

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba energetických strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Analýza vlivu částí tepelného výměníku na proudové a teplotní pole v tepelném výměníku pomocí CFD

Autor: **Stefan Bajić**
Vedoucí práce: **Ing. Roman Gášpár**

Akademický rok 2017/2018

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2017/2018

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Stefan BAJIČ**
Osobní číslo: **S16B0274P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba energetických strojů a zařízení**
Název tématu: **Analýza vlivu částí tepelného výměníku na proudové a teplotní pole v tepelném výměníku pomocí CFD**
Zadávající katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Máte za úkol provést:

- úvod,
- rešerši současného stavu,
- popis geometrie vybraného tepelného výměníku,
- analýzu proudění na základě dosavadních výpočtů,
- popis kritických částí, které ovlivňují teplotní a proudové pole,
- návrh možné modifikace tepelného výměníku,
- realizaci výpočtů,
- analýzu a zhodnocení výpočtu,
- závěr.

Rozsah grafických prací: **schémata, výkresy**
Rozsah kvalifikační práce: **30 - 40 stran**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

- **Krbek J. a Polesný B.: Kogenerační jednotky malého výkonu v komunálních a průmyslových tepelných zdrojích, 1. vyd., Brno, PC-DIR, 1997, 100 s., Učební texty vysokých škol, ISBN 80-214-0889-8**
- **Dvorský E. a Hejtmánková P.: Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie, 1. vyd., Praha, BEN - technická literatura, 2005, 287 s., ISBN 80-7300-118-7**
- **Beith R.: Small and micro combined heat and power (CHP) systems: advanced design, performance, materials and applications, Philadelphia, PA: Woodhead Pub. Ltd., 2011, 528 p., Woodhead Publishing in energy, no. 18., ISBN 9780857092755**
- **TEDOM [online], [cit. 2015-10-21], dostupné z: www.TEDOM.com**
- **ČSN EN 12831: Heating systems in buildings - Method for calculation of the design heat load. 1.3.2005, Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví**
- **Evropská směrnice pro tlaková zařízení PED 97/23**
- **Anderson J. D.: Computational fluid dynamics: <<The>> basics with applications, New York, McGraw-Hill, 1995, 547 s., ISBN 0-07-001685-2**

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Roman Gášpár**
Katedra energetických strojů a zařízení

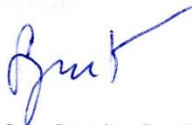
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Jakub Smetana**
TEDOM a.s.

Datum zadání bakalářské práce: **30. října 2017**

Termín odevzdání bakalářské práce: **21. května 2018**


Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan




Dr. Ing. Jaroslav Synáč
vedoucí katedry

V Plzni dne 20. října 2017

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 práce Ing. Romanu Gášpárovi za spoustu užitečných rad, ochotu a čas, který mi věnoval během psaní mé bakalářské práce. Děkuji také společnosti TEDOM a.s. za velmi zajímavé téma bakalářské práce.

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

Prezentované výsledky byly finančně podpořeny Ministerstvem školství, mládeže a tělovýchovy - projekt LQ1603 Výzkum pro SUSEN. Práce byla realizována na velké infrastruktuře Udržitelná energetika (SUSEN) vybudované v rámci projektu CZ.1.05/2.1.00/03.0108 a CZ.02.1.01./0.0/15_008/0000293

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bajič	Jméno Stefan	
STUDIJNÍ OBOR	2301R016 / Stavba energetických strojů a zařízení		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Gášpár	Jméno Roman	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKE		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Analýza vlivu částí tepelného výměníku na proudové a teplotní pole v tepelném výměníku pomocí CFD		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2018
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	55	TEXTOVÁ ČÁST	43	GRAFICKÁ ČÁST	12
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	<p>Tato bakalářská práce se zabývá numerickou simulací proudění v rekuperačním trubkovém tepelném výměníku typu spaliny-voda. Cílem simulace je vyhodnocení vlivu geometrických změn vstupního a výstupního objemu na proudové a teplotní pole spalin na výstupu z tepelného výměníku. Numerická simulace byla provedena v softwaru ANSYS 16.2.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA	<p>CFD, CFX, numerická simulace, tepelný výměník, sdílení tepla, proudění, kogenerace, kogenerační jednotka</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Bajić	Name Stefan
FIELD OF STUDY	2301R016 / Stavba energetických strojů a zařízení	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Gášpár	Name Roman
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE	
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Analysis of the influence of parts of the heat exchanger on the current and temperature fields in the heat exchanger using CFD	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Design of Power Machines and Equipment	SUBMITTED IN	2018
----------------	------------------------	-------------------	--	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	55	TEXT PART	43	GRAPHICAL PART	12
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This bachelor thesis deals with numerical simulation of flow in the shell and tube heat exchanger of the type of exhaust gas-water. The objective of the simulation is to evaluate the effect of geometric changes of the inlet and outlet volumes on the exhaust gas current and temperature at the output of the heat exchanger. Numerical simulation was performed in ANSYS 16.2 software.
KEY WORDS	CFD, CFX, numerical simulation, heat exchanger, heat transfer, flow, cofeneration, cogeneration unit

Seznam použitých veličin a symbolů

Veličina	Jednotka	Název
a	[$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]	Součinitel teplotové vodivosti
c_p	[$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]	Měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku
g	[$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]	Gravitační zrychlení
Gr	[-]	Grasshoffovo číslo
h	[$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]	Měrná entalpie
k	[$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$]	Turbulentní kinetická energie
Nu	[-]	Nusseltovo číslo
p	[Pa]	Tlak
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
q	[$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]	Měrné teplo
q_v	[J]	Vnitřní zdroj tepla
Q	[$\text{J} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$]	Tepelný tok
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
s	[$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]	Měrná entropie
S	[m^2]	Plocha
t	[s]	Čas
t_m	[K]	Směšovací střední teplota
t_s	[K]	Střední teplota
T	[K]	Teplota
V	[m^3]	Objem
w	[$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]	Relativní rychlost, obecná rychlost proudění
α	[$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]	Součinitel přestupu tepla
γ	[K^{-1}]	Izobarický součinitel roztažnosti
η	[Pa · s]	Dynamická viskozita
η_{turb}	[Pa · s]	Turbulentní dynamická viskozita
λ	[$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]	Součinitel tepelné vodivosti
ν	[$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]	Kinematická viskozita (vazkost)
ρ	[$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	Hustota
τ	[Pa]	Smykové napětí
ω	[s^{-1}]	Specifická disipace kinetické energie

Další označení

\bar{a}	Střední hodnota veličiny
a'	Fluktuace veličiny
\vec{a}	Vektor
δ_{ij}	Kroneckerova delta
δ_T^{**}	Tloušťka ztráty entalpie
∇	Hamiltonův operátor nabla

Zkratky

UDF	User defined function (uživatелеm definovaná hodnota)
VA	Varianta a) – výměník s axiálním vstupním a radiálním výstupním objemem
VB	Varianta b) – výměník s radiálním vstupním a axiálním výstupním objemem
VC	Varianta c) – výměník s axiálním vstupním a axiálním výstupním objemem

Obsah

ÚVOD	12
1 SDÍLENÍ TEPLA	13
1.1 KONDUKCE	13
1.1.1 Teplota a tepelný tok	13
1.1.2 Fourierův zákon	13
1.1.3 Součinitel tepelné vodivosti - λ	13
1.2 KONVEKCE	14
1.2.1 Součinitel přestupu tepla - α	14
1.2.2 Přestup tepla při volné konvekci	14
1.2.3 Přestup tepla při nucené konvekci	14
1.2.4 Přestup tepla válcovou stěnou	15
1.2.5 Teplotní mezní vrstva	15
1.2.6 Teplota tekutiny	16
1.2.7 Základy teorie podobnosti	17
1.3 RADIACE	18
2 PROUDĚNÍ TEKUTIN	19
2.1 MATEMATICKÝ POPIS PROUDĚNÍ	20
2.1.1 Metody řešení	22
2.1.2 Modelování turbulence	23
3 TEPELNÉ VÝMĚNÍKY	25
3.1 DĚLENÍ VÝMĚNÍKŮ TEPLA PODLE ÚČELU POUŽITÍ	25
3.2 DĚLENÍ VÝMĚNÍKU TEPLA PODLE VZÁJEMNÉHO SMĚRU PROUDĚNÍ PRACOVNÍCH MÉDIÍ	26
3.3 DĚLENÍ VÝMĚNÍKŮ TEPLA PODLE ZPŮSOBU PŘENOSU TEPLA	27
3.3.1 Výměníky s přímým kontaktem	27
3.3.2 Výměníky s nepřímým kontaktem	27
4 KOGENERACE A TRIGENERACE	34
4.1 KOGENERAČNÍ JEDNOTKY	34
4.1.1 Palivo pro kogenerační jednotky	34
4.1.2 Konstrukční provedení kogeneračních jednotek	34
4.2 TRIGENERACE	35
5 NUMERICKÁ SIMULACE TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU	36
5.1 MODIFIKACE GEOMETRICKÝCH ČÁSTÍ	36
5.2 DISKRETIZACE (SÍŤOVÁNÍ)	36
5.2.1 Doména spalín	37
5.3 VÝPOČET	38
5.3.1 Nastavení výpočtu	38
5.3.2 Průběh výpočtů	39
6 ANALÝZA VÝSLEDKŮ	40
6.1 SPALINY	40
6.2 CHLADIVO	48
6.3 POROVNÁNÍ VARIANT	49
ZÁVĚR	52
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	53

SEZNAM OBRÁZKŮ	54
SEZNAM TABULEK.....	55

Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá numerickou simulací proudového a teplotního pole trubkového tepelného výměníku, v němž jsou proudícími médii voda a spaliny. Cílem bakalářské práce je vyšetření vlivu modifikací vstupní a výstupní geometrie pro doménu spalin.

K dosažení tohoto cíle je nutné rozdělit bakalářskou práci do několika částí. V té první se nachází rešerše dané problematiky a je popsána v kapitolách 1 – 4. Tyto kapitoly jsou úvodem potřebným pro řešení dané úlohy a zabývají se sdílením tepla, matematickým popisem proudění tekutin, teorií tepelných výměníků a principem kogenerace.

V druhé části je popis praktického řešení bakalářské práce, kde byly vytvořeny celkem tři nové varianty tepelného výměníku resp. jeho spalinové části. Je v ní zahrnut popis geometrie tepelného výměníku, modifikace provedené na geometrii, následná tvorba výpočetní sítě, nastavení numerické simulace a průběh všech tří simulací.

Poslední částí práce je vyhodnocení a porovnání výsledků získaných těmito numerickými simulacemi.

Veškeré podklady nutné pro numerické simulace (ve formě původní geometrie tepelného výměníku a okrajových podmínek) byly poskytnuty společností TEDOM a.s.

Numerické simulace všech tří variant probíhaly v programovém prostředí ANSYS 16.2, které obsahuje všechny potřebné programy k simulaci. K vytvoření nových geometrických částí tepelného výměníku bylo využito programu DesignModeler. Následná tvorba a diskretizace výpočetní sítě proběhla v aplikaci ICEM CFD. Spojení těchto nových geometrických částí se stávající geometrií tepelného výměníku byl provedeno pomocí CFX-Pre. Samotné simulace a jejich následné vyhodnocení byly uskutečněny v programu CFX-Solver Manager a v aplikaci CFD-Post.

1 Sdílení tepla

Teplu je definováno jako druh energie, která je přenášena mezi dvěma systémy (nebo systémem a jeho okolím), na základě teplotního rozdílu. Z druhého zákona termodynamiky je známo, že tepelná energie se přenáší z oblasti o vyšší teplotě do oblasti s nižší teplotou.

Rozlišujeme tři základní způsoby sdílení tepla, a to kondukcí (vedením), konvekcí (prouděním), radiací (zářením).[3]

Ve většině praktických případů probíhá sdílení tepla kombinované z výše uvedených způsobů. Složitější případy sdílení tepla se rozdělí na základní a ty se potom řeší pomocí vhodných matematických postupů a experimentálně získaných poznatků.[2]

V řešení této bakalářské práce se bude objevovat zejména sdílení tepla kondukcí a konvekcí. Tyto dva způsoby sdílení tepla budou proto popsány rozsáhleji v následujících kapitolách. [2]

1.1 Kondukce

Kondukce je šíření tepla bezprostředním dotykem jednotlivých částic tělesa, případně jednotlivých těles, s různou teplotou. Kondukce může probíhat v pevných látkách, kapalinách i plynech. Kondukce v kapalinách a plynech je důsledkem kolize molekul během jejich náhodného pohybu. V pevných látkách, je kondukce způsobena kombinací vibrací molekul v mřížce a energetické přepravy volných elektronů.[1]

1.1.1 Teplota a tepelný tok

Při sdílení tepla kondukcí je vždy nutno znát dvě veličiny, jimiž jsou teploty na různých místech tělesa (teplotní pole) a tepelné toky, které vznikají díky teplotním spádům mezi různými místy na tělese. [3]

Teplotním polem se nazývá množina teplot v tělese, kde se teplota může měnit v prostoru i v čase. Pokud se teploty mění v závislosti na čase, nazývá se toto pole nestacionární. Zůstávají-li teploty v závislosti na čase neměnné, je proudění tepla stacionární. Body tělesa, které mají stejnou teplotu t , v daném okamžiku vytvářejí izotermickou plochu.

Množství tepla přeneseného za jednotku času je tepelný tok. [3]

1.1.2 Fourierův zákon

Fourierův zákon bývá označován jako základní zákon vedení tepla. Vyplývá z experimentálně zjištěných výsledků a vyjadřuje závislost mezi teplotním polem a tepelným tokem. [3]

$$dQ_t = \frac{\lambda}{s} (t_1 - t_2) dS \quad (1.1)$$

1.1.3 Součinitel tepelné vodivosti - λ

Tepelná vodivost je definována jako množství tepla procházejícího danou plochou za sekundu, při daném teplotním spádu na jednotku délky. Součinitel tepelné vodivosti udává schopnost materiálu vést teplo. Čisté kovy mají velice vysoké součinitele tepelné vodivosti (např. $\lambda_{Cu}=403[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$), zatímco plyny velmi nízké. Součinitel všech látek je závislý

na teplotě, u plynů a kapalin závisí navíc i na tlaku, tak že s rostoucím tlakem se zvyšuje i součinitel λ . [3]

1.2 Konvekce

Konvekce je způsob přenosu tepelné energie mezi pevným povrchem a proudící kapalinou nebo plynem a zahrnuje kombinovaný účinek kondukce a pohybu tekutiny. U stěny vždy vzniká slabá vrstva (vazká podvrstva), ve které se tepelná energie přenáší pomocí kondukce. Čím rychleji se tekutina pohybuje, tím silnější je přenos tepelné energie konvekcí a vytvářejí se turbulentní víry, které způsobují intenzivnější přenos tepelné energie. Při laminárním proudění je teplo přenášeno čistě kondukcí. [1]

Zvážíme-li horkou stěnu, která je chlazená proudem studeného vzduchu, tak je teplo nejdříve odváděno do vazké podvrstvy vytvořené na povrchu desky pomocí kondukce. Tato tepelná energie je pak odváděna pomocí konvekce (proud vzduchu odstraňuje ohřátý vzduch u povrchu desky a nahrazuje ho chladnějším). [1]

Konvekci nazýváme nucenou konvekcí, jestliže je pohyb tekutiny v trubce nebo na povrchu způsoben vnějšími silami. Naopak volnou konvekcí se rozumí to, že pohyb tekutin je způsoben vztakovými silami vyvolanými rozdíly hustoty v důsledku kolísání teploty v tekutině. [1]

1.2.1 Součinitel přestupu tepla – α

Součinitel přestupu tepla je experimentálně určený parametr, jehož hodnota závisí na všech proměnných veličinách ovlivňujících konvekci, jako jsou povrch tělesa, druh proudění, rychlost proudění a vlastnosti proudící tekutiny. Lze jej určit i z integrální rovnice teplotní mezní vrstvy (1.2). [3]

$$\frac{\alpha}{c_p \rho w_f} = \frac{d\delta_t^{**}}{dx} + \delta_t^{**} \left(\frac{1}{w_f} \frac{dw_f}{dx} + \frac{1}{T_f - T_x} \frac{d(T_f - T_w)}{dx} \right) \quad (1.2)$$

1.2.2 Přestup tepla při volné konvekcii

Volná konvekce je způsobena rozdílem měrných hmotností teplých a studených částic. Při ohřívání tekutiny působí na teplejší částice, které mají menší měrnou hmotnost než okolní studená tekutina, vztakové síly a proto tyto částice stoupají nahoru. Naopak při ochlazování tekutiny, díky větší měrné hmotnosti, studené částice klesají. Čím větší je teplotní rozdíl mezi částicemi tím více se sdílí tepla a samovolný pohyb částic se zintenzivňuje.

