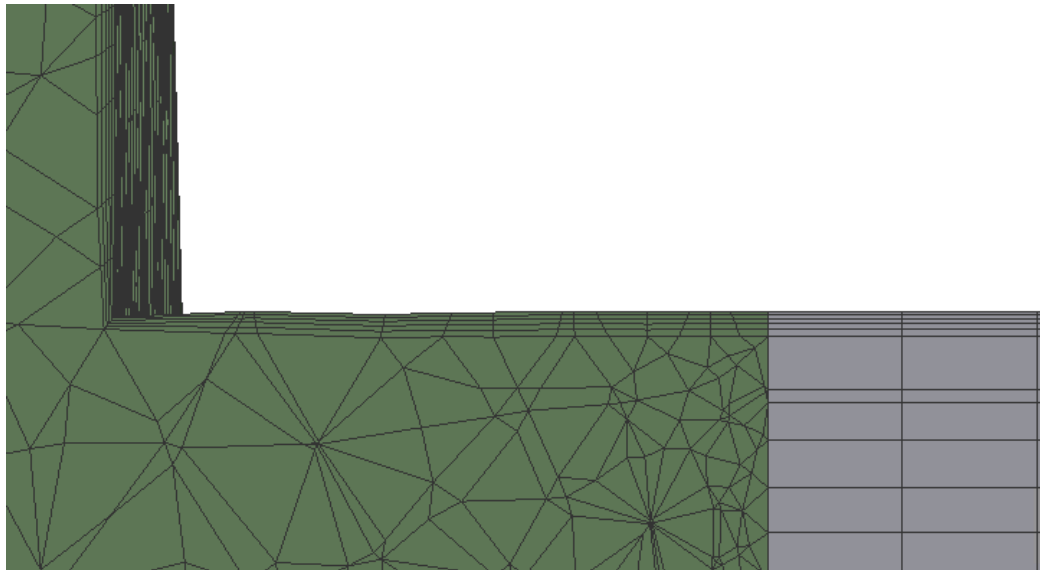
U části spalin byla odříznuta část trubek a připojena ke komorám z důvodu tvorby kvalitnější mezní vrstvy v oblasti ústí trubek viz. Obr. 28. Oddělení komor dále umožnilo síťovat komory a trubky jinou metodou síťování. Komory byly síťování nekonformní tetrahedrální sítí a oblast trubek byla dále síťována konformními hexahedrálními prvky, které jsou daleko úspornější, co se týče počtu prvků než prvky tetrahedrální. U obou částí pak byla nastavena sdílená topologie, která vzájemně propojila obě sítě v uzlových bodech, aby řešič nemusel výsledky ve spojené oblasti interpolovat, čímž se dosáhne větší přesnosti výpočtu. Úprava geometrie je znázorněna na Obr. 26. Na Obr. 27 je zobrazeno síťování vstupní komory s detailem napojení komor a trubek na Obr. 28.



Obr. 26 Připojení trubek ke komoře



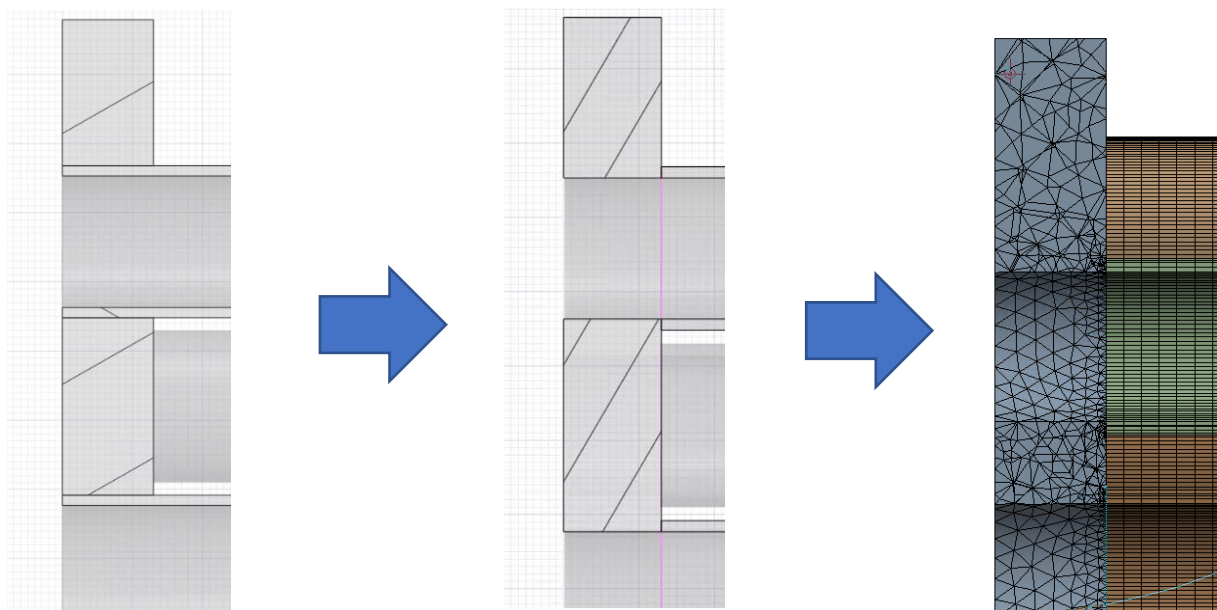
Obr. 27 Síť vstupní komory



Obr. 28 Detail napojení komory trubky

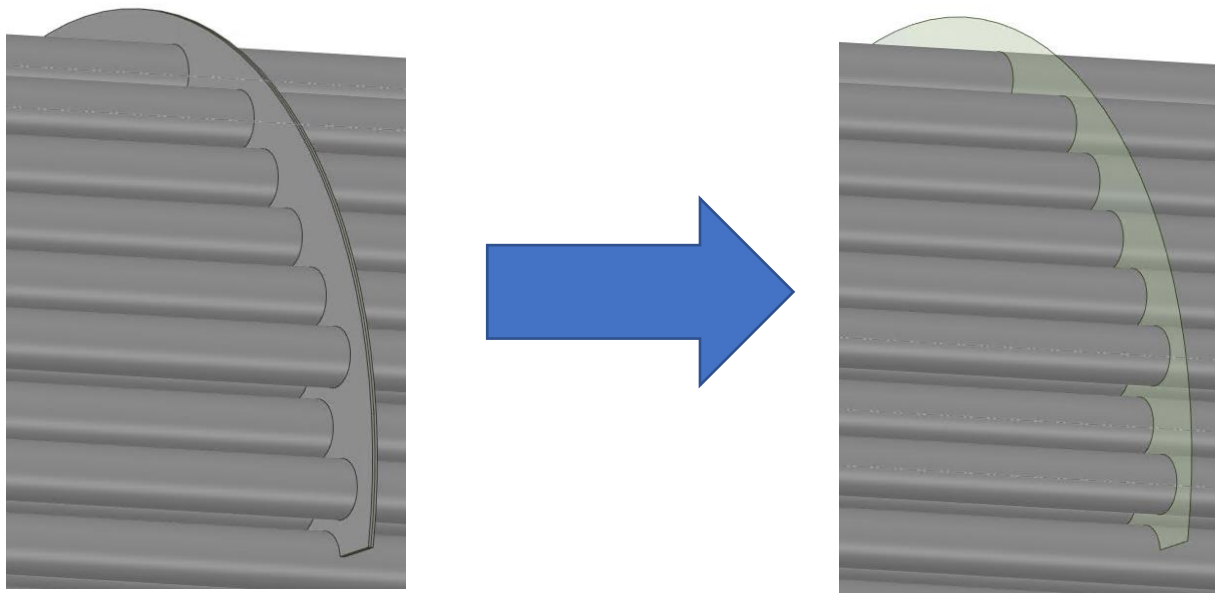
4.1.2 Část domény stěn

Jak už bylo popsáno výše, část domény stěn se skládá z těles trubkovic, trubek a přepážek. Aby bylo možné vysítovat trubky konformní hexahedrální sítí, bylo nutné části trubek, které byly vloženy do trubkovic odříznout a tyto odříznuté kusy poté připojit k tělesům trubkovic. Trubkovice poté byly síťovány nekonformní tetrahedrální sítí a oblast trubek hexahedrální, která má daleko menší náročnost na počet prvků. Na části trubkovic a trubek pak byla sdílena topologie, aby síť obou částí byla propojena v uzlových bodech. Znázornění úprav a vzniklé sítě je zobrazeno na Obr. 29



Obr. 29 Úprava trubek a trubkovic

Na části domény stěn byla dále zanedbána tloušťka přepážek, kvůli které by výrazně vzrostl počet prvků při případném síťování. Místo pevných přepážek byly tedy umístěny pouze roviny, které se při nastavení výpočtu použily jako interface s definovanou tloušťkou přepážky 2 mm, neboť teplotní profil napříč pevnou stěnou je pro potřeby práce irelevantní. Zjednodušení přepážky je vyobrazeno na Obr. 30.



