

# Návrh spalínového výměníku pomocí CFD ANSYS Fluent

Kryštof Heger<sup>1,\*</sup>

<sup>1</sup> ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav Energetiky, Technická 4, 166 07 Praha 6, Česká republika

## Abstrakt

Práce se zabývá problematikou spalínového výměníku, který je součástí kogenerační jednotky firmy TEDOM a.s. Stěžejní část práce je věnována simulování proudění ve spalínovém výměníku a jeho následných geometrických úpravách pomocí programu využívajícího metody konečných objemů, a to CFD programu ANSYS Fluent. Výsledkem práce je návrh a vyhodnocení geometrických úprav výměníku, které jsou pro firmu TEDOM a.s. optimální a které nikoliv. Ve spalínovém výměníku jsem se věnoval části spalín, kde bylo použito rovnic pro proudění a přestup tepla. Tato akademická práce je svým rozsahem a náročností řešení ojedinelá.

*Klíčová slova:* Spalínový výměník, Kogenerační jednotka, TEDOM a.s., CFD, ANSYS Fluent, SpaceClaim, CFD-POST

## 1. Kogenerační jednotka

### 1.1. Úvod

Tato práce se zabývá kogenerační jednotkou od firmy TEDOM a.s. a to konkrétně modelem CENTO T200. Kogenerační jednotka (KJ) spaluje zemní plyn v zážehovém motoru, který je hřídelí připojen na generátor elektrického proudu. Dále spaliny vycházející z motoru jsou potrubím dopraveny do spalínového výměníku, kde předávají teplo médiu, které je využito pro technologické účely. Spalínový výměník umožňuje využití zbytkového tepla spalín a tím výrazně zvyšuje účinnost kogenerační jednotky, protože zde dochází k využití zbytkového tepla spalín, které by se jinak zmařilo vypuštěním do atmosféry. Ve spalínovém výměníku dochází k přestupu tepla z teplejšího média (spaliny vystupující ze spalovacího motoru jednotky) do chladnějšího média-chladivo (voda+ ethylen glycol). Ohřáté chladiivo je následně využito jako technologické teplo. