

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

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

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Vyhodnocení vlivu vybraných geometrických částí chlazeného
výfukového potrubí na proudové a teplotní pole pomocí CFD

Autor: **Martin Pelikán**
Vedoucí práce: **Ing. Roman Gášpár**

Akademický rok 2016/2017

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Martin PELIKÁN**

Osobní číslo: **S16B0322P**

Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Stavba energetických strojů a zařízení**

Název tématu: **Vyhodnocení vlivu vybraných geometrických částí chlazeného výfukového potrubí na proudové a teplotní pole pomocí CFD**

Zadávací 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:

1. Úvod k bakalářské práci.
2. Rešerši současného stavu.
3. Popis geometrie vybraného chlazeného výfukového potrubí.
4. Analýzu proudění ve všech částech potrubí.
5. Popis kritických částí, které ovlivňují teplotní a proudové pole.
6. Návrh možné modifikace výfukového potrubí.
7. Realizaci výpočtů.
8. Analýzu a zhodnocení výpočtu.
9. 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 807300-118-7
- Beith R.: Small and micro combined heat and power (CHP) systems: advanced design, performance, materials and applications, Philadelphia, PA: Woodhead Pub. Ltd., 2011, 528 s., 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

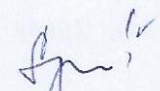
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Jiří Linhart**
TEDOM a.s.

Datum zadání bakalářské práce: **17. října 2016**

Termín odevzdání bakalářské práce: **2. června 2017**


Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan




Dr. Ing. Jaroslav Synáč
vedoucí katedry

V Plzni dne 3. října 2016

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 vedoucímu práce Ing. Romanu Gášpárovi za mnoho užitečných rad a nemalé množství času, které mi během psaní této práce věnoval. Dále bych chtěl poděkovat firmě TEDOM a.s. za poskytnutí velice zajímavého tématu bakalářské práce.

Děkuji také své rodině, známým a přítelkyni za psychickou a materiální podporu při studiu na Fakultě strojní.

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

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Pelikán	Jméno Martin		
STUDIJNÍ OBOR	23-01-R016 / 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	Vyhodnocení vlivu vybraných geometrických částí chlazeného výfukového potrubí na proudové a teplotní pole pomocí CFD.			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2017
----------------	---------	----------------	-----	------------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	53	TEXTOVÁ ČÁST	50	GRAFICKÁ ČÁST	3
---------------	----	---------------------	----	--------------------------	---

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Tato bakalářská práce se zabývá numerickou simulací proudění v trubkovém výměníku tepla typu spaliny-voda. Výsledkem je proudové a teplotní pole a teplota spalin na výstupu z tepelného výměníku. Numerickou simulací byl zkoumán vliv různých úprav geometrie na teplotu spalin vystupujících z výměníku. Pro výpočet byl použit software ANSYS 17.0.
KLÍČOVÁ SLOVA	CFD, CFX, kogenerační jednotka, kogenerace, tepelný výměník, numerická simulace, proudění, sdílení tepla

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Pelikán	Name Martin
FIELD OF STUDY	23-01-R016 / Design of Power Machines and Equipment	
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	Evaluation of the effect of the selected geometric parts of the cooled exhaust pipe to the flow and temperature fields by using CFD.	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Power System Engineering	SUBMITTED IN	2017
----------------	------------------------	-------------------	--------------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	53	TEXT PART	50	GRAPHICAL PART	3
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This bachelor thesis deals with the numerice simulation of flow in the shell and tube heat exchanger of type exhaust gas – water. As a result is a flow and temperature fields and temperature of exhaust gas leasing heat exchanger. An effect of different geometry modifications at temperature of exhaust gas was determined by numerical simulation. Software ANSYS 17.0 was used for the simulation.
KEY WORDS	CFD, CFX, cogeneration unit, cogeneration, heat exchanger, numerical simulation, flow, heat transfer

Seznam použitých symbolů a veličin

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

Indexy

11	Parametry jedné veličiny na vstupu
12	Parametry jedné veličiny na výstupu
21	Parametry druhé veličiny na vstupu
22	Parametry druhé veličiny na výstupu
f	Fluid – veličina se týká tekutiny
i	Směry kartézského souřadnicového systému, řádek tenzoru napětí
j	Sloupec tenzoru napětí, sčítací index
k, l	Sčítací indexy
w	Wall – veličina se týká stěny
x, y, z	Směry kartézské soustavy souřadnic

Seznam zkratk

KJ	Kogenerační Jednotka
KVET	Kombinovaná Výroba Elektrické a Tepelné energie
SM	Spalovací Motor
LPG	Liquified Petroleum Gas – propan-butan
KS	Kogenerační Systém
IAPWS	The International Association for the Properties of Water and Steam
V1	Varianta 1 – zadaná geometrie výměníku
V2	Varianta 2 – výměník s odstraněnými přepážkami, vychází z V1
V3	Varianta 3 – výměník bez přepážek a s posunutým vstupem chladiva, vychází z V2
V4	Varianta 4 – výměník bez přepážek a se zmenšeným průřezem chladiva, vychází z V2

Obsah

ÚVOD	12
1 SDÍLENÍ TEPLA	13
1.1 Kondukce	13
1.1.1 Teplota a tepelný tok	14
1.1.2 Základní zákon vedení tepla	14
1.1.3 Fourier-Kirchhoffova rovnice	15
1.2 Konvekce	15
1.2.1 Stav proudění	16
1.2.2 Newtonův vzorec pro přestup tepla	16
1.2.3 Součinitel přestupu tepla α	17
1.2.4 Určení teploty tekutiny	17
1.2.5 Teorie podobnosti	18
1.2.6 Fyzikální význam bezrozměrných čísel	18
1.3 Radiace	19
2 MATEMATICKÝ POPIS PROUDĚNÍ	20
3 TEPELNÉ VÝMĚNÍKY	22
3.1.1 Dělení podle pracovního pochodu a konstrukce	22
3.1.2 Dělení podle účelu použití	22
3.1.3 Dělení podle vzájemného směru a smyslu proudění teplého a studeného média	23
3.1.4 Dělení z hlediska skupenství pracovních médií:	24
3.2 Rekuperační výměníky tepla	24
4 KOGENERAČNÍ JEDNOTKY	27
4.1 Spalovací motory kogeneračních jednotek	28
4.1.1 Regenerace tepla u spalovacích motorů	29
4.2 Spalinovody	30
4.2.1 Používaná paliva a složení spalin	30
4.2.2 Parametry paliva	30
5 NUMERICKÝ VÝPOČET PROUDĚNÍ	32
5.1 Metoda konečných objemů	32
5.2 Řešení turbulentního proudění	33
5.2.1 Model $k-\omega$ SST (Shear-Stress Transport)	36
6 NUMERICKÝ VÝPOČET TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU	37
6.1 Popis a úprava zadané geometrie	37
6.2 Tvorba výpočetní sítě	39
6.2.1 Síť pro chladivo	39
6.2.2 Síť pro spalinovody	39
6.2.3 Síť pro spaliny	40
6.3 Nastavení výpočtu	41

6.4 Průběh výpočtu	42
7 ANALÝZA VÝSLEDKŮ	44
7.1 Chladivo – varianta 1	44
7.2 Chladivo – varianta 2	46
7.3 Chladivo – varianta 3	47
7.4 Chladivo – varianta 4	49
7.5 Spaliny	50
7.6 Celkové výsledky výpočtů	51
8 ZÁVĚR.....	53
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	54
SEZNAM OBRÁZKŮ.....	55
SEZNAM TABULEK	56

Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá numerickým výpočtem proudění trubkového tepelného výměníku, kde proudí spaliny a voda. Cílem je vyhodnotit vliv vybraných geometrických částí chlazeného výfukového potrubí na proudové a teplotní pole. K dosažení tohoto cíle byla práce rozdělena do několika fází. První fází byla rešerše dané problematiky, která byla shrnuta v kapitolách 1 až 5. Tyto kapitoly zasahují do oblasti tepelných výměníků, kogeneračních jednotek, spalovacích motorů, sdílení tepla, matematického popisu proudění tekutin a numerických metod používaných ve výpočtovém modelování dynamiky tekutin. Po této teoretické části následuje praktické řešení daného problému. V první části je popsána geometrie výměníku tepla a následně naznačen postup při modelování a úpravě geometrie. Celkově byly vytvořeny čtyři varianty tepelného výměníku s rozdílnou geometrií. Dále je naznačeno, jak probíhala tvorba výpočetních sítí, nastavení samotných výpočtů a ukázáno, jak probíhaly vlastní výpočty. V závěrečné části je celkové porovnání všech variant, které byly numericky počítány a následně shrnuty výsledky s dopadem pro praktické využití. Geometrie tepelného výměníku a okrajové podmínky potřebné k výpočtu byly poskytnuty společností TEDOM a.s.

Realizace celého výpočtu probíhala v prostředí výpočetního systému ANSYS 17.0, který obsahuje všechny programy potřebné k simulaci. Pro úpravu geometrie a vytvoření výpočtových modelů byl použit program DesignModeler. Následná diskretizace výpočtových modelů proběhla v aplikaci ICEM CFD a nastavení výpočtů v CFX-Pre. K samotnému výpočtu byl použit program CFX-Solver Manager a vyhodnocení výsledků bylo provedeno v aplikaci CFD-Post.

1 Sdílení tepla

Sdílení tepla neboli přenos tepelné energie se zabývá jevy, které se týkají přenosu a šíření tepla. Jak je známo z druhého zákona termodynamiky, teplo se vždy přenáší z oblasti o vyšší teplotě do oblasti s nižší teplotou. Z formulace druhého zákona termodynamiky je patrné, že když se dané látce zvýší teplota, entropie klesá a naopak. Tento důsledek rovnice (1.1) platí pouze pro látku samu o sobě jako neizolované těleso, nikoliv pro izolovaný systém těles. Intenzita pohybu částic v teplejší oblasti se tedy snižuje a intenzita pohybu částic v chladnější oblasti se zvyšuje. Z toho vyplývá, že teplejší oblast je ochlazována a naopak chladnější oblast ohřívána. Tok energie, předávaný částicemi teplejšího tělesa částicím chladnějšího tělesa, se nazývá tepelným tokem. Podmínkou vzniku tepelného toku je rozdíl teplot. Směr tepelného toku je směr, kterým klesá teplota. [1]

$$ds = \frac{dq}{T} \quad (1.1)$$

Sdílení tepla může probíhat různými způsoby. Tyto tři způsoby jsou považovány za základní:

- **Kondukcce** (sdílení tepla vedením)
- **Konvekce** (sdílení tepla prouděním)
- **Radiace** (sdílení tepla zářením)

Každý z těchto způsobů lze rozdělit na stacionární a nestacionární případ. Jinými slovy, jestli se teplotní pole s časem mění, nebo ne.

V přírodě a ve většině praktických případů však většinou dochází ke kombinaci všech výše zmíněných druhů sdílení tepla. Složitější případy sdílení tepla je třeba nejdříve rozdělit na tři základní a ty poté pomocí vhodných matematických postupů a experimentálně získaných poznatků řešit. [1]

V této bakalářské práci se vzhledem k zadání bude vyskytovat především sdílení tepla kondukcí a konvekcí. Proto zde budou tyto dva druhy popsány podrobněji.

1.1 Kondukcce

Sdílení tepla vedením se vyznačuje tím, že je vázáno na látku, takže vedení tepla může probíhat jen mezi zcela bezprostředně sousedícími částicemi hmoty. Kondukcce se uskutečňuje především v pevných tělesech, pokud v nich existuje rozdíl teplot, ale také u tekutin v případě, že se nepohybují, nebo proudí-li laminárně. Kondukcce je způsobena pohybem mikročástic (atomů, molekul), jejichž kmitáním se přenáší energie z oblastí s vyšší teplotou do oblastí s nižší teplotou. Kondukcce v pevných tělesech je transportem tepelné energie ve směru klesající teploty. V kapalinách a plynech se ke sdílení tepla vedením připojuje také sdílení tepla prouděním a u látek částečně propouštějících zářivou energii ještě sdílení tepla sáláním.

Počtení řešení je založeno na dvou ověřených zákonech: základním zákonu vedení tepla, který vyjadřuje závislost mezi tepelnými toky a teplotními spády, a na zákonu zachování energie, aplikovaném na tepelné jevy. Z těchto dvou zákonů lze odvodit parciální diferenciální rovnice pro rozdělení teplot v tělesech. Řešení problémů vedení tepla může být

poté převedeno na řešení diferenciálních rovnic s přihlédnutím na počáteční a okrajové podmínky.[1], [4]

1.1.1 Teplota a tepelný tok

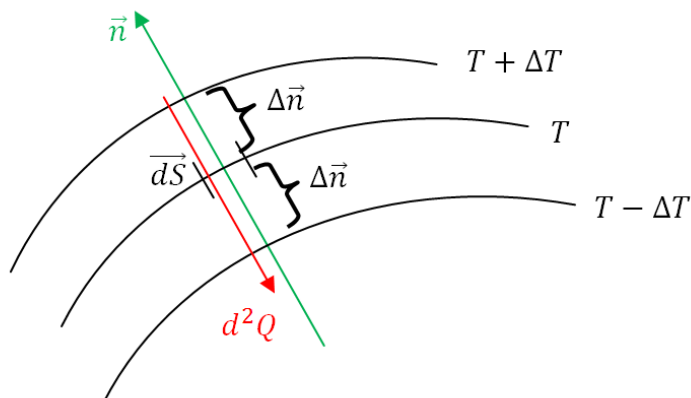
Při sdílení tepla vedením je vždy potřeba znát dvě veličiny: teploty na různých místech tělesa (teplotní pole) a tepelné toky, které vznikají vlivem teplotních spádů mezi různými místy tělesa. Teplota T se může měnit prostorově i časově, množiny teplot v tělese se pak nazývají teplotním polem. Jsou definovány funkcí (1.2), kde x, y, z jsou prostorové souřadnice a t značí čas. Jestliže se teplota mění v závislosti na čase, jedná se o nestacionární děj. Nemění-li se teplota s časem, jedná se o stacionární děj. Všechny body tělesa, které mají v určitém okamžiku stejnou teplotu T , tvoří izotermickou plochu. Protože každý bod v prostoru může mít pouze jednu teplotu, nemohou se izotermické plochy protínat. Změny teploty se dějí jen ve směrech, které protínají tyto izotermické plochy. Největší změna teploty je ve směru normály k izotermické ploše. Jsou-li v tělese teplotní rozdíly, teplo se přenáší podle druhého zákona termodynamiky. Množství tepla transportované za jednotku času se nazývá tepelný tok. Tepelný tok procházející plochou o jednotkové velikosti, která stojí kolmo ke směru toku, se označuje jako měrný tepelný tok. [2], [4]

$$T = T(x, y, z, t) \quad (1.2)$$

$$dQ = qdS \quad (1.3)$$

1.1.2 Základní zákon vedení tepla

Za základní zákon vedení tepla je označován Biot-Fourierův zákon, který vyplývá z experimentálně zjištěných skutečností. Při řešení problémů vedení tepla se v tělese vyšetřují teplotní pole a tepelné toky, které jsou u stacionárních dějů závislé na prostorových souřadnicích a u nestacionárních dějů závislé také na čase. Biot-Fourierův zákon vyjadřuje závislost mezi teplotním polem a tepelnými toky.



Obr. 1: Tepelný tok procházející jednotkovou plochou [2]

Dle Biot-Fourierova zákona je množství tepla protékající tělesem, přímo úměrné limitě poměru ΔT ke vzdálenosti Δn mezi izotermickými plochami, času t a průtokové ploše S , která je kolmá na směr vedení tepla.

$$d^2Q = -\lambda \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta T}{\Delta n} \right) d\vec{S} dt \quad (1.4)$$

Limitu z rovnice (1.4) lze vyjádřit jako podíl parciálních derivací, který se nazývá teplotní gradient.

$$\lim_{\Delta n \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta T}{\Delta n} \right) = \frac{\partial T}{\partial n} = \text{grad}T \quad (1.5)$$

Teplotní gradient je vektor ve směru normály k izotermické ploše, přičemž vzdálenosti mezi izotermami se limitně blíží nule. Kladný smysl vektoru je ve směru vzrůstající teploty. Teplotní gradient s opačným znaménkem se nazývá teplotní spád.

Po vydělení rovnice (1.4) elementární průtokovou plochou dS , časem dt a po zavedení úpravy z rovnice (1.5) vyjde následující vztah pro měrný tepelný tok.

$$\vec{q} = -\lambda \text{grad}T \quad (1.6)$$

V rovnici (1.6) značí λ součinitel tepelné vodivosti, který je rozdílný pro různé materiály a je závislý na teplotě, u tekutin také na tlaku. Tyto závislosti na teplotě a tlaku se při praktických výpočtech často zanedbávají. Pokud je známo teplotní pole v určitém čase, lze s pomocí předchozích rovnic vypočítat tepelné toky. [2], [4]

1.1.3 Fourier-Kirchhoffova rovnice

Fourier-Kirchhoffova (dále F-K) rovnice je zvláštním případem energetické rovnice (2.3), do které se zavádí řada zjednodušujících předpokladů. F-K rovnice je další výchozí rovnicí pro vedení tepla, jejímž řešením je teplotní pole. F-K rovnice je parciální diferenciální rovnice druhého řádu a její řešení u jednorozměrné úlohy má jednu časovou a dvě polohové konstanty. Obecný zápis F-K rovnice pro jakýkoliv souřadnicový systém má následující tvar:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{c_p \rho} \text{div} (\lambda \text{grad}T) + \frac{q_v}{c_p \rho}, \quad (1.7)$$

kde první člen na levé straně je parciální derivace teploty T podle času t , c_p je měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku, ρ je hustota, λ je součinitel tepelné vodivosti a q_v je vnitřní zdroj tepla.

Pro správné řešení by se nejprve měla řešit F-K rovnice, ze které vyjde teplotní pole a poté Biot-Fourierova rovnice, jejímž řešením jsou tepelné toky. Ve většině jednoduchých případech stacionárního vedení tepla se však řeší pouze rovnice Biot-Fourierova. K těmto rovnicím musí být přidány podmínky jednoznačnosti, konkrétně okrajové podmínky. [2], [4]

1.2 Konvekce

Konvekce je sdílení tepla mezi částicemi proudící tekutiny a děje se pouze u plynů a kapalin. Přenos tepla se děje promícháváním tekutiny a je nerozlučně spjat s přenosem

samotného prostředí. U stěny vždy existuje slabá vrstva (vazká podvrstva), kde je energie přenášena kondukcí. Na průběh konvekce má vliv zejména stav a druh proudění.