Obr. 30 Zjednodušení přepážek

4.1.3 Část vody

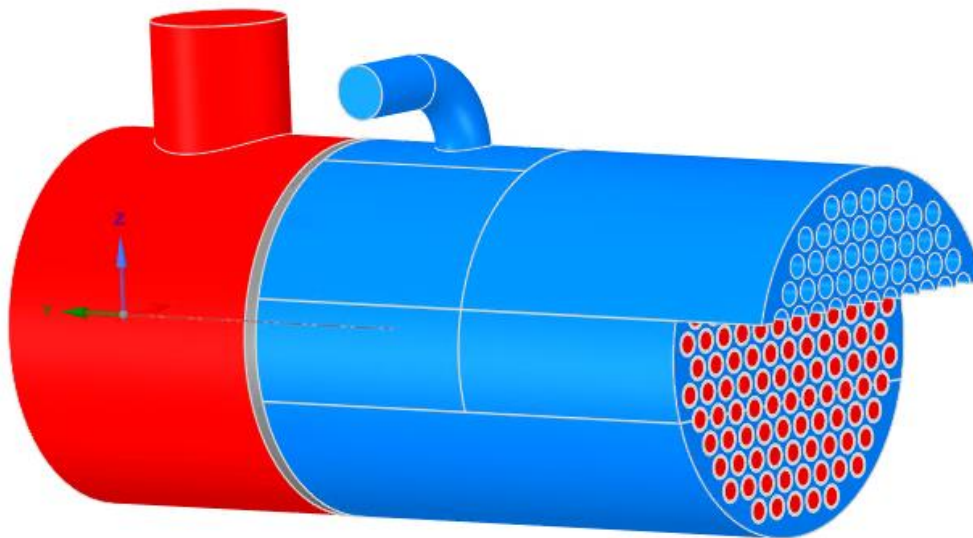
Aby bylo možné vysíťovat část vody pomocí hexahedrálních elementů, bylo nutné tuto část rozdělit na menší segmenty, které se následně síťovaly odděleně. Rozdělení se řídilo hlavně roztečí a délkou přepážek. Na vstupu a výstupu byly ještě odříznuty hrdla (zelená vstup, oranžová výstup), která byla síťována samostatně tetrahedrálními prvky viz. Obr. 31.



Obr. 31 Rozdělení domény vody

4.2 Analýza citlivosti výpočetní sítě

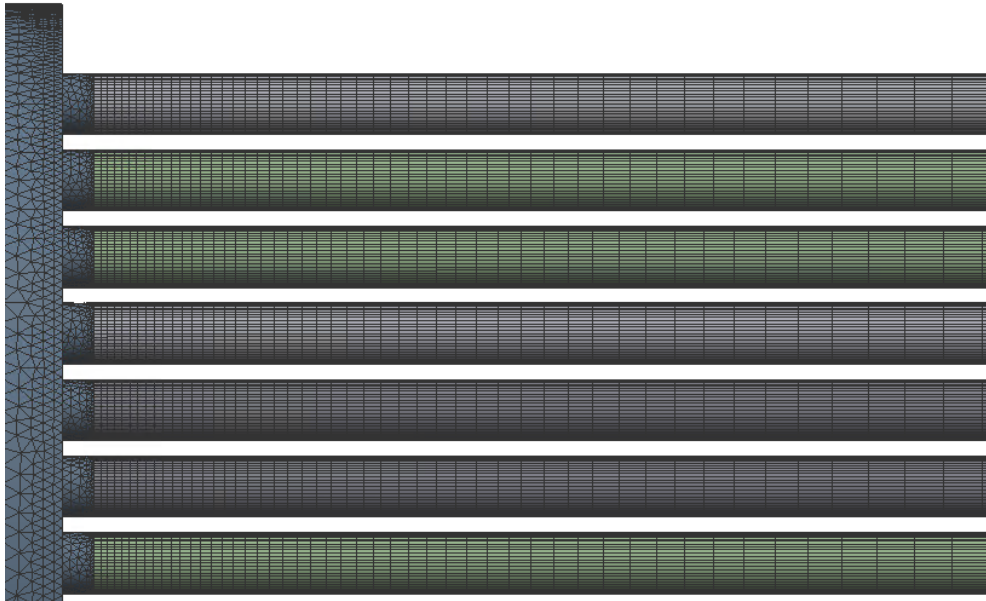
Před samotným spuštěním výpočtu celého výměníku byla napřed provedena analýza citlivosti výpočetní sítě, která měla za úkol nalézt variantu sítě, která bude při výpočtu dávat výsledky nezávislé na diskretizaci výpočetní oblasti a bude, pokud možno mít co nejmenší počet prvků. Jak už bylo psáno výše, tak byla použita hybridní síť kde se určité části síťovaly tetrahedrálními prvky a jiné části se síťovaly hexahedrálními prvky. Tato analýza byla provedena na části výměníku, která končí v úrovni 2. přepážky, a tak odpovídá přibližně jedné pětině celého výměníku (viz. Obr. 32), takže se na tomto kousku vyskytovaly hlavní části výměníku. Toto zjednodušení bylo provedeno z důvodu výpočetní náročnosti celého výměníku.



Obr. 32 Část výměníku použitá pro analýzu výpočetní sítě

4.2.1 Část spalin

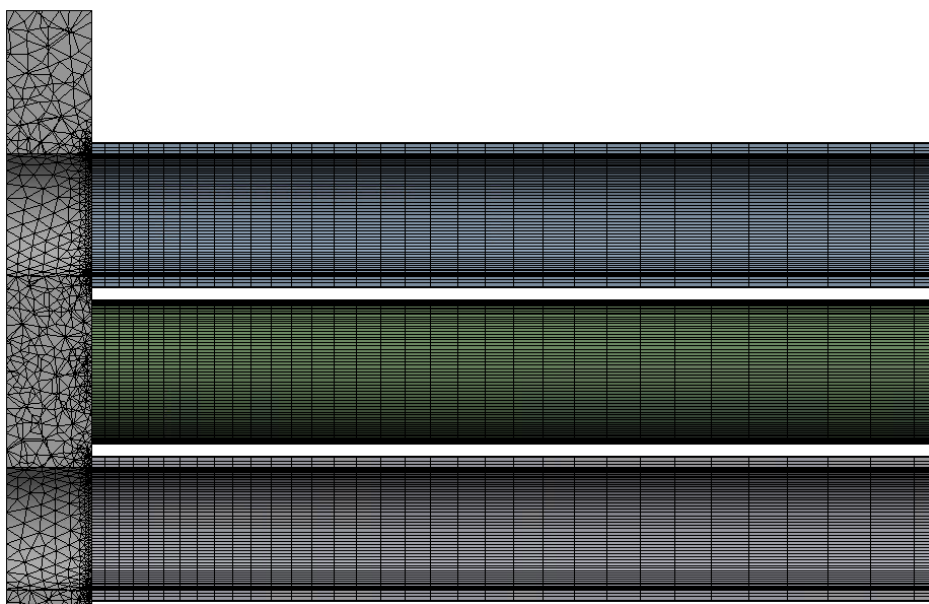
V doméně spalin byla u všech variant vytvořena síť, u které se komory síťovaly tetrahedrálními prvky a části trubek prvky hexahedrálními. Aby byl lépe podchycen vývin proudění spalin v trubce, bylo do trubek nastaveno zjemnění buněk, které zapříčilo že se u vstupu do trubek síť generovala s kratšími elementy viz Obr. 33. Vyjma změny mezní vrstvy byla pro všechny varianty použita ve spalinách stejná síť. Tloušťka první mezní vrstvy byla pro Variantu 1 zvolena na hodnotu 0,005 mm a pro Variantu 2 a Variantu 3 byla zvolena 0,05 mm.



Obr. 33 Síť spalin

4.2.2 Část domény stěn

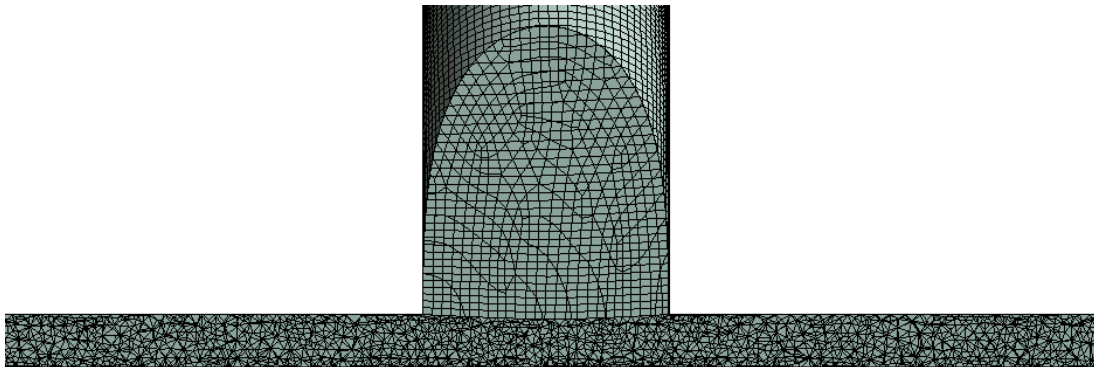
U domény stěn bylo využito obdobného postupu jako u domény spalin. Trubkavnice byla diskretizována tetrahedrálními prvky a trubky hexahedrálními. U této domény byla také použita větší koncentrace kratších buněk u vstupu do trubek, aby byl lépe podchycen největší prostup tepla skrz stěnu na vstupu spalin a vody. U domény stěn byl kladen důraz na to, aby skrz stěnu byly vytvořeny alespoň tři celé buňky. Z tohoto důvodu se zde tvořily buňky tenké pouhý půl milimetr, což výrazně zvedalo počet prvků. Vzhledem k tomu, že se jedná o pevné těleso, tak zde není nutné síťovat mezní vrstvu. Ukázka sítě se vykytuje na Obr. 34.