Rozlišují se tři druhy volné konvekce: laminární, vířatá a turbulentní. O tom, který z těchto tří druhů proudění nastane, rozhoduje teplotní rozdíl mezi tekutinou a pevnou stěnou. Pokud je rozdíl teplot menší než 15°C převládá laminární proudění a pro rozdíl teplot větší než 15°C převládá turbulentní proudění. [1]

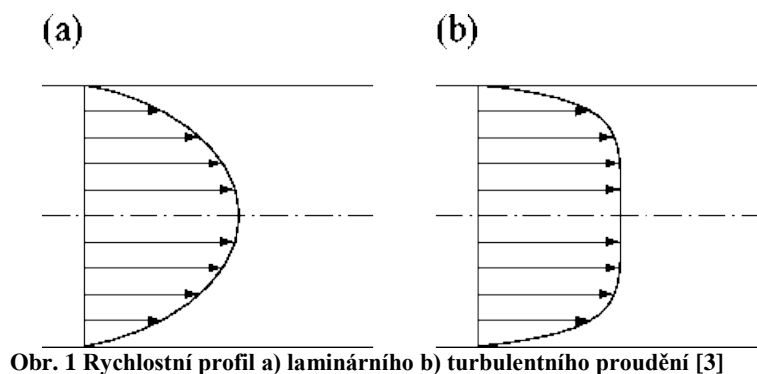
Průběh volné konvekce je závislý na tom, jestli v příslušném prostoru dochází pouze k ochlazování, k ohřívání nebo k oběma dějům současně. V případě samostatného ochlazování nebo ohřívání se jedná o přestup tepla v neomezeném prostoru. Kombinace obou dějů se pak nazývá přestup tepla v omezeném prostoru. [1]

1.2.3 Přestup tepla při nucené konvekcii

Velký význam v současné technické praxi má sdílení tepla konvekcí při nuceném proudění kapaliny. Zvětšováním rychlosti proudící kapaliny při daném teplotním spádu je

možné zvýšit intenzitu sdílení tepla konvekcí. Toho je využíváno v teplosměnných zařízeních. Nucené proudění vyvoláno tlakovým spádem, který je vytvářen pomocí ventilátoru, nebo čerpadlem. Nucené proudění může být, podobně jako nenucené, laminární, nebo turbulentní. Rychlostní pole se při laminárním a turbulentním proudění velice liší. [2],[3]

Podle rychlostního pole se liší intenzita sdílení tepla v příčném průřezu při turbulentním a laminárním proudění (Obr. 1). Sdílení tepla v laminárním proudu probíhá kondukcí. Při turbulentním proudění dochází k intenzivnímu sdílení tepla turbulentním přemísťováním částic. Na stěně se vždy vytvoří tenká vrstva kapaliny s laminárním prouděním, jejíž tloušťka se zmenšuje s rostoucím Reynoldsovým číslem. Velikost Reynoldsova čísla zároveň rozhoduje, o tom jaký druh proudění se vytvoří.[2],[3]



1.2.4 Přestup tepla válcovou stěnou

Vzhledem k proměnlivé velikosti výhřevné plochy ve směru tepelného toku je lepší součinitel přestupu tepla α vztahovat na 1 m délky trubky.

Tepelný odpor trubky:

$$k_L = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \quad (1.3)$$

$$k_L = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}} \quad (1.4)$$

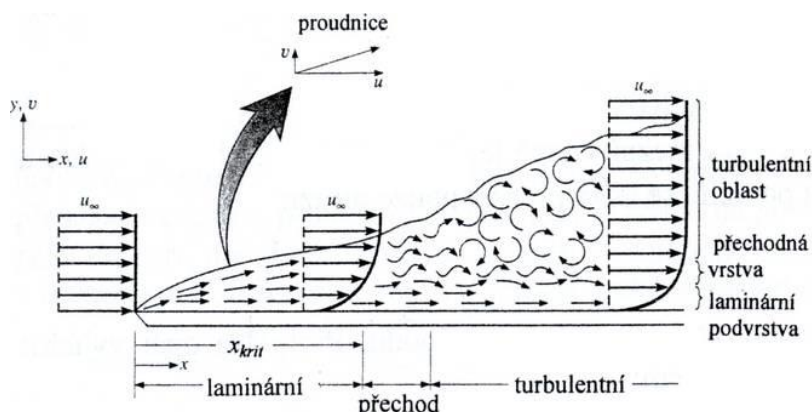
Tepelný tok stěnou bude:

$$\dot{Q} = k_L \cdot L_c \cdot \Delta t \quad (1.5)$$

,kde L_c je celková délka trubek [13]

1.2.5 Teplotní mezní vrstva

Proudí-li podél povrchu stěny větší množství tekutiny (turbulentní proudění), pak se obecně podle směru tepelného toku omezuje změna teploty tekutiny na tenkou vrstvu v bezprostřední blízkosti u povrchu stěny. Tato vrstva se nazývá teplotní mezní vrstva (Obr. 2). Pro teplotní mezní vrstvu platí, že je slabší než rychlostní mezní vrstva.[3]



Obr. 2 Teplotní mezní vrstva [18]

1.2.6 Teplota tekutiny

Při proudění tekutiny trubkou je teplota jádra proudu ovlivňována teplotou stěny a tloušťkou teplotní mezní vrstvy. Existují čtyři možnosti pro určení teploty tekutiny.[3]

- Teplota tekutiny v ose trubky.** Tato hodnota je jednoznačná a v normálním případě je teplotní rozdíl mezi osou trubky a stěnou největší. Tato možnost je vhodná spíše pro teoretické úvahy, v praxi ovšem není dobře použitelná, protože se nedá jednoduše měřit.[3]
- Střední teplota vztažená na průřez.** Rozdělíme-li průřez trubky na elementární plochy dS a zjistíme-li pro každou tuto plochu příslušnou teplotu t , pak může střední teplota být definována podle vztahu (1.6). Takto určená teplota se vztahuje pouze na průřez trubky.[3]

$$t_s S = \int_0^s t dS \quad (1.6)$$

- Střední teplota vztažená na průtočný objem.** Teplota je násobena elementem objemu $w dS$, který touto plochou protéká za jednotku času. Střední teplota je definována vztahem (1.7), přičemž V je objem tekutiny, který protéká plochou S . [3]

$$t_s V \int_0^s t w dS \quad (1.7)$$

- Střední teplota vztažená na průtokovou hmotnost.** Má-li být vliv proudu v trubce na sdílení tepla přesně vyjádřen, musí se vzít v úvahu i tepelné kapacity proudových trubec a průtokovou hmotnost proudící elementem dS a charakterizovanou součinem $Q c_p w dS$. Pro definici směšovací střední teploty tedy bude použit vztah (1.8).[3]

$$t_m \int_0^s Q c_p w dS = \int_0^s t Q c_p w dS \quad (1.8)$$

1.2.7 Základy teorie podobnosti

Základním nástrojem teorie podobnosti je bezrozměrný zlomek obsahující geometrické (l), fyzikální (ν) a kinematické (w) veličiny. Tento zlomek je nazýván kritériem podobnosti. Pro danou úlohu lze vždy sestavit více kritérií podobnosti (např. K_1, K_2, \dots, K_5). Požadované kritérium je možné vyjádřit explicitně (1.9).

$$K_3 = f(K_1, K_2, K_4, K_5) \quad (1.9)$$

Kde kritéria v závorce jsou označována za kritéria určující.

Model je podobný dílu, pokud jsou si geometricky podobné (drsnost povrchu, zaoblení hran, a další) a určující kritéria jsou číselně shodná.[3],[4]

1.2.7.1 Fyzikální význam bezrozměrných čísel

- **Reynoldsovo číslo** ve tvaru (2.1) je vyjádřeno jako poměr mezi zrychlujícími a třecími silami.[3]
- **Nusseltovo číslo** je vyjádřeno jako poměr konvektivního tepelného toku a tepelného toku v blízkosti stěny, kde λ_f je součinitel tepelné vodivosti a α součinitel přestupu tepla.[3]

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda_f} \quad (1.10)$$

- **Prandtlovo číslo** vyjadřuje poměr mezi kinematickou viskozitou ν pro přenos impulsů třením a součinitelem teplotní vodivosti a . [3]

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (1.11)$$

- **Grashoffovo číslo** je dáno poměrem tíhové síly ku třecí síle i s ohledem na tepelnou roztažnost látky. γ je izobarický součinitel roztažnosti, g je gravitační zrychlení a ν kinematická vazkost.[3]

$$Gr = \gamma \Delta T \frac{gl^3}{\nu^2} \quad (1.12)$$

1.3 Radiace

Radiace je přenosem tepla elektromagnetickým vlněním. Tepelná energie tělesa se mění na elektromagnetické vlnění, které se šíří prostorem a je pohlcováno okolními tělesy, kde se přemění zpět v tepelnou energii. Radiace se od předchozích dvou způsobů sdílení tepla liší tím, že není závislá na hmotném prostředí a může probíhat i v absolutním vakuu. Tepelné účinky mají pouze vlny o vlnových délkách $\lambda = 0,35 - 40 \mu m$. Kromě pevných těles mohou sálat i tří a více atomové plyny.[3],[4]

2 Proudění tekutin

Tekutina je látka, jejíž soudržnost mezi sousedními částicemi je velmi malá. Díky tomu jsou tekutiny dobře pohyblivé a přijímají tvar nádoby, ve které se nachází. Tekutiny se dále dělí na kapaliny a plyny, kdy se k plynům řadí i páry. Kapaliny vytvářejí kapky, nemění samovolně svůj objem, jsou nestlačitelné a při proudění kladou odpor proti pohybu, tj. jsou viskózní. U plynů je soudržnost molekul téměř nulová a proto jim nic nebrání rozšířit se po celém objemu nádoby. Zmenšením objemu nádoby jsou plyny poměrně snadno stlačeny. Tečná napětí od viskozity jsou v plynech malá.[5]

Tekutina se obecně považuje spojité prostředí. Jedná se o izotropické kontinuum, kdy má tekutina stejné vlastnosti ve všech směrech. Proto se i parametry tekutiny, jako jsou tlak, hustota, rychlost a další, mění spojitě.[5]

Tekutina jako množina hmotných částic může být v klidu nebo v pohybu. Síly působící na částice tekutiny se rozdělují na vnitřní a vnější. Vnitřní síly jsou dány vzájemným působením částic uvnitř tekutiny. Vnější síly jsou vyvolány vnějším prostředím nebo polem a dělí se na objemové a plošné.[5]

Proudění je možno dělit podle fyzikálních vlastností tekutiny a podle kinematického hlediska.

- **Dělení podle fyzikálních vlastností**

- a) Proudění ideální kapaliny

Potenciální (nevířivé) proudění ideálních kapalin je pohyb částic po přímce nebo po křivce, tak že se vůči pozorovateli neotáčí kolem vlastní osy. Mezi potencionální proudění patří i potenciální vír, kdy částice krouží kolem vírového vlákna potenciálně. U vířivého proudění dochází k natáčení částic i kolem vlastních os.[6][8]

- b) Proudění reálných tekutin

Proudění reálných tekutin se rozděluje na laminární, přechodové a turbulentní. Režim proudění závisí na rychlosti proudění, fyzikálních vlastnostech tekutiny a geometrii, v níž tekutina proudí. Pro určení režimu proudění slouží bezrozměrné Reynoldsovo číslo Re , kde L označuje charakteristický rozměr geometrie, w střední rychlost proudění a ν kinematickou vazkost.[6][8]

$$Re = \frac{wL}{\nu} \quad (2.1)$$

- Laminární

Nastává při malých rychlostech proudění. Mezní hodnota Reynoldsova čísla pro toto proudění je $Re = 2320$ a nazývá se kritické Reynoldsovo číslo Re_{kr} .

- Přechodové

Jedná o rozmezí Reynoldsových čísel v oblasti $Re_{kr} \leq Re \leq 10^5$.

- Turbulentní

Po překročení $Re \geq 10^5$ je proudění již, plně turbulentní[6]

- **Dělení z kinematického hlediska**

Podle uspořádání v prostoru:

- Jednorozměrné (1D) – veličiny popisující proudění, například rychlost závisí na poloze na křivce... $v = v(s)$, nastává například u proudění v potrubí
- Rovinné (2D) – veličiny popisující proudění závisí na poloze v rovině... $v = v(x, y)$
- Prostorové (3D) – veličiny popisující proudění se mění společně s polohou v prostoru... $v = v(x, y, z)$ [5]

Podle závislosti na čase:

- Nestacionární – veličiny se mění v závislosti na čase... $v = v(t)$
- Stacionární – veličiny jsou v čase neměnné... $\frac{\partial}{\partial t} = 0$ [5]

2.1 Matematický popis proudění

Při proudění tekutin musí být splněn zákon o zachování hmoty, který se v mechanice tekutin nazývá rovnice kontinuity. Vyjadřuje, že pro konstantní hmotnostní tok při změně objemu, kterým látka protéká, se musí měnit hustota a rychlost proudu. V kartézském souřadnicovém systému ve složkovém zápisu má následující tvar.[6]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} = 0 \quad (2.2)$$

Pohybová rovnice pro tří – rozměrné proudění tekutin vychází z druhého Newtonova zákona (2.3). Tato rovnice dává do rovnosti setrvačné síly se silami hmotnostními, tlakovými a třecími a nazývá se Navier – Stokesova (dále jen N-S). Experimentálně bylo ověřeno, že N-S rovnice (2.4) popisuje jakékoliv proudění reálné tekutiny.[6]

$$m \cdot \frac{d\vec{w}}{dt} = \sum_1^N \vec{F}_i \quad (2.3)$$

Kde F_i je souhrn sil [N] a m je hmotnost tekutiny [kg]

$$\frac{\partial w_i}{\partial t} + w_k \frac{\partial w_k}{\partial t} = R_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial i} + \nu \frac{\partial^2 w_i}{\partial k^2} + \frac{1}{3} \nu \frac{\partial}{\partial i} \left(\frac{\partial w_k}{\partial k} \right) \quad (2.4)$$

Jednotlivé členy N-S rovnice mají následující fyzikální význam:

Lokální zrychlení... $\frac{\partial w_i}{\partial t}$

Vnitřní setrvačné zrychlení... $w_k \frac{\partial w_k}{\partial t}$

Vnější setrvačné zrychlení... R_i

Zrychlení od tlakových sil... $\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial i}$

Zrychlení od třecích sil bez ohledu na stlačitelnost proudění... $\nu \frac{\partial^2 w_i}{\partial k^2}$

Zrychlení od třecích sil s ohledem na stlačitelnost proudění... $\frac{1}{3} \nu \frac{\partial}{\partial i} \left(\frac{\partial w_k}{\partial k} \right)$

V případě, kdy jsou zrychlení od třecích sil nulová, přechází N-S rovnice v Eulerovu pohybovou rovnici pro nevazké proudění.[6]

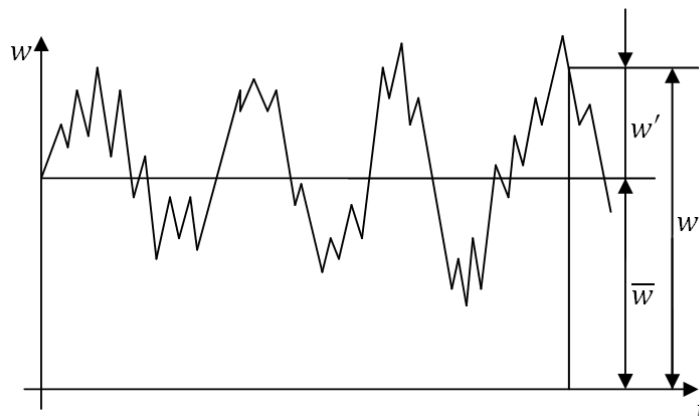
Zákon zachování energie je zastoupen energetickou rovnicí, která říká, že změny celkové energie jsou udávány disipací kinetické energie, difúzí tepla povrchem sledovaného objemu a vnitřní produkcí tepla.

$$\frac{dh}{dt} - \frac{1}{\rho} \frac{dy}{dx} = \frac{\tau_{kl}}{\rho} \frac{\partial w_k}{\partial l} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial q_k}{\partial k} + \frac{q_v}{\rho} \quad (2.5)$$

Turbulentní proudění je charakteristické svou difuzivitou. Tření v proudě tekutiny způsobuje mísení hybnosti jednotlivých částic a vznik vírů. Velké víry se postupně rozpadají na menší a dochází k přeměně energie vírů na energii tepelnou. Tento jev se nazývá disipace. Tím se nahodile mění základní veličiny proudění. Pro popis se pak využívá statistického přístupu, kdy podle Reynoldse k neuspořádanému pohybu dochází vlivem fluktuace rychlosti okolo její střední hodnoty (Obr. 3). Výsledná rychlost je dána součtem těchto dvou hodnot, je středována v čase. Stejný postup se uplatňuje i u ostatních veličin (2.8). Jako příklad je uvedena středována rovnice kontinuity (2.9).[6]

$$w = \bar{w} + w', \quad \rho = \bar{\rho} + \rho', \quad p = \bar{p} + p', \quad T = \bar{T} + T' \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} w_k)}{\partial k} + \frac{\partial (\overline{\rho' w'_k})}{\partial k} = 0 \quad (2.7)$$



Obr. 3 Znáznornění fluktuací a středních hodnot rychlosti [4]

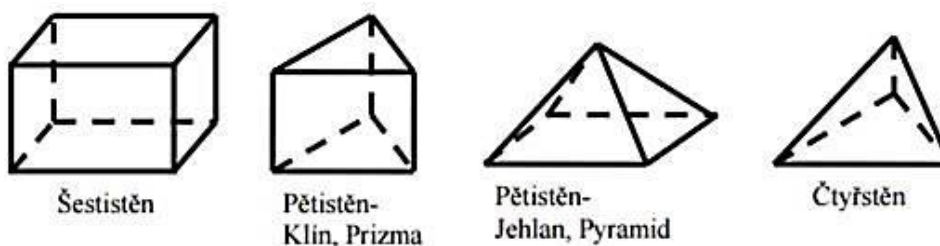
2.1.1 Metody řešení

Numerické metody pro řešení parciálních diferenciálních rovnic jsou:

- Metoda konečných diferencí – vychází z Taylorova rozvoje
- Metoda konečných prvků – používána především pro pevnostní výpočty
- Metoda konečných objemů – nejčastěji používaná metoda pro výpočty v CFD [7]

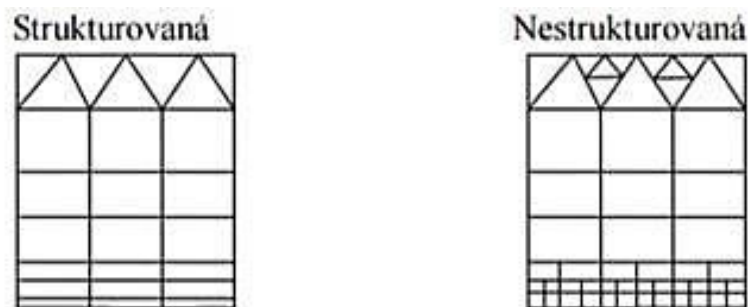
2.1.1.1 Metoda konečných objemů

Pro řešení úloh v CFX je používána metoda konečných objemů, která spočívá v rozdělení dané geometrie na konečně malé objemy pomocí výpočetní sítě. Ve středech těchto objemů jsou pak numericky řešeny diferenciální, algebraické nebo empirické rovnice pro daný turbulentní model. Síť může být u jednoduchých geometrií 2D, ale ve většině případů se používají prostorové elementy (Obr. 4). Počet prvků má vliv na rychlost a přesnost výpočtu. Prvky mohou mít obecně tvar n-stěny a být různé velikosti. Pro zachycení velkých fyzikálních změn se provádí diskretizace sítě v místech, která jsou z hlediska proudění tekutiny významná (např. mezní vrstva u stěny).