V turbulentním proudě reálných, tedy vazkých tekutin, se molekuly shlukují do větších celků, nazývajících se molární částice, které mají stejnou rychlost a směr. Z molárních částic vznikají turbulentní víry. Víry, které jsou největší a dosahují velikosti o rozměrech kanálu, se nazývají energetické víry. Tyto víry se rozpadají na menší s vyššími obvodovými rychlostmi a setrvačností, které se označují jako setrvačné víry. Dále dochází k rozpadu až na velikost menší, než setiny milimetru, těmto vírům se říká disipační. Pod touto velikostí nemohou víry existovat, rozpadají se na nezávislý pohyb molekul a dochází k přeměně (disipaci) kinetické energie na teplo, což je způsobeno třením. [1], [2]

1.2.1 Stav proudění

Stav proudění reálné, tedy vazké tekutiny, závisí na způsobu, jakým je tekutina uváděna do pohybu, tedy zda se jedná o **volnou** nebo **nucenou konvekci** a na typu proudění, tedy jestli se jedná o proudění **laminární** nebo **turbulentní**. Přibližným ukazatelem, zda je proudění laminární nebo turbulentní je hodnota **Reynoldsova čísla** (1.15).

U volné, neboli přirozené konvekce je pohyb tekutiny způsoben rozdílem hustoty ohřátých a neohřátých částic tekutiny, přičemž ohřáté molekuly stoupají vzhůru a chladnější klesají. Intenzita tohoto pohybu je závislá na rozdílu teplot teplých a studených ploch, na velikosti a tvaru prostoru, kde vzniká proudění a na fyzikálních vlastnostech tekutiny.

V případě nucené konvekce je tekutina uváděna do pohybu působením vnějších účinků, které jsou způsobeny zařízením, např. čerpadlem, ventilátorem atd., nebo vlivem gravitace u kapalin. V praxi je vždy nucená konvekce doprovázena konvekcí volnou a to v závislosti, že se snižující se rychlostí proudění a se zvyšujícími se teplotními gradienty, se zvyšuje vliv přirozené konvekce. Naopak při vysokých rychlostech proudění převažuje vliv nucené konvekce a vliv volné konvekce je zanedbáván. [3]

Při laminárním proudění se částice tekutiny pohybují rovnoběžně se stěnami kanálu a nedochází ke smíšení jednotlivých částic tekutiny. Přenos tepla ve směru kolmém na proudění probíhá kondukcí a závisí na tepelné vodivosti tekutiny. Pro potrubí kruhového průřezu je Reynoldsovo číslo kolem hodnoty 2300 obecně považováno za mezní hodnotu. Pokud je Reynoldsovo číslo nižší než tato hodnota, je proudění ve většině případů laminární. Jestliže se tato hodnota zvyšuje, proudění přechází přes přechodovou oblast do turbulence.

Turbulentní proudění je proces, který vystihuje pojem deterministický chaos. Převládají u něj setrvačné síly nad třecími a proto je možné vliv molekulární vazkosti zanedbat. Proces přenosu tepelné energie je popsán výše pomocí rozpadu vírů, což vede k velmi intenzivnímu přestupu tepla. U stěny však vždy existuje mezní vrstva, kde se teplo přenáší vedením. Pokud i tato mezní vrstva přejde do turbulence, vzniká v těsné blízkosti stěny tzv. vazká podvrstva, kde se teplo může šířit pouze vedením. [14]

1.2.2 Newtonův vzorec pro přestup tepla

Newtonův vzorec vyjadřuje množství konvektivně předaného tepla a má následující tvar:

$$Q = \alpha(T_w - T_f)St, \quad (1.8)$$

kde α je součinitel přestupu tepla, T_w je teploty stěny a T_f je teplota tekutiny. Problém tohoto vzorce spočívá ve stanovení součinitele přestupu tepla. Tento součinitel lze určit analyticky, kde se vychází buď z parciálních diferenciálních rovnic proudění a sdílení tepla

nebo z integrálních rovnic rychlostní a teplotní mezní vrstvy, nebo lze součinitel α určit experimentálně přímým měřením, přičemž výsledky měření lze přenést na geometricky podobné případy pomocí teorie podobnosti. [2]

1.2.3 Součinitel přestupu tepla α

Součinitel α je složitou funkcí většího počtu proměnných a určuje podmínky sdílení tepla z tekutiny na povrch tuhého tělesa a naopak. Závisí na vlastnostech tekutiny, jejím pohybovém stavu, na tvaru tělesa a nezávisí na materiálu stěn, ze kterých se teplo sdílí. Tento součinitel lze určit experimentálně nebo pomocí integrální rovnice teplotní mezní vrstvy, která je uvedena níže. Rovnice (1.9) zároveň slouží k určení tloušťky teplotní mezní vrstvy.

$$\frac{\alpha}{c_p \rho w_f} = \frac{d\delta_T^{**}}{dx} + \delta_T^{**} \left(\frac{1}{w_f} \frac{dw_f}{dx} + \frac{1}{(T_f - T_w)} \frac{d(T_f - T_w)}{dx} \right) \quad (1.9)$$

1.2.4 Určení teploty tekutiny

Při proudění v trubkách je s přibývajícím délkou potrubí ovlivňována teplota jádra proudu teplotou stěny a tloušťka teplotní mezní vrstvy je nakonec rovna poloměru. Existují různé možnosti pro určení teploty tekutiny. Jedním ze způsobů je zjištění teploty tekutiny v ose trubky. Tento způsob je vhodný pro teoretické úvahy, ale tuto teplotu nelze jednoduše měřit, proto se nehodí pro praktické využití. Pro praktické řešení je vhodnější určit střední teplotu tekutiny, která je dle [4] definována těmito způsoby:

- Střední teplota tekutiny vztažená na průřez. Takto stanovená střední teplota se vztahuje jen na průřez a nerespektuje rychlostní profil. V tomto případě je nutné změřit teplotní pole pro každý elementární průřez.

$$t_s S = \int_0^S t dS \quad (1.10)$$

- Střední teplota tekutiny vztažená na průtočný objem. Kromě teplotního pole je potřeba znát i rychlostní pole pro součin $t w dS$. V rovnici (1.11) je V objem tekutiny, který protéká průřezem S v časové jednotce.

$$t_s V = \int_0^S t w dS \quad (1.11)$$

- Střední teplota tekutiny vztažená na průtokovou hmotnost. V tomto případě je bráno v potaz, že tepelné kapacity mohou být různé. Proto je tento způsob vyjádření vlivu proudu v trubce na sdílení tepla přesný. V rovnici (1.12) je t_m směšovací střední teplota, ρ je hustota a c_p je měrná tepelná kapacita.

$$t_m \int_0^S \rho c_p w dS = \int_0^S t \rho c_p w dS \quad (1.12)$$

1.2.5 Teorie podobnosti

Teorie podobnosti slouží k převedení naměřených hodnot mezi modelem a dílem a na všechny podobné případy. Snaha o převedení naměřených hodnot na podobné případy je důsledkem časové a finanční náročnosti měření. Základním prvkem teorie podobnosti je kritérium podobnosti, což je seskupení geometrických, kinematických a fyzikálních veličin do zlomku, který je bezrozměrný a má hlubší fyzikální význam. Podle **1. věty teorie podobnosti** jsou u podobných jevů stejná kritéria podobnosti co do druhu. Zpravidla lze napsat více kritérií, mezi nimiž existuje určitá vazba. Této vazbě se říká kritériální rovnice (1.13). Ve většině případů nás zajímá jedno výsledné kritérium, které lze vyjádřit z kritériální rovnice v závislosti na ostatních kritériích (1.14). Kritéria na pravé straně se označují jako určující.

$$f(K_1, K_2, K_3 \dots K_n) = 0 \quad (1.13)$$

$$K_2 = f(K_1, K_3 \dots K_n) \quad (1.14)$$

Uvedenou kritériální rovnici lze, podle **2. věty teorie podobnosti**, považovat za řešení partiálních diferenciálních rovnic experimentální cestou.

3. věta teorie podobnosti říká, že případy jsou si podobné, jestliže mají podobné geometrie a okrajové podmínky. To znamená, že určující kritéria musí být u modelu a díla číselně totožná. Jednotlivá kritéria lze získat z partiálních diferenciálních rovnic nebo z dimenzionální analýzy. [2]

1.2.6 Fyzikální význam bezrozměrných čísel

Existuje celá řada zavedených, ale také nezavedených bezrozměrných čísel. Vzhledem k povaze této práce zde budou uvedena pouze ta zavedená bezrozměrná čísla, která mají vliv na zadanou úlohu. Jsou to tedy bezrozměrná čísla, která charakterizují nucené proudění.

Reynoldsovo číslo: $Re = \frac{wl}{\nu}$ (1.15)

Reynoldsovo číslo vyjadřuje poměr mezi setrvačnou a třecí silou, kde w označuje střední rychlost proudění, l charakteristický rozměr obtékané geometrie a ν kinematickou vazkost.

Nusseltovo číslo: $Nu = \frac{\alpha l}{\lambda_f}$ (1.16)

Nusseltovo číslo je poměrem konvektivního tepelného toku a tepelného toku v těsné blízkosti stěny, kde α je součinitel přestupu tepla a λ_f je součinitel tepelné vodivosti tekutiny.

Prandtlovo číslo: $Pr = \frac{\nu}{a}$ (1.17)

Prandtlovo číslo je mírou podobnosti rychlostního a teplotního pole, kde ν je kinematická vazkost a a je součinitel teplotové vodivosti.

Grasshoffovo číslo:
$$Gr = \gamma \Delta T \frac{gl^3}{\nu^2} \quad (1.18)$$

Grasshoffovo číslo vyjadřuje poměr tíhové síly ku třecí síle s přihlédnutím na tepelnou roztažnost látky, kde γ je izobarický součinitel roztažnosti, ν je kinematická vazkost a g je gravitační zrychlení.

1.3 Radiace

Jedná se o přenos tepelné energie elektromagnetickým vlněním. Tepelná energie tělesa se přemění na elektromagnetické vlnění, které se šíří prostorem a je pohlcováno povrchy okolních těles, kde se opět promění na tepelnou energii. Tento druh přenosu tepla, na rozdíl od předchozích případů, není vázán na hmotné prostředí, ale probíhá i v naprostém vakuu. Kromě povrchů pevných těles, mohou sálat i plyny, za předpokladu, že se jedná o plyny se třemi a více atomy. [2], [3]

2 Matematický popis proudění

Tekutina se, jako každá látka, skládá z molekul. Tyto molekuly ale při pohybu mění svoji vzájemnou vzdálenost a pro matematický popis je nutné sledovat tekutinu z makroskopického hlediska. To znamená, že se tekutina považuje za spojité médium neboli kontinuum. Tato představa umožňuje použití matematické analýzy pro modelování pohybu tekutin. Částici tekutiny se v tomto případě rozumí oblast tekutiny o rozměru $1 \mu\text{m}$. [5]

Pro popis pohybu částic kontinua se nejčastěji využívá Eulerova přístupu, kde se zkoumá pole kinematických veličin. Při aplikaci tohoto přístupu popisujeme změny proudových veličin ve vytknutém kontrolním objemu proudící tekutiny v pevném souřadnicovém systému. Z využití tohoto popisu dostaneme celé vektorové pole veličin v určitém čase. Proudění reálné tekutiny je obecně vazké, stlačitelné, nestacionární, prostorové a podléhá několika zákonům zachování. Je tedy popsáno soustavou nelineárních parciálních diferenciálních rovnic 1. a 2. řádu, které slouží k určení základních fyzikálních veličin proudění tlakem p , hustotou ρ , rychlostí w a teplotou T . Pokud je proudění stlačitelné, k této soustavě se připojuje ještě stavová rovnice. [5], [14]

Rovnice kontinuity představuje aplikaci zákona zachování hmoty na oblast mechaniky tekutin. Vyjadřuje, že s měnící se plochou, kudy protéká tekutina, se při zachování hmotnostního průtoku mění hustota a rychlost proudu. Ve složkovém tvaru vyjádřeném v kartézských souřadnicích má rovnice kontinuity následující tvar. [15]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} = 0 \Rightarrow \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w_k)}{\partial k} = 0 \quad (2.1)$$

Pohybová rovnice tekutiny představuje aplikaci druhého Newtonova zákona na vytknutý objem proudící látky. Rovnice, která dává do rovnosti setrvačné síly a síly hmotnostní, tlakové a třecí, se nazývá **Navier-Stokesova** (dále jen N-S). Experimentálně bylo ověřeno, že N-S rovnice (2.2) vystihuje skutečné chování proudění tekutin a to včetně turbulence. I přesto je ale nutné stále porovnávat N-S rovnice s experimentálními daty, jelikož se jedná o matematický model.

$$\underbrace{\frac{\partial w_i}{\partial t}}_I + \underbrace{w_k \frac{\partial w_i}{\partial k}}_{II} = \underbrace{R_i}_{III} - \underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial i}}_{IV} + \underbrace{\nu \frac{\partial^2 w_i}{\partial k^2}}_V + \underbrace{\frac{1}{3} \nu \frac{\partial}{\partial i} \left(\frac{\partial w_k}{\partial k} \right)}_{VI} \quad (2.2)$$

Popsané členy v N-S rovnici mají dle [2] následující fyzikální význam:

- I Lokální zrychlení
- II Vnitřní setrvačné zrychlení, které způsobuje nelinearitu
- III Vnější setrvačné zrychlení (gravitační, odstředivé apod.)
- IV Zrychlení od tlakových sil
- V Zrychlení od třecích sil bez ohledu na stlačitelnost
- VI Zrychlení od třecích sil s ohledem na stlačitelnost

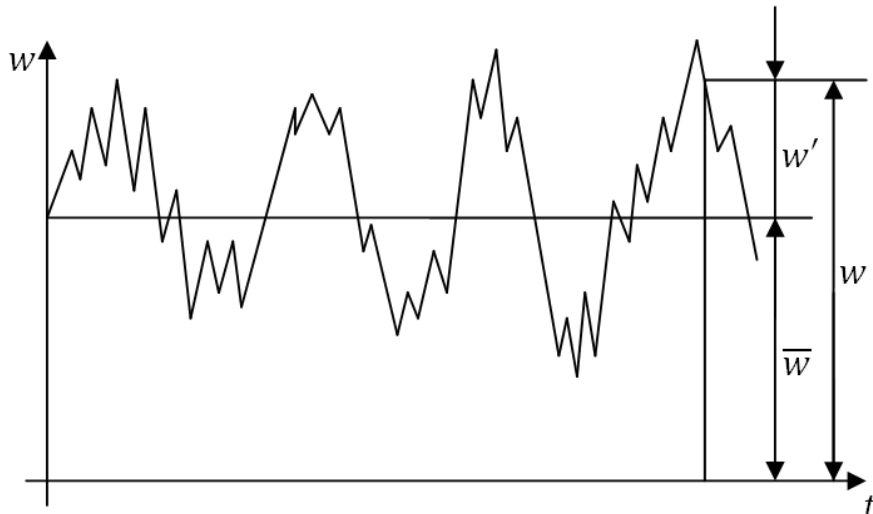
Energetická rovnice (2.3) vychází ze zákona zachování energie. Říká, že příčinou změny celkové energie je disipace kinetické energie na teplo a probíhá třením, difuze tepla povrchem sledovaného objemu do okolí a vnitřní generování tepla. [2]

$$\frac{dh}{dt} - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} = \frac{\tau_{kl}}{\rho} \frac{\partial w_k}{\partial l} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial q_k}{\partial k} + \frac{q_v}{\rho} \quad (2.3)$$

Turbulentní proudění je charakteristické svou difuzivitou. Jak probíhá disipace u turbulentního proudění je popsáno v kapitole 1.2. Vlivem disipace se nahodile mění základní veličiny proudění a pro popis je tedy třeba využít statistický přístup. Podle Reynoldse dochází k tomuto neuspořádanému pohybu vlivem fluktuace rychlosti w' okolo její střední hodnoty \bar{w} , viz Obr. 2. Součtem těchto dvou hodnot následně dostaneme výslednou rychlost, která je ustředěna v čase. Stejný postup se provádí i u ostatních veličin (2.4). Jako názorná ukázka je uvedena středovaná rovnice kontinuity (2.5). [2], [15]

$$w = \bar{w} + w', \quad p = \bar{p} + p', \quad \rho = \bar{\rho} + \rho', \quad T = \bar{T} + T' \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{w}_k)}{\partial k} + \frac{\partial (\overline{\rho' w'_k})}{\partial k} = 0 \quad (2.5)$$



Obr. 2: Průběh rychlosti při turbulentním proudění [2]

3 Tepelné výměníky

Tepelné výměníky jsou zařízení, která slouží k přenosu tepla mezi dvěma látkami o různých teplotách, přičemž přenos tepla mezi proudícími médii může být realizován těmito třemi způsoby: kapalina-kapalina, plyn-plyn, kapalina-plyn. Tato zařízení slouží k průběžnému nebo přerušovanému přenosu tepelné energie mezi dvěma nebo více proudícími médii, přičemž k přenosu tepla dochází vždy z média o vyšší teplotě do média o nižší teplotě. Výměníky tepla lze dělit podle různých faktorů.

3.1.1 Dělení podle pracovního pochodu a konstrukce

- **Regenerační výměníky**

V těchto typech výměníků proudí podél jednoho povrchu střídavě teplejší a chladnější tekutina. Povrch vnitřní výplně bývá většinou keramický. Při proudění teplejší tekutiny vnitřní výplň výměníku teplo přijímá a akumuluje, v druhé fázi se akumulované teplo odevzdává protékající chladnější tekutině. Jedná se tedy o periodický děj. Tento typ výměníku je vhodný zejména pro vysoké rozdíly teplot obou médií a využívá se např. jako ohřívák vzduchu u vysokých pecí. [2], [4]

- **Rekuperační výměníky**

Činnost těchto výměníků je nepřetržitá. Je to dáno tím, že proudící tekutiny jsou odděleny pevnou stěnou, která trvale odděluje teplou a studenou tekutinu a tvoří teplosměnnou plochu výměníku. Oddělovací stěna může být rovinná plocha nebo plocha trubky.

- **Směšovací výměníky**

V těchto výměnících se teplo sděluje bezprostředním stykem a směšováním teplejší a studenější tekutiny. Současně probíhá sdílení tepla a přenos hmoty.

- **Speciální výměníky**

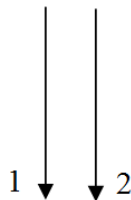
Mezi tento typ se řadí ty výměníky, které nespĺňují předešlá kritéria, jako například tepelná trubice.