Obr. 34 Síť domény stěn

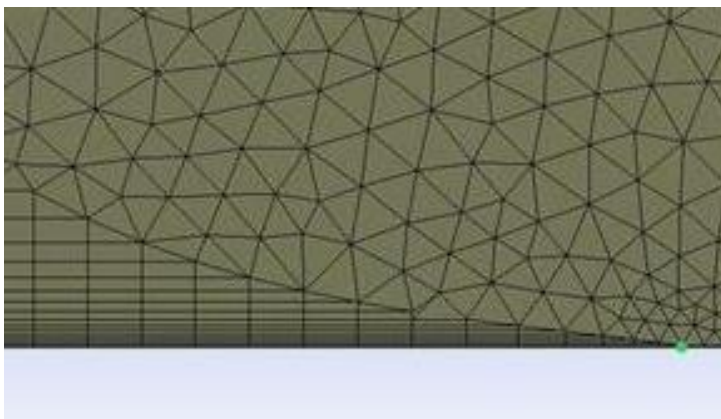
4.2.3 Část vody

Jak je patrné z Obr. 32, tak i zde pro analýzu sítě byla doména vody rozdělena na 5 menších částí. Oblast hrdla byla oddělena, protože se v této části vyskytovalo napojení vstupního kolena do válce a nebylo tak možné oblast vyplnit pouze hexahedrálními prvky. Proto byla tato část diskretizována pomocí hybridní sítě. viz. Obr. 35.

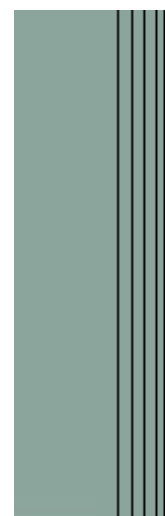


Obr. 35 Napojení hrdla

Díky oddělení vstupní části s hrdlem, bylo dále možné vytvořit plně hexahedrální síť na zbylých částech domény vody. Rozdělení mělo také pozitivní vliv na tvorbu mezní vrstvy na stěnách přepážek, u kterých by se jinak projevil tzv. stair-stepping, který spočívá v pozvolném odebrání vrstev vygenerované mezní vrstvy až úplně zanikne viz. Obr. 37. Tato chyba se projevovala na konci přepážky, a proto tomuto problému pomohlo oddělení spodní části pod přepážkou. Na Obr. 36 je znázorněno správné ukončení mezní vrstvy v první části domény vody.



Obr. 37 Vyobrazení stair-stappingu



Obr. 36 Vyobrazení vhodného zakončení mezní vrstvy

U části vody byla síť nejvíce modifikována pro jednotlivé varianty. Parametry, které se měnily, byla tloušťka první vrstvy v mezní vrstvě a délka hexahedrálních buněk. Pro větší přehlednost byly tyto dva parametry zaneseny do Tab. 4

parametr	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3
Tloušťka první vrstvy v mezní vrstvě [mm]	0,005	0,05	0,05
délka prvků [mm]	4	4	8

Tab. 4 Tabulka parametrů sítě vody

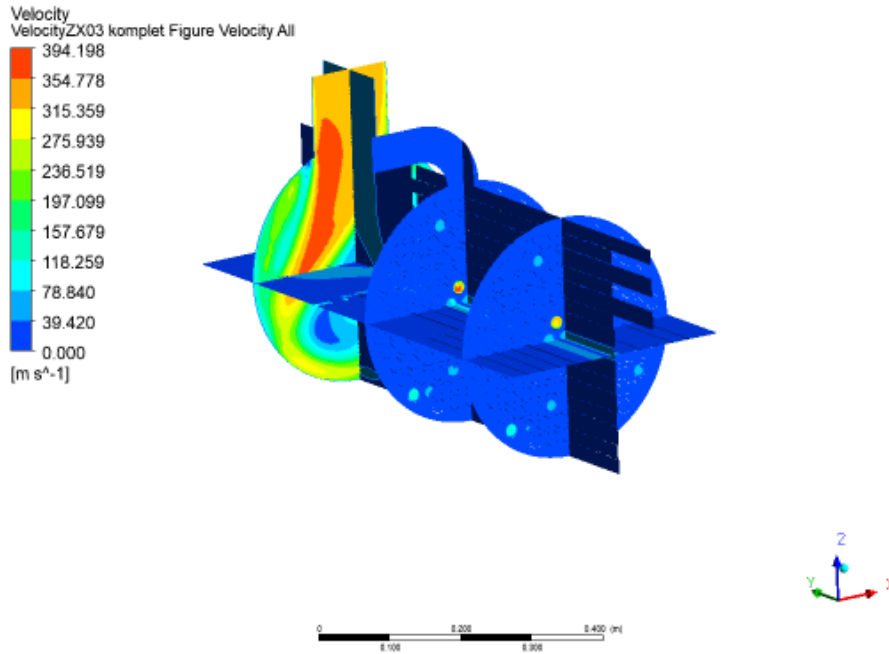
4.2.4 Srovnání variant sítě

Kritérium srovnání různých variant výpočetní sítě byla tlaková ztráta a hodnota $Y+$. Jak už bylo psáno, byla kladena snaha najít vhodnou síť s pokud možno co nejmenším počtem prvků. Počet prvků pro jednotlivé varianty je znázorněn v Tab. 5 spolu s hodnotami tlakových ztrát a hodnot $Y+$.

	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3
Počet prvků	24 604 062	26 438 455	20 531 176
Tlaková ztráta (Spaliny) [Pa]	664,844	239,633	233,570
Tlaková ztráta (Voda) [Pa]	2379,580	1493,910	1489,750
$Y+$ Spaliny [-]	0,3	2,521	2,521
$Y+$ Voda [-]	0,171	1,210	1,198

Tab. 5 přehled hodnot studia sítě

Z Tab. 5 je patrné, že Varianty 2 a 3 jsou si co se týče tlakových ztrát a $Y+$ hodně podobné. Varianta 1 se však od ostatních dosti odlišuje. Při vykreslení kontur rychlostí je zřejmé, že u varianty 1 došlo k vytvoření špatné sítě, u které došlo k nerovnoměrnému rozložení spalin do jednotlivých trubek. Z kontury proudového pole na Obr. 38 je patrné, že se jednalo o nefyzikální výpočet, který byl významně ovlivněn vytvořenou sítí, která se tedy ukázala jako zcela nevhodná.

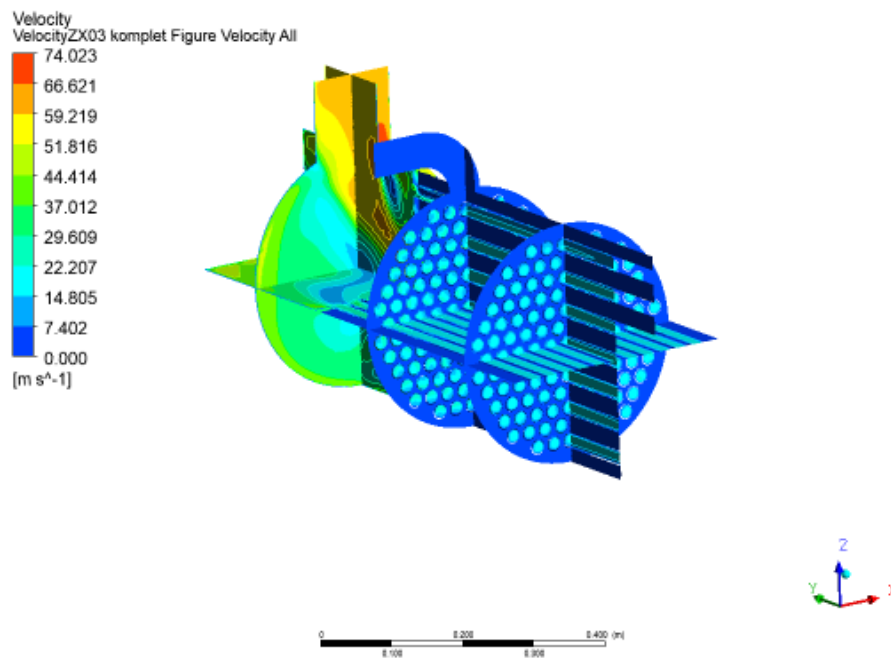


Obr. 38 Proudové pole varianta 1

Vzhledem k těmto poznatkům a hodnotám byla jako nejvhodnější varianta pro celý výměník zvolena varianta 3, která měla nejmenší počet prvků a hodnoty tlakových ztrát a Y_+ měly zanedbatelný rozdíl oproti variantě 2. Varianta 3 nevykazovala ani žádné problémy ohledně proudové oblasti viz. Obr. 39. Pomocí použité varianty byly diskretizovány všechny varianty, jejíž hodnoty byly zaneseny do Tab. 6.

oblast	Varianta A	Varianta B	Varianta C
Počet prvků spaliny	40 432 267	40 432 434	40 430 487
Počet prvků stěny	16 549 749	16 541 068	16 549 749
Počet prvků voda	48 330 719	42 588 152	46 034 743
Počet prvků celkem	105 312 735	99 561 654	103 014 979

Tab. 6 Počet prvků pro jednotlivé varianty



Obr. 39 Proudové pole varianta 3

5 Nastavení výpočtu

Před spuštěním simulace bylo nutné provést nastavení výpočtu, které spočívalo v nastavení okrajových podmínek, materiálových charakteristik a použitých rovnic. Dále bylo nutné nastavit rozhraní mezi doménami spalin, stěn a vody, a také rozhraní mezi jednotlivými částmi vody a na stěnách přepážek, kterým byla definována tloušťka 2 mm, a tak sloužily jako vhodná náhrada pevných přepážek. Rozhraním byly dále přiřazeny vlastnosti hladkých neulpívajících stěn, skrz které pouze prostupuje teplo. Vstupní a výstupní podmínky použité pro výpočet jsou uvedené v Tab. 7. Vnější stěna, která tvořila okraj výpočetní oblasti byla nastavena jako dokonale hladká adiabatická neulpívající stěna.

název	Typ podmínky	Hodnota
Spaliny vstup	Průměrný tlak	10330 [Pa]
	Teplota	520 [°C]
Spaliny výstup	Hmotnostní tok	0,31 [kg·s ⁻¹]
Voda vstup	Hmotnostní tok	5 [kg·s ⁻¹]
	Teplota	88 [°C]
Voda výstup	Průměrný tlak	250000 [Pa]

Tab. 7 Vstupní a výstupní podmínky

Úloha byla řešena jako stacionární úloha proudění se zvoleným modelem turbulence $k - \omega$ SST, který udává i smysluplné výsledky ve volném proudění dále od stěn ale i v jejich blízkosti. Dále byl pro numerickou simulaci zapnut model Total energy, kvůli přenosu tepla a diskretizační schéma High Resolution.