Obr. 4 Ukázka možných elementů [7]

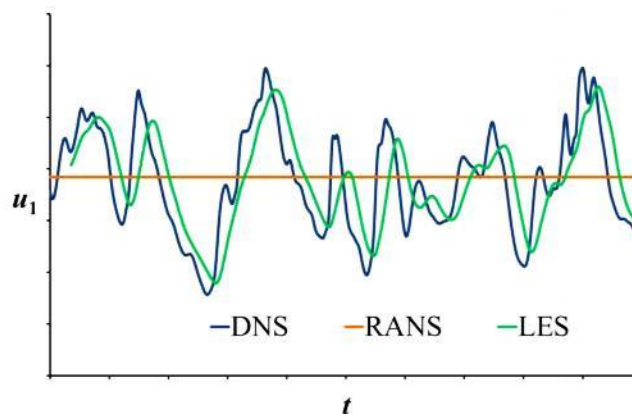
V numerických modelech se používají dva základní typy sítě, a to strukturovaná a nestruturovaná. U strukturované sítě musí hranice prvků sousedit s jedinou hranicí sousedního elementu a není možná libovolná diskretizace sítě. U nestruturované sítě může jedna hranice elementu sousedit s několika hranicemi jiných elementů. To umožňuje diskretizaci sítě pouze v potřebných místech a tím se snižuje nárok na výpočetní zdroje. Rozdíl obou typů je patrný na Obr. 5. [6],[7]



Obr. 5 Strukturovaná a nestrukturovaná síť [9]

2.1.2 Modelování turbulence

V současné době existují pro řešení N-S rovnic tři metody. Jedná se o přímou numerickou simulaci N-S rovnic (DNS), kdy se problém řeší v prostoru i čase, Reynoldsova formulace pro řešení středních polí v prostoru (RANS) a kombinace obou metod, kdy jsou simulovány velké víry a malé struktury jsou modelovány pomocí Reynoldsových rovnic (LES). Výsledek získaný v daném bodě prostoru podle jednotlivých metod je na. Přesný časový průběh sledované veličiny poskytne metoda DNS, metoda RANS pouze střední hodnotu v čase a výsledkem metody LES je vyhlazený signál (Obr. 6).[8]



Obr. 6 řešení N-S rovnic odlišnými přístupy [8]

2.1.2.1 RANS modely turbulence v CFD

Tyto metody jsou nejpoužívanější při řešení inženýrských úloh. Modelují všechny velikosti turbulentních vírů a řeší časově zprůměrované hodnoty proudění. Existují různé RANS modely, které usnadňují výpočet přidáním dalších transportních rovnic. Podrobněji bude popsán model SST $k - \omega$, který byl použit pro výpočet v této práci.[8]

- **Modely $k - \epsilon$ (Standard, RNG, Realizable)**

Jsou to dvourovnicové modely turbulence, které umožňují určení délkového i časového měřítka řešením dvou samostatných transportních rovnic. Všechny tři modely $k - \epsilon$ Standard, RNG a Realizable řeší rovnice pro k a ϵ a modelují Reynoldsova napětí pomocí turbulentní viskozity μ_t . Hlavním rozdílem mezi nimi je způsob stanovení turbulentní viskozity a Prandtlovy čísla řídící turbulentní difuzi.[8]

- **Modely k- ω (Standard, SST)**

Jedná se opět o dvourovnicový model, který řeší dvě dodatečné diferenciální rovnice. Modely k- ω lépe predikují záporný tlakový spád, mezní vrstvy a odtržení proudění.[8]

Model Standard k- ω

Jedná se o empirický model, který řeší transportní rovnice pro kinetickou energii turbulence k a specifickou disipaci energie $\omega \sim \varepsilon/k$. Model je poměrně přesný u stěny, ale se vzdáleností od stěny jeho přesnost klesá.[8]

Shear-Stress Transport (SST) k- ω model

Model SST k- ω byl vytvořen tak aby spojil robustnost a přesnost modelu k- ω v blízkosti stěny s modelem k- ε , který je přesnější ve volném proudění dále od stěn. Toho bylo docíleno konvertováním modelu k- ε do k- ω . Jsou použity oba modely zároveň násobeny funkcí, která je u stěny rovna jedné, což aktivuje model k- ω , a dále od stěny je rovna nule, což aktivuje model k- ε . Díky tomuto je model SST přesnější a spolehlivější oproti modelu Standard k- ω . Transportní rovnice modelu SST:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tilde{G}_k - Y_k + S_k, \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \tilde{G}_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega, \quad (2.9)$$

kde:

G_ω	je generace specifické disipace energie ω
\tilde{G}_k	je generace kinetické energie turbulence v důsledku gradientů střední rychlosti
D_ω	reprezentuje příčnou difuzi
Y_k a Y_ω	představují disipaci k a ω vlivem turbulence
S_k, S_ω	jsou uživatelsky definované zdrojové členy
Γ_k, Γ_ω	představují efektivní difuzivitu k a ω [9]

3 Tepelné výměníky

Tepelné výměníky jsou zařízení používaná k přenášení tepelné energie mezi dvěma a více tekutinami, mezi pevným povrchem a tekutinou nebo mezi pevnými částicemi a tekutinou s různými teplotami. V tepelných výměnících nedochází k externím tepelným a pracovním interakcím. Typické využití zahrnuje ohřívání nebo ochlazování tekutiny a odpařování nebo kondenzaci jedno - nebo vícesložkových tekutin. Dalším využitím může být obnova tepla, sterilizace, pasterizace, destilace, koncentrace nebo kontrola pracovní tekutiny. Ve většině tepelných výměníků probíhá přenos tepla mezi tekutinami přes oddělovací stěnu. Tekutiny se v ideálním případě nemísí a neprotékají. Tyto výměníky jsou označovány jako výměníky s přímým typem přenosu neboli rekuperátory. Naopak výměníky, ve kterých dochází k přerušované výměně tepla mezi horkými a chladnými pomocí ukládaní tepelné energie a uvolňování přes povrch výměníku nebo matrice, se označují jako výměníky s nepřímým typem přenosu neboli regenerátory. V takovýchto výměnících obvykle dochází k úniku kapaliny z jednoho proudu do druhého kvůli tlakovým rozdílům a otáčení matrice. Běžným příkladem výměníků jsou trubkové výměníky s pláštěm, kondenzátory, výparníky, předehříváče vzduchu a chladičí věže. Některé výměníky mohou obsahovat vnitřní zdroj tepelné energie, jako jsou elektrické ohříváče nebo jaderné palivové články. Přenos tepla v oddělovací stěně rekuperátorů je obvykle uskutečňován kondukcí. V plášťových výměnících trubky nepůsobí pouze jako dělicí stěna, ale také usnadňuje přenos tepla kondenzací, vypařováním a kondukcí pracovní látky uvnitř trubky. Pokud jsou tekutiny obecně nemísitelné, oddělovací stěna může být odstraněna a rozhraní mezi tekutinami nahrazuje teplosměnný povrch, jako u výměníků tepla s přímým kontaktem. Tepelné výměníky se skládají z prvků pro přenos tepla, jako je jádro nebo matrice obsahující teplosměnnou plochu, a z rozdělovacích prvků jako hlavičky, rozdělovače, nádrže, vstupní a výstupní trysky nebo potrubí. Ve většině výměníků tepla nejsou pohyblivé části. Existují však výjimky jako jsou rotační regenerační výměníky, ve kterých je výplň mechanicky poháněna k otáčení.[10],[11]

Vzhledem k zadání praktické části této bakalářské práce budou podrobněji popsány rekuperační trubkové plášťové výměníky tepla.

3.1 Dělení výměníků tepla podle účelu použití

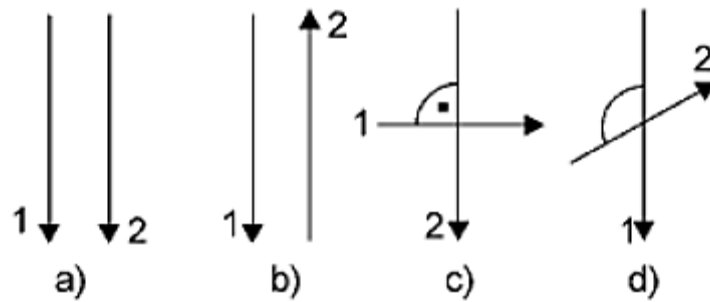
- Kondenzátory
Teplejší pracovní látka v plynném stavu (pára) je ochlazována a dochází ke kondenzaci
- Výparníky
Ohřívání kapalné médium se ve výparníku přeměňuje na páru
- Ohříváky
Dochází pouze k ohřevu chladnějšího média.
- Chladiče
Jejich úkolem je snížení teploty ochlazovaného média.

- Přehříváky a mezipřehříváky
Slouží ke zvýšení teploty syté nebo přehřáté páry.
- Sušárny
Přísunem tepla se snižuje vlhkost látky v pevné fázi.
- Topná tělesa
Médium proudící uvnitř topného tělesa ohřívá vzduch okolo sebe.[13]

3.2 Dělení výměníku tepla podle vzájemného směru proudění pracovních médií

Existují tři základní typy uspořádání proudů v tepelných výměnících. Jsou jimi souproudé, protiproudé a křížové uspořádání. Volba konkrétního uspořádání závisí požadované účinnosti, dovoleném tepelném namáhání a požadovaných teplotách na vstupu a výstupu tepelného výměníku. Všechny typy jsou schematicky znázorněny na Obr. 7.[13],[15]

- Souproudé
Obě média vstupují na stejném konci, proudí rovnoběžně ve stejném směru a opouštějí výměník na opačném konci. Toto uspořádání proudů má nejmenší efektivitu při sdílení tepla, protože díky velkým teplotním rozdílům na vstupu dochází k vysokému tepelnému namáhání teplosměnných ploch.
- Protiproudé
Média proudí rovnoběžně, ale v opačných směrech. Použitím tohoto uspořádání se docílí vyšší účinnosti než u výměníků souproudých. Proto mohou být použity menší výměníky. Jednou z dalších výhod je rovnoměrnější rozložení teplot médií a teplosměnné plochy výměníku nejsou příliš tepelně namáhány.
- Křížové
V tomto uspořádání jsou proudy obou médií na sebe kolmé. Tento typ uspořádání je vhodný pro použití v trubkových výměnících, kdy je přestup tepla intenzivnější než u čistě souproudého a protiproudého proudění.
- Se šikmým vzájemným proudem
Osy proudících médií spolu svírají úhel menší nebo větší než 90°.
- S kombinovaným prouděním
Jedná se o kombinaci výše uvedených typů proudění. Ve většině tepelných výměníků se využívá kombinace tří základních typů.[13],[15]



Obr. 7 Uspořádání a) souproudé b) protiproudé c) křížové d) se šikmým proudem [15]

3.3 Dělení výměníků tepla podle způsobu přenosu tepla

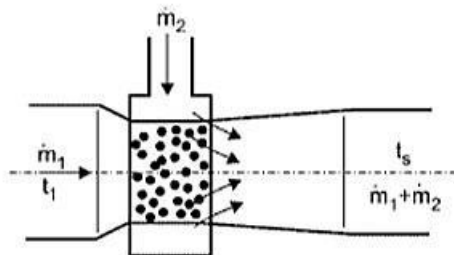
Výměníky tepla jsou klasifikovány podle způsobu přenosu tepla na výměníky s přímým a nepřímým kontaktem.

3.3.1 Výměníky s přímým kontaktem

V těchto výměnících se obě pracovní média dostávají do přímého kontaktu, vymění mezi sebou teplo a poté jsou od sebe odděleny. Kromě přenášení tepla zde dochází i k přenosu hmoty.[10]

Směšovací výměníky

Ke sdílení tepla zde dochází přímým stykem obou pracovních médií (Obr. 8). Oproti ostatním typům výměníků zde neexistuje teplosměnná plocha. V praxi jsou nejčastěji používány k regulaci teploty přehřáté páry u kotle, kdy je napájecí voda vstříkována do páry. Výhodou těchto chladičů oproti rekuperačním chladičům je jednoduchost konstrukce a rychlá odezva na teplotu přehřáté páry. Druhým častým využitím směšovacích výměníků je ohřev napájecí vody. Jedná se o mísení vody a nízkotlaké páry.[10]



Obr. 8 Směšovací výměník [10]

3.3.2 Výměníky s nepřímým kontaktem

Ve výměnících s nepřímým kontaktem zůstávají proudy tekutin odděleny a teplo se přenáší přes nepropustnou stěnu nebo do stěny a ze stěny přechodným způsobem. V ideálním případě neexistuje přímý kontakt mezi dvěma pracovními tekutinami. Tento typ výměníků se také nazývá povrchový a lze ho dále klasifikovat do výměníků rekuperačních a regeneračních.[10]

3.3.2.1 Rekuperační výměníky

Pracovní látky v rekuperačních výměnících jsou odděleny pevnou stěnou, která tvoří teplosměnnou plochu výměníku. Podle tvaru teplosměnné plochy jsou rekuperační výměníky nejčastěji děleny na trubkové, deskové a s žebrovými povrchy. Jsou používány jako vysokotlaké a nízkotlaké ohříváky napájecí vody v systémech regenerace, kondenzátory parních turbín, spalínové výměníky a podobně. [10],[12]

Z hlediska skupenství rozdělujeme výměníky:

- bez změny skupenství pracovních látek
- se změnou skupenství jedné z pracovních látek
- se změnou skupenství obou pracovních látek

Z hlediska změn proudění:

- omývání příčné (kolmo na výhřevnou plochu trubek)
- omývání podélné (rovnoběžně s osou trubek)

Z hlediska uspořádání trubek:

- za sebou (v zákrytu)
- trubky přesazené (vystřídáné) [12]

Pro přenos tepla konvekcí je nejvýhodnější protiproud, proudění vnější pracovní látky kolmo na teplosměnnou plochu trubek s přesazeným uspořádáním.

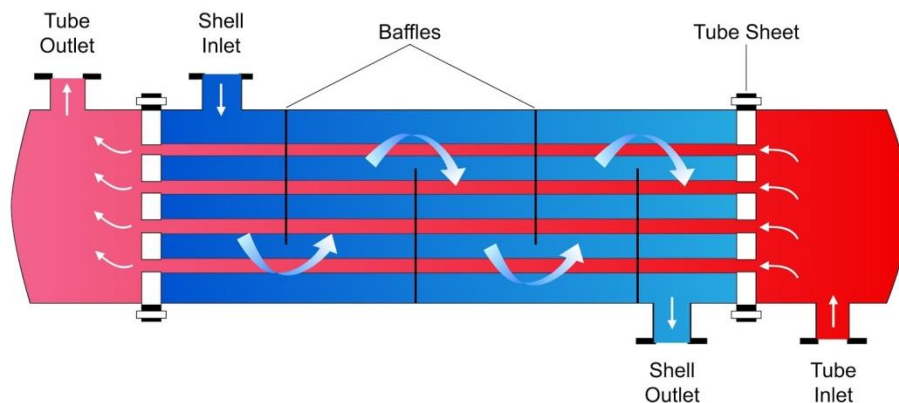
a) Trubkové výměníky

Tyto výměníky jsou konstruovány převážně z kruhových trubek, ačkoli v některých případech byly také použity eliptické nebo obdélníkové trubky. V konstrukci je značná flexibilita, protože geometrie jádra se může snadno měnit změnou průměru, délky a uspořádání trubek. Trubkové výměníky mohou být navrženy pro vysoké tlaky a vysoký rozdíl tlaků obou pracovních látek. Využívají se primárně pro přenos tepla mezi dvěma kapalinami a při kondenzaci nebo odpařování jednoho média. Při vysokých provozních teplotách a tlacích jsou používány výměníky s přenosem tepla kapalina – plyn a plyn – plyn. Tyto výměníky se dále dělí na plášťové výměníky, dvoutrubkové výměníky a výměníky se šroubovitě vinutou trubkou.[10]

- **Plášťové výměníky**

Plášťové trubkové výměníky jsou obecně zhotoveny ze svazku kulatých trubek namontovaných ve válcovém plášti s osou trubky rovnoběžnou s osou pláště. Jedna z pracovních látek proudí uvnitř trubek, druhá proudí napříč a podél trubek. Hlavními součástmi tohoto výměníku je svazek trubek, plášť (shell), přední a zadní čelo, trubkovnice (tube sheet) a přepážky (baffles). Může být použita řada vnitřních konstrukcí v závislosti na požadovaném výkonu, tlaku a metodách ke snížení tepelného namáhání. [10]

Třemi nejčastějšími typy jsou výměníky s rovnými trubkami (Obr. 9), vlásenkový výměník s U-trubkami a výměník s plovoucí hlavou.[10]

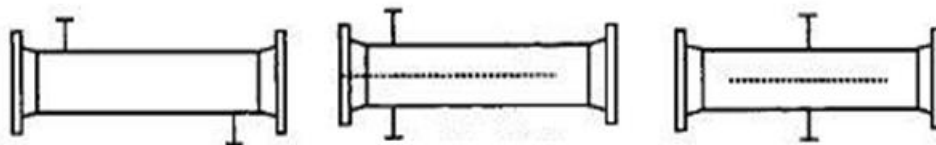


Obr. 9 Výměník s rovnými trubkami [17]

Plášťové výměníky jsou v průmyslu široce využívány. Mohou být navrženy prakticky pro libovolnou kapacitu a provozní podmínky, od hlubokého vakua až po velmi vysoké tlaky (přes 100 MPa), od kryogenních až do velmi vysokých teplot okolo 11000 °C a jakékoliv teplotní a tlakové rozdíly mezi médii, které jsou omezeny pouze konstrukčními materiály. Mohou být navrženy i pro zvláštní pracovní podmínky jako jsou vibrace, vysoce viskózní tekutiny, eroze, koroze, toxicita, radioaktivita a další. Jedná se o nejuniverzálnější výměníky tepla, které jsou vyráběny z kovových i nekovových materiálů (grafit, sklo a teflon) a v nejrůznějších velikostech s teplosměnnou plochou od 0,1 m² až po 105 m². [10]

Plášť (shell)

Pláště jsou obvykle válcového tvaru s kruhovým průřezem, ačkoli jsou používány i pláště dalších tvarů v jaderných výměnících, tak aby se přizpůsobily tvaru svazku trubek. Plášť je vyroben z kruhové trubky, pokud je jeho průměr menší než 0,6 m. Pokud je průměr větší než 0,6 m, je plášť vyroben z kovové válcované desky, která je podélně svařena. V praxi je standardizováno sedm typů plášťů, které se liší pozicí vstupů a výstupů a přítomností podélných přepážek. Nejběžnějším typem je díky nízké ceně a jednoduchosti jednorůchodový plášť. Dalším často používaným typem je dvouřůchodový plášť, kde je přítomno jak protiproudé, tak i souprroudé proudění, která jsou oddělena podélnou přepážkou. [10]

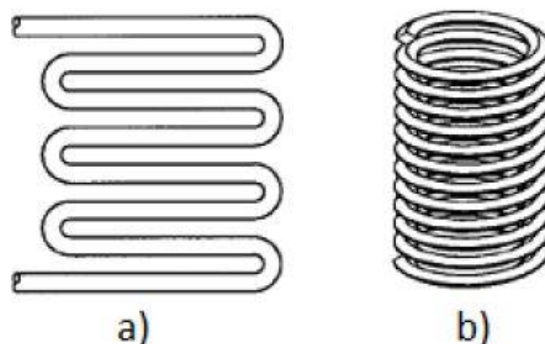


Obr. 10 Jednorůchodový, dvouřůchodový a plášť s podélnou přepážkou (zleva) [10]

Trubky (tubes)

Jsou používány kulaté trubky různých tvarů, z nichž nejpoužívanějšími ve výrobě a energetickém průmyslu jsou svazky s přímými trubkami a U-trubkami. V jaderných výměnících se používají trubky ve tvaru J nebo L, aby se vyhovělo vysoké teplotní roztažnosti trubek. Další tvary trubek v plášťových výměnících jsou vlásenkové a šroubovicové (Obr. 11). Ve většině případů jsou použity jednostěnné trubky. Při práci s radioaktivními, reaktivními a toxickými tekutinami se však používají trubky dvoustěnné.

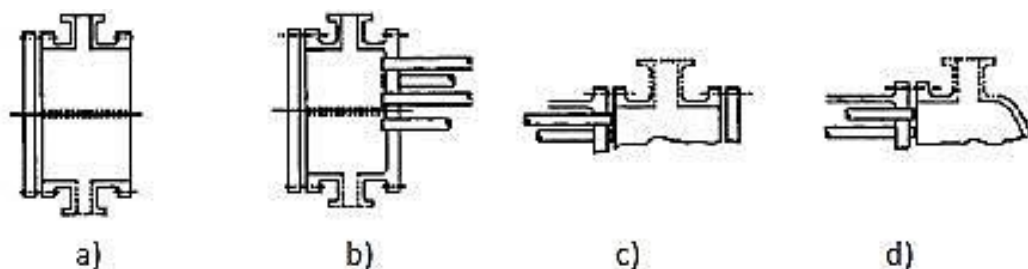
V případě média obtékajícího trubky, které má nízký koeficient přestupu tepla, je výhodnější použít vrubované trubky oproti hladkým trubkám. Trubky jsou taženy nebo svařeny a jsou vyráběny z kovů, plastů nebo z keramiky, podle účelu. [10]



Obr. 11 ukázka a) vláseňkové a b) šroubovitě vinuté trubky [10]

Přední a zadní čelo

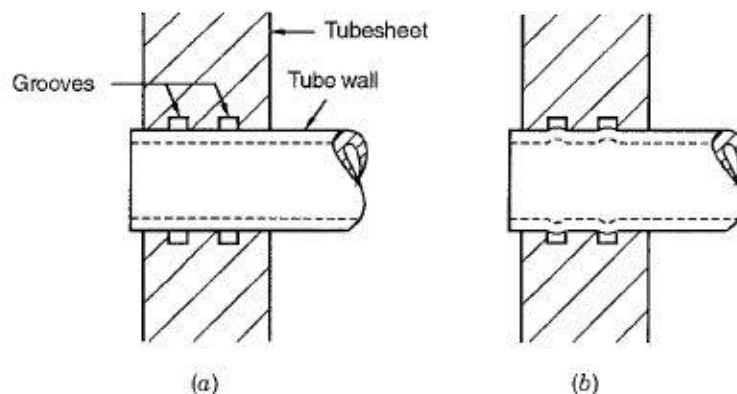
Je využíváno jako vstup a výstup tekutiny proudící v trubkách. Zadní čela bývají pohyblivá kvůli tepelné roztažnosti trubek, zatímco přední čela jsou k trubkám pevně připojena. Hlavními kritérii pro výběr předního čela jsou náklady, náročnost na údržbu a těsnost proti promíchávání tekutin a unikání tekutin do okolí. Při volbě zadního čela je nutno dbát i na tepelnou roztažnost trubek.



Obr. 12 Možné verze čel tepelných výměníků [10]

Trubkovnice (tube sheet)

Slouží jako podpora trubek na jejich koncích. Obecně je to kulatý kus plechu s vyvrtanými dírami podle uspořádání trubek, otvory pro spojovací tyče, které jsou používány k uložení a držení přepážek a s drážkami pro těsnění. Úniku tekutiny z pláště přes trubkovnici se zabráňuje různými způsoby, jako jsou rozšiřování trubek následkem tepelné roztažnosti materiálu, válcování trubek, vycpávky spojů nebo přivaření trubek k trubkovnici. Těsnění vyrobené běžným válcováním je znázorněno na Obr. 13. [10]



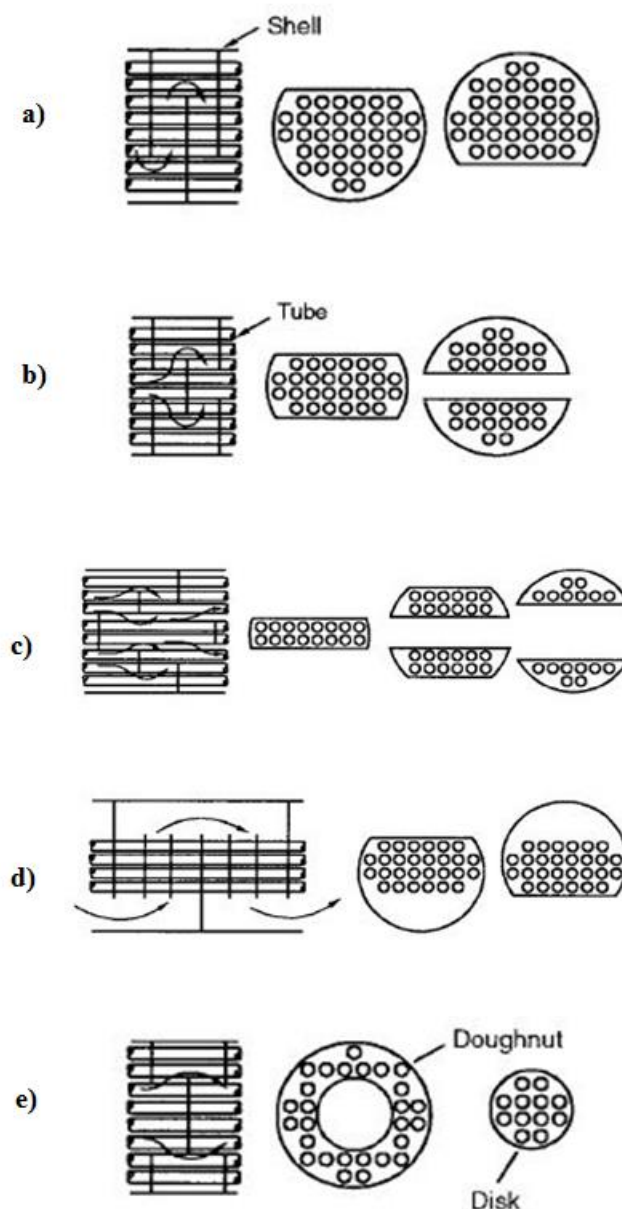
Obr. 13 utěsnění mezi trubkou a trubkovnicí pomocí běžného válcování [10]

Přepážky (baffles)

Slouží k usměrnění proudu kapaliny v plášti a ke zmírnění vibrací a rozdělují se na příčné a podélné přepážky.

Úkolem podélných přepážek je usměrnění proudu ve směru rovnoběžném s osami trubek. Používají se v případech, kdy je výstup z pláště v blízkosti vstupu a je nežádoucí, aby médium proudilo přímo mezi vstupem a výstupem.[10]

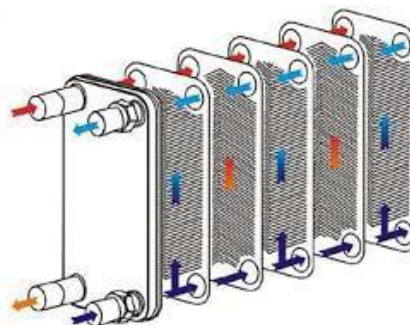
Příčné přepážky se dále dělí na deskové přepážky a mříže. Deskové přepážky se používají k podepření trubek a k nasměrování proudu kapaliny do svazku trubek, tak aby proud byl příčný. Tímto se dosahuje vyššího koeficientu přenosu tepla. Dále minimalizují teplotní rozdíly a tepelná napětí mezi trubkami. Typy deskových přepážek, z nichž jsou nejpoužívanější jedno-segmentové a dvou-segmentové, které zajišťují maximální přenos tepla pro daný pokles tlaku při minimálních rozměrech výměníku, jsou znázorněny na Obr. 14. Při nižším požadovaném poklesu tlaku na výstupu se využívají přepážky troj-segmentové nebo „no tubes in window“. Ve výměnících v jaderných elektrárnách jsou používány přepážky „disk and doughnut“. Výběr typu přepážek a vzdálenosti mezi nimi jsou určeny průtokem, požadovanou rychlostí přenosu tepla, tlakovým spádem a proudem vyvolanými vibracemi.[10]



Obr. 14 a) jedno-segmentové b) dvou-segmentové c) troj-segmentové d) no tubes in window e) disk and doughnut
[10]

b) Deskové výměníky

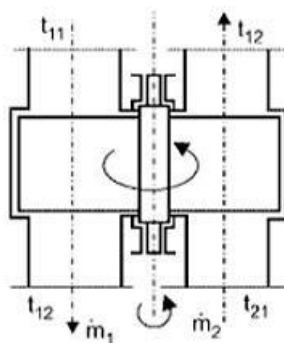
Desky jsou obvykle zhotoveny z tenkých plechů o tloušťce 0,4 – 1 mm, které jsou na sobě pevně slisovány. Tyto desky mají ve svém profilu kanálky, kterými protékají pracovní média. Média v sousedních deskách proudí proti sobě, což je výhodné z hlediska přestupu tepla (Obr. 15). Mezi jednotlivými deskami jsou těsnění, která se vyrábí ze speciálních pryží nebo silikonu. Díky malé tloušťce desek mají tyto výměníky malý tepelný odpor. Nevýhodou deskových výměníků je problém s dosažením těsnosti při vysokých tlacích.[10]



Obr. 15 Deskový výměník [15]

3.3.2.2 Regenerační výměníky

Přenos tepla je uskutečňován prostřednictvím pohyblivé (Obr. 16) nebo nepohyblivé výplně. Teplejší médium předává teplo této výplni, která se nahřívá a poté toto naakumulované teplo předává chladnějšímu médiu. Výplní mohou být žáruvzdorné cihly, kovové plechy, kuličky nebo jiný materiál. Nejrozšířenějším využitím tohoto typu výměníku je ohřívák vzduchu kotle spaliny-vzduch, označovaný jako Ljungström. [10]

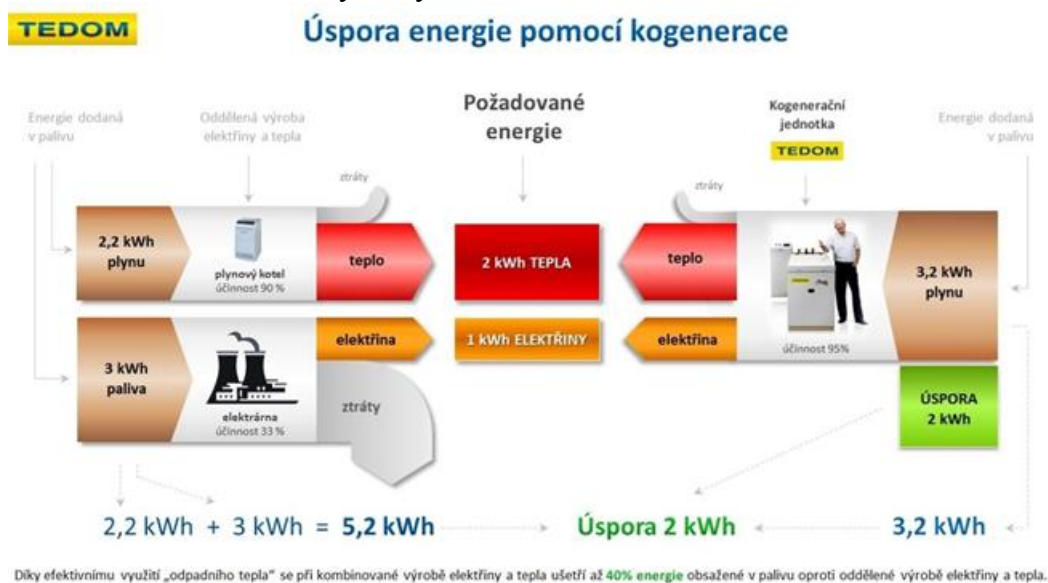


Obr. 16 Rotační regenerační výměník [15]

4 Kogenerace a trigenerace

Kogenerace je kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie, kdy dochází k využití tepla, jež se uvolňuje při procesu výroby elektrické energie. Tím se dosahuje velmi vysoké účinnosti využití energie v palivu, která činí až 95% (Obr. 17). Tímto dochází k úspoře paliva a finančních prostředků. Z hlediska rozlehlosti a vzdálenosti mezi výrobou a spotřebou energie lze kogenerační systémy rozdělit na:

- centralizované systémy – dálkové
- decentralizované systémy – lokální [14]



Obr. 17 Schéma úspory energie pomocí principu kogenerace [14]

4.1 Kogenerační jednotky

Kogenerační jednotky jsou vysoce sofistikovaná zařízení, která vyrábí společně elektrickou a tepelnou energii. Jedná se o spojení spalovacího motoru, generátoru, soustavy tepelných výměníků a řídicího systému.[14]

Malé a středně velké kogenerační jednotky jsou většinou postaveny na bázi plynových spalovacích motorů. Malé kogenerační jednotky patří mezi decentralní zdroje energie. To znamená, že výroba energie probíhá v blízkosti jejich spotřeby. Tím odpadají ztráty způsobené přenosem a distribucí energie.[12]

Elektrická energie vyrobená kogenerační jednotkou se využívá pro vlastní spotřebu objektu, v němž je jednotka umístěna, nebo je možno ji dodávat do sítě. Teplo se pak využívá k vytápění budov, přípravě teplé užitkové vody nebo technologického tepla. Slouží také jako nouzové zdroje elektrické energie v místech nepřetržitě potřeby. [12],[14]

4.1.1 Palivo pro kogenerační jednotky

Nejvyužívanějším palivem pro pohon kogeneračních jednotek je v současné době zemní plyn. Prudce však roste počet zařízení, která využívají pro svůj provoz bioplyn, skládkový plyn, kalový plyn nebo jiná alternativní paliva, jako například důlní plyn. [14]

4.1.2 Konstrukční provedení kogeneračních jednotek

Z různých konstrukčních uspořádání kogeneračních jednotek se v současné době objevují převážně modulové a stavebnicové uspořádání. [12]

Modulové uspořádání je voleno převážně u kogeneračních jednotek menšího výkonu, kdy jsou všechna zařízení soustředěna do jednoho modulu co nejbližší k sobě. Tyto jednotky lze snadno propojovat. Výhodou modulového uspořádání je snadné zapojení do systému, úspora investic a rychlá instalace. Jednotky v modulovém uspořádání lze umísťovat do venkovních i vnitřních prostorů. Mohou být opatřeny protihlukovými kryty. Pro vnější užití jsou vyráběny i v kontejnerovém provedení (Obr. 18). [12],[14]



Obr. 18 Kogenerační jednotka v kontejnerovém provedení [14]

Pro jednotky vyšších výkonů je voleno stavebnicové uspořádání. Jednotka se dodává rozložena do základních částí, které mohou být dodávány od různých specializovaných výrobců. Celkové uspořádání je určeno technologickým a stavebním projektem. Toto uspořádání je z finančního hlediska relativně výhodné pro dodavatele. Zákazník musí řešit vypracování projektu na umístění kogenerační jednotky ve strojovně, nutné stavební úpravy, odvod odpadního tepla a tím stoupají jeho náklady na výstavbu jednotky.[12],[14]

4.2 Trigenerace

Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie obohacená o výrobu chladu se nazývá trigenerace. Technologicky se jedná o spojení kogenerační jednotky s absorpční chladicí jednotkou. Toto umožňuje využívat teplo i v létě, mimo topnou sezónu, a tím dosáhnout prodloužení ročního chodu jednotky. [14]

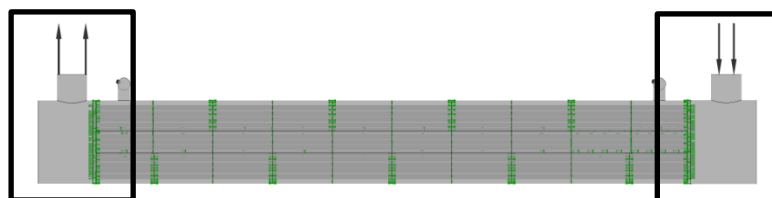
5 Numerická simulace tepelného výměníku

V této kapitole jsou popsány úpravy geometrie vstupního a výstupního objemu spalin v reálném trubkovém výměníku v kogenerační jednotce Cento T200 od firmy TEDOM a.s., jejich diskretizace, nastavení a průběh výpočtu.

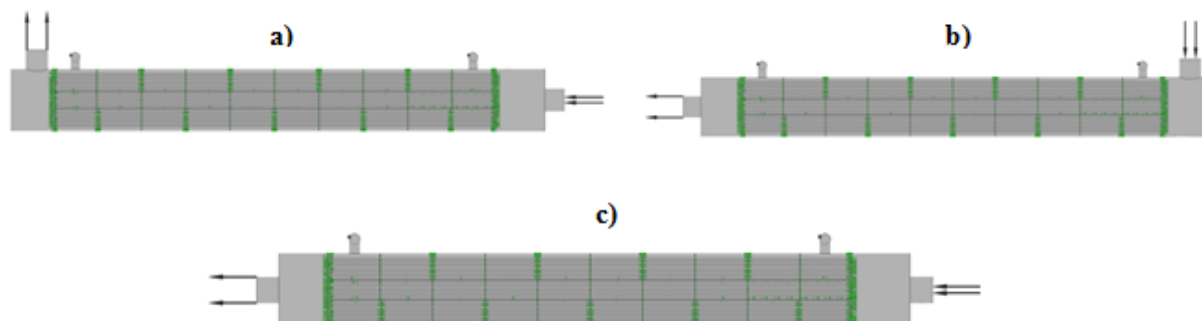
Veškeré úpravy, tvorba výpočetní sítě a výpočty byly provedeny v programovém prostředí ANSYS Workbench 16.2.

5.1 Modifikace geometrických částí

Cílem modifikací bylo prozkoumání jejich vlivu na proudové a teplotní pole spalin. Úpravy spočívaly v úpravě původního vstupního a výstupního objemu z radiálně – radiálního (Obr. 19) na tři nové varianty, jimiž jsou axiálně – radiální, radiálně – axiální a axiálně – axiální (Obr. 20).



Obr. 19 Původní verze



Obr. 20 Upravené verze a) axiálně – radiální b) radiálně – axiální c) axiálně – axiální

5.2 Diskretizace (síťování)

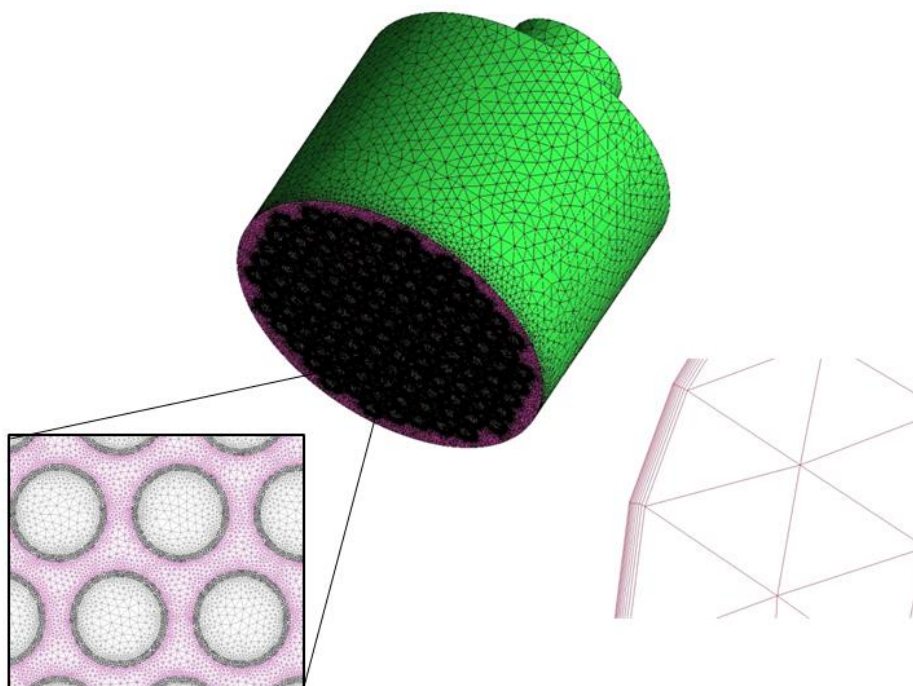
Výpočetní síť byla vytvořena pomocí softwaru ANSYS ICEM CFD. Síťování bylo provedeno po částech, kdy vstupní i výstupní objem spalin byl síťován zvlášť. Síťovaly se také kontaktní plochy. Síť solidních částí a částí chladiva byly použity z původního výpočtu. Shrnutí počtu a typu elementů vstupního, výstupního objemu a celkový počet elementů pro výpočet je v tabulce (Tab. 1) níže.

Tab. 1 Počet a typ elementů

Název	Počet elementů
Spaliny – vstup	4405274
Spaliny- výstup	3896544
Verze 1 celkově	26197529
Verze 2 celkově	26068970
Verze 3 celkově	26120321
Typ elementů	Počet elementů
Tetra	4561684
Penta	6679601
Hexa	14956244

5.2.1 Doména spalín

Vstupní i výstupní část byly síťovány jako celek. Kvůli další práci se sítí a to zejména spojování interface v řešiči, musela být jedna ze stran těchto objemů lokálně zhuštěna (Obr. 21). Dále byla nastavena i mezní vrstva v místech vstupu do vstupního objemu a výstupu z výstupního objemu. Vnější stěna objemů byla nastavena jako adiabatická, což znamená, že se zanedbává přenos tepla mezi daným objemem a okolním prostředím a to z důvodu dobré tepelné izolace samotného výměníku. V dalších krocích je nutno dodržet velikosti, tvar a růstový faktor spojovaných elementů. Tím se zajistí dobrá kvalita simulace a dobrá konvergence sledovaných parametrů v místech kontaktních ploch. U takto rozsáhlé úlohy je nutné, aby buňky kontaktních ploch měli alespoň přibližně stejnou velikost. Parametry sítě byly nastaveny pro vstup i výstup stejně.



Obr. 21 Síť vstupního objemu spalín s detailem diskretizované sítě na čele a mezní vrstvy na vstupu

5.3 Výpočet

Simulace proběhla ve výpočetním softwaru ANSYS CFX 16.2. Před samotnou simulací bylo nutné provést různá nastavení. V této kapitole je zahrnuto nastavení a příprava výpočtů.

Ke spojení jednotlivých dílů a (**Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**) bylo využito prostředí ANSYS CFX – Pre. V úloze již bylo zahrnuto 17 kontaktních ploch neboli interfaceů.

5.3.1 Nastavení výpočtu

Jak již bylo zmíněno, nastavení výpočtu proběhlo v prostředí CFX – Pre, ve kterém proběhlo nastavení všech okrajových podmínek, materiálových charakteristik (Tab. 2 Vlastnosti materiálů) a používaných rovnic. V úloze bylo řešeno stacionární turbulentní proudění. Do výpočtu byl zvolen turbulentní model $k-\omega$ SST a model přenosu tepla *Total energy*. Pro numerické řešení rovnic bylo použito diskretizační schéma *High Resolution*. Jako proudící médium spalín byl v tomto případě zvolen ideální plyn N₂ s upravenými vlastnostmi dynamické viskozity, c_p a λ . Jako chladicí médium byla zvolena voda. Pro všechny modely byly nastaveny vlastnosti jednotlivých médií, které jsou součástí databáze CFX (ideální vlastnosti, vlastnosti IAPSW). Samostatně definované byly pouze trubky, které jsou zhotoveny z korozivzdorné oceli a musela být změněna hodnota jejich tepelné vodivosti.

Tab. 2 Vlastnosti materiálů

Chladivo (voda)		
Název	Hodnota	Jednotka
Termodynamický stav	Kapalný	[-]
Molární hmotnost	18,02	[kg.mol ⁻¹]
Hustota	998,2	[kg.m ⁻³]
c_p	4182	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
Dynamická viskozita	0,001003	[kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]
Tepelná vodivost	0,6	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
Spaliny (N ₂)		
Název	Hodnota	Jednotka
Termodynamický stav	Plynný	[-]
Molární hmotnost	28,01	[kg.mol ⁻¹]
Hustota	Ideální plyn	[kg.m ⁻³]
c_p	UDF	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
Dynamická viskozita	UDF	[kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]
Tepelná vodivost	UDF	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
Trubky a trubkovnice		
Název	Hodnota	Jednotka
Termodynamický stav	Pevný	[-]
Molární hmotnost	55,85	[kg.mol ⁻¹]
Hustota	8030	[kg.m ⁻³]
c_p	502,48	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
Dynamická viskozita	-	[kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]
Tepelná vodivost	16,3	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]

5.3.2 Průběh výpočtů

Počet iterací byl pro první variantu nastaven na 2000 s tím, že bylo provedeno dalších 900 iterací pro kontrolu správnosti. Ve druhé variantě proběhlo přibližně 3900 iterací. Pro výpočet třetí varianty postačilo 821 iterací, protože došlo k rychlé konvergenci.

Ve všech třech variantách byl výpočet přenosu tepla energetickou rovnicí aktivován až po určitém počtu provedených iterací. Takto bylo provedeno kvůli náročnosti simulací, kdy během inicializace výpočtu přenosu tepla energetickou rovnicí nedocházelo ke konvergenci

Simulace byly výpočetně i časově velmi náročné. Simulace první varianty trvala přibližně tři dny. Druhé dva výpočty probíhaly již rychleji.

6 Analýza výsledků

Zakončením každé numerické simulace je vyhodnocení požadovaných hodnot. Prezentované grafické výstupy v této bakalářské práci reprezentují výsledky tří numerických simulací tepelného výměníku. Tyto numerické simulace proběhly pro tři nové varianty, kdy došlo k úpravám vstupní a výstupní geometrie tepelného výměníku CENTO T200. Veškeré změny geometrie jsou blíže popsány v kapitole 5.1.

Vyhodnocení výsledků numerické simulace tepelného výměníku bylo provedeno v programu ANSYS za pomoci postprocesoru CFD Post 16.2.

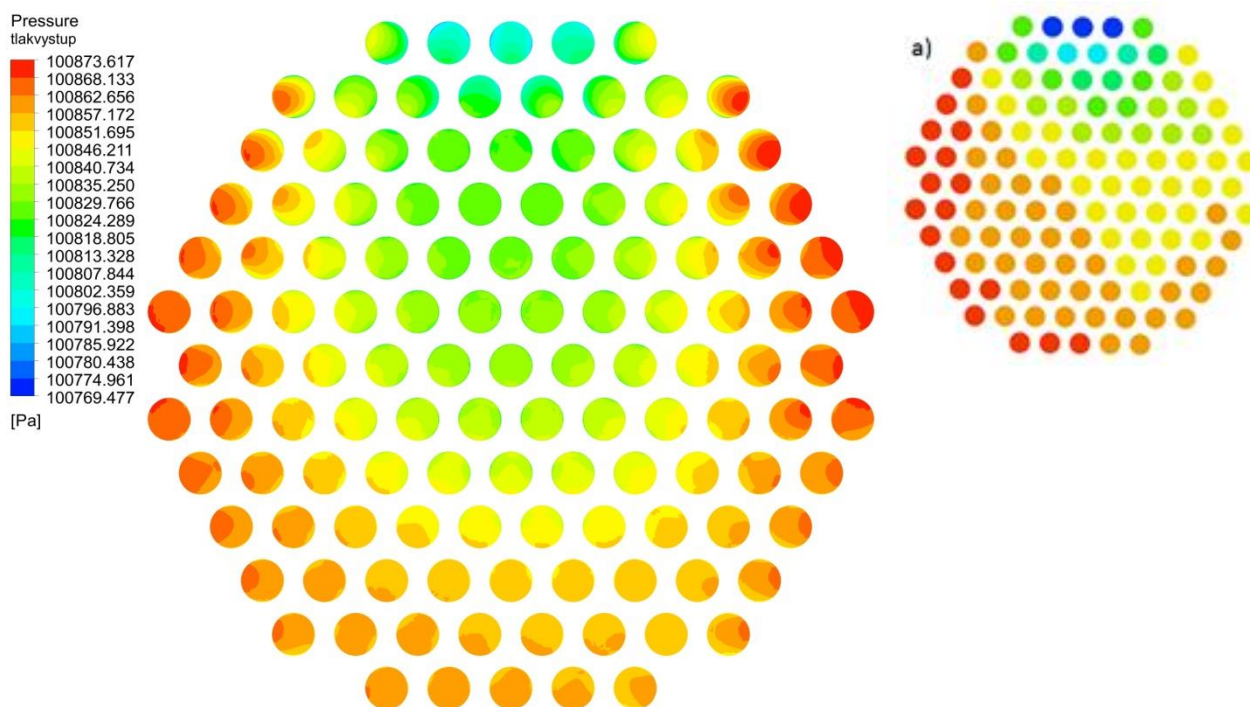
V grafických výstupech je vždy zobrazen i výsledek z původní varianty [16] pro porovnání (vždy vpravo nahoře) a legenda je platná pro oba obrázky. Tyto výsledky jsou blíže popsány v kapitole 6.3.

6.1 Spaliny

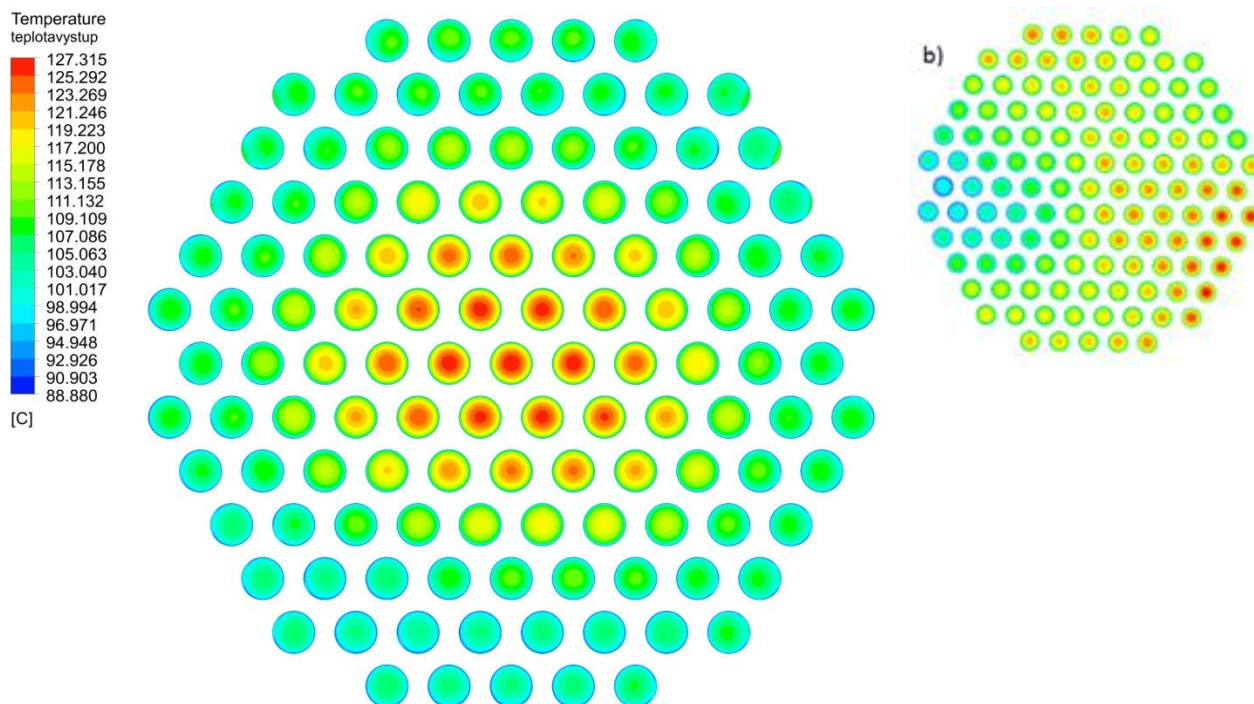
V této kapitole bakalářské práce bude věnována pozornost rozboru výsledků pro doménu spalin.

- **Varianta a)**

Tato varianta je se změněným vstupním objemem spalin z radiálního na axiální. Kontury na Obr. 22 znázorňují rozložení tlaku na výstupu spalin z trubek, který je výrazně ovlivněn axiálním vstupním objemem. Přítok chladiva se projeví poklesem tlaku v horní části trubkového svazku (Obr. 22 nahoře). Změna vstupní domény má také dopad na rozložení teplot na výstupu z trubek (Obr. 23). Na tomto obrázku je vidět, že uprostřed trubkového svazku nedojde k tak výraznému ochlazení spalin jako na jeho krajích. To je následkem velikého tlakového spádu uprostřed trubkového svazku, který způsobuje v této oblasti větší hmotnostní tok a rychlejší proudění spalin.

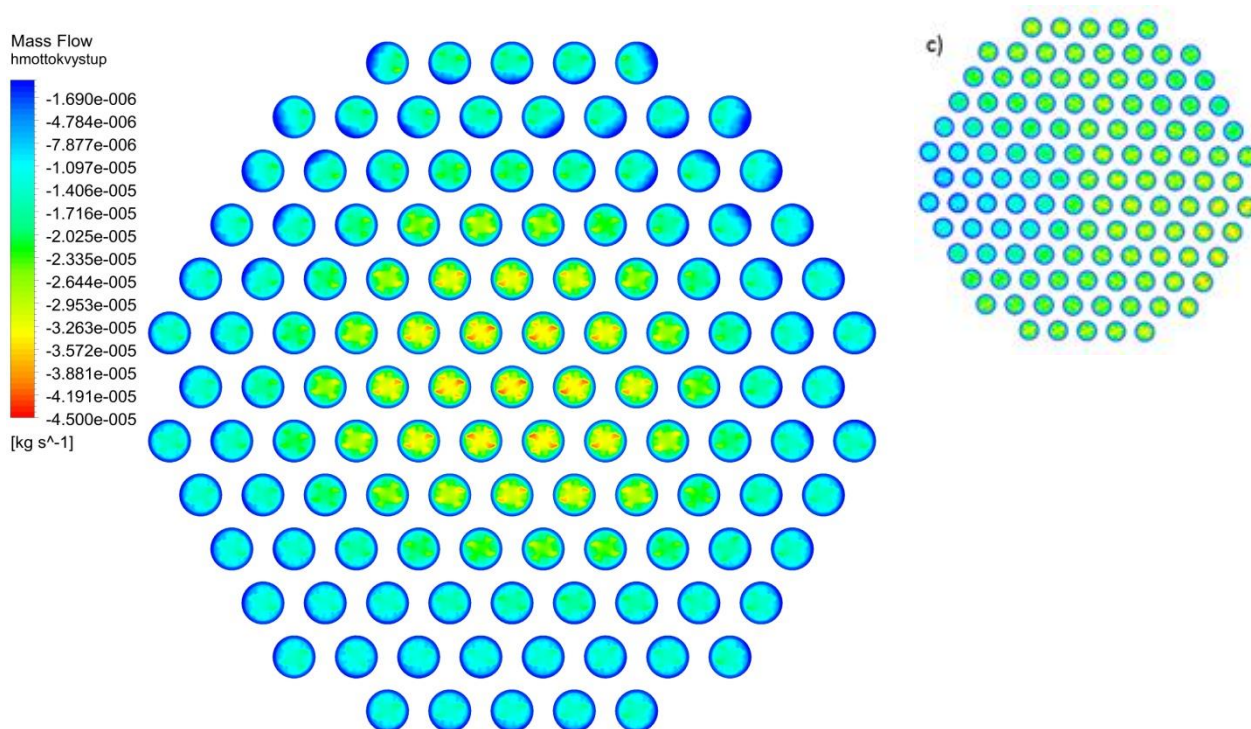


Obr. 22 Rozložení tlaků na výstupu z trubek - VA



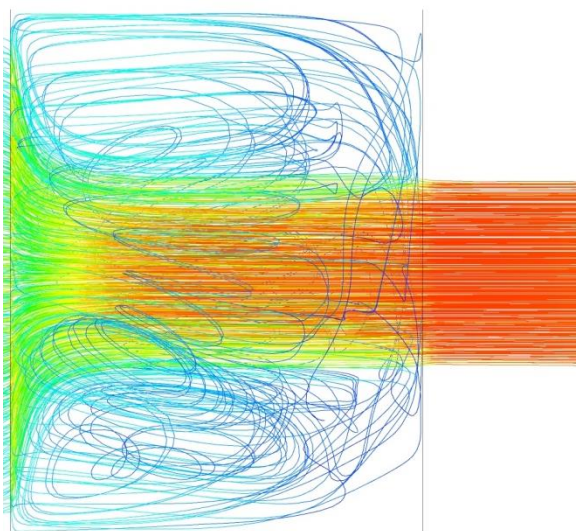
Obr. 23 Rozložení teplot na výstupu z trubek – VA

Rozložení hmotnostního toku spalin na výstupu je znázorněno na Obr. 24 a je opět ovlivněno axiálním vstupním objemem spalin. Ten má za následek vyšší hmotnostní tok spalin uprostřed trubkového svazku.



Obr. 24 Rozložení hmotnostního toku na výstupu z trubek – VA

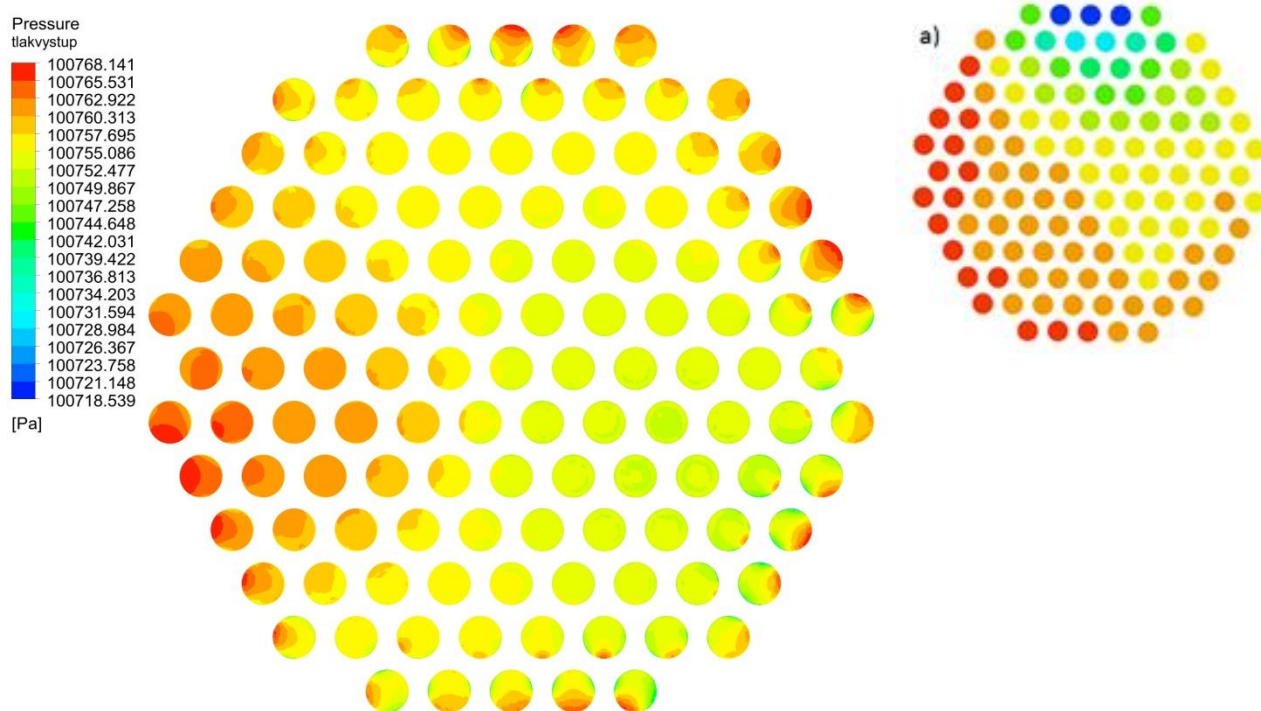
Proudnicice na Obr. 25 znázorňují cirkulaci a rychlost spalin v novém axiálním vstupu. Z obrázku je patrné, že proud spalin se za vstupní částí ve vstupním objemu soustředí i nadále ve středu tohoto objemu. To je důvod, proč je hmotnostní tok vyšší a proč dochází k horšímu ochlazení spalin v prostřední části trubkového svazku.



Obr. 25 Proudnicice v axiálním vstupu

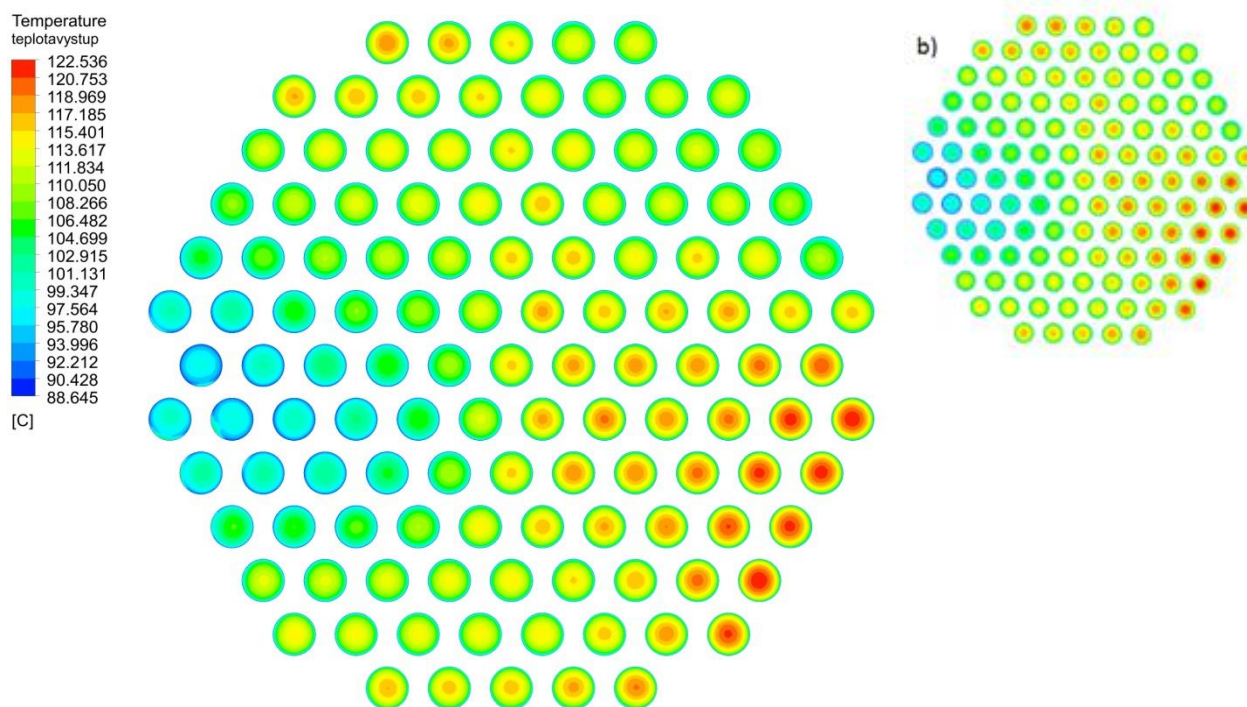
- **Varianta b)**

Jedná se o variantu s radiálním vstupním objemem spalín (jako v původní verzi) se změněným výstupním objemem na axiální. V porovnání s původní variantou, jejíž grafické výstupy jsou v kapitole 6.3, nejsou rozložení tlaků (Obr. 26), teplot (Obr. 27) a hmotnostního toku (Obr. 28) na výstupu z trubek prakticky vůbec odlišné. Je tomu tak díky stejnému radiálnímu vstupnímu objemu. Z výsledků je zřejmé, že změna výstupního objemu z radiálního na axiální nemá příliš veliký dopad na tyto hodnoty.

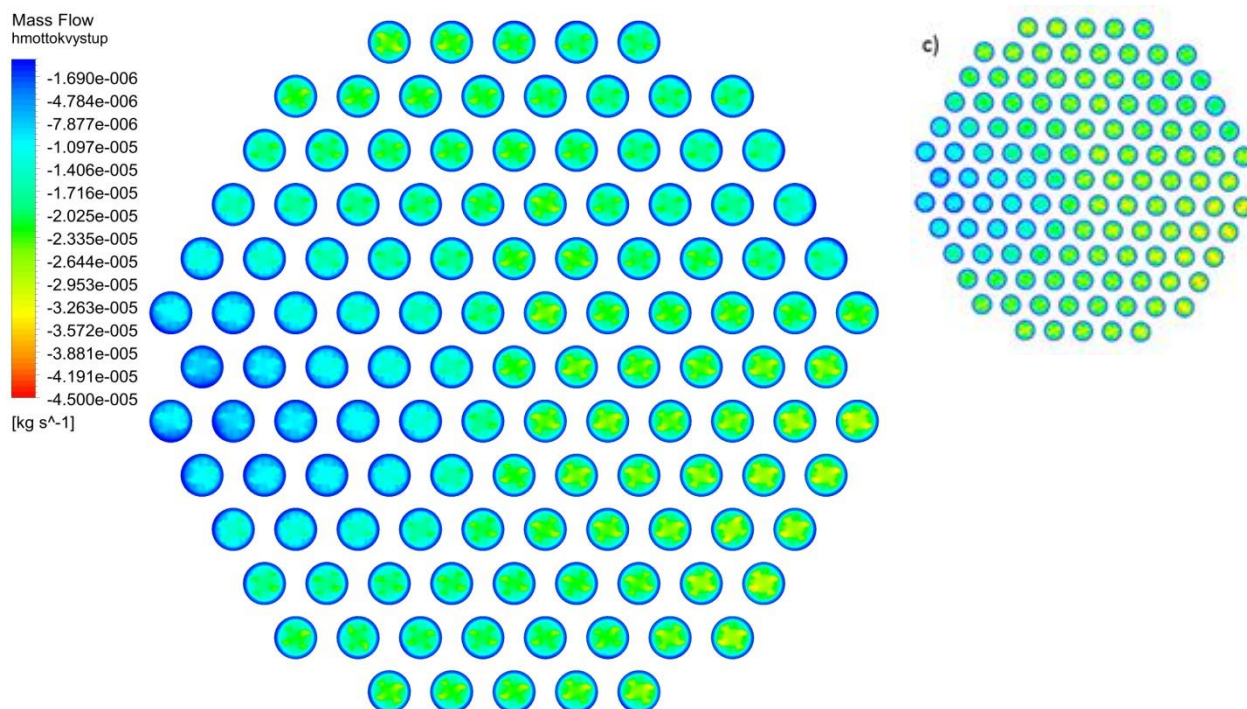


Obr. 26 Rozložení tlaků na výstupu z trubek – VB

Toto nehomogenní rozložení tlaku, teploty a hmotnostního toku spalín na výstupu z trubek je zapříčiněno i proudovým polem v radiálním vstupu, které je vyobrazeno a popsáno na Obr. 29.



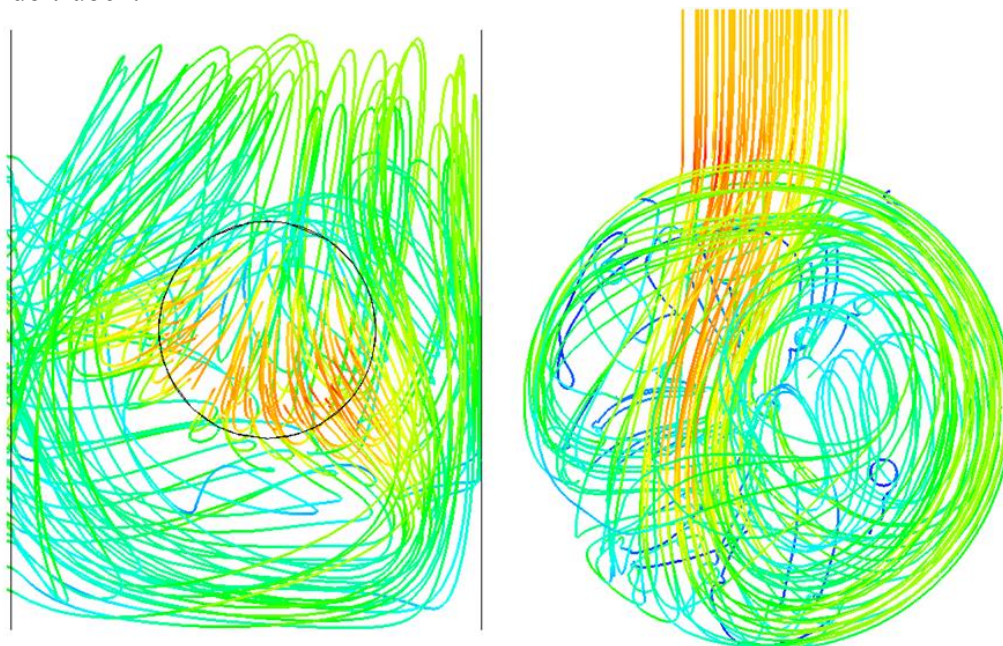
Obr. 27 Rozložení teploty na výstupu z trubek – VB



Obr. 28 Rozložení hmotnostního toku na výstupu z trubek – VB

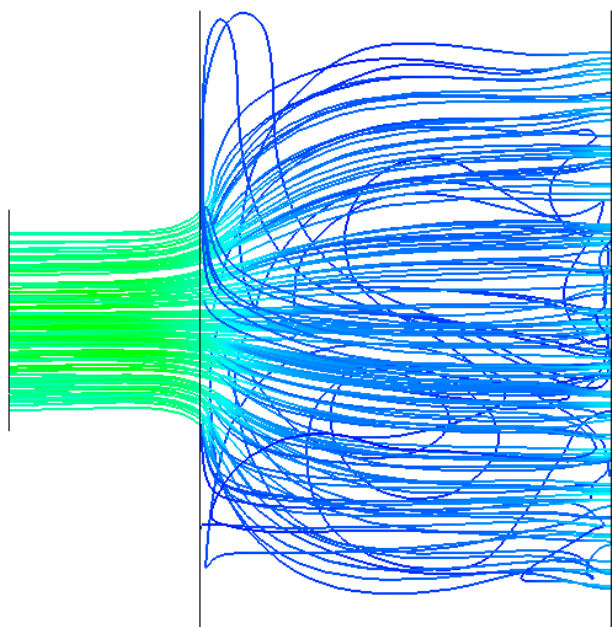
Pomocí proudnic (Obr. 29) je vyobrazeno proudění spalin v radiálním vstupním objemu. Z obrázku jsou také patrné dva dominantní víry. Jeden větší v horní levé části a druhý menší ve spodní části vstupního objemu. Jelikož má menší vír i menší kinetickou energii vstoupí do trubek dříve.

Částice většího víru, který má i větší kinetickou energii, proudí po rozdělení proudu na spodní části vstupu kolem stěny vstupu. V horní části vstupu se tento vír opět rozdělí a částečně proudí do trubek.



Obr. 29 Proudnice v radiálním vstupním objemu

Ve výstupním objemu (Obr. 30) dochází k homogenizaci vytékajícího proudu spalin. Ta je způsobena axiálním výstupem, kdy nedochází k tvorbě vírů a spaliny opouští výstupní objem v podstatě ihned.

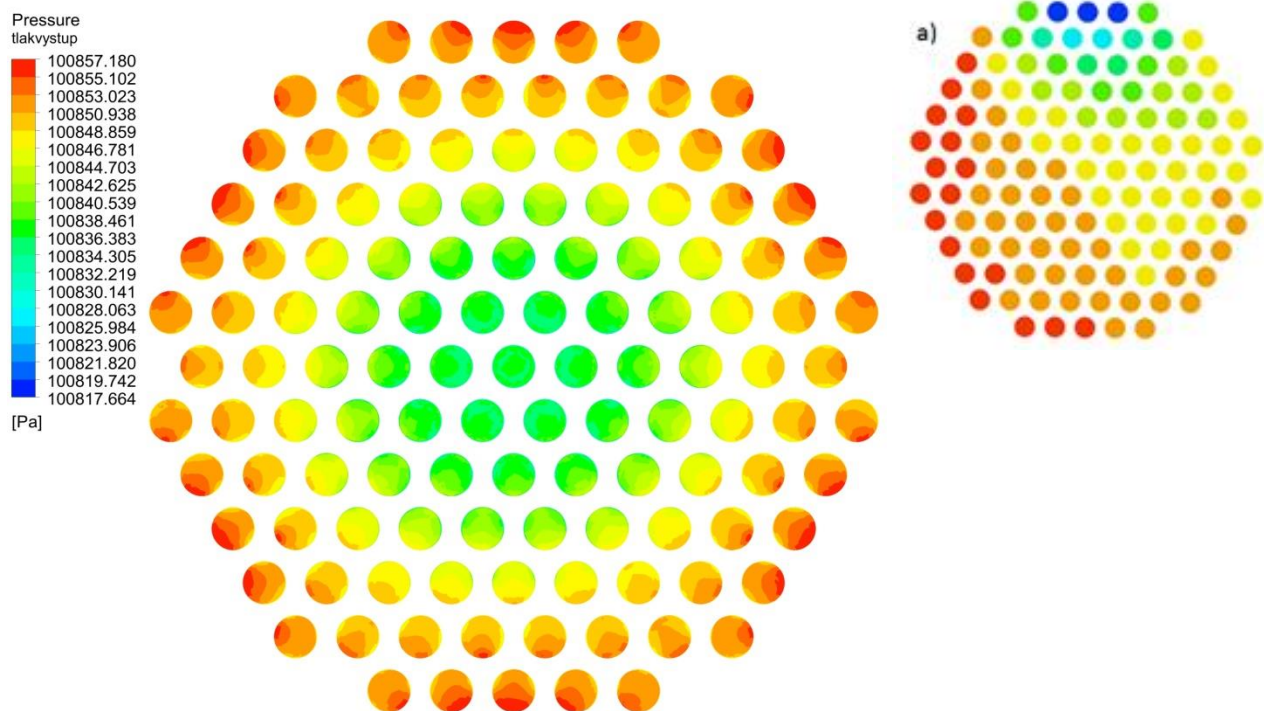


Obr. 30 proudnice v axiálním výstupním objemu

- **Varianta c)**

V této variantě došlo ke změně jak vstupního, tak i výstupního objemu spalin. Vstupní i výstupní objem jsou v této variantě axiální. Následující grafické výstupy naznačují více homogenní rozložení zkoumaných veličin oproti předchozím variantám.

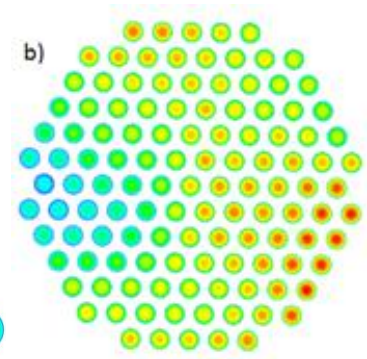
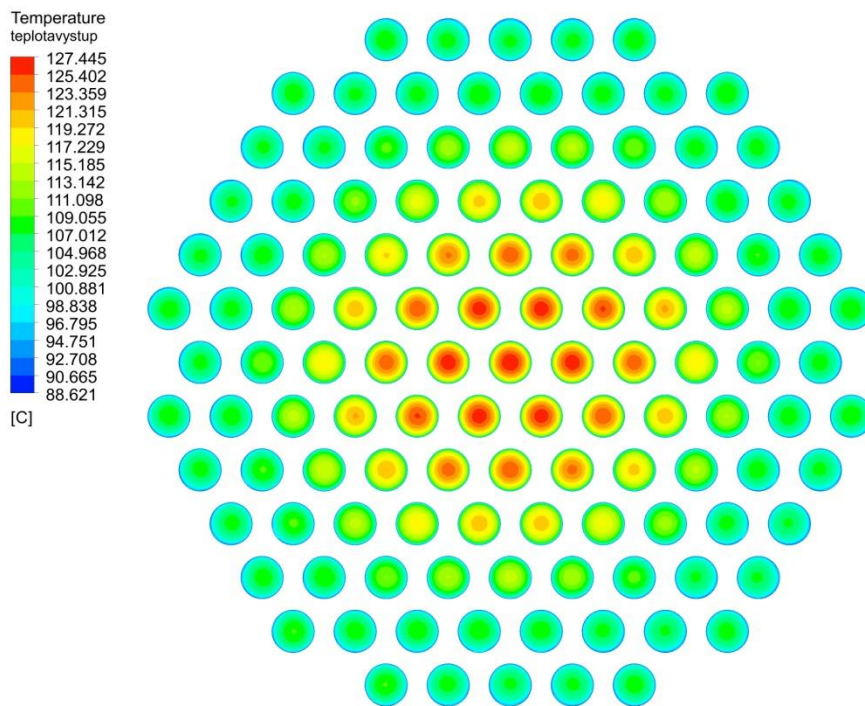
Uprostřed trubkového svazku dojde podle Obr. 31 k většímu poklesu tlaku nežli na okrajích. Z obrázku je také patrné, že tlak spalin v trubkách není ovlivněn vstupem chladiva. Je tomu tak díky homogennímu rozložení spalin v trubkách a vyšší rychlosti proudění.



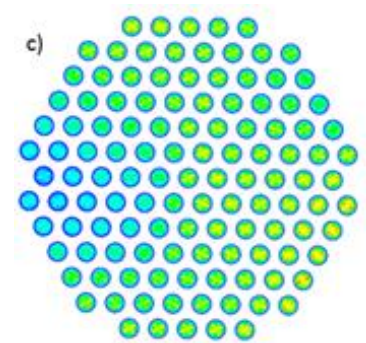
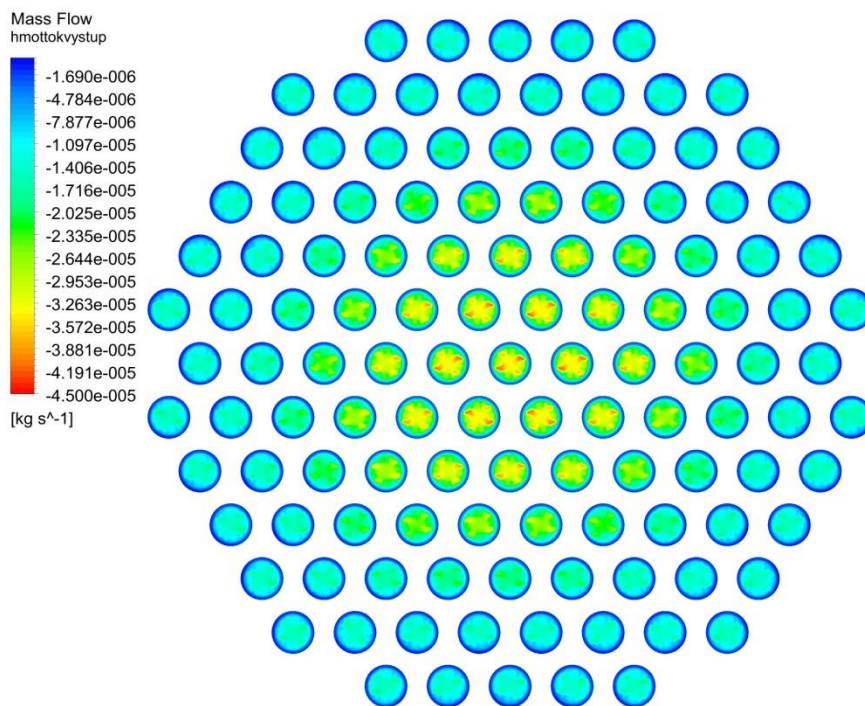
Obr. 31 Rozložení tlaků na výstupu z trubek – VC

Uprostřed trubkového svazku dojde k menšímu ochlazení spalin (Obr. 32). To je zapříčiněno větším hmotnostním průtokem spalin právě uprostřed trubkového svazku. Takovéto rozložení hmotnostního toku (Obr. 33) je způsobeno provedenými geometrickými změnami v oblasti vstupního a výstupního objemu spalin. Proudění spalin ve vstupní části je stejné jako ve variantě 1 (Obr. 25). Vizualizaci proudění spalin třetí varianty v trubkách a výstupní části je možné pozorovat na Obr. 34, přičemž vstup spalin je vpravo nahoře.

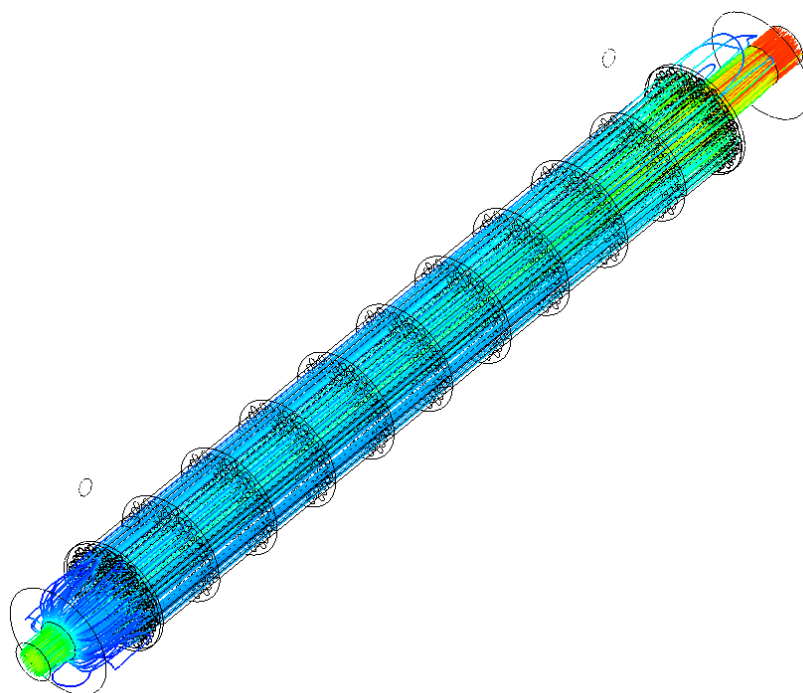
Na celkové výsledné hodnoty na výstupu spalin z tepelného výměníku však tyto změny příliš velký vliv opět nemají.



Obr. 32 Rozložení teploty na výstupu z trubek – VC



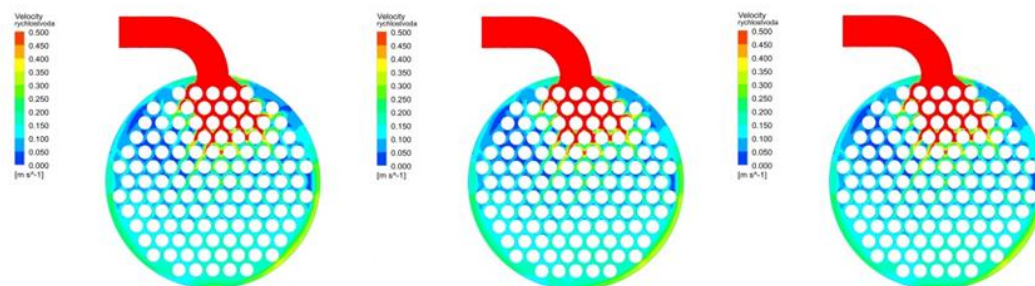
Obr. 33 Rozložení hmotnostního toku na výstupu z trubek – VC



Obr. 34 Proudění spalin ve VC

6.2 Chladivo

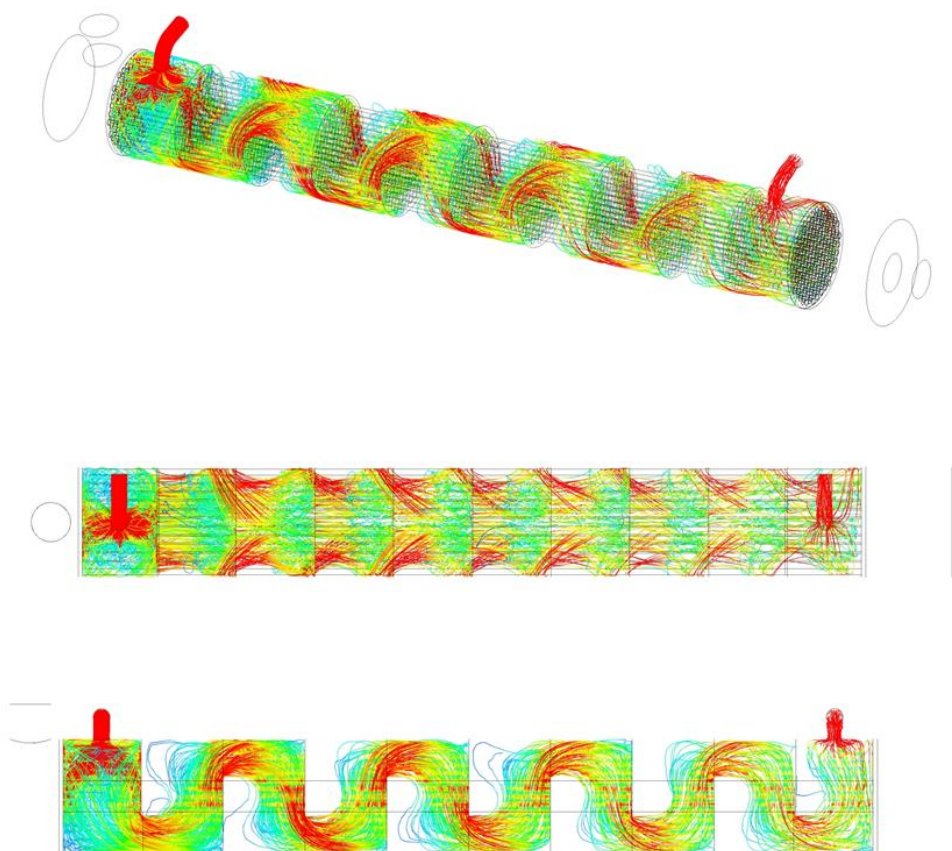
Charakter rozložení rychlosti na vstupu chladiva je ve všech variantách velice podobný (Obr. 35).



Obr. 35 Rychlostní pole na vstupu chladiva

Z důvodu lepší vizualizace rychlosti proudění chladiva v mezipřepážkovém prostoru byl zvolen rozdíl mezi nejvyšší a nejnižší rychlostí $0,5 \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}]$.

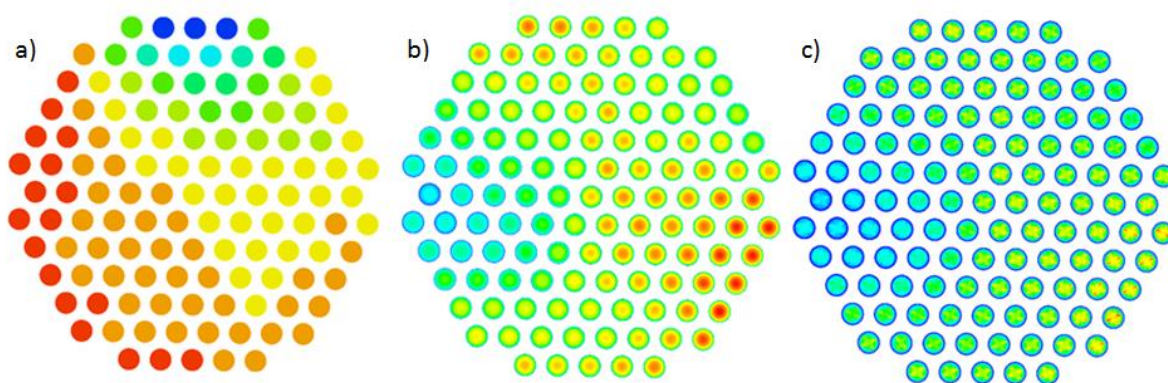
Proudění chladiva je značně ovlivněno přepážkami, které jsou zde za účelem usměrnění proudu, tak aby docházelo k intenzivnějšímu přestupu tepla mezi spalinami a chladivem. Pozorovat lokální zrychlení proudu chladiva v oblastech, kde dochází k zúžení mezi přepážkami a vnějším válcem tepelného výměníku, je možné na Obr. 36.



Obr. 36 Proudění chladiva v mezipřepážkovém prostoru

6.3 Porovnání variant

V této kapitole jsou na Obr. 37 zobrazeny grafické výstupy z původní varianty [16]. Slouží pro porovnání rozložení tlaku, teploty a hmotnostního toku na výstupu spalin z trubek. Na první pohled je viditelné, že původní varianta a varianta b) jsou téměř shodné. Podstatný rozdíl, co se rozložení těchto veličin týče, je viditelný na zbylých dvou variantách. I přesto jsou rozdíly ve výsledných maximálních a minimálních hodnotách velmi malé.



Obr. 37 a) tlak b) teplota c) hmotnostní tok na výstupu z trubek z původní varianty [16]

V následující tabulce (Tab. 3) jsou uvedeny rozdíly vstupních a výstupních hodnot sledovaných veličin pro spaliny. Je patrné, že ve variantách s axiálním vstupem dochází k menším tlakovým ztrátám než u variant s radiálním vstupem. Nejmenší tlakovou ztrátu pak vykazuje varianta s axiálním vstupním i výstupním objemem. Na výsledné ochlazení spalin tyto změny příliš veliký význam nemají.

Tab. 3 Výsledné hodnoty pro spaliny

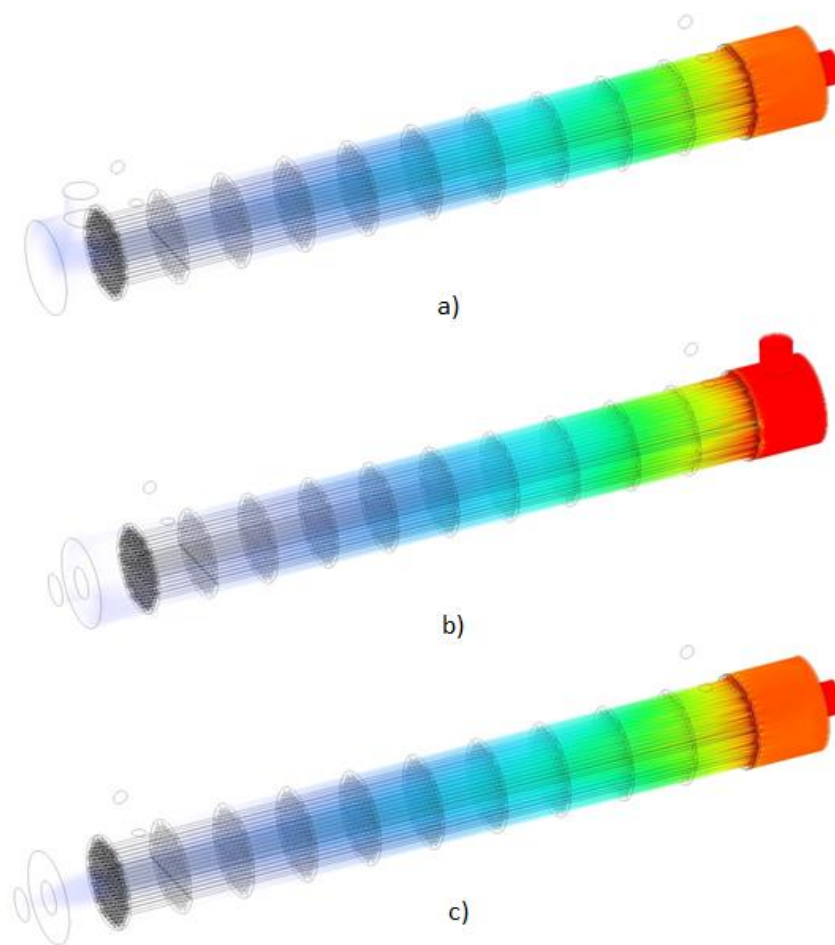
Spaliny (N2)					
	Původní verze	VA	VB	VC	Jednotky
Tlaková ztráta	484	385,02	480,63	376,75	[Pa]
Rozdíl vstupní a výstupní rychlosti	20,46	18,89	19,53	19,42	[m s ⁻¹]
Rozdíl vstupní a výstupní teploty	409,54	409,89	410,69	410,12	[K]

Výsledné hodnoty všech variant pro chladivo jsou uvedeny v tabulce níže (Tab. 4). Jak je vidno, změny geometrie vstupu a výstupu způsobují rozdíly tlakových ztrát v rozmezí $\pm 0,4\%$. U rychlosti chladiva tyto rozdíly dosahují přibližně 5%. Pouze v první nové variantě dojde k výraznějšímu ohřátí chladiva, a to až o 19% oproti té původní.

Tab. 4 Výsledné hodnoty pro chladivo

Chladivo (Voda)					
	Původní verze	VA	VB	VC	Jednotky
Tlaková ztráta	8540	8570,31	8568,80	8575,94	[Pa]
Rozdíl vstupní a výstupní rychlosti	0,120	0,127	0,126	0,127	[m s ⁻¹]
Rozdíl vstupní a výstupní teploty	3,85	4,59	4,34	4,22	[K]

Na obrázku níže (Obr. 38) je zobrazen průběh ochlazování spalin všech tří nových variant. Z obrázku je patrné, že k výraznému ochlazení dojde již v oblasti mezi třetí a čtvrtou přepážkou. Rozdíl teplot mezi vstupní částí spalin a touto oblastí je až 350 [K].



Obr. 38 Ochlazení spalin a) VA b) VB c) VC

Závěr

V této bakalářské práci byly provedeny celkem tři numerické simulace proudění spalin a chladiwa v trubkovém tepelném výměníku. Cílem těchto numerických simulací a celé práce bylo vyšetření vlivu geometrických modifikací vstupního a výstupního objemu. Úloha zahrnovala modifikace geometrických částí, tvorbu výpočetních sítí, následné propojení sítí s výpočtovým modelem a samotné numerické simulace s vyhodnocením výsledků. Celkem vznikly tři varianty, které byly porovnány mezi sebou a zároveň s původní variantou. Ke všem těmto operacím byly použity programy společnosti ANSYS, Inc.

Ze získaných výsledků bylo zjištěno, že modifikace geometrických částí nemají příliš velký vliv na výslednou teplotu spalin. Ve variantách VA a VB došlo ke snížení tlakových ztrát ve spalinách a to díky axiálnímu vstupnímu objemu, který způsobuje homogennější rozložení spalin v trubkách. Ve variantě VA se změna vstupního objemu projeví výraznějším ohřátím chladícího média. Tato hodnota je vyšší až o 19% oproti té v původní variantě. Tento nárůst teploty je následkem homogennějšího rozložení spalin v trubkách a rovnoměrnějšího ohřívání chladícího média v celém tepelném výměníku. Varianta VA se tedy jeví jako nejvýhodnější z hlediska přenosu tepelné energie.

Pro validaci těchto výsledků z numerických simulací, by bylo vhodné provést experimentální měření na reálném tepelném výměníku.

Seznam použité literatury

- [1] ÇENGEL, Yunus A. a Michael A. BOLES. *Thermodynamics: an engineering approach*. Eighth edition. ISBN 978-0-07-339817-4.
- [2] HEJZLAR, Radko. *Sdílení tepla*. 4. Praha: ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02794-3.
- [3] KALČÍK, Josef a Karel SÝKORA. *Technická termomechanika: učebnice pro vysoké školy*. Praha: Academia, 1973.
- [4] LINHART, Jiří. Přednášky z předmětu přenos tepla a hmoty
- [5] NOSKIEVIČ, Jaromír. *Mechanika tekutin*. Praha: SNTL, 1987.
- [6] LINHART, Jiří. *Mechanika tekutin I*. 2. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2009. ISBN 978-80-7043-766-7.
- [7] BLEJCHAŘ, Tomáš. *Turbulence modelového proudění - CFX: učební text*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2012. ISBN 978-80-248-2606-6.
- [8] URUBA, Václav. *Turbulence*. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04330-1.
- [9] VLČEK, Petr. *MODELOVÁNÍ TURBULENTNÍHO PROUDĚNÍ* [online]. Praha [cit. 2017-06-03]. Dostupné z: <http://chps.fsid.cvut.cz/pt/2013/pdf/3509.pdf>. ČVUT.
- [10] SHAH, R. K. a Dušan P. SEKULIĆ. *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken, NJ: John Wiley, 2003. ISBN 0-471-32171-0.
- [11] KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. New York: Marcel Dekker, 2000. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.). ISBN 0-8247-9787-6.
- [12] DVORSKÝ, Emil a Pavla HEJTMÁNKOVÁ. *Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie*. Praha: BEN - technická literatura, 2005. ISBN 80-7300-118-7.
- [13] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [14] *Tedom* [online]. [cit. 2017-05-31]. Dostupné z: <http://kogenerace.tedom.com/>
- [15] ROBOTKA, Jiří. *Numerická simulace proudění v tepelném výměníku*. Plzeň, 2015. Bakalářská práce. ZČU.
- [16] *Numerická analýza proudění a přestupu tepla v tepelném výměníku CENTO T200*. 2016. Technická zpráva. Vedoucí práce Roman Gášpár.
- [17] *Mnteng* [online]. [cit. 2018-04-25]. Dostupné z: <https://blog.mnteng.com/2016/05/shell-and-tube-heat-exchanger.html>
- [18] *TZB-info* [online]. [cit. 2018-04-26]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/izolace/13879-technicke-izolace-detailne-iii-navrh-technicky-izolaci-a-vyuziti-vypoctovych-programu>

Seznam obrázků

Obr. 1 Rychlostní profil a) laminárního b) turbulentního proudění [3]	15
Obr. 2 Teplotní mezní vrstva [18]	16
Obr. 3 Znázornění fluktuací a středních hodnot rychlosti [4]	22
Obr. 4 Ukázka možných elementů [7]	22
Obr. 5 Strukturovaná a nestrukturovaná síť [9]	23
Obr. 6 řešení N-S rovnic odlišnými přístupy [8]	23
Obr. 7 Uspořádání a) souproude) b) protiproude) c) křížové d) se šikmým proudem [15]	27
Obr. 8 Směšovací výměník [10]	27
Obr. 9 Výměník s rovnými trubkami [17]	29
Obr. 10 Jednoprůchodový, dvouprůchodový a plášť s podélnou přepážkou (zleva)[10]	29
Obr. 11 ukázka a) vlásenkové a b) šroubovitě vinuté trubky [10]	30
Obr. 12 Možné verze čel tepelných výměníků [10]	30
Obr. 13 utěsnění mezi trubkou a trubkovnicí pomocí běžného válcování [10]	31
Obr. 14 a) jedno-segmentové b) dvou-segmentové c) troj-segmentové d) no tubes in window e) disk and doughnut [10]	32
Obr. 15 Deskový výměník [15]	33
Obr. 16 Rotační regenerační výměník [15]	33
Obr. 17 Schéma úspory energie pomocí principu kogenerace [14]	34
Obr. 18 Kogenerační jednotka v kontejnerovém provedení [14]	35
Obr. 19 Původní verze	36
Obr. 20 Upravené verze a) axiálně – radiální b) radiálně – axiální c) axiálně – axiální	36
Obr. 21 Síť vstupního objemu spalin s detailem diskretizované sítě na čele a mezní vrstvy na vstupu	37
Obr. 22 Rozložení tlaků na výstupu z trubek - VA	41
Obr. 23 Rozložení teplot na výstupu z trubek – VA	41
Obr. 24 Rozložení hmotnostního toku na výstupu z trubek – VA	42
Obr. 25 Proudnice v axiálním vstupu	42
Obr. 26 Rozložení tlaků na výstupu z trubek – VB	43
Obr. 27 Rozložení teploty na výstupu z trubek – VB	44
Obr. 28 Rozložení hmotnostního toku na výstupu z trubek – VB	44
Obr. 29 Proudnice v radiálním vstupním objemu	45
Obr. 30 proudnice v axiálním výstupním objemu	45
Obr. 31 Rozložení tlaků na výstupu z trubek – VC	46
Obr. 32 Rozložení teploty na výstupu z trubek – VC	47
Obr. 33 Rozložení hmotnostního toku na výstupu z trubek – VC	47
Obr. 34 Proudění spalin ve VC	48
Obr. 35 Rychlostní pole na vstupu chladiva	48
Obr. 36 Proudění chladiva v mezipřepážkovém prostoru	49
Obr. 37 a) tlak b) teplota c) hmotnostní tok na výstupu z trubek z původní varianty [16]	49
Obr. 38 Ochlazení spalin a) VA b) VB c) VC	51

Seznam tabulek

Tab. 1 Počet a typ elementů	37
Tab. 2 Vlastnosti materiálů	38
Tab. 3 Výsledné hodnoty pro spaliny.....	50
Tab. 4 Výsledné hodnoty pro chladivo	50