3.1.2 Dělení podle účelu použití

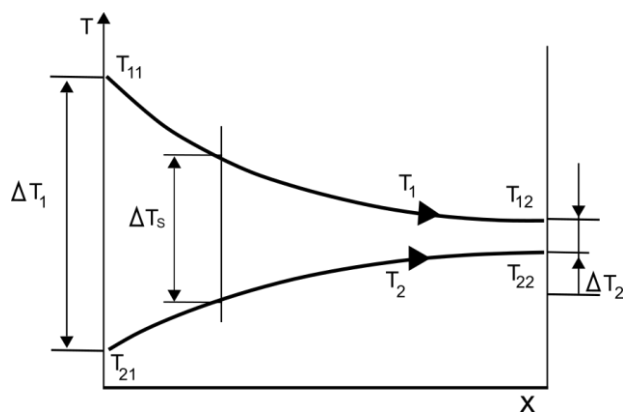
- **Ohříváky** – ohřívané médium zvyšuje svoji teplotu a nedochází ke změně fáze
- **Chladiče** – ochlazované médium snižuje svoji teplotu beze změny fáze
- **Výparníky** – ohřívané kapalně médium se mění v páru
- **Kondenzátory** – teplejší médium se mění z parní fáze na kapalnou
- **Přehříváky** – slouží k vysoušení mokré páry a zvyšování teploty syté a přehřáté páry
- **Sušárny** – slouží ke snížení vlhkosti látky v pevné fázi

3.1.3 Dělení podle vzájemného směru a smyslu proudění teplého a studeného média

- **Souproudé** – směry proudů obou médií jsou rovnoběžné a vektory rychlosti mají stejný smysl.

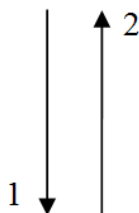


Obr. 3: Schéma proudění tekutin souproudého výměníku

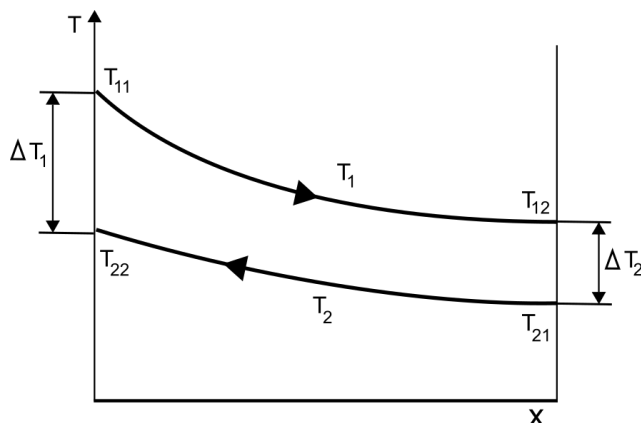


Obr. 4: Průběhy teplot teplé a studené tekutiny souproudého výměníku [6]

- **Protiproudé** – směry proudů obou médií jsou rovnoběžné, ale vektory rychlosti mají opačný smysl.

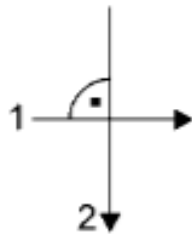


Obr. 5: Schéma proudění tekutin protiproudého výměníku



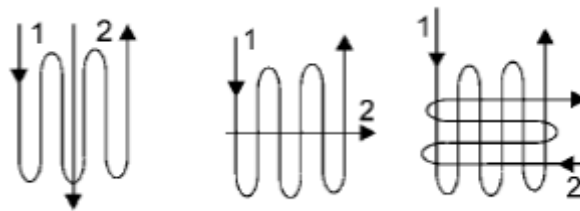
Obr. 6: Průběhy teplot teplé a studené tekutiny protiproudého výměníku [6]

- **Křížové** – osy proudů jsou mimoběžné a svírají spolu v kolmém průmětu úhel 90° .



Obr. 7: Schéma proudění tekutin křížového výměníku [6]

- **Vícenásobně souproudé, protiproudé a křížové proudění**



Obr. 8: Schéma proudění tekutin kombinovaných výměníků[6]

- **S kombinovaným prouděním**

3.1.4 Dělení z hlediska skupenství pracovních médií:

- **Bez změny skupenství teplotnosných látek**
- **Se změnou skupenství jedné teplotnosné látky**
- **Se změnou skupenství obou teplotnosných látek**

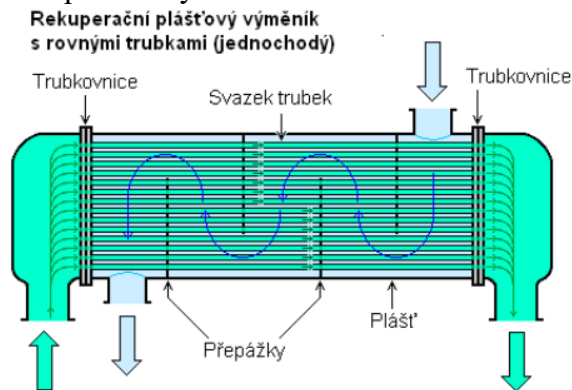
Při návrhu nových výměníků je účelem výpočtu především určení velikosti teplosměnného povrchu nebo tvaru této plochy. V případě, že je výměník konstrukčně dán, je účelem výpočtu zjištění tepelného chodu výměníku, určení konečných teplot obou tekutin, případně kontrola teplosměnné plochy a teploty stěny výhřevných ploch. Tato práce se dále bude zabývat pouze rekuperačními výměníky.

3.2 Rekuperační výměníky tepla

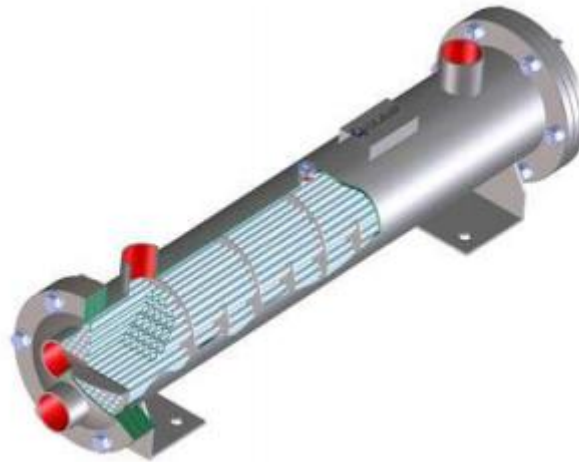
Nejčastěji používaným typem výměníků v oblasti chlazení výfukových plynů, kterou se zabývá tato práce, jsou trubkové výměníky. Je to dáno zejména výhodným tvarem z hlediska namáhání. Skládají se z vnějšího pláště a trubky, popřípadě trubek, které jsou uvnitř. Níže budou popsány základní druhy těchto výměníků.

- **Plášťové výměníky**

Skládají se z vnějšího pláště s dvěma přivařenými trubkovnicemi, do kterých jsou zaválcovány rovné trubky. K trubkovnicím jsou pomocí šroubů připevněna dvě víka. Schéma výměníku je vidět na Obr. 9 a příklad výměníku na Obr. 10.



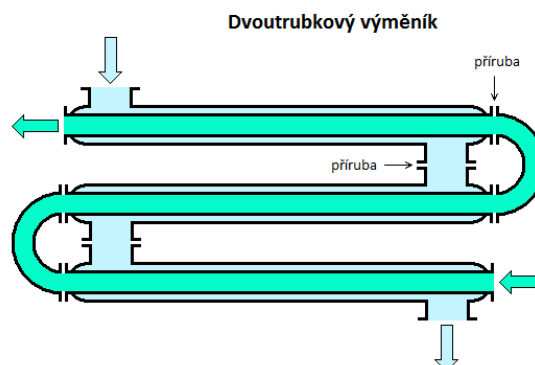
Obr. 9: Schéma plášťového výměníku s rovnými trubkami [8]



Obr. 10: Plášťový výměník s rovnými trubkami [7]

- **Článekové trubkové výměníky**

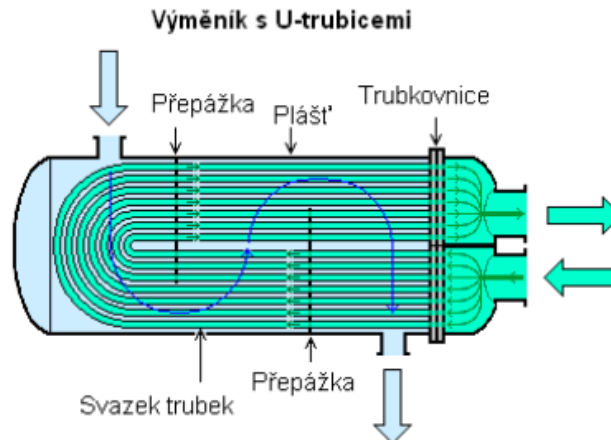
Jedná se o rozšířený typ výměníku, který se používá pro malé teplotní rozdíly mezi médii, malé tlaky a malé průtočné množství. Je také označován jako výměník dvoutrubkový. Schéma tohoto typu výměníku je níže na Obr. 11.



Obr. 11: Schéma dvoutrubkového výměníku [8]

- **Vlásenkové výměníky s U trubicemi**

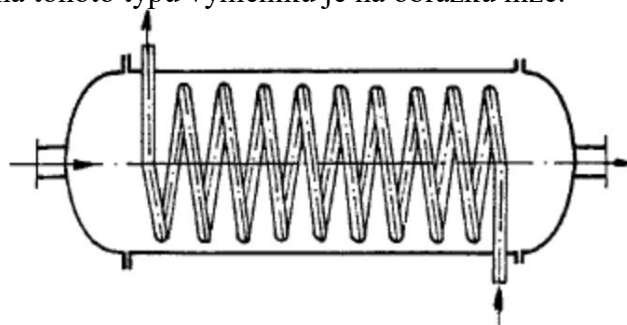
Trubky uvnitř pláště jsou vyrobeny ve tvaru „U“. Konstrukce výměníku je tím zjednodušena, protože zde je pouze jedna trubkovnice. Schéma vlásenkového výměníku je znázorněno na Obr. 12.



Obr. 12: Schéma vlásenkového výměníku s U-trubicemi [8]

- **Výměníky se šroubovitě vinutými trubkami**

Trubky tohoto typu výměníku jsou uvnitř pláště vinuty šroubovitě a mohou být vinuty ve více řadách. Schéma tohoto typu výměníku je na obrázku níže.



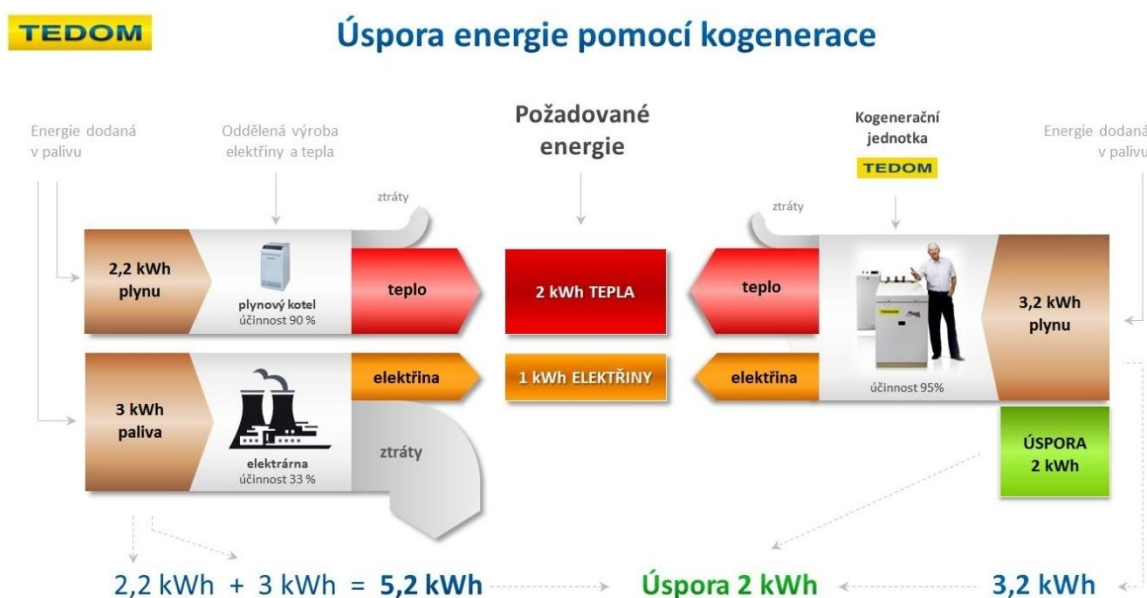
Obr. 13: Schéma výměníku se šroubovitě vinutými trubkami [6]

4 Kogenerační jednotky

Kogenerační jednotky (KJ) jsou vysoce sofistikovaná technologická zařízení určená pro kombinovanou výrobu elektrické a tepelné energie. Motivací pro používání kombinované výroby elektřiny a tepla (KVET) je především vysoká účinnost, s tím spojená úspora paliva a finančních prostředků. Princip úspory energie je vidět níže na Obr. 14. Existuje řada kogeneračních technologií, které se využívají při KVET, jako dle [9] jsou:

- Kombinovaný cyklus s rekuperací tepla
- Parní protitlaká turbína
- Kondenzační turbína s odběrem páry
- Plynová turbína s rekuperací tepla
- Motor s vnitřním spalováním
- Mikroturbíny
- Motory Stirling
- Palivové články
- Parní turbíny
- Organické Rankinovy cykly

Tato práce se nadále zabývá pouze kogenerační technologií motoru s vnitřním spalováním, který je schopen pracovat s palivem v kapalném a plynném skupenství. Největší tuzemskou firmou zaměřující se na výrobu kogeneračních jednotek a patřící v tomto oboru do středoevropské špičky, je firma TEDOM a.s.



Díky efektivnímu využití „odpadního tepla“ se při kombinované výrobě elektřiny a tepla ušetří až 40% energie obsažené v palivu oproti oddělené výrobě elektřiny a tepla.

Obr. 14: Princip úspory energie pomocí KVET [10]



Obr. 15: Princip trigenerace [10]

V kogeneračních jednotkách se spalovacím motorem se jedná o spojení spalovacího motoru, generátoru, soustavy tepelných výměníků a řídicího systému, který umožňuje řídit jednotky jak místně, tak i dálkově. Pokud je k těmto částem přidán ještě absorpční chladič, ve kterém se část tepelné energie využívá k odnímání tepla jinému médiu a dochází tedy k výrobě chladu, jde o tzv. trigeneraci. Tento název se používá ve smyslu společné výroby tří druhů různých forem energie, tedy elektřiny, tepla a chladu, viz Obr. 15. [10]

Malé KJ patří mezi decentrální zdroje energie. To znamená, že výroba elektřiny a tepla probíhá v blízkosti jejich spotřeby, čímž odpadají ztráty způsobené přenosem a distribucí elektřiny. Elektřina z KJ se používá pro vlastní spotřebu objektu, kde je jednotka umístěna, popřípadě je možno ji dodávat do sítě. Teplo z KJ se používá k vytápění budov, přípravě teplé užitkové vody nebo technologického tepla. KJ též slouží jako nouzové zdroje elektrické energie v místech její nepřetržité potřeby. [10]

Maximální dosažitelný výkon určuje mezní hodnoty elektrického a tepelného výkonu, které lze odebírat z KJ. Kogenerační jednotky mají široké výkonové rozmezí od 1 [kW_E] do 500 [MW_E]. Dle výkonové hladiny je kogenerační výroba definována jako:

- Mikro-kogenerace – kogenerace do výkonu 50 [kW_E]
- Mini-kogenerace – kogenerace do výkonu 500 [kW_E]
- Kogenerace malého výkonu do 1 [MW_E]
- Kogenerace středního výkonu do 50 [MW_E]
- Kogenerace velkého výkonu nad 50 [MW_E]

Hodnota výkonu z hlediska využití je především závislá na tom, zda se jedná o centralizovaný nebo decentralizovaný systém kombinované výroby elektrické a tepelné energie.

Kogenerační jednotky je možné využít ve všech objektech, které mají celoroční nároky na odběr tepla, respektive chladu. Jsou to především nemocnice, hotely, penziony, domovy důchodců, bazény, sportovní areály, obchodní domy, administrativní budovy či průmyslové závody. V případě využití obnovitelných a druhotných zdrojů energie pak čistírnou odpadních vod, skládky odpadu, bioplynové stanice a doly. [9], [10]

4.1 Spalovací motory kogeneračních jednotek

U spalovacích motorů dochází v pracovním prostoru motoru k oxidaci paliva, čímž dochází k uvolnění tepelné energie. Přeměna tepelné energie na mechanickou energii probíhá rychle a stejně tak i změna zátěže může probíhat rychle. Přímočarý pohyb pístů je převáděn

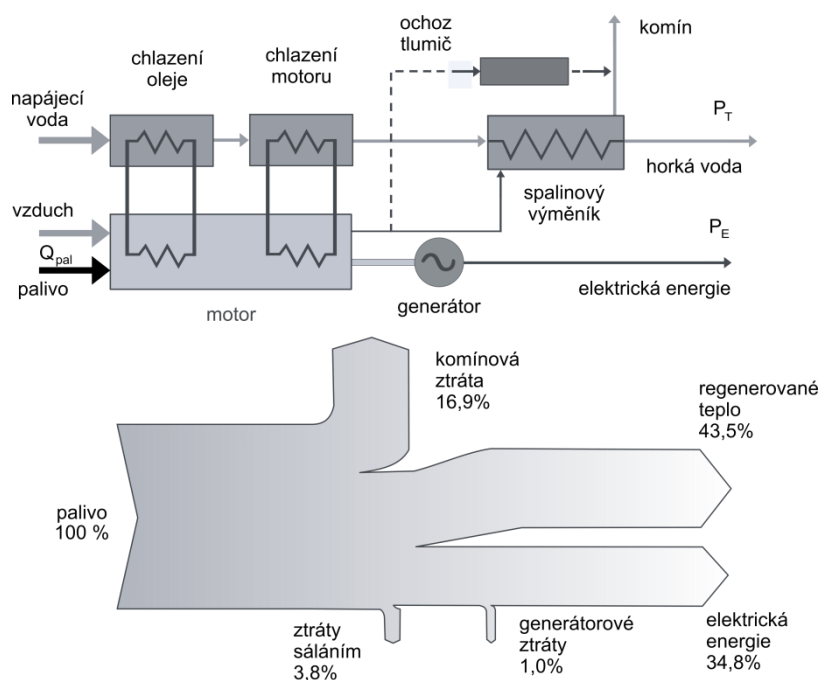
pomocí klikového hřídele na rotační pohyb. Do válcové spalovací komory je přiváděno palivo spolu se vzduchem. Tato směs je následně stlačena pístem a zapálí se. Expanzí plynu je píst vrácen do původní pozice. Vzhledem k přerušovanému zapalování paliva, není přívod tepelné energie do oběhu rovnoměrný, ale nárazový. [9]

4.1.1 Regenerace tepla u spalovacích motorů

Teplo obecně může být dodáváno ve formě horké vody nebo páry o nízkých parametrech. Lze ho využívat pro technologické procesy, chlazení či klimatizaci. U spalovacích motorů existují v zásadě čtyři místa, ze kterých lze odebírat tepelnou energii, a to z:

- Výfukových spalin
- Chladicí vody motoru
- Mazacího oleje motoru
- Chlazení kompresoru spalovacího vzduchu

Tato odběrová místa tepelné energie jsou znázorněny na Obr. 16. Spaliny na výstupu z motoru mají obvykle teplotu 450-650 [°C]. Přibližně 50 % odcházejícího tepla připadá na chlazení motoru. Teplota chladicí vody se pohybuje v rozmezí 90-100 [°C]. Z celkového množství odváděného tepla je možné regenerovat 70-80 %, přičemž regenerace tepla se provádí kaskádovitě od nejnižších teplot po nejvyšší. [9]



Obr. 16: Schéma kogenerační jednotky se spalovacím motorem [9]

4.2 Spalinovody

Úkolem spalinovodu je v případě spalovacích motorů plynule odvádět z pracovního prostoru motoru spaliny a redukovat škodliviny v nich obsažené. Svody jsou ale po celé svojí délce namáhány jak mechanicky, tak tepelně vlivem vysokých teplot spalin. Proto je důležité, z jakého materiálu jsou spalinovody vyrobeny. Jak je patrné z výše uvedeného, při řešení spalinovodů je problém komplexnější. Tato práce se dále bude zabývat pouze prouděním ve spalinovodech, vlastnostmi výfukových plynů a parametry paliva. Problém proudění ve spalinovodech je matematicky popsán systémem parciálních diferenciálních rovnic, tedy Navier-Stokesovo rovnicemi. Tento princip je podrobněji popsán v kapitole 2.