Co se týče materiálových vlastností, tak pro oblast vody a spalin byly vlastnosti obou médií převzaty z knihovny softwaru, kde pro spaliny byl zvolen ideální plyn s vlastnostmi CO₂. Jako materiál trubkovnic a trubek byla použita korozivzdorná ocel X6CrNiTi1810, ze které byly tyto části vyrobeny. Základní vlastnosti materiálu jsou uvedeny v Tab. 8.

Voda		
Název	hodnota	Jednotky
Molární hmotnost	18,02	[kg·kmol⁻¹]
Hustota	997	[kg·m⁻³]
c_p	4181,7	[J·kg⁻¹·K⁻¹]
Dynamická viskozita	0,0009	[kg·m⁻¹·s⁻¹]
Tepelná vodivost	0,6	[W·m⁻¹·K⁻¹]
Spaliny		
Název	hodnota	Jednotky
Molární hmotnost	44.01	[kg·kmol⁻¹]
Hustota	Ideální plyn	[kg·m⁻³]
c_p	851	[J·kg⁻¹·K⁻¹]
Dynamická viskozita	0,0000149	[kg·m⁻¹·s⁻¹]
Tepelná vodivost	0,0145	[W·m⁻¹·K⁻¹]
X6CrNiTi1810		
Název	hodnota	Jednotky
Molární hmotnost	55.85	[kg·kmol⁻¹]
Hustota	8030	[kg·m⁻³]
c_p	502,48	[J·kg⁻¹·K⁻¹]
Tepelná vodivost	16,27	[W·m⁻¹·K⁻¹]

Tab. 8 Materiálové charakteristiky

6 Analýza výsledků

Nedílnou součástí numerické simulace je vyhodnocení jejích výsledků. V následujících podkapitolách je stručně shrnut průběh výpočtu a následně provedeno vyhodnocení pomocí grafů teplot ve vyhodnocovaných rovinách a pomocí sérií kontur teplotního a rychlostního pole. Vyhodnocení bylo provedeno celkem pro tři varianty, původní neupravenou geometrii (varianta A), variantu s upravenou roztečí přepážek (varianta B) a varianta s upravenou délkou přepážek (varianta C).

6.1 Průběh výpočtu

Výpočet varianty A byl zpočátku spuštěn s režimem „Fluid Timescale Control“ nastaveným na Local timescalce faktor s hodnotou 1,0. Dále byla zpočátku výpočtu přenastavena okrajová podmínka na vstupu spalin z podmínky „inlet“ na podmínku „opening“, což umožnilo, aby se proud spalin vracel zpět skrze vstup. Zhruba kolem 150 iterace byl režim „Local Timescale Control“ nastaven zpět na Auto timescale a okrajová podmínka byla nastavena zpět na „inlet“. Kvůli pomalé konvergenci energetické rovnice byla kolem 600 iterace přenastavena hodnota doplňujícího faktoru u Timescale control z 1.0 na 10, což výrazně urychlilo konvergenci. Před ukončením výpočtu varianty A byla hodnota tohoto faktoru nastavena zpět a po dalších 20 iteracích byl výpočet vypnut. Výsledky varianty A, pak byly použity jako vstupní data pro výpočet Varianty B, která zkonvergovala v průběhu dalších 125 iterací. Pro výpočet varianty C bylo použito obdobného postupu jako u varianty B a díky již napočteným výsledkům tato varianta zkonvergovala v průběhu dalších 110 iterací.

6.2 Vyhodnocení výsledků

Hlavním kritériem pro vyhodnocení byl teplotní rozdíl na vstupech a výstupech u jednotlivých variant. Další kritérium byla tlaková ztráta napříč oběma médii, která se vlivem manipulace s přepážkami změnila. Dále byly sestaveny grafy, které popisují změnu teploty napříč částí vody a spalin, aby byl znázorněn teplotní spád v těchto oblastech. Součástí vyhodnocení byla také sada kontur teplotních a rychlostních polí jednotlivých variant.

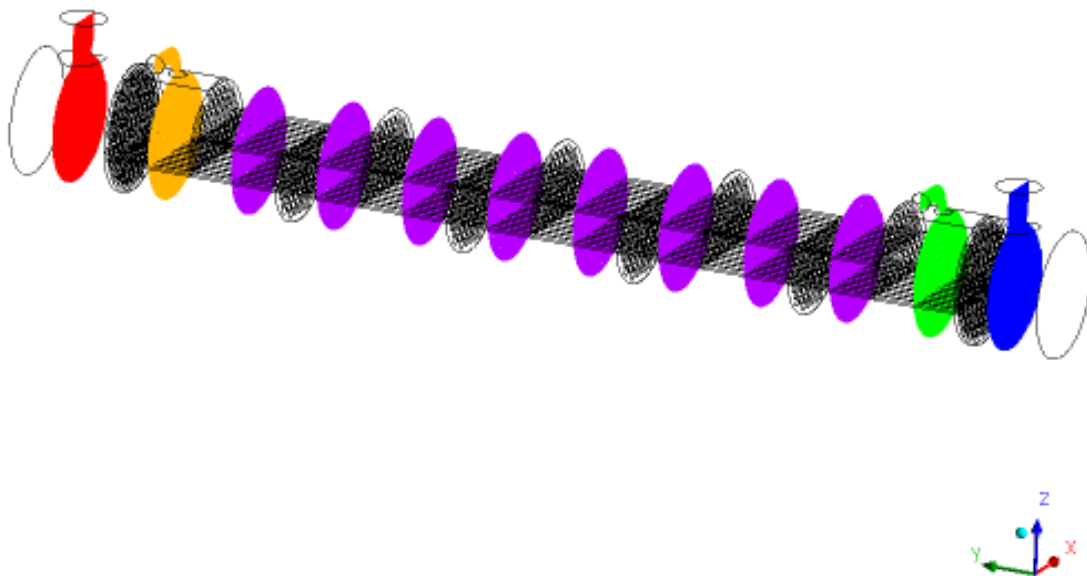
6.2.1 Vyhodnocení teplot

Jak už bylo popsáno výše, hlavní veličinou byl teplotní rozdíl na vstupech a výstupech spalin a vody. Tyto hodnoty jsou spolu s teplotami na vstupech a výstupech zaneseny v Tab. 9. Podle těchto hodnot nemá změněná rozteč a délka přepážek moc velký vliv na výstupní teplotu vody ani spalin. U Varianty C došlo dokonce i k mírnému zhoršení.

Dále byly sestaveny grafy, které znázorňují teplotní spád napříč výměníkem pro spalinu a vodu. Hodnoty pro grafy byly získány z průměrných hodnot teploty přes plochu řezů, které byly voleny v místě vstupů, výstupů a vždy uprostřed prostoru mezi přepážkami viz. Obr. 40. Varianty A a C byly z důvodu porovnání hodnot vloženy do jednoho grafu. Hodnoty pro variantu B museli být vloženy do jiného grafu kvůli tomu, že pozice řezů, ve kterých byly hodnoty měřeny, se oproti řezům v ostatních variantách posunuly vlivem změny rozteče přepážek a vlivem zvětšení jejich počtu. Grafy teplotních spádů jsou vyobrazeny na Obr. 41 až Obr. 44.

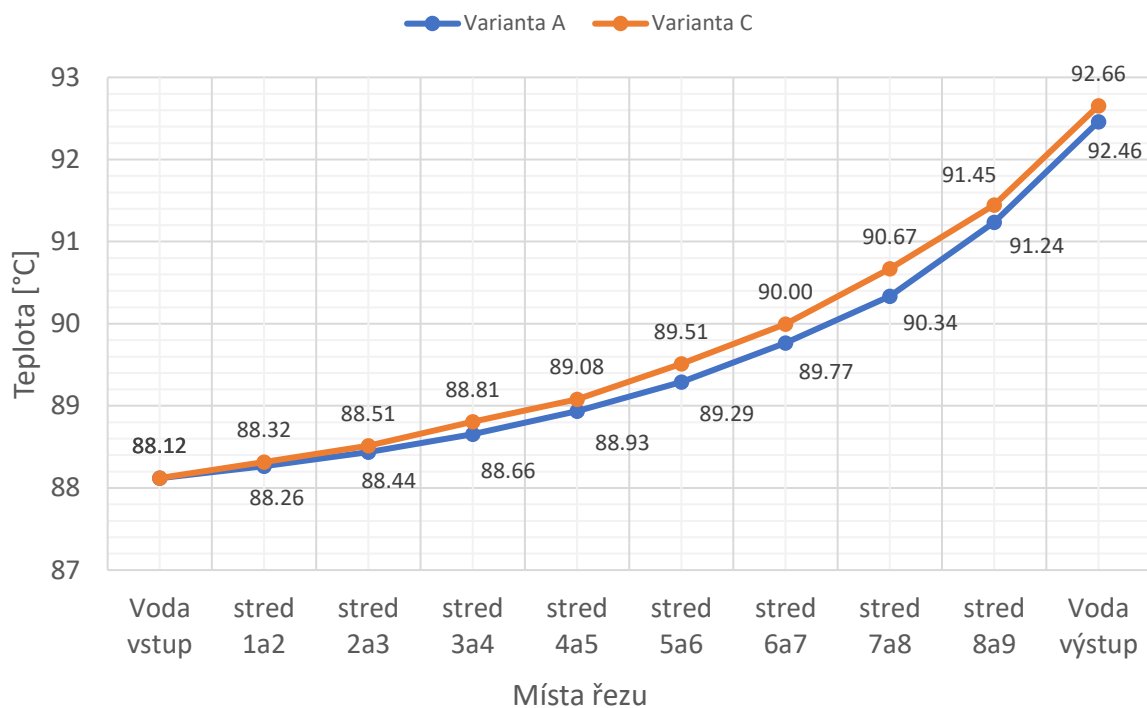
Voda			
veličina	Varianta A	Varianta B	Varianta C
Teplota vstup [°C]	88	88	88
Teplota výstup [°C]	93,12	93,642	92,958
Rozdíl teplot (výstup-vstup) [°C]	5,12	5,642	4,958
Spaliny			
Teplota vstup [°C]	519,994	519,998	519,994
Teplota výstup [°C]	128,894	125,054	130,642
Rozdíl teplot (vstup-výstup) [°C]	391,1	394,943	389,453

Tab. 9 Hodnoty teplot vstup-výstup



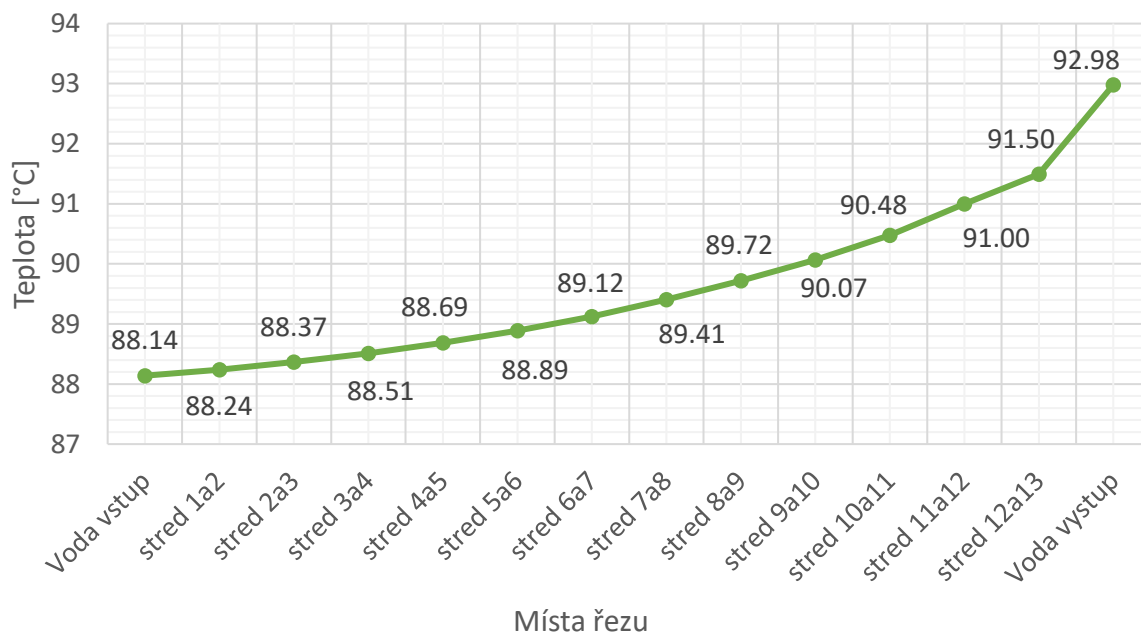
Obr. 40 Roviny pro vyhodnocení teplotního spádu

Teplotní spád část vody



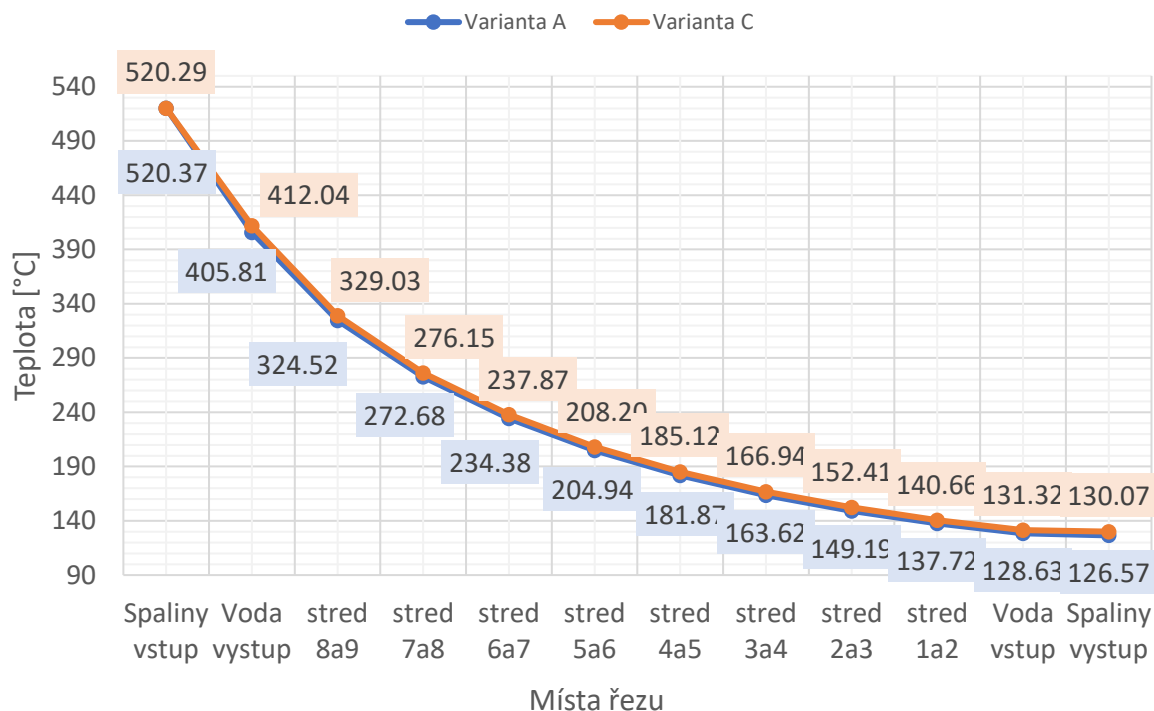
Obr. 41 Teplotní spád výměníkem oblast vody varianta A a C

Teplotní spád výměníkem oblast vody varianta B



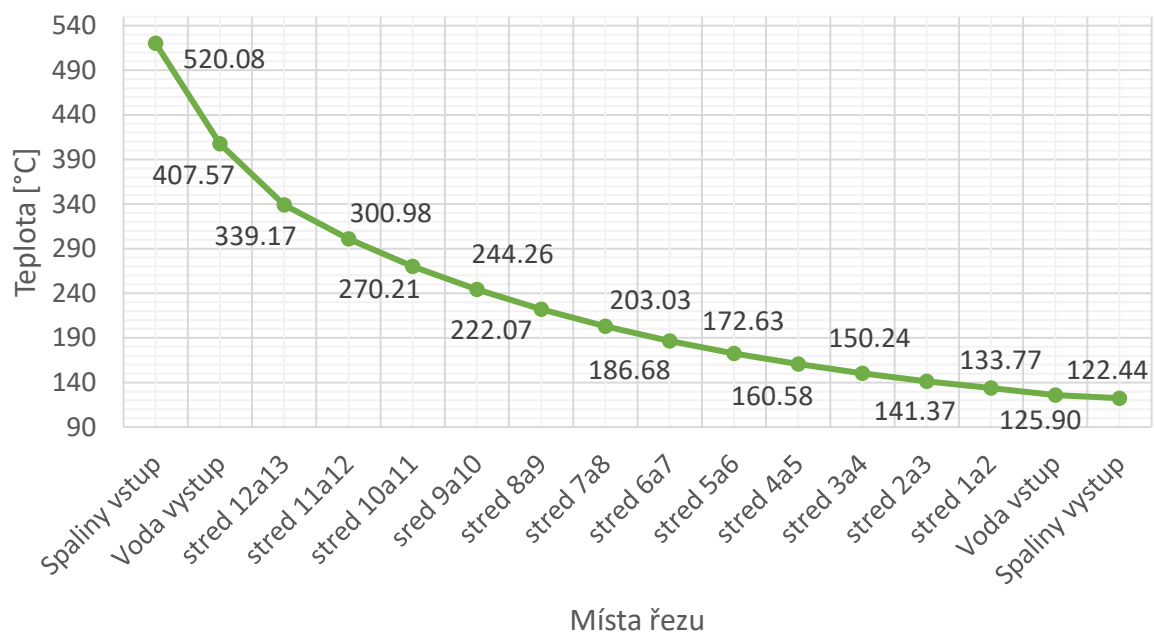
Obr. 42 Teplotní spád výměníkem oblast vody varianta B