4.2.1 Používaná paliva a složení spalin

Spalovací motory (SM) mohou využívat kapalná nebo plynná paliva. Zážehové motory pracují převážně s plynnými palivy, z nichž má největší zastoupení zemní plyn. Dalšími možnostmi spalování mohou být například propan-butan, neboli LPG, bioplyn, skládkový plyn a další. Vznětové motory pracují s kapalnými palivy, jako je nafta nebo těžký olej.

Hlavními emisními produkty jsou oxidy dusíku (NO_x), oxid uhelnatý (CO), oxid uhličitý (CO_2) a prchavé organické látky. Výskyt dalších znečišťujících látek jako jsou oxidy síry (SO_x) a tuhé částice, je závislý na typu použitého paliva, přičemž u kapalného paliva je výskyt vyšší. V Tab. 1 jsou uvedeny emisní parametry spalovacích motorů běžných komerčních provedení. [9]

Tab. 1: Emisní parametry spalovacích motorů [9]

Emisní parametry	Rozměr	KS-1	KS-2	KS-3	KS-4	KS-5
Elektrický výkon	[kW _E]	100	300	800	1000	1500
Elektrická účinnost	[%]	30,6	31,1	33,3	36	39
Typ směsi	[-]	obohacená	chudá	chudá	chudá	chudá
NO_x	[kg/MWh]	21,2	2,31	1,22	0,68	0,68
CO₂	[kg/MWh]	0,61	0,59	0,72	0,58	0,49
CO	[kg/MWh]	15,2	2,1	3,6	3,8	2,9
Uhlík	[kg/MWh]	171	168	151	149	128

4.2.2 Parametry paliva

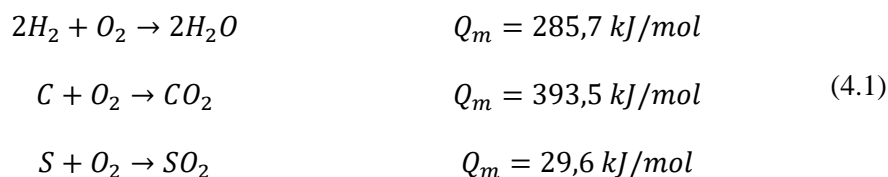
Parametry paliva jsou jakostní hodnoty, které charakterizují tyto vlastnosti paliva:

- Chemické
- Energetické
- Fyzikální
- Ekonomické
- Environmentální

Tyto parametry zohledňují skutečnosti, které jsou důležité pro hodnocení využití paliv a také určují kolik chemické energie je vázáno v palivu. Tuto energii lze transformovat na energii tepelnou a elektrickou. Dále budou popsány pouze energetické charakteristiky.

Energetické charakteristiky

Energetické charakteristiky jsou hodnoty, které jsou důležité pro bilancování energetických zdrojů a pro vzájemné energetické porovnání paliv. Základním parametrem všech paliv je množství energie, kterou lze z daného paliva získat. Z jednotlivých hořlavých prvků paliva lze určit hodnotu uvolněné tepelné energie při spalování za pomoci termomechanických oxidačních rovnic (4.1).



Hodnoty Q_m vyjadřují množství uvolněné, tedy vzniklé energie jednotlivými chemickými reakcemi. U plyných paliv lze proces oxidace hořlaviny vyjádřit reakcí vodíku z rovnice (4.1) a ostatních základních sloučenin, které se v těchto palivech vyskytují, jako například oxid uhelnatý, metan atd. Celková uvolněná a tím získaná energie z paliva je dána změnou entalpie, případně změnou vnitřní energie při tvorbě sloučenin z hořlaviny a nazývá se slučovací teplo. Pokud jsou známy hodnoty slučovacích tepel jednotlivých sloučenin, potom je možné za pomoci Hessova zákona¹ vypočítat tepelnou energii jakékoliv reakce. Jelikož ale slučovací teplo nelze v mnohých případech jednoduše měřit, používají se při energetickém vyhodnocování jiné parametry, které lze dobře měřit nebo vypočítat. Hodnotícími parametry energetických charakteristik paliv jsou dle [9]:

- Spalné teplo
- Výhřevnost
- Energetická hustota

¹ Hessův zákon říká: reakční teplo u reakce za stálého tlaku je rovno změně entalpie a u reakce za stálého objemu je rovno změně vnitřní energie, přičemž výsledné reakční teplo závisí pouze na počátečním a koncovém stavu, nikoli na přechodných stavech chemické reakce.

5 Numerický výpočet proudění

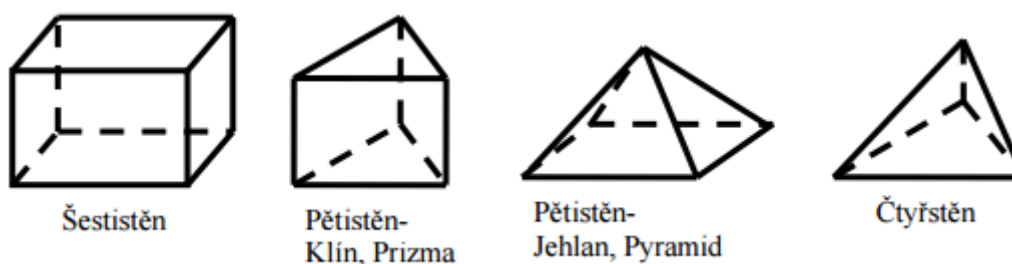
Jestliže je potřeba provést prvotní analýzu proudění, je možné ji provést analytickým výpočtem. Výsledek tohoto výpočtu je ovšem ve většině případů nesprávný, tedy neblíží se realitě nebo postrádá fyzikální smysl, což může být způsobeno zavedením řady zjednodušujících předpokladů. Proto má význam použití numerického výpočtu, který dává reálnější výsledky. Největším problémem při numerickém řešení rovnic popisující proudění je člen $(\vec{w} \cdot \nabla)\vec{w}$ v Navier-Stokesově rovnici, který způsobuje nelinearitu a vyjadřuje turbulentní fluktuace. Tento člen má za následek, že se zatím nepodařilo nalézt analytické řešení pro reálné proudění tekutin a proto je nutné využívat numerické metody řešení k přiblížení se analytickému řešení, které je přesné. Je známo, že pro numerické řešení je potřeba parciální diferenciální rovnice (N-S rovnice) diskretizovat, tedy aproximovat soustavou algebraických rovnic. Tuto soustavu už dokáže současná matematika vyřešit použitím některé z numerických metod. U případů proudění tekutin se nejčastěji používá metoda konečných objemů, kdy je výpočetní oblast rozdělena na konečný počet malých podoblastí. Tento proces dělení oblasti na konečné elementy se nazývá diskretizace. Spojité (analytické) řešení je nahrazeno řešením numerickým, které řeší rovnice pouze v určitých bodech těchto podoblastí, tedy diskrétně. Numerické řešení je ale pouze řešením přibližným, které se blíží skutečné hodnotě, z důvodu zanesení do výsledků určité chyby. Proto je nutné vypočtené výsledky porovnávat s experimentem. [2], [14]

Pro numerický výpočet a dosažení určité přesnosti se přímo nabízí využívat výpočetní techniku. Pro potřeby mechaniky tekutin, které jsou popsány výše, vzniklo odvětví mechaniky tekutin nazvané Computational Fluid Dynamics (CFD), neboli výpočetní dynamika tekutin. Z důvodu velkého a rychlého rozvoje výpočetní techniky a nárůstu výpočetního výkonu, se CFD stává čím dál tím více populárním a dostupným. Dalším důvodem je poměrně velké množství CFD komerčních programů na trhu, které usnadňují provedení numerické simulace. Jedním z těchto softwarů je program od společnosti ANSYS, konkrétně ANSYS CFX, který je použit pro numerickou simulaci i v této práci. Řešení problémů dynamiky tekutin se tak pro uživatele zjednoduší na řešení těchto tří fundamentálních kroků. [11], [12]

- **Preprocessing** – vytvoření a úprava geometrie a tvorba výpočetní sítě
- **Processing** – definice a samotné řešení numerické simulace
- **Postprocessing** – analýza získaných výsledků

5.1 Metoda konečných objemů

Jak bylo řečeno výše, tato metoda spočívá v dělení vybrané oblasti tekutiny na menší podoblasti, čímž vznikne výsledná výpočtová síť. Síť může být 2D pro jednoduché případy, ale v dnešní době se nejčastěji využívá prostorových 3D elementů. Ty mohou mít obecně tvar n -stěny, viz Obr. 17. Počet prvků této sítě má vliv na přesnost a délku výpočtu, proto se většinou tvoří síť s různými velikostmi jednotlivých elementů. Zpravidla je potřeba hustší síť vytvořit v oblastech, kde se předpokládají velké změny fyzikálních veličin, jako například mezní vrstva v blízkosti stěny. I přes to, že je výpočetní oblast složena z různých velikostí, počet prvků dnes běžně dosahuje čísel v řádech milionů až desítek milionů. Vliv na kvalitu sítě má jak velikost a počet prvků, tak i jejich ortogonalita a deformace vzhledem k pravidelnému geometrickému tvaru prvku. [11], [12]



Obr. 17: Typy 3D prvků použitelných v programu ANSYS CFX [11]

5.2 Řešení turbulentního proudění

Jak již bylo napsáno v kapitole 2, N-S rovnice popisuje jak laminární, tak turbulentní proudění bez nutnosti znát další informace. U turbulentního proudění však dochází k nahodilému tvoření a zanikání turbulentních vírů různých velikostí, což způsobuje zásadní problém v řešitelnosti rovnice. Modelování turbulentního proudění je ještě stále ve stádiu vývoje díky rozvoji výpočetní techniky. Samotná podstata turbulence není v současné době zcela vyřešeným problémem, proto se v dnešní době používají zjednodušené modely turbulence, kterých existuje celá řada. Zatím neexistuje žádný obecně platný model, který by přesně vystihoval podstatu turbulence. V zásadě existují tři teoreticky odlišné přístupy pro modelování turbulence:

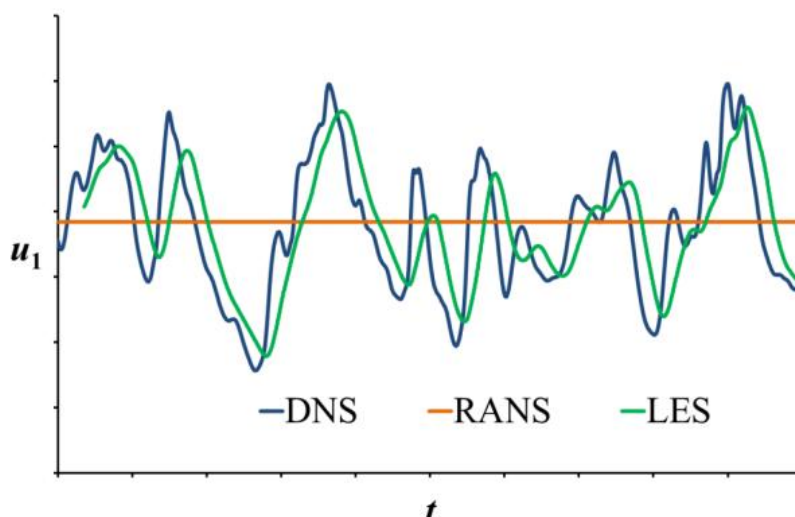
- **DNS (Direct Numerical Simulation)** – Přímá numerická simulace
- **LES (Large Eddy Simulation)** – Metoda velkých vírů
- **RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations)** – Metoda Reynoldsova časového středování Navierových-Stokesových rovnic

Metoda DNS pracuje s N-S rovnicemi bez jakéhokoliv zjednodušení za pomoci postupů numerické matematiky. Proto musí být síť velmi jemná, aby byla schopna zachytit i víry o nejmenším měřítku a v konečném důsledku se tedy skládá z obrovského množství prvků. To má za následek, že výpočty proudění jsou extrémně náročné na výkon výpočetní techniky a trvají velmi dlouho. Proto se tato metoda používá pouze pro řešení fundamentálních úloh z oblasti teorie turbulence a omezuje se na geometricky jednoduché oblasti a velmi nízká Reynoldsova čísla. Poskytuje však dokonalý obraz fyziky proudící tekutiny a výsledky simulace jsou ekvivalentní výsledkům experimentů.[13], [14]

Metoda LES je mezistupněm metody DNS a RANS a je založena na myšlence filtrování N-S rovnic. Problém je rozdělen na dvě části, přičemž velké víry jsou simulovány přímo jako při DNS a malé struktury jsou modelovány podobně jako u metody RANS. Model malých turbulentních struktur je ale modelován jinak než u metody RANS a to tak, že se modelují struktury menší, než je rozměr buněk příslušným subgridním modelem. Struktury větší než určitá velikost jsou tedy modelovány zvlášť od struktur menších, avšak oba problémy jsou vzájemně provázány a nelze je řešit odděleně. I přes zjednodušení oproti metodě DNS je metoda LES stále poměrně náročná na výpočtovou techniku.[14]

Posledním způsobem modelování turbulence, kterým se tato práce bude zabývat více, je pomocí časově středovaných N-S rovnic. Tato metoda se využívá ve většině inženýrských úloh turbulentního proudění. Je to z důvodu nejmenší náročnosti na výpočetní výkon a přitom při správném použití dává poměrně dobré výsledky a představu o vlastnostech proudění. Při

odvození Reynoldsových rovnic však vzniká problém s neuzavřeností systému rovnic, kdy počet rovnic je menší než počet neznámých, který se oproti N-S rovnicím zvýšil o Reynoldsova napětí. Proto se metody modelování soustřeďují na uzavřenost systému rovnic. Obr. 18 ukazuje výsledky získané pomocí rozdílných přístupů, ze kterých je také vidět celková výpočetní náročnost.



Obr. 18: Výsledky řešení N-S rovnic odlišnými přístupy [14]

Časovým středováním N-S rovnic a následnými úpravami získáme Reynoldsovu rovnici (5.1). Rovnice v tomto tvaru popisuje nestlačitelné turbulentní proudění a označené členy vyjadřují napětí.

$$\frac{\partial \overline{w}_i}{\partial t} + \overline{w}_k \frac{\partial \overline{w}_i}{\partial k} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial k} \left[\underbrace{-\overline{p} \delta_{ik}}_I + \underbrace{\eta \left(\frac{\partial \overline{w}_i}{\partial k} + \frac{\partial \overline{w}_k}{\partial i} \right)}_{II} - \underbrace{\rho \overline{w'_i w'_k}}_{III} \right] \quad (5.1)$$

Popsané členy mají dle [2] následující význam.

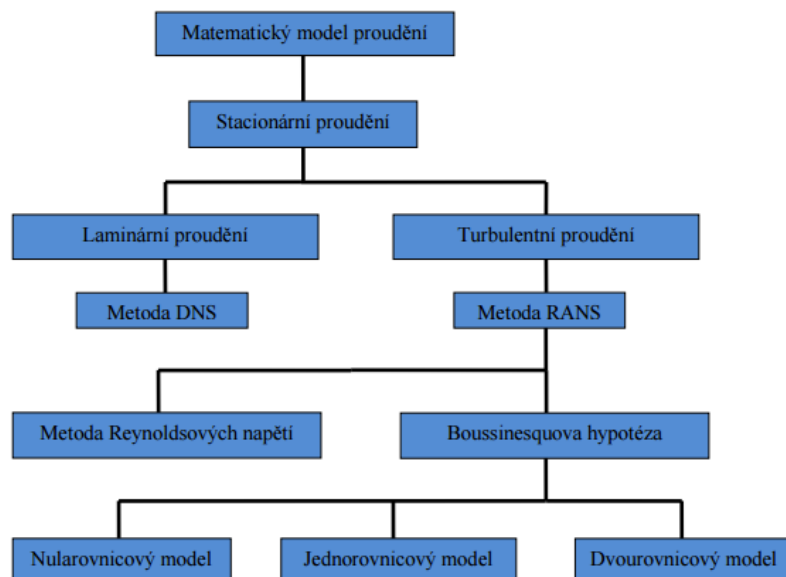
- I Napětí způsobené středním tlakem
- II Tenzor středního vazkého napětí
- III Tenzor napětí způsobený fluktuacemi

Poslední označený člen se také nazývá jako tenzor Reynoldsových napětí, který existuje jen při turbulentním proudění. Tenzor Reynoldsových napětí je symetrický tenzor a obsahuje devět složek napětí, přičemž nezávislých je šest. Původní soustava pěti obtížně řešitelných rovnic byla prostřednictvím středování nahrazena pěti rovnicemi, které už řešit lze, ale ještě k nim přibýlo dalších šest neznámých turbulentních napětí. Problematika modelování proudění metody RANS je založena právě na vyjádření tenzoru turbulentních napětí, což je provedeno šesti doplňkovými, tzv. transportními rovnicemi (Reynolds Stress Model). Tento způsob je ovšem náročný z důvodu nutnosti řešení dalších rovnic. Existuje ale i jednodušší řešení, které je založeno na Boussinesquově hypotéze a vede také k určení Reynoldsových napětí. [13]

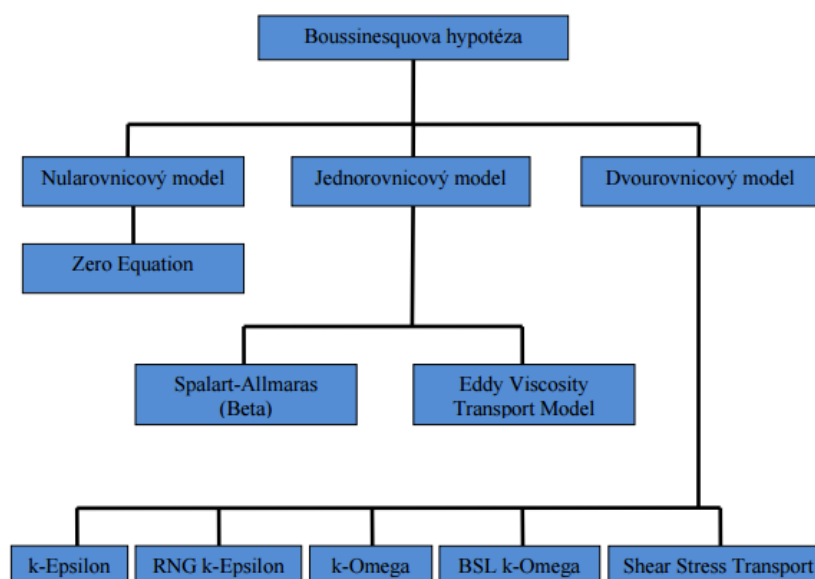
Základem celé skupiny turbulentních modelů je Boussinesquova hypotéza. Tato hypotéza je založena na Newtonově vztahu pro smykové napětí při laminárním proudění a předpokládá, že šest neznámých napětí je možné nahradit pouze jednou veličinou, která má stejnou jednotku jako dynamická viskozita. Tato veličina je pojmenována jako turbulentní vazkost. Reynoldsova napětí jsou podle této hypotézy úměrná gradientu střední rychlosti:

$$-\overline{\rho w'_i w'_j} = \eta_{turb} \left(\frac{\partial \overline{w}_i}{\partial j} + \frac{\partial \overline{w}_j}{\partial i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}, \quad (5.2)$$

kde k je turbulentní kinetická energie. Problémem zůstává určení turbulentní vazkosti, která je obecně funkcí polohy a času. V praxi se předpokládá, že změny turbulentní vazkosti v čase lze zanedbat a pro její modelování byly navrženy algebraické (nularovnicové), jednorovnicové a dvourovnicové modely, které jsou nazvané podle počtu doplňujících rovnic. Obr. 19 názorně ukazuje dělení podle jednotlivých metod matematického modelování proudění a na Obr. 20 je vidět přehled turbulentních modelů založených na Boussinesquově hypotéze, které jsou dostupné v programu ANSYS CFX. Dále bude uveden pouze dvourovnicový model turbulence používaný při výpočtu zadané úlohy.[11]



Obr. 19: Metody matematického modelování stacionárního proudění [11]



Obr. 20: Přehled turbulentních modelů [11]

5.2.1 Model k- ω SST (Shear-Stress Transport)

Tento dvourovnicový model turbulence je používán při numerické simulaci proudění zadané úlohy, kterou se zabývá tato práce. Přední výhodou modelu k- ω je robustnost a přesnost v oblastech blízko stěny, kdežto model k- ϵ funguje lépe ve volném proudění ve větší vzdálenosti od stěn. Model turbulence SST byl vytvořen tak, aby efektivně spojil tyto výhody standardních modelů k- ϵ a k- ω . Toho je dosaženo konvertováním modelu k- ϵ do formulace modelu k- ω . Oba modely jsou použity zároveň a jsou násobeny funkcí, která je rovna jedné v blízkosti stěny, což aktivuje model k- ω , a nule ve větší vzdálenosti od stěny, což aktivuje transformovaný model k- ϵ . Oproti standardnímu modelu k- ω se tímto a dalšími vylepšeními stává model SST přesnější a spolehlivější pro více typů proudění. [13]

Transportní rovnice modelu SST mají následující tvar:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial j}(\rho k w_j) = \frac{\partial}{\partial j} \left[\left(\eta + \frac{\eta_{turb}}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial j} \right] + \widetilde{G}_k - Y_k + S_k, \quad (5.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial j}(\rho \omega w_j) = \frac{\partial}{\partial j} \left[\left(\eta + \frac{\eta_{turb}}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial j} \right] + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega, \quad (5.4)$$

kde \widetilde{G}_k je generace kinetické energie turbulence k v důsledku gradientů střední rychlosti vypočtené z G_k , G_ω je generace specifické disipace energie ω , Y_k a Y_ω představují disipaci k a ω vlivem turbulence, D_ω reprezentuje příčnou difuzi, S_k a S_ω jsou uživatelsky definované zdrojové členy a σ_k a σ_ω jsou turbulentní Prandtlůva čísla pro k a ω . Turbulentní viskozita se vypočte ze vztahu:

$$\eta_{turb} = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{S F_2}{a_1 \omega} \right]}, \quad (5.5)$$

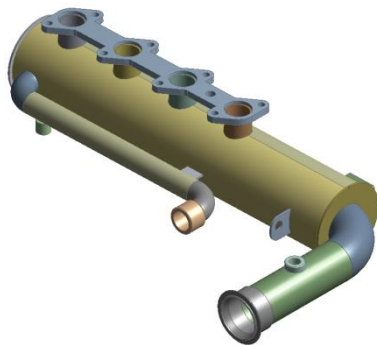
kde a_1 je konstanta, S je velikost rychlosti deformace, F_2 je funkce zajišťující hladký přechod mezi oběma modely a koeficient α^* tlumí turbulentní viskozitu podle korekce pro nízká Reynoldsova čísla. [13]

6 Numerický výpočet tepelného výměníku

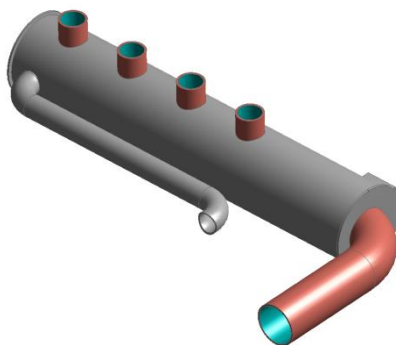
V této kapitole bude popsán postup při řešení numerické simulace proudění, tedy popis zadané geometrie od firmy TEDOM a.s., její následná úprava, tvorba výpočetní sítě, nastavení parametrů pro výpočet a průběh výpočtu. K tomuto byly použity různé aplikace z programového balíku ANSYS 17.0

6.1 Popis a úprava zadané geometrie

Numerická simulace byla provedena pro rekuperační protiproudý chladič trubkového typu bez změny skupenství teplotních látek. Toto zařízení plyne z kapitoly 3 o tepelných výměnících. Tento výměník je určen pro chlazení proudících spalin spalínovodem v oblasti ihned za spalovacím motorem. Obr. 21 ukazuje zadanou geometrii výměníku v původním, nezměněném stavu. Tuto geometrii je potřeba nejprve upravit tím, že se odstraní nepotřebné části, které nemají žádný nebo jen zanedbatelný vliv na výsledky. Obr. 22 zobrazuje geometrii zbavenou veškerých nepotřebných částí. Všechny geometrické modely byly upravovány v aplikaci DesignModeler.



Obr. 21: Původní zadaná geometrie



Obr. 22: Geometrie bez nepotřebných částí

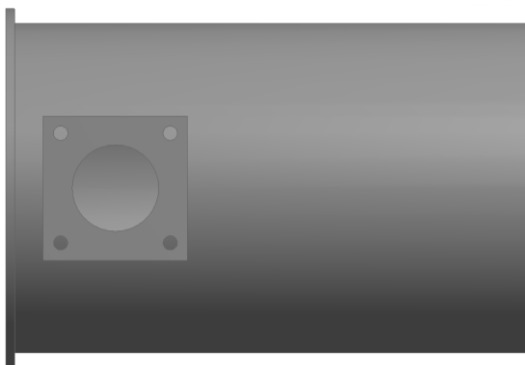
První zadaná varianta byla zkounstruována s přepážkami. Cílem je na výstupu z výměníku tepla získat co možná nejnižší teplotu spalin, která ovlivňuje ekologičnost a ekonomičnost celého zařízení. Pro co nejnižší teplotu spalin na výstupu je třeba co nejvíce zintenzivnit přenos tepla mezi spalinami a chladicí kapalinou, což se velice často provádí právě přepážkami. Vzhledem k poměrně náročné a drahé výrobě přepážek uvnitř výměníku, je snaha o jejich odstranění, čímž se zabývá druhá varianta výměníku, která byla provedena.

Je zřejmé, že přepážky mají velký vliv na proudění chladicí kapaliny a dá se předpokládat, že i na výslednou teplotu spalin. Vzhledem k jejich odstranění a tím i snížení

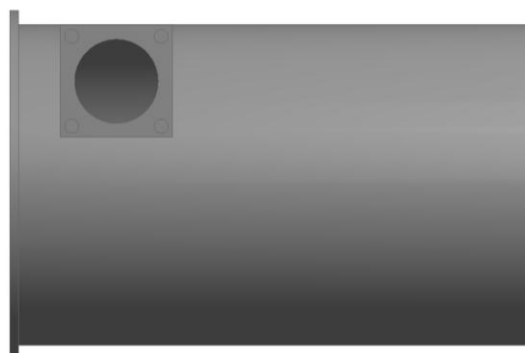
intenzity přestupu tepla se dá očekávat zvýšení teploty spalin na výstupu, což je nežádoucí. Proto je snaha o to najít jiné mechanismy, které by zintenzivnily přenos tepla bez přítomnosti přepážek. Tuto snahu představuje třetí verze výměníku.

Třetí varianta je realizována tak, že jsou již odstraněny přepážky uvnitř, ale vstup chladicí kapaliny, který byl ve verzích 1 a 2 umístěn uprostřed jedné strany výměníku, je posunut směrem vzhůru, viz Obr. 23 a Obr. 24. Touto úpravou vzniká již při vstupu chladiva tečná složka rychlosti k povrchu výměníku a spalinovodu. To má za následek roztočení chladicí kapaliny, což způsobí delší setrvání chladicí vody uvnitř výměníku a tím se zintenzivní přenos tepla.

Ve čtvrté a poslední variantě byl zmenšen průměr výměníku o 20 mm při zachování rozměrů spalinovodu a vstupu chladiva podle Obr. 23. Toto konstrukční řešení má za následek snížení objemu chladicí vody, což v konečném důsledku znamená, že při zachování hmotnostního průtoku a hustoty kapaliny se zvýší rychlost proudění. Po úpravě geometrie všech variant bylo nutné vytvořit inverzní objemy a vytvořit tak model spalin a chladiva, který je následně potřeba nasítovat, aby mohl být proveden výpočet.



Obr. 23: Umístění vstupu chladiva pro varianty 1, 2 a 4



Obr. 24: Umístění vstupu chladiva pro variantu 3

Pro výpočet nebyla uvažována geometrie pláště tepelného výměníku, čímž byl zanedbán i přestup tepla z chladiva do pláště.

6.2 Tvorba výpočetní sítě

Výpočetní síť byla vytvořena v aplikaci ICEM CFD. Na rozdíl od programu ANSYS Meshing obsahuje aplikace ICEM CFD celou řadu pokročilých funkcí pro tvorbu a úpravu sítí pro CFD výpočty. Dokáže rychle a efektivně generovat povrchovou a objemovou výpočetní síť včetně mezní vrstvy. Tuto síť je následně možné převést do velkého množství formátů.

Každá část, tedy spaliny, svody a chladivo, se musí síťovat zvlášť. Geometrie spalin a spalinovodu jsou pro všechny varianty stejné, stačí je tedy před výpočtem nasítovat jednou a pro ostatní varianty použít již vytvořené sítě. Pouze geometrie chladiva se mění s jednotlivými variantami a je proto nutné ji síťovat pokaždé znova. Jak bylo popsáno v kapitole 5.1, parametry sítě značně ovlivňují výpočetní náročnost a také konečný výsledek. Proto bylo potřeba nalézt rovnováhu mezi počtem prvků výpočetní sítě, který je ovlivněn zadávanou maximální velikostí buňky, kvalitou sítě a výpočetní náročností.

6.2.1 Síť pro chladivo

Většina sítě je strukturovaná a sestavená z tetrahedrálních a prizmatických prvků, tedy ze čtyřstěnů a pětistěnů. Použití čtyřstěnů je sice méně vhodné pro výpočet, ale lépe se jimi vyplňují složitější tvary. I přesto, že pro všechny varianty chladiva byly nastaveny stejné parametry sítě, každá varianta obsahuje jiný počet prvků. Je to dáno zejména rozdílnou geometrií. Nastavení, podle kterého se řídila tvorba výpočetní sítě chladiva, je v Tab. 2

Tab. 2: Nastavení parametrů sítě pro chladivo

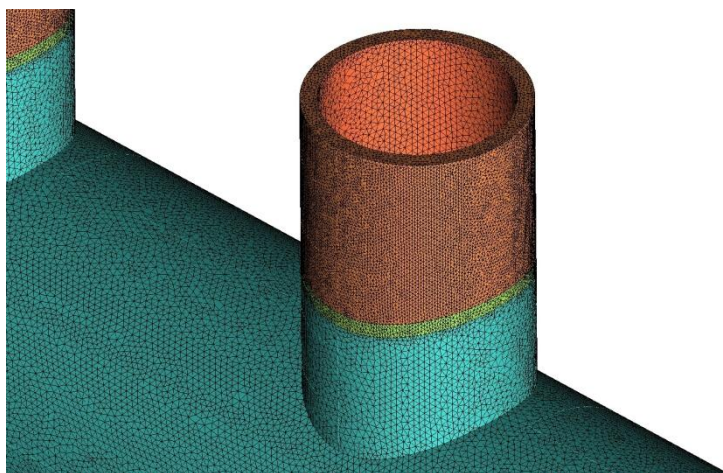
Plocha	Maximální velikost [m]	Výška první vrstvy [m]	faktor růstu [-]	počet vrstev [-]
CH_INLET	0,002			
CH_INT_VODA_CHS	0,002	0,00005	1,2	10
CH_INT_VODA_SV	0,002	0,00005	1,2	10
CH_OUTLET	0,002	0,00005	1,2	10

6.2.2 Síť pro spalinovody

Jak již bylo řečeno, síť pro spalinovody bylo potřeba vytvořit pouze jednou a to z důvodu stejné geometrie svodů pro všechny varianty. Síť je tvořena pouze z tetrahedrálních buněk a většina je strukturovaná. Protože jde o síťování tuhé části, není v tomto případě potřeba vytvářet mezní vrstvu. I přesto je však z Tab. 3 vidět, že velikost jednotlivých buněk je poměrně malá. To je především z důvodu přestupu tepla touto stěnou, která odděluje spaliny a chladivo. Nastavení pro vytvoření sítě je zobrazeno v Tab. 3. Vybranou část výpočetní sítě je možné vidět na Obr. 25.

Tab. 3: Nastavení parametrů sítě pro svody

Plocha	Maximální velikost [m]	Výška první vrstvy [m]
SV_ADIABATIC	0,001	0,00005
SV_INT_SP_SV	0,002	0,00005
SV_INT_SV_CHSV	0,0007	0,00005
SV_INT_VODA_SV	0,002	0,00005

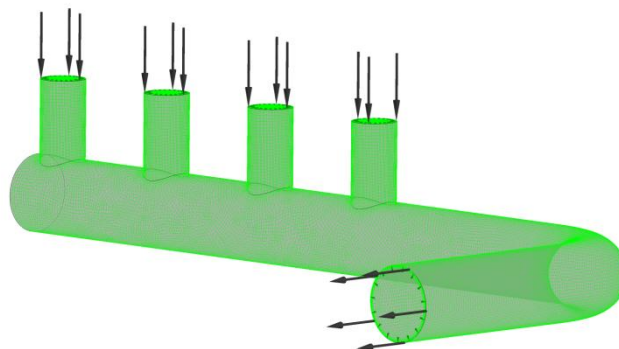


Obr. 25: Výpočetní síť – svody

Oranžová oblast, která není chlazená vodou, je považována za adiabatickou stěnu. To znamená, že se předpokládá, že mezi spaliny a vzduchem nedochází k tepelné výměně. Stejné nastavení je provedeno i pro malou zelenou oblast pod oranžovou oblastí a to z důvodu zanedbání pláště chladiwa. Poslední viditelná a největší oblast namodralé barvy na Obr. 25 je plocha, která je omývána chladicí kapalinou. Dochází zde tedy ke kontaktu sítě svodů a chladiwa, proto je potřeba na tuto plochu použít funkci *Domain Interface*.

6.2.3 Síť pro spaliny

Tato výpočetní síť se skládá především z šestistěnů a dále také ze čtyřstěnů a pětistěnů. Objem, kterým protékají spaliny, je vidět na Obr. 26. Zároveň obrázek znázorňuje výpočetní síť a místo vtoku a výtoku spalin do kontrolního objemu.



Obr. 26: Výpočetní síť - spaliny

V předchozích kapitolách bylo řečeno, z jakých typů buněk se jednotlivé výpočetní oblasti skládají a v Tab. 4 jsou přehledně znázorněny tyto typy a jejich počet.

Tab. 4: Přehled počtu buněk výpočetních sítí

	Typ buněk			Celkový počet buněk
	Tetra	Penta	Hexa	
Chladivo V1	2 579 573	2 714 068	-	5 293 641
Chladivo V2	2 199 648	-	-	2 119 648
Chladivo V3	1 722 022	2 587 620	-	4 309 642
Chladivo V4	1 234 074	2 309 420	-	3 543 494
Spaliny	622 953	22 631	1 596 985	2 242 569
Svody	4 658 521	-	-	4 658 521

V1 – zadaná geometrie chladiva s přepážkami bez úpravy

V2 – odstranění přepážek, provedeno z V1

V3 – posunutí vstupu chladiva, provedeno z V2

V4 – zmenšení průměru výměníku o 20 mm, provedeno z V2

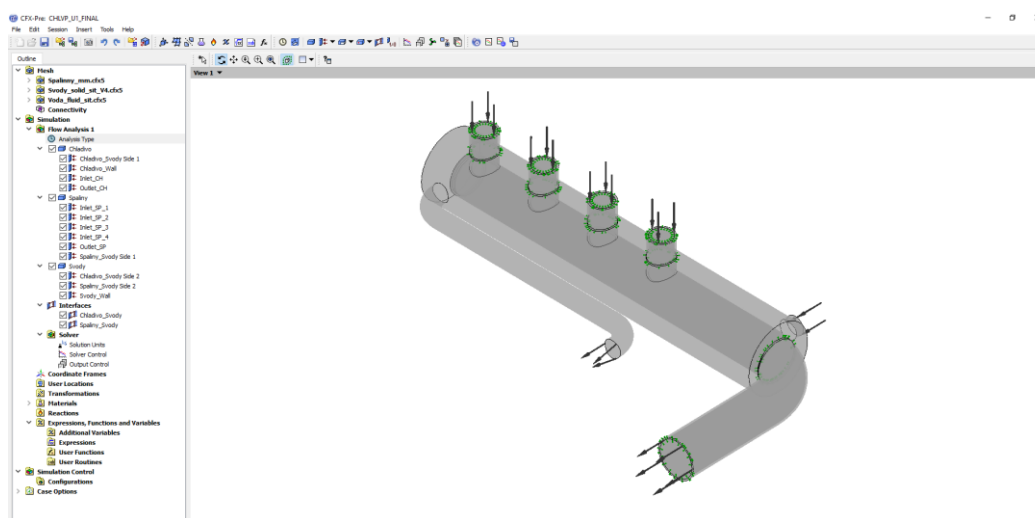
6.3 Nastavení výpočtu

Po vytvoření všech výpočetních sítí bylo potřeba exportovat tyto sítě do softwaru ANSYS CFX. Následovalo sestavení vyexportovaných výpočetních sítí, což bylo provedeno v preprocesoru CFX-Pre. V této aplikaci se z jednotlivých výpočtových modelů vytváří výsledný ucelený výpočtový model, nastavují se charakteristiky použitých materiálů a okrajové podmínky. Výsledný výpočetní model V1 se od ostatních výpočetních modelů liší pouze v místech, kde dochází ke kontaktu jednotlivých ploch a tedy částí sítě. Nastavení těchto styčných ploch se provádí funkcí *Domain Interface* a jako metoda spojení sítí byla zvolena možnost *Automatic*. Pro všechny varianty byly nastaveny stejné materiály a okrajové podmínky, jejichž typ je zobrazen v Tab. 5. Místo proudících spalin se pro zjednodušení uvažuje proudění ideálního plynu, v CFX označovaného jako *Air Ideal Gas*. Jako chladivo se uvažuje reálná kapalina, kterou je voda a její parametry jsou převzaty z knihovny od Mezinárodní asociace pro vlastnosti vody a vodní páry (IAPWS). Pro svody byly použity parametry nerezové oceli s hodnotou součinitele přestupu tepla $16,3 \text{ [W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$.