Teplotní spád výměníkem oblast spalin varianta A a B



Obr. 43 Teplotní spád výměníkem oblast spalin varianta A a C

Teplotní spád výměníkem oblast spalin varianta B



Obr. 44 Teplotní spád výměníkem oblast spalin varianta B

6.2.2 Vyhodnocení tlaku

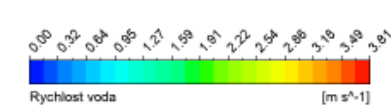
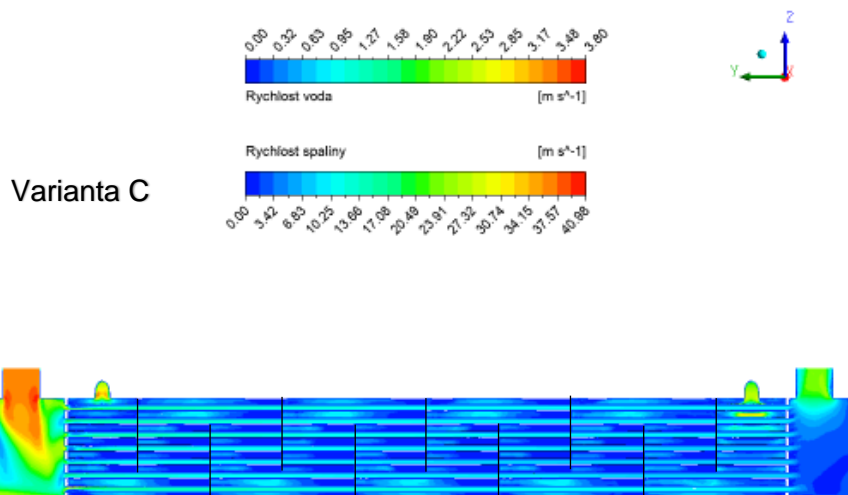
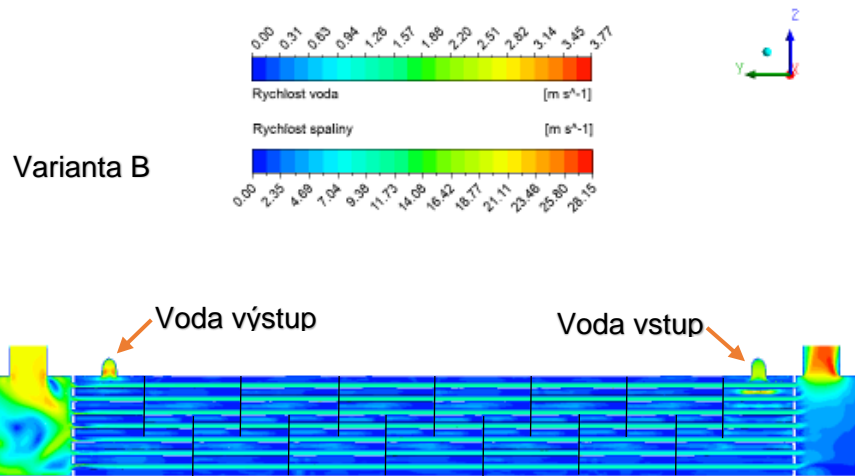
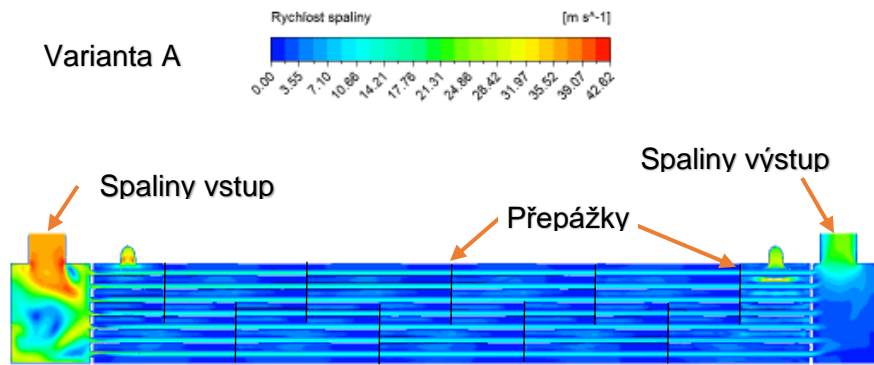
Pro vyhodnocení tlaku byla hlavním kritériem tlaková ztráta, která udává rozdíl tlaků na vstupech – výstupech. Hodnoty tlakových ztrát spolu s hodnotami jednotlivých tlaků na vstupech a výstupech jsou zaneseny v Tab. 10. Zde byl zaznamenán poměrně velký nárůst tlakové ztráty u obou modifikovaných variant. Varianta B měla nárůst téměř o 21% a varianta C měla nárůst dokonce o 30%.

Voda			
veličina	Varianta A	Varianta B	Varianta C
Tlak vstup [Pa]	259 178	261 094	262 004
Tlak výstup [Pa]	249 999	249 999	249 999
Rozdíl Tlaku (vstup-výstup) [Pa]	9 179	11 095	12 004
Spaliny			
Tlak vstup [kPa]	100 881	101 075	100 881
Tlak výstup [kPa]	100 285	100 476	100 333
Rozdíl tlak (vstup-výstup) [Pa]	596	599	549

Tab. 10 Hodnoty tlaků vstup-výstup

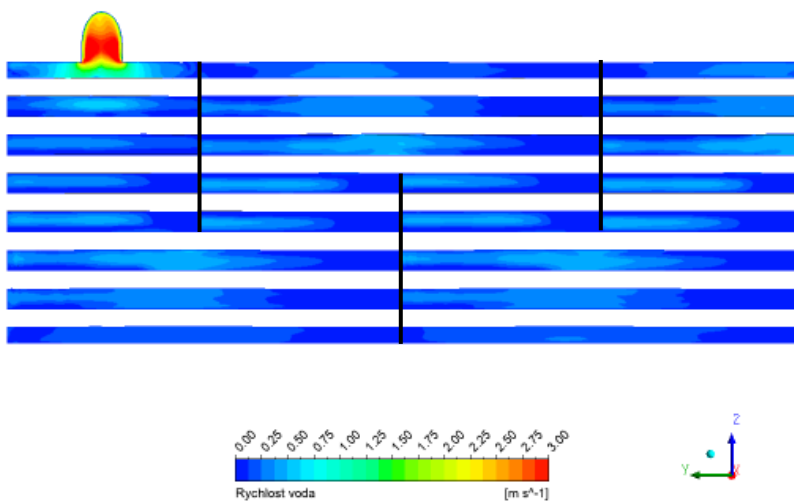
6.2.3 Vyhodnocení proudového pole

Vyjma konkrétních hodnot teplot a tlaků byly z výsledků vytvořeny kontury rychlostního pole, na kterých je možné pozorovat kritická místa v proudové oblasti vody a vliv geometrických úprav. Na Obr. 45 je znázorněn řez skrz celý výměník, kde je možné na části vody pozorovat výrazné snížení rychlosti v úplavech za přepážkami. Toto zpomalení proudu negativně ovlivňuje chlazení trubek, jelikož se vlivem stagnace proudu v této oblasti akumuluje teplo a vlivem toho pak klesá účinnost celého výměníku. Pro větší názornost tohoto zpomalení byl vytvořen detail proudového pole u výstupu vody s několika posledními přepážkami viz. Obr. 46, na kterém lze pozorovat urychlení hlavního proudu mezi přepážkami na variantě B a C, a také mírné zmenšení úplavu za přepážkami u varianty B. U varianty C měla změna délky přepážek spíše opačný vliv, a tak došlo k zvětšení úplavu. V konturách byly použity dvě legendy horní legenda vždy odpovídá konturám spalin a dolní konturám vody.

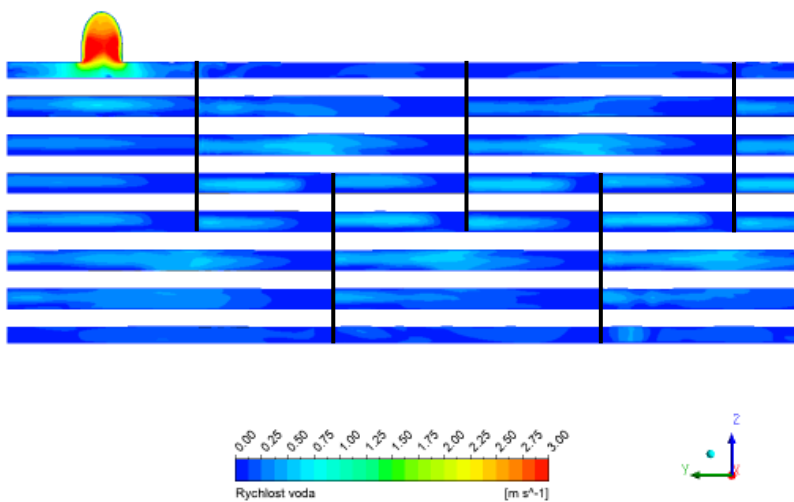


Obr. 45 Kontury rychlostního pole přes celý výměník pro varianty A, B, C

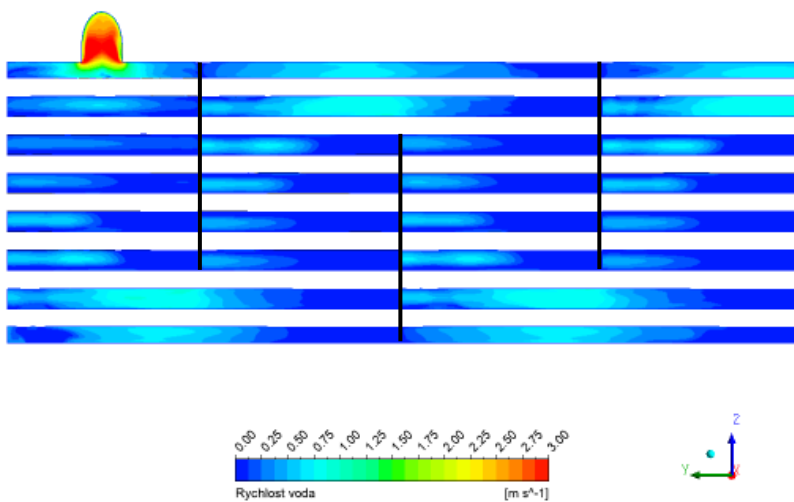
Varianta A



Varianta B

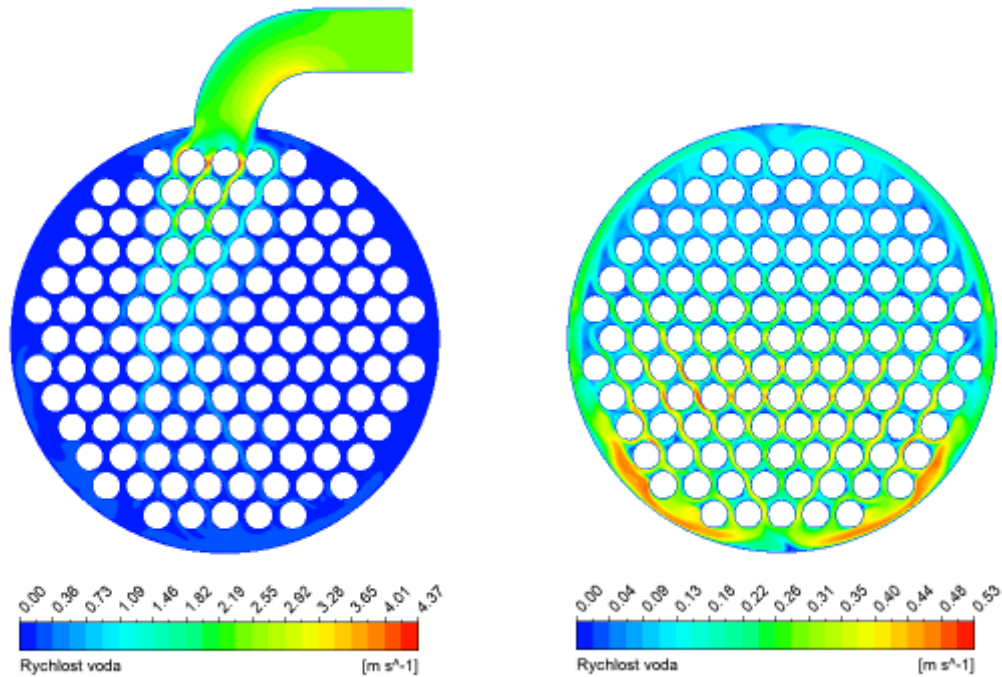


Varianta C



Obr. 46 Detail rychlostního pole vody varianty A, B, C

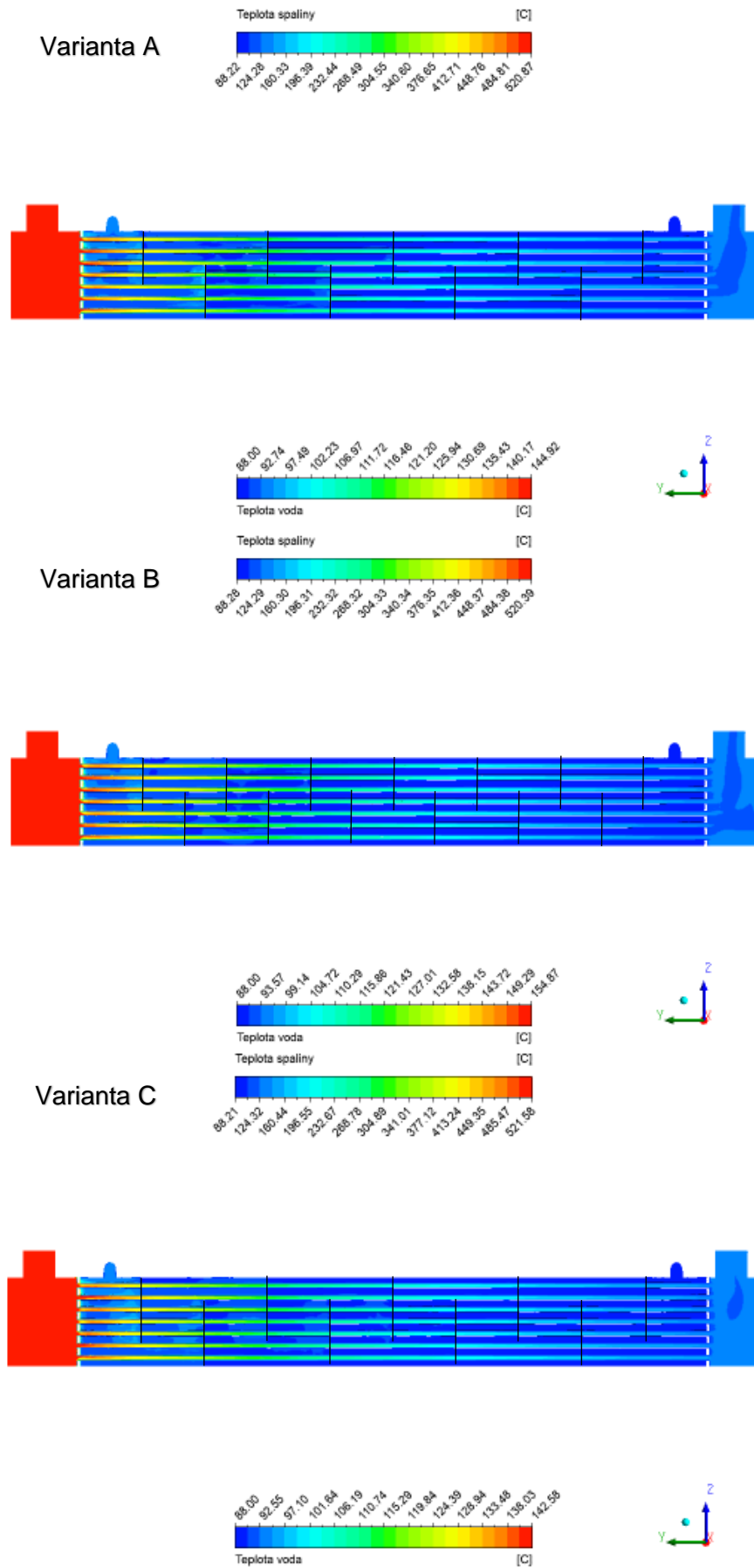
Na Obr. 47 je vlevo zobrazeno rychlostní pole v řezu na vstupu vody, kde je možné pozorovat Coandův efekt, který vzniká při obtékání silně zakřivených těles (v tomto případě trubek). Proud vody má pak tendenci tento povrch obepínat, a tak došlo k zakřivení proudu obtékaného svazku k jedné straně. Na stejném obrázku vpravo je vyobrazeno obtékání trubkového svazku v řezu uprostřed mezi 5. a 6. přepážkou varianty A. [10]



Obr. 47 Rychlostní pole v řezu vstupu a mezi 5 a 6 přepážkou varianty A

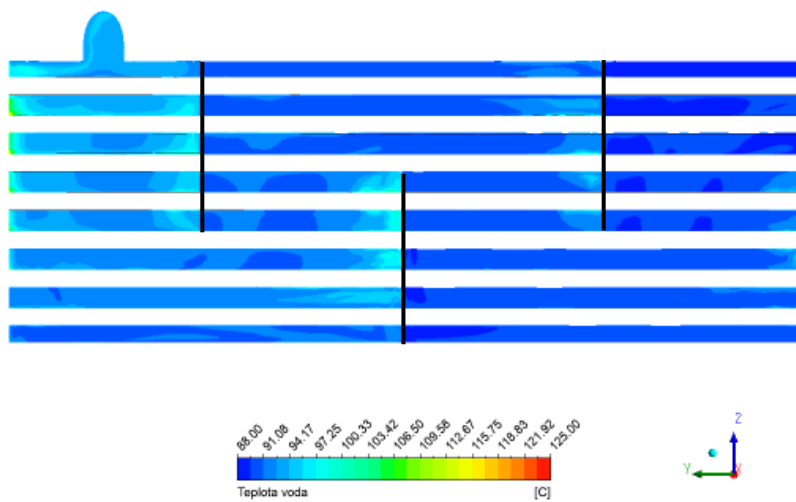
6.2.4 Vyhodnocení kontur teplotního pole

V konturách teplotního pole na Obr. 48 můžeme pozorovat akumulaci tepla v oblastech za přepážkami, kde dochází ke zpomalení proudění. Nejvíce je tento jev vidět na detailu vody na Obr. 49, kde je vidět i vliv změny rozteče přepážek. Vlivem této změny se zmenšil kontrast teplot mezi oblastí úplavů a hlavním proudem.