Tab. 5: Nastavení typu materiálů a okrajových podmínek pro výpočet

	Typ materiálu	Mass And Momentum	Heat Transfer
Spaliny Inlet	Air Ideal Gas	Mass Flow Rate	Static Temperature
Spaliny Outlet	Air ideal Gas	Average Static Pressure	-
Chladivo Inlet	Water (IAPWS)	Mass Flow Rate	Static Temperature
Chladivo Outlet	Water (IAPWS)	Average Static Pressure	-
Svody	Steel	-	Adiabatic

Dále byl zvolen model turbulence $k-\omega$ SST a model přenosu tepla pojmenovaný *Total Energy*. Pro numerické řešení rovnic byla zvolena možnost diskretizace *High Resolution*, která má většinou druhý řád přesnosti. Typ okrajových podmínek na vstupu (*Inlet*) chladiva i spalin byl nastaven na hmotnostní průtok (*Mass Flow Rate*) a u výstupu (*Outlet*) byla zvolena možnost průměrného statického tlaku (*Average Static Pressure*). Dále byla na vstupu chladiva nastavena intenzita turbulence na 1 % a na vstupu spalin 5 %. Na výstupu spalin pak byl nastaven atmosférický tlak, tedy 101,325 [kPa] a na výstupu chladiva 120 [kPa]. Stěny byly definovány jako hladké a adiabatické plochy, na kterých je nulová rychlost, byla tedy vybrána možnost *No Slip Wall*. Na Obr. 27 je vidět společně s prostředím aplikace CFX-Pre i sestavený výsledný výpočetní model výměníku varianty bez přepážek.

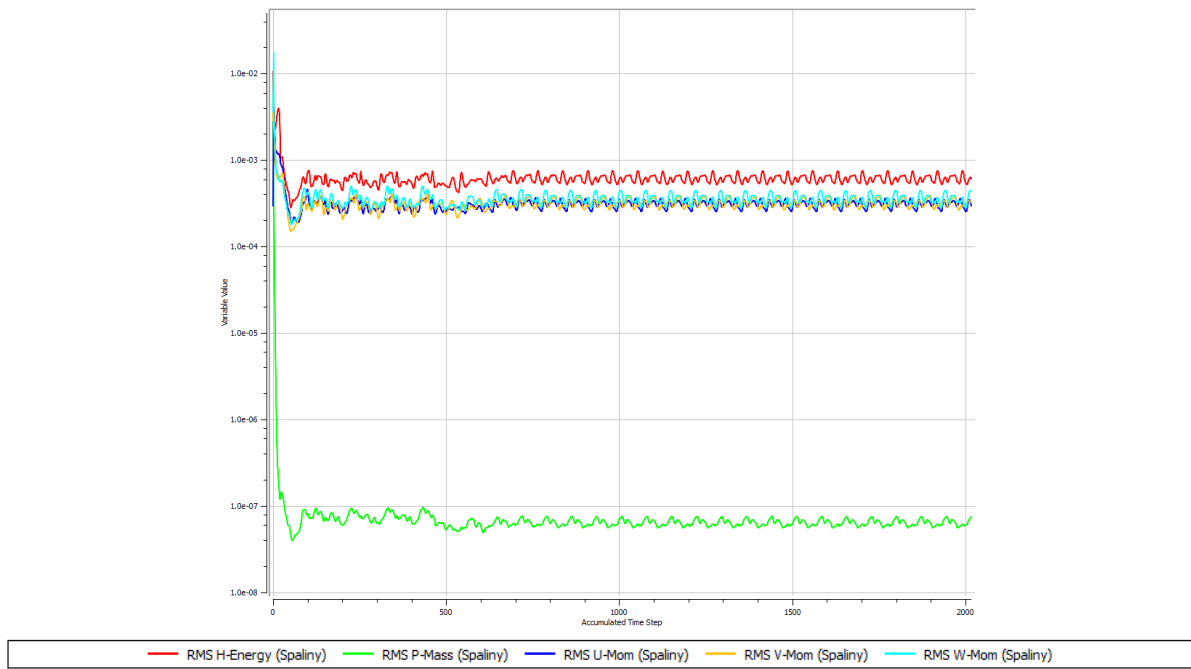


Obr. 27: Sestavený výpočetní model varianty bez přepážek

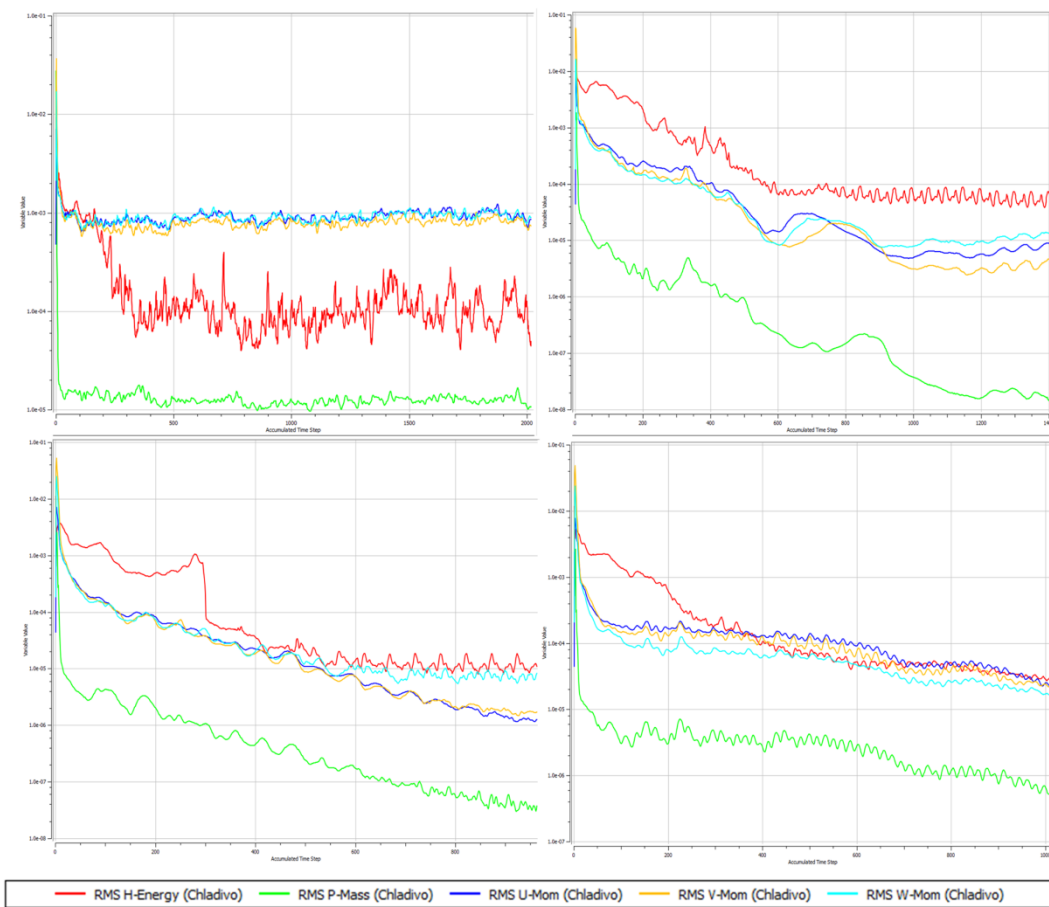
6.4 Průběh výpočtu

Vlastní výpočet, který je vzhledem k poměrně velkému množství buněk a řešenému problému výpočetně náročný, byl proveden na školní výpočtové stanici. Tato stanice má k dispozici 32jádrový procesor a 524 [GB] operační paměti. I přes tak vysoký výpočetní výkon trval výpočet každé varianty v průměru přibližně 8 hodin.

U komplikovanějších úloh se výsledky nehodnotí pouze podle průběhu residuí, ale ještě podle dalších veličin, jako je teplota, tlak nebo rychlost v určitých částech výpočtového modelu. Zatímco v případě spalin byl průběh výpočtu pro všechny varianty téměř shodný, což vyplývá z faktu, že nebyla změněna výpočetní oblast spalin, ani její okrajové podmínky, průběh výpočtu chladiva už byl výrazně rozdílný pro každou variantu, viz Obr. 28 a Obr. 29. Jak je patrné z těchto obrázků, sledované veličiny u spalin dosáhly konvergence po výrazně menším počtu iterací, než u chladiva. Od určité hodnoty mají residua periodický kmitavý průběh, což je způsobeno nestabilními turbulentními strukturami, které jsou zachyceny sítí. Jednotlivé výkmity se pohybují v řádu miliontin. Hodnoty residuí jsou ale poměrně nízké, řádově kolem 10^{-5} , a proto lze řešení prohlásit za konvergentní.



Obr. 28: Residuály sledovaných veličin pro spaliny



Obr. 29: Residuály sledovaných veličin pro chladivo – nahoře vlevo V1, vpravo V2, dole vlevo V3, vpravo V4

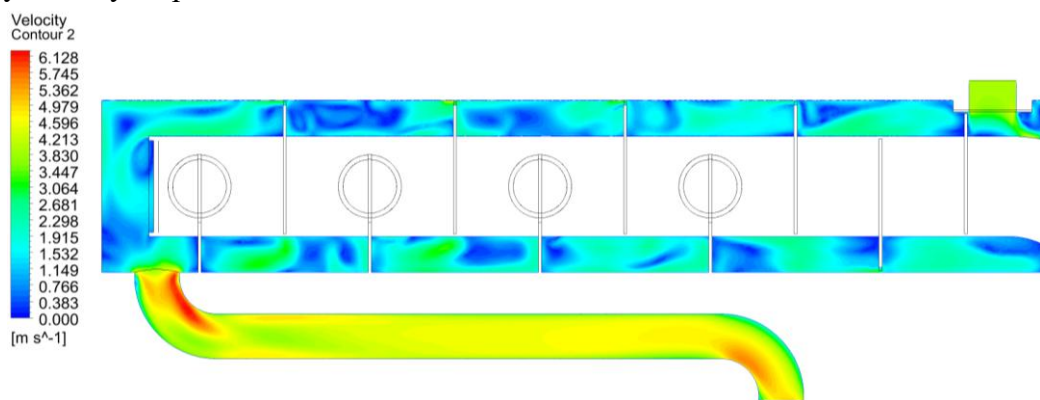
7 Analýza výsledků

Závěrečnou částí každé numerické simulace je vyhodnocení požadovaných výsledků. Oblast požadovaných výsledků se s každou úlohou liší a většinou ji určuje zadavatel úlohy. Výsledky této úlohy se zaměřují na rozbor proudových a teplotních polí proudících médií.

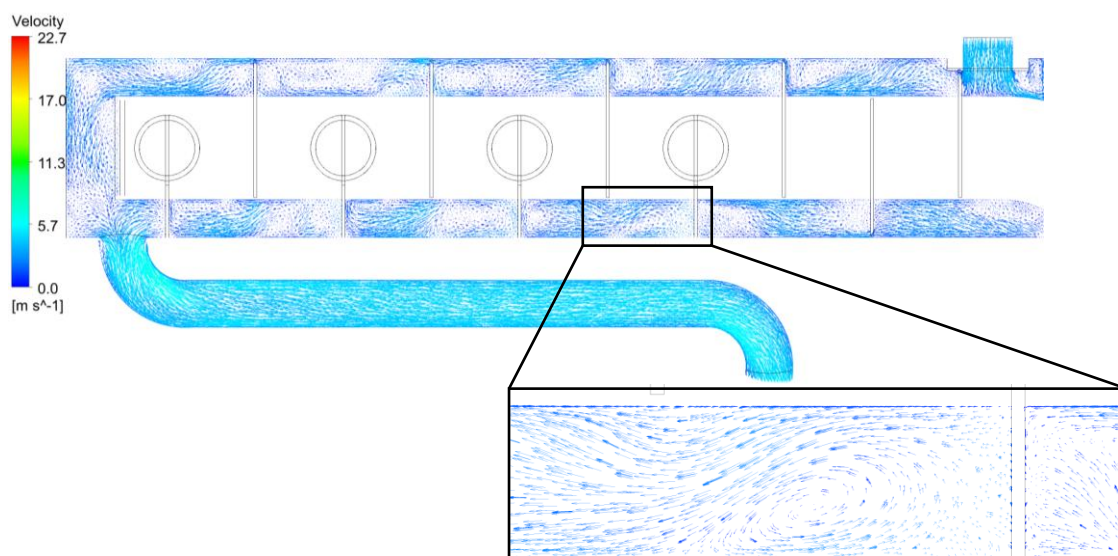
K vyhodnocení výsledků numerické simulace tepelných výměníků byla použita aplikace postprocesoru CFD-Post 17.0.

7.1 Chladivo – varianta 1

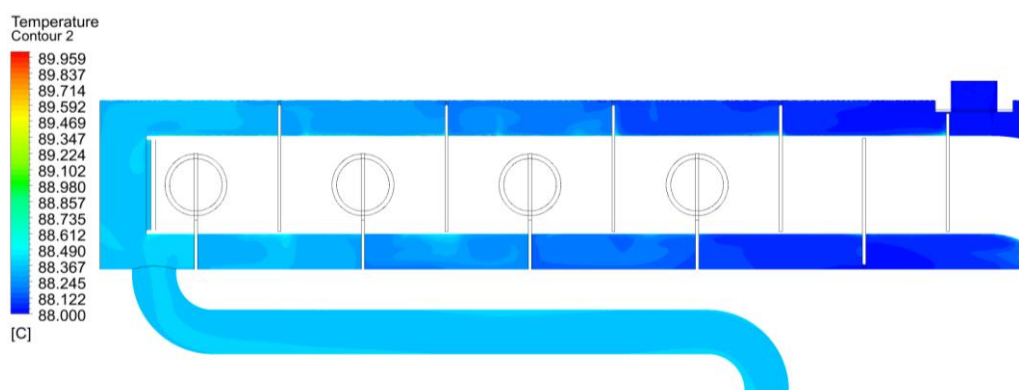
Tato varianta je s přepážkami. Obr. 30 znázorňuje rychlostní pole a Obr. 32 teplotní pole chladiva ve středním řezu výměníku. V tomto řezu je vidět vstup chladiva, který je v pravé horní části a výstup chladiva z výměníku, který je v levé spodní části. Odtud chladivo proudí trubkou dále. Rozdíl mezi nejvyšší a nejnižší rychlostí chladiva je přibližně $6 \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}]$ a mezi nejnižší a nejvyšší teplotou chladiva byl zvolen rozdíl 2 [K] . Zvolení většího rozsahu teplot nebylo pro zobrazení teplotního pole vhodné. Z Obr. 30 je patrné, že přepážky mají velký vliv na proudové pole a Obr. 31 pak ukazuje vznik vírových struktur za přepážkami. To má za následek zpomalení rychlosti v oblasti za přepážkami, čímž se chladivo ohřívá na vyšší teploty než zbytek proudu, viz Obr. 32.



Obr. 30: Rychlost proudění chladiva ve středním řezu výměníku, V1



Obr. 31: Vektory rychlostí ve středním řezu výměníku, V1

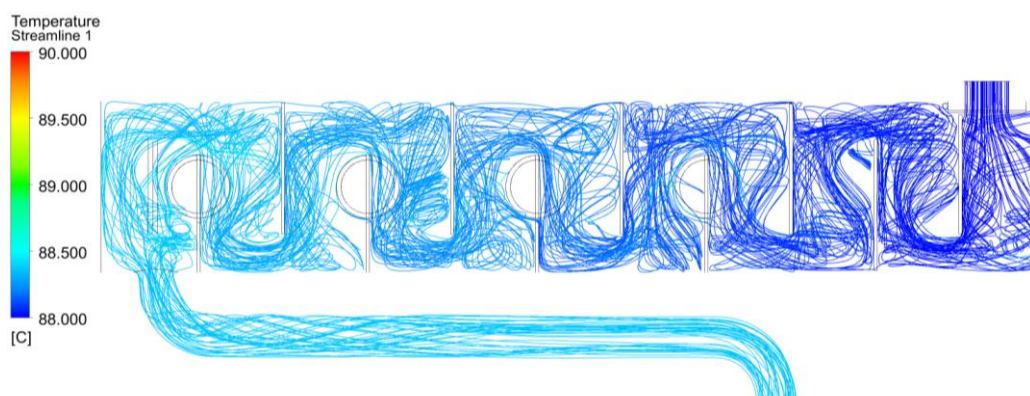


Obr. 32: Teplota chladiva ve středním řezu výměníku, V1

Na Obr. 33 a Obr. 34, které znázorňují proudnice, jsou viditelné cirkulační zóny. Tyto cirkulační zóny jsou v oblasti za vstupem chladiva a za jednotlivými přepážkami. Účelem přepážek je usměrnit tok tekutiny pokud možno kolmo k ochlazovanému médiu z důvodu vyšší efektivity přenosu tepla. To je dle Obr. 33 a Obr. 34 poměrně dobře splněno, což je zapříčiněno především výškou přepážek a jejich vzájemnou vzdáleností. Z hlediska přenosu tepla je tedy toto konkrétní řešení vhodné, avšak z hlediska tlakových ztrát chladiva už méně.



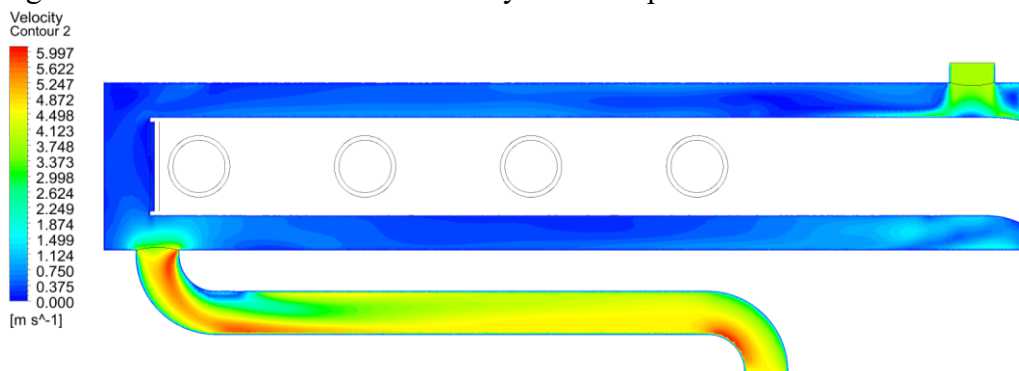
Obr. 33: Proudnice chladiva zbarvené dle rychlosti, V1



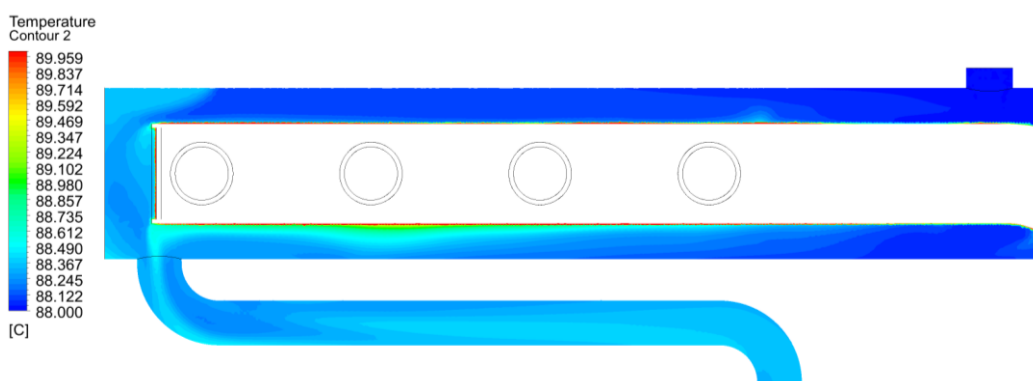
Obr. 34: Proudnice chladiva zbarvené dle teploty, V1

7.2 Chladivo – varianta 2

U této varianty byly, oproti předchozí, odstraněny přepážky z prostoru chladiva. Na Obr. 35 je znázorněno rychlostní pole chladiva. Stejně jako v předchozím případě je pravý horní kanál vstup a spodní výstup. Z něj je patrné, že chladivo ve středovém řezu výměníku nemění tak náhle rychlost. To je způsobeno absencí přepážek. Pro porovnatelnost variant je k vyhodnocení teplotního pole opět zvolen teplotní rozdíl 2 [K], viz Obr. 36. Na tomto obrázku je také vidět oblast, kde dochází k lokálnímu zvýšení teploty, což je způsobeno nehomogenním rozložením chladiva kolem výfukového potrubí.

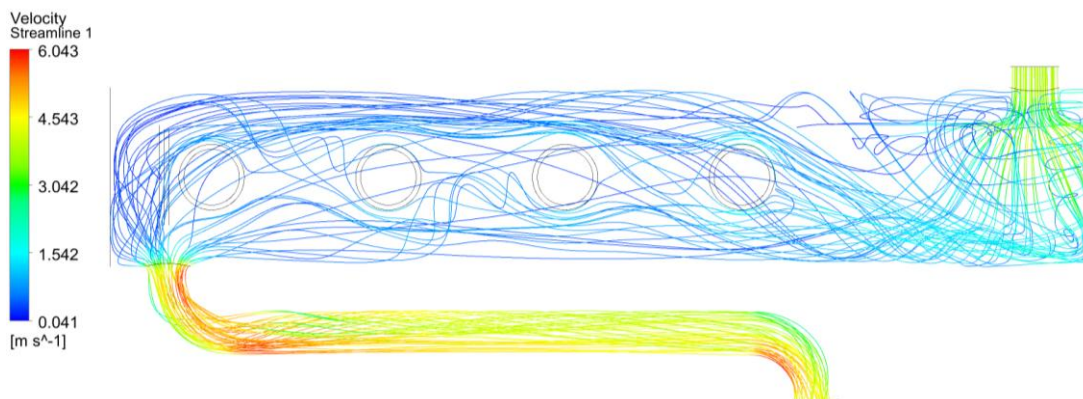


Obr. 35: Rychlost proudění chladiva ve středním řezu výměníku, V2

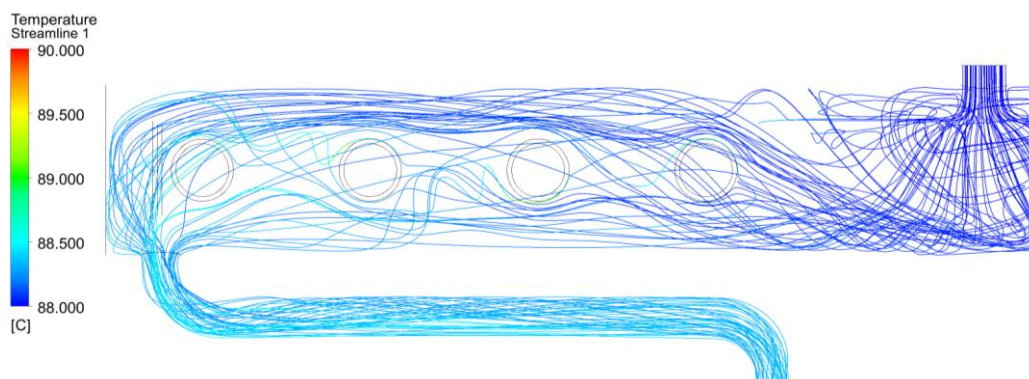


Obr. 36: Teplota chladiva ve středním řezu výměníku, V2

Na Obr. 37 a Obr. 38 znázorňujících proudnice převládá podélné proudění kolem výfukového potrubí a není tak patrný hlavní proud chladiva jako v předchozím případě, viz Obr. 34, kde směr proudění určují přepážky.



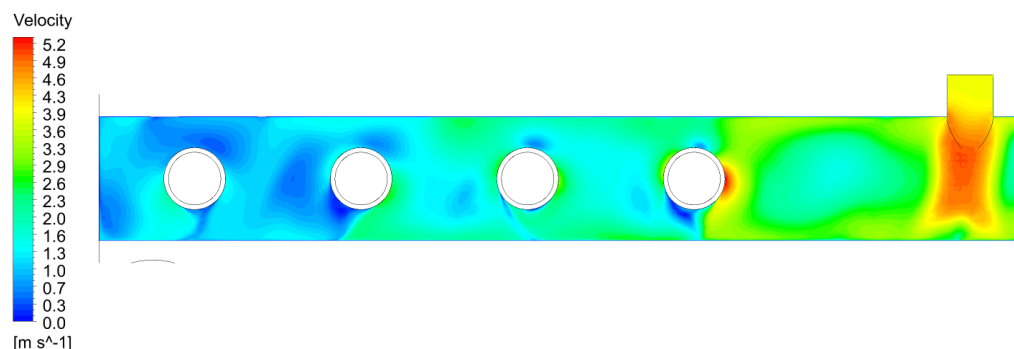
Obr. 37: Proudnice chladiva zbarvené dle rychlosti, V2



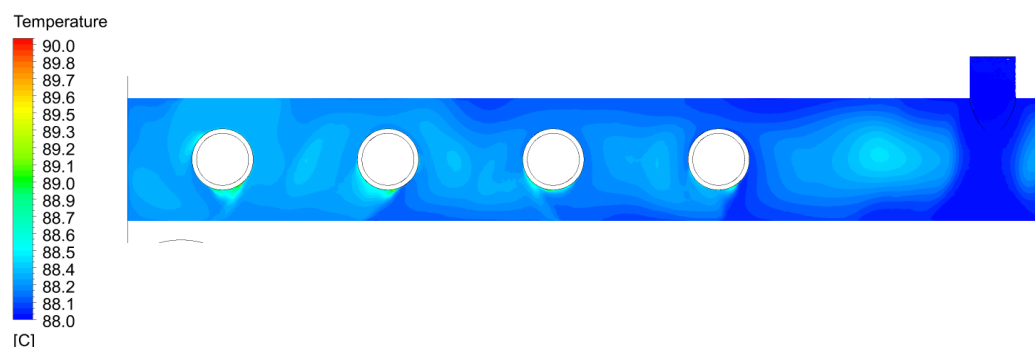
Obr. 38: Proudnice chladiva zbarvené dle teploty, V2

7.3 Chladivo – varianta 3

Tato varianta vychází z V2, je tedy bez přepážek a má posunutý vstup chladiva. Řez provedený na Obr. 39 a Obr. 40 je posunutým řezem vůči střednímu řezu výměníku blíže ke vstupu spalin, prochází středem vstupního kanálu chladiva a zobrazuje rychlostní a teplotní pole. Na Obr. 39 je vidět, že za každou částí svodů zasahující do chladiva dochází k výraznému zpomalení rychlosti proudu. Je to obdobný případ podélně obtékaného válce. Jelikož za válcem tedy dochází ke snížení rychlosti proudu, chladivo se v těchto místech zahřívá rychleji, viz Obr. 40.



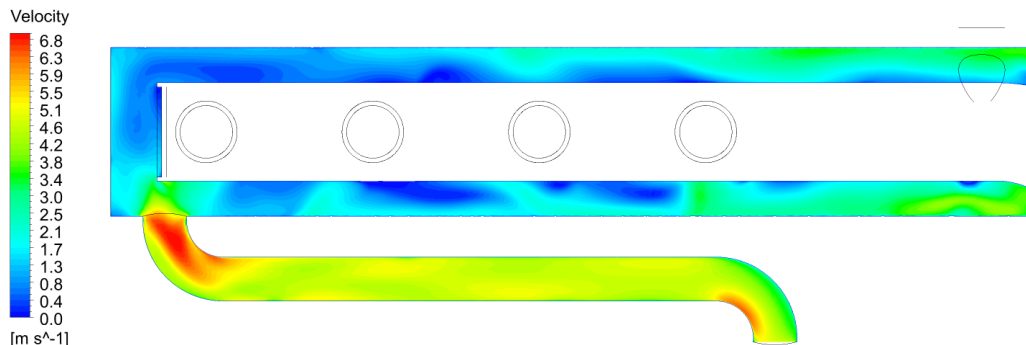
Obr. 39: Rychlost proudění chladiva v řezu posunutém oproti střednímu řezu výměníku, V3



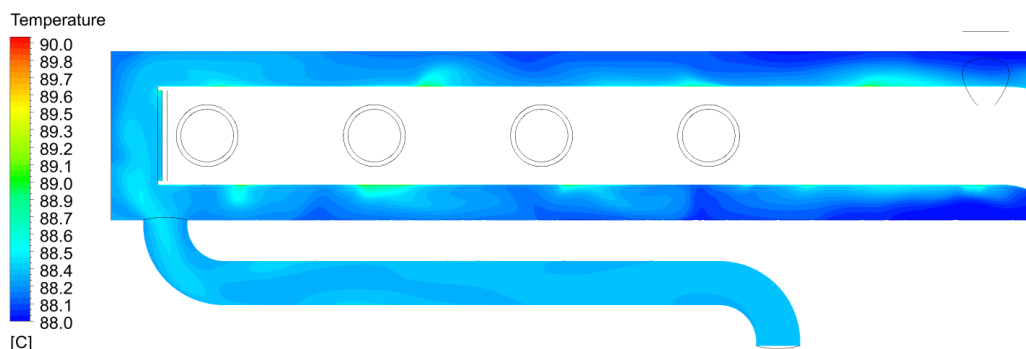
Obr. 40: Teplota chladiva v řezu posunutém oproti střednímu řezu výměníku, V3

Obr. 41 a Obr. 42 jsou zobrazením proudového a teplotního pole ve středním řezu výměníku, které již byly v předchozích variantách používány. Díky posunutému vstupu chladiva vzniká tečná složka rychlosti proudu vzhledem k plášti výměníku. To je zapříčiněno tím, že rychlost vstupujícího proudu chladiva není zpomalována žádnou překážkou a nedochází tedy k prudkému poklesu rychlosti proudu jako u varianty 2. Tento poznatek je

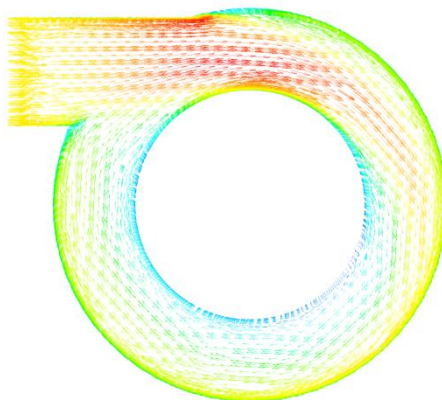
nejlépe zachycen na Obr. 43. Z Obr. 39 a Obr. 41 je patrné, že následně dochází k pozvolnému zpomalování rychlosti proudu chladiva. Roztočené chladivo zůstává déle v kontaktu se spalínovodem a tím dochází k většímu zahřátí chladiva. Dle Obr. 42 je ohřev chladiva rovnoměrnější než u varianty 2, kde byl ohřev na jedné straně řezu o poznání větší než na straně druhé.



Obr. 41: Rychlost proudění chladiva ve středním řezu výměníku, V3



Obr. 42: Teplota chladiva ve středním řezu výměníku, V3

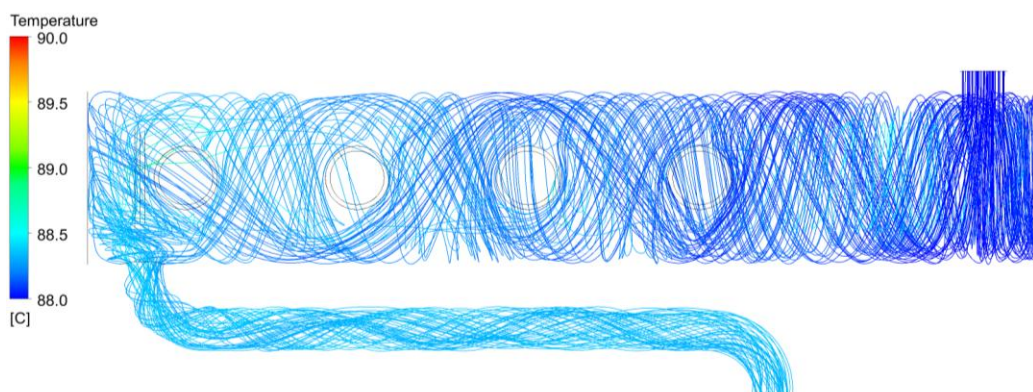


Obr. 43: Vektory rychlosti zobrazené po průřezu chladiva

Obr. 44 a Obr. 45 zobrazující proudnice, dávají komplexnější informaci o pohybu chladiva výměníkem. Je na nich zobrazen rotační charakter, postupné zpomalování proudění a rovnoměrné zvyšování teploty chladiva. Také je zde patrná absence cirkulační zóny za vstupem chladiva.



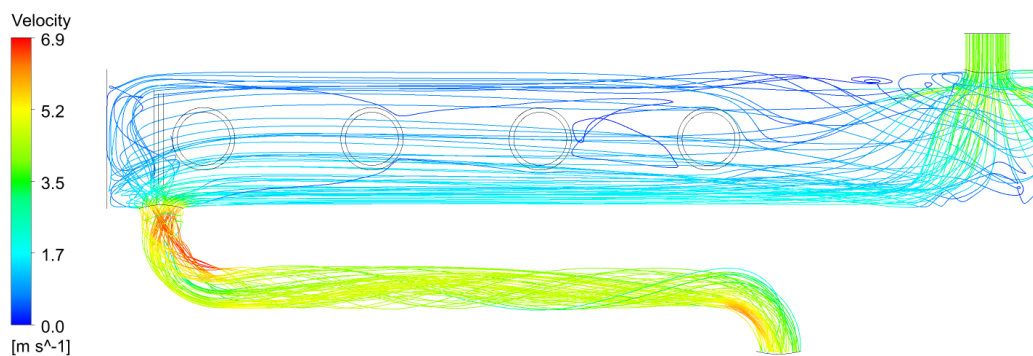
Obr. 44: Proudnice chladiva zbarvené dle rychlosti, V3



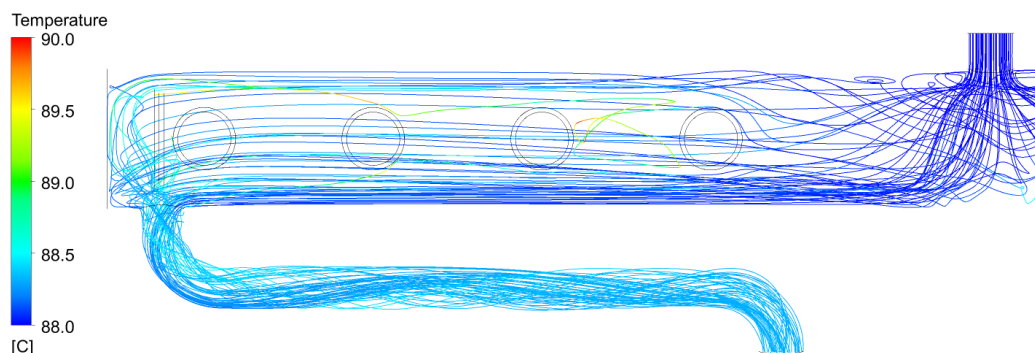
Obr. 45: Proudnice chladiva zbarvené dle teploty, V3

7.4 Chladivo – varianta 4

Základem této poslední varianty byla V2. Oproti druhé variantě byl zmenšen vnější průměr pláště výměníku o 20 [mm]. Z Obr. 46 a Obr. 47 je patrné, že u vstupu chladiva není téměř žádná recirkulační oblast a že voda obepne potrubí rovnoměrněji, což zapříčiní také rovnoměrnější ohřev chladiva než u druhé varianty. Dále je také možné dle těchto obrázků říci, že rychlost vstupujícího proudu chladiva je zpomalována překážkou, konkrétně spalínovým potrubím, stejně jako u druhé varianty. Tato varianta vyniká tím, že se oproti druhé variantě zvýšila rychlost proudění, jelikož byl zmenšen průřez chladiva a hmotnostní průtok se nezměnil.

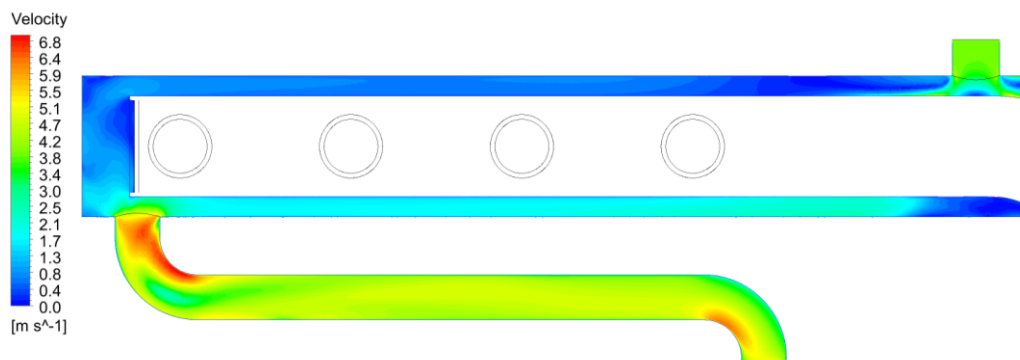


Obr. 46: Proudnice chladiva zbarvené dle rychlosti, V4

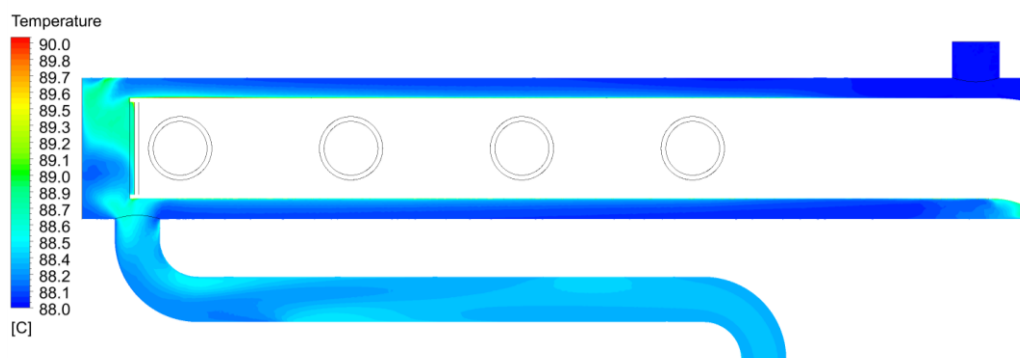


Obr. 47: Proudnicе chladiva zbarvené dle teploty, V4

Obr. 48 znázorňuje proudové pole ve středním řezu a je patrné, že rychlost je vyšší ve spodní části obrázku, kde chladivo vystupuje z výměníku. V této části také dle Obr. 47 proudí více tekutiny. Obr. 49 potom znázorňuje rovnoměrnější ohřátí chladiva než v případě druhé varianty, přičemž nejvyšší teplota je v levé části výměníku na konci svodů, kde dochází k výstupu chladiva z výměníku. V této části je zároveň nejnižší rychlost proudění chladiva.



Obr. 48: Rychlost proudění chladiva ve středním řezu výměníku, V4

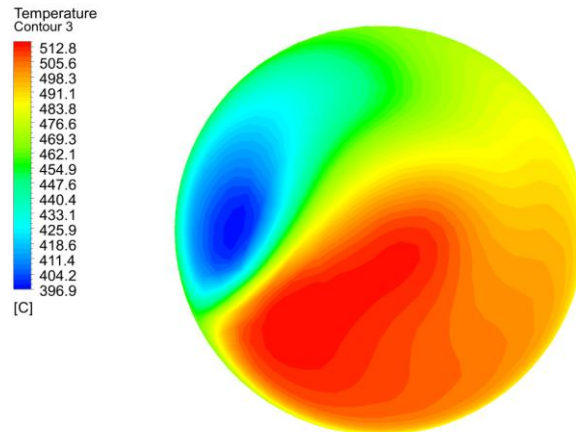


Obr. 49: Teplota chladiva ve středním řezu výměníku, V4

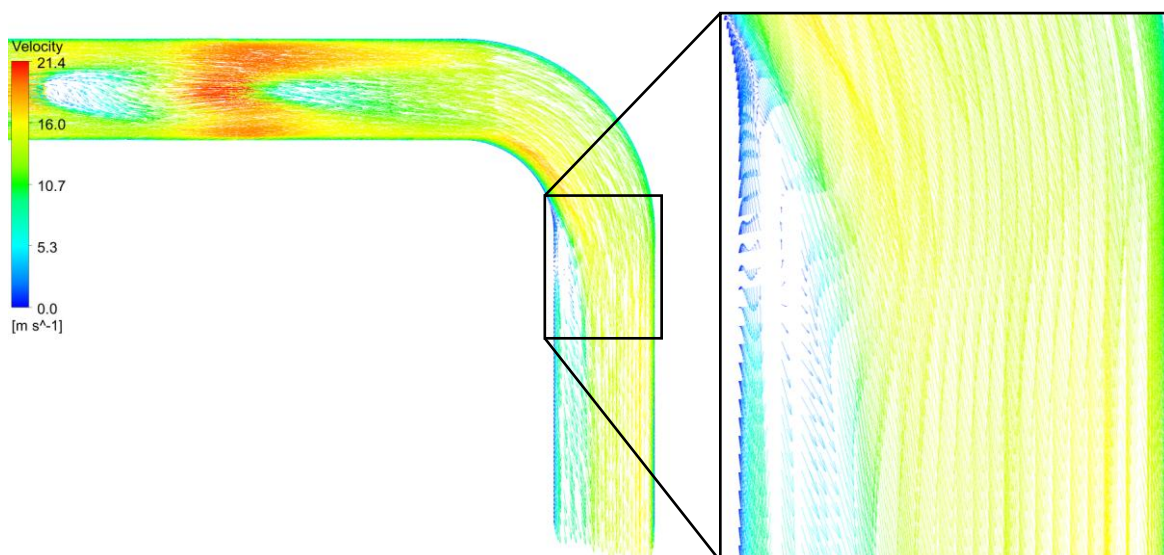
7.5 Spaliny

V této kapitole je zobrazeno teplotní pole spalin na výstupu a vysvětleno, proč má teplotní pole právě takový průběh, jako je na obrázku. Tento výstup je velice významný, jelikož určuje výslednou efektivitu výměníku po provedení jednotlivých úprav vůči původní zadané geometrii. Obr. 50 znázorňuje rozložení teploty po průřezu svodů na jejich výstupu. Takovéto rozložení teploty na výstupu spalin je dáno geometrií spalinovodu. Ten je před výstupem zahnutý o 90° a dle Obr. 51 dochází v oblasti za ohybem svodů k odtržení proudu.

Tento proud s sebou strhává spaliny, což je příčinou rozložení teploty na výstupu spalin dle Obr. 50. Obrázek rozložení teploty spalin na výstupu je pro všechny varianty téměř stejný, ale liší se v maximálních a minimálních hodnotách teplot.



Obr. 50: Teplota spalin na výstupu ze spalinovodu, V1



Obr. 51: Vektory rychlosti v oblasti ohybu proudu spalin a v oblasti odtržení proudu

7.6 Celkové výsledky výpočtů

Následující Tab. 6 uvádí souhrn získaných výsledků, které byly sledovány. Z ní je patrné, že rozdíl vstupní a výstupní teploty chladiva se s jednotlivými variantami měnil jen nepatrně. Naopak rozdíl vstupní a výstupní teploty spalin byl s každou geometrickou úpravou výrazně rozdílný. Dle tohoto ukazatele, tedy rozdílu teplot spalin na vstupu a výstupu lze říci, kterou variantu úpravy geometrie lze považovat za efektivnější.

Tab. 6: Celkové výsledky

	V1	V2	V3	V4
Rozdíl vstupní a výstupní teploty chladiva [K]	0,367	0,334	0,337	0,328
Rozdíl vstupní a výstupní teploty spalin [K]	194,08	195,19	201,06	198,69
Tlaková ztráta chladiva [Pa]	51 203	16 302	22 432	20 697
Tlaková ztráta spalin [Pa]	79,25	79,5	77,75	79,5

Teplota chladiva na výstupu zůstává pro všechny varianty téměř stejná, při stejném hmotnostním průtoku. To má z praktického hlediska za následek, že u žádné z variant není potřeba měnit hmotnostní tok oběhu a ani přizpůsobovat chladicí oběh. Navíc se u variant 2, 3 a 4 ušetří materiál za přepážky. Tlaková ztráta spalin je pro všechny varianty stejná, jelikož nebyla upravována geometrie svodů ani vstupní parametry spalin.

Z porovnání výsledků V2 s V1 bylo zjištěno, že přepážky mají významný vliv jak na průběh proudění chladiva, tak s tím spojenou tlakovou ztrátu, která se pro V2 sníží o více než dvě třetiny. To je výrazný pokles, který má pozitivní vliv na poháněcí čerpadlo a to z důvodu menší kompenzace tlakové ztráty. Teplota chladiva na výstupu se změní pouze nepatrně, avšak teplota spalin na výstupu se pro V2 sníží o více než 1 [K].

U varianty 3 s posunutým vstupem chladiva a bez přepážek se sice oproti V2 zvýší tlaková ztráta, ale teplota spalin na výstupu je nižší o více než 5 [K]. Zvýšená tlaková ztráta této varianty oproti V2 sice není žádoucí, ale při celkovém porovnání, které je provedeno s první variantou je patrné, že tlaková ztráta klesla o více než polovinu a teplota spalin se snížila o téměř 7 [K]. Z toho plyne stejný závěr pro poháněcí čerpadlo jako v předchozím případě.

Tento závěr platí i pro poslední variantu při porovnání s V1. Čtvrtá varianta, která má oproti V2 zmenšený průřez chladiva má v porovnání s V2 a V1 nižší teplotu spalin, ale v porovnání s V3 je teplota spalin na výstupu vyšší. Z tohoto hlediska není konstrukční řešení čtvrté varianty tím nejefektivnějším. Nejefektivnější variantou z hlediska výstupní teploty spalin je V3.

8 Závěr

V této práci byla provedena numerická simulace proudění dvou tekutin tepelným výměníkem, mezi nimiž dochází k přenosu tepelné energie. Tato úloha byla řešena komplexně, od úpravy geometrie pro jednotlivé varianty, přes tvorbu sítí a samotné nastavení výpočtu až po vyhodnocení získaných dat pomocí numerické simulace. Ke všem těmto procesům bylo nutné použití různých programů, v tomto případě byly použity programy od společnosti ANSYS, Inc. Úpravy geometrie, tudíž i výpočtového modelu byly provedeny celkově tři. Vždy byl na výpočtovém modelu měněn pouze jeden parametr a to z důvodu porovnatelnosti jednotlivých případů a vyhodnocení vlivu této změny. Proběhly tedy celkem čtyři výpočty, zadaného výpočtového modelu a tří upravených modelů, takže jsou k dispozici čtyři varianty výsledků. Tyto varianty výsledků byly navzájem porovnávány mezi sebou.

Výstupem této práce je grafické zobrazení teplotních a proudových polí v řezech vedených chladivem výměníku a teplotních polí na výstupu spalin ze spalínovodu. Dalším výstupem jsou relativní hodnoty výstupních teplot a tlakových ztrát spalin a chladiva a jednotlivých variant.

Ze získaných výsledků bylo zjištěno, že varianta bez přepážek a s posunutým vstupem chladiva má největší dopad pro praktické účely a to zejména z důvodu, že se při zachování hmotnostního průtoku a ohřevu chladiva spaliny, v porovnání s první variantou, ochladí o téměř 7 [K]. Navíc se sníží i tlaková ztráta a to o více než polovinu. Pro praktické využití to znamená, že čerpadlo nemusí kompenzovat tak velkou tlakovou ztrátu ve výměníku, což se projeví i na jeho elektrické spotřebě. Dále není potřeba měnit hmotnostní tok oběhu a ani přizpůsobovat chladicí oběh, jelikož výstupní teplota chladiva se změnila pouze minimálně. Další výhodou pro praktickou využitelnost je absence přepážek, čímž se ušetří jak použitý materiál pro výrobu výměníku, tak i náročnost a délka samotné výroby.

Pro zjištění, zda se výsledky získané pomocí numerické simulace proudění blíží realitě, by bylo vhodné provést experimentální měření, tyto výsledky porovnat a zhodnotit.

Seznam použité literatury

- [1] HEJZLAR, Radko. *Sdílení tepla*. Vyd. 4. V Praze: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02974-3.
- [2] LINHART, Jiří. *Přednášky z předmětu Přenos tepla a hmoty*.
- [3] PŘÍHODA, Miroslav a Miroslav RÉDR. *Sdílení tepla a proudění*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1998. ISBN 80-7078-549-7.
- [4] KALČÍK, Josef a Karel SÝKORA. *Technická termomechanika: učebnice pro vysoké školy*. Praha: Academia, 1973.
- [5] URUBA, Václav. *Mechanika tekutin I*. elektronické studijní materiály. Plzeň: Západočeská univerzita, 2015.
- [6] *Výměníky tepla* [online]. Praha, 2011 [cit. 2017-05-28]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>
- [7] ROSYPAL, Štěpán. *Výměníky tepla* [online]. Brno, 2010 [cit. 2017-05-28]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=29102
- [8] Straight-tube heat exchanger. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-05-28]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/Category:Heat_exchanger_diagrams
- [9] DVORSKÝ, Emil a Pavla HEJTMÁNKOVÁ. *Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie*. Praha: BEN - technická literatura, 2005. ISBN 80-7300-118-7.
- [10] *TEDOM* [online]. [cit. 2017-05-30]. Dostupné z: <http://kogenerace.tedom.com>
- [11] BLEJCHAŘ, Tomáš. *Turbulence: Modelování proudění - CFX* [online]. Ostrava, 2012 [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: <http://www.person.vsb.cz/archivcd/FS/Tur/Turbulence.pdf>
- [12] LEVÝ, Tomáš. *Numerický výpočet 3D stupně vzduchové turbíny*. Plzeň, 2016.
- [13] VLČEK, Petr. *Modelování turbulentního proudění* [online]. Praha [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: <http://chps.fsid.cvut.cz/pt/2013/pdf/3509.pdf>
- [14] URUBA, Václav. *Turbulence*. 2., přeprac. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2014. ISBN 978-80-01-05600-4.
- [15] LINHART, Jiří. *Mechanika tekutin I*. 2. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2009. ISBN 978-80-7043-766-7.

Seznam obrázků

Obr. 1: Tepelný tok procházející jednotkovou plochou [2]	14
Obr. 2: Průběh rychlosti při turbulentním proudění [2]	21
Obr. 3: Schéma proudění tekutin souproudého výměníku	23
Obr. 4: Průběhy teplot teplé a studené tekutiny souproudého výměníku [6]	23
Obr. 5: Schéma proudění tekutin protiproudého výměníku	23
Obr. 6: Průběhy teplot teplé a studené tekutiny protiproudého výměníku [6]	23
Obr. 7: Schéma proudění tekutin křížového výměníku [6]	24
Obr. 8: Schéma proudění tekutin kombinovaných výměníků [6]	24
Obr. 9: Schéma plášťového výměníku s rovnými trubkami [8]	25
Obr. 10: Plášťový výměník s rovnými trubkami [7]	25
Obr. 11: Schéma dvoutrubkového výměníku [8]	25
Obr. 12: Schéma vlásenkového výměníku s U-trubkami [8]	26
Obr. 13: Schéma výměníku se šroubovitě vinutými trubkami [6]	26
Obr. 14: Princip úspory energie pomocí KVET [10]	27
Obr. 15: Princip trigenerace [10]	28
Obr. 16: Schéma kogenerační jednotky se spalovacím motorem [9]	29
Obr. 17: Typy 3D prvků použitelných v programu ANSYS CFX [11]	33
Obr. 18: Výsledky řešení N-S rovnic odlišnými přístupy [14]	34
Obr. 19: Metody matematického modelování stacionárního proudění [11]	35
Obr. 20: Přehled turbulentních modelů [11]	35
Obr. 21: Původní zadaná geometrie	37
Obr. 22: Geometrie bez nepotřebných částí	37
Obr. 23: Umístění vstupu chladiva pro varianty 1, 2 a 4	38
Obr. 24: Umístění vstupu chladiva pro variantu 3	38
Obr. 25: Výpočetní síť – svody	40
Obr. 26: Výpočetní síť - spaliny	40
Obr. 27: Sestavený výpočetní model varianty bez přepážek	42
Obr. 28: Residuály sledovaných veličin pro spaliny	43
Obr. 29: Residuály sledovaných veličin pro chladivo – nahoře vlevo V1, vpravo V2, dole vlevo V3, vpravo V4	43
Obr. 30: Rychlost proudění chladiva ve středním řezu výměníku, V1	44
Obr. 31: Vektory rychlostí ve středním řezu výměníku, V1	44
Obr. 32: Teplota chladiva ve středním řezu výměníku, V1	45
Obr. 33: Proudnice chladiva zbarvené dle rychlosti, V1	45
Obr. 34: Proudnice chladiva zbarvené dle teploty, V1	45
Obr. 35: Rychlost proudění chladiva ve středním řezu výměníku, V2	46
Obr. 36: Teplota chladiva ve středním řezu výměníku, V2	46
Obr. 37: Proudnice chladiva zbarvené dle rychlosti, V2	46
Obr. 38: Proudnice chladiva zbarvené dle teploty, V2	47
Obr. 39: Rychlost proudění chladiva v řezu posunutém oproti střednímu řezu výměníku, V3	47
Obr. 40: Teplota chladiva v řezu posunutém oproti střednímu řezu výměníku, V3	47
Obr. 41: Rychlost proudění chladiva ve středním řezu výměníku, V3	48
Obr. 42: Teplota chladiva ve středním řezu výměníku, V3	48
Obr. 43: Vektory rychlosti zobrazené po průřezu chladiva	48
Obr. 44: Proudnice chladiva zbarvené dle rychlosti, V3	49
Obr. 45: Proudnice chladiva zbarvené dle teploty, V3	49

Obr. 46: Proudnice chladiva zbarvené dle rychlosti, V4.....	49
Obr. 47: Proudnice chladiva zbarvené dle teploty, V4	50
Obr. 48: Rychlost proudění chladiva ve středním řezu výměníku, V4	50
Obr. 49: Teplota chladiva ve středním řezu výměníku, V4	50
Obr. 50: Teplota spalin na výstupu ze spalinovodu, V1	51
Obr. 51: Vektory rychlosti v oblasti ohybu proudu spalin a v oblasti odtržení proudu.....	51

Seznam tabulek

Tab. 1: Emisní parametry spalovacích motorů [9]	30
Tab. 2: Nastavení parametrů sítě pro chladivo.....	39
Tab. 3: Nastavení parametrů sítě pro svody	40
Tab. 4: Přehled počtu buněk výpočetních sítí	41
Tab. 5: Nastavení typu materiálů a okrajových podmínek pro výpočet.....	41
Tab. 6: Celkové výsledky	52