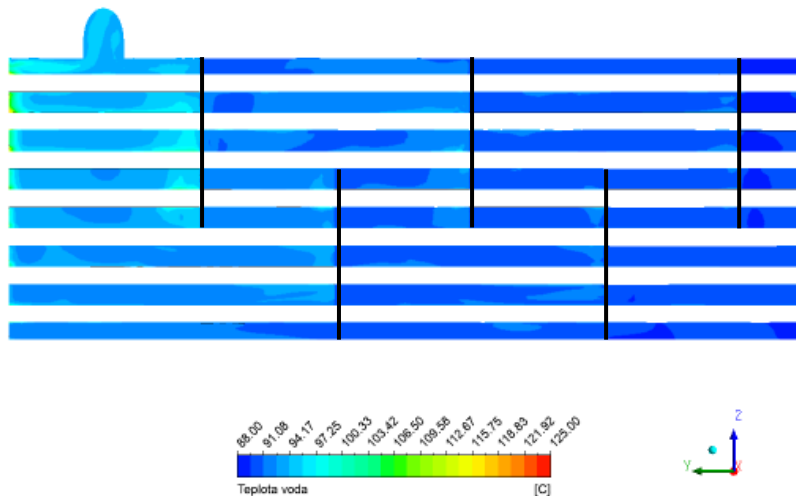


Obr. 48 Kontury teplotního pole přes celý výměník pro varianty A, B, C

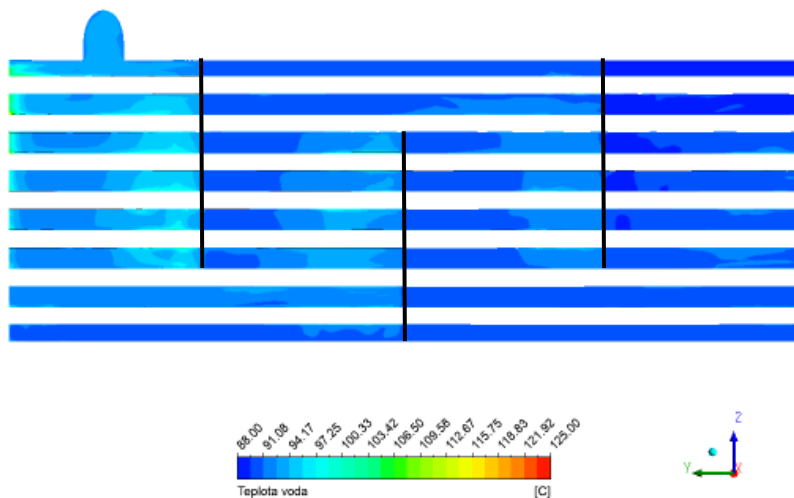
Varianta A



Varianta B



Varianta C



Obr. 49 Detail teplotního pole vody varianty A, B, C

7 Závěr

V rámci bakalářské práce byly provedeny tři numerické simulace různých variant spalínového tepelného výměníku použitého v kogenerační jednotce Cento T200 od společnosti Tedom a.s.. Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout modifikace geometrie tepelného výměníku v části chladiwa, které měly tuto část optimalizovat. Součástí celé úlohy bylo provedení rešerše ohledně kogenerace, kogeneračních jednotek a tepelných výměníků, které byly rozděleny a následně byly popsány nejběžnější typy výměníku. Dále byla popsána geometrie spalínového výměníku a navrženy varianty modifikace části chladiwa. Pro numerickou simulaci bylo nutné výpočetní oblast diskretizovat a následně výpočetní síť propojit s výpočtovým modelem. Závěrem bylo vyhodnocení výsledků, v rámci kterého byly modifikované varianty porovnány s původní geometrií. V rámci diskretizace byly vytvořeny kvalitní sítě, u kterých koeficient $Y+$ nepřesáhl hodnotu 2,5. Ke všem operacím byly použity programy společnosti ANSYS, Inc.

Ze získaných výsledků vyplývá, že zvolené modifikace geometrie přepážek nemá příliš velký vliv na výstupní teplotu vody a spalin. Zmenšení rozteče přepážek má však pozitivní vliv na rozložení teploty v prostoru mezi přepážkami, což snižuje akumulaci tepla v oblasti úplavů přepážek. U obou modifikovaných variant došlo ke zvýšení tlakové ztráty, konkrétně o necelých 21% u varianty B a o 30% u varianty C, což negativně ovlivňuje proudění vody a zvyšuje nároky na vstupní tlak. Vzhledem k tomu se jeví výchozí varianta jako nejvhodnější pro reálné použití.

Zdroje

1. **Thulukkanam, Kuppan.** *Heat Exchanger Design Handbook*. 6000 Broken Sound Parkway NW, Suite 300 : Taylor & Francis Group,, 2013. 13: 978-1-4398-4213-3.
2. **Budín, Jan.** Oenergetice.cz. *Oenergetice.cz*. [Online] 21. duben 2015. [Citace: 9. březen 2020.] <https://oenergetice.cz/technologie/kogenerace-princip-technologie-a-vyhody>.
3. **Doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.** 20 tzbinfo. *výhody a omezení malých kogeneračních jednotek*. [Online] 26.. Zář 2011. [Citace: 7.. květen 2021.] <https://vytapani.tzb-info.cz/7866-vyhody-a-omezeni-malych-kogeneracnich-jednotek>.
4. **Brogan, R.J.** Thermopedia. *Heat exchangers*. [Online] 2.. únour 2011. [Citace: 15.. červen 2020.] <http://www.thermopedia.com/content/832/>.
5. **L&T Howden.** Regenerative Air Pre-Heater. *L&T Howden*. [Online] 2021. [Citace: 3.. květen 2021.] <https://www.lnthowden.com/product-services/regenerative-air-pre-heater/>.
6. **Willmott, A.J.** Thermopidia. *Regenerative heat exchanger*. [Online] 2. únor 2011. [Citace: 19. červenec 2020.] <http://www.thermopedia.com/content/1087/>.
7. **Ostrezi, Jakub.** Bakalářská Práce - VUT. *Tepelné výměníky a problematika jejich zanášení*. [Online] 209. [Citace: 3. 5 2021.] https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=16501.
8. **R.J., Brogan.** Thermopedia. *Shell and tube heat exchangers*. [Online] 2.. únor 2011. [Citace: 3.. květen 2201.] <https://www.thermopedia.com/content/1121/>.
9. **Katedra enviromentální chemie a technologie FŽP UJEP.** *UJEP učební texty*. [Online] [Citace: 4.. květen 2021.] http://fzp.ujep.cz/ktv/uc_texty/pt3/10%20VymenikyTepla.pdf.
10. **Fyzmatik.** Coandův jev. *Fyzmatik.píše*. [Online] 8.. únor 2013. [Citace: 27.. Květen 2021.] <https://fyzmatik.pise.cz/1446-coanduv-efekt.html>.
11. **Blaze, Midnyt.** Plate and Frame Heat Exchanger. *Wiki mini for chem*. [Online] [Citace: 20. čevenec 2020.] <http://wikiminiforchem.blogspot.com/2014/10/plate-and-frame-heat-exchanger.html>.
12. **Kirk R. Novak, Krishnan Ramanathan, Tom Steen, Nick Ziembo.** Mountain States Engineering and Industrial Controls Blog. [Online] [Citace: 4.. květen 2021.] <https://blog.mnteng.com/2016/05/shell-and-tube-heat-exchanger.html>.
13. **Enegoekonom spol. s.r.o.** Rozebiratelné deskové výměníky "PHE". *Enegoekonom spol. s.r.o.* [Online] [Citace: 24.. květen 2021.] <https://www.energoekonom.cz/produkty-rozebiratelne-deskove-vymeniky-phe-264>.

Seznam obrázků

Obr. 1	Princip kogenerace. (2)	12
Obr. 2	Schéma cyklu parní turbíny a tomu odpovídající T-S diagram (2).....	13
Obr. 3	Kogenerace s protitlakou parní turbínou (2)	14
Obr. 4	Kogenerace s kondenzační parní turbínou (2).....	15
Obr. 5	Kogenerace s plynovým motorem (2)	16
Obr. 6	Kogenerace s využitím ORC cyklu. (2).....	17
Obr. 7	Souproudý tok tekutin (4)	19
Obr. 8	Protiproudý tok tekutin (4)	19
Obr. 9	Příčné proudění tekutin (4).....	20
Obr. 10	Hybridní tok tekutin (4)	20
Obr. 11	Základní dělení tepelných výměníků dle konstrukce.....	21
Obr. 12	Ljungströmův ohříváč vzduchu (5).....	22
Obr. 13	Princip deskového tepelného výměníku (13)	23
Obr. 14	Schema plášťového trubkového výměníku (12).....	24
Obr. 15	Spalinový výměník Cento T200	25
Obr. 16	Inverzní objem spalinového výměníku.....	25
Obr. 17	Schéma domény spalin	26
Obr. 18	Odstranění výztuh přepážek.....	27
Obr. 19	Schéma domény stěn.....	28
Obr. 20	Schéma domény voda.....	28
Obr. 21	Vliv délky a rozteče přepážek (1).....	29
Obr. 22	Výška přepážky (Parametr H)	30
Obr. 23	Výška upravené přepážky	30
Obr. 24	Rozteč přepážek (Parametr T)	31
Obr. 25	Rozměry upravené varianty.....	31
Obr. 26	Připojení trubek ke komoře.....	32
Obr. 27	Síť vstupní komory	32
Obr. 28	Detail napojení komory trubky	33
Obr. 29	Úprava trubek a trubkovic.....	33
Obr. 30	Zjednodušení přepážek.....	34
Obr. 31	Rozdělení domény vody	34
Obr. 32	Část výměníku použitá pro analýzu výpočetní sítě	35
Obr. 33	Síť spalin.....	36

Obr. 34	Síť domény stěn.....	36
Obr. 35	Napojení hrdla.....	37
Obr. 36	Vyobrazení vhodného zakončení mezní vrstvy.....	37
Obr. 37	Vyobrazení stair-stappingu.....	37
Obr. 38	Proudové pole varianta 1	39
Obr. 39	Proudové pole varianta 3	40
Obr. 40	Roviny pro vyhodnocení teplotního spádu.....	44
Obr. 41	Teplotní spád výměníkem oblast vody varianta A a C	45
Obr. 42	Teplotní spád výměníkem oblast vody varianta B.....	45
Obr. 43	Teplotní spád výměníkem oblast spalin varianta A a C	46
Obr. 44	Teplotní spád výměníkem oblast spalin varianta B.....	46
Obr. 45	Kontury rychlostního pole přes celý výměník pro varianty A, B, C	48
Obr. 46	Detail rychlostního pole vody varianty A, B, C	49
Obr. 47	Rychlostní pole v řezu vstupu a mezi 5 a 6 přepážkou varianta A	50
Obr. 48	Kontury teplotního pole přes celý výměník pro varianty A, B, C.....	51
Obr. 49	Detail teplotního pole vody varianty A, B, C.....	52

Seznam tabulek

Tab. 1	Rozměry domény spalin.....	26
Tab. 2	Rozměry domény stěn	27
Tab. 3	Rozměry domény voda	28
Tab. 4	Tabulka parametrů sítě vody.....	38
Tab. 5	přehled hodnot studia sítě	38
Tab. 6	Počet prvků pro jednotlivé varianty.....	39
Tab. 7	Vstupní a výstupní podmínky	41
Tab. 8	Materiálové charakteristiky.....	42
Tab. 9	Hodnoty teplot vstup-výstup	44
Tab. 10	Hodnoty tlaků vstup-výstup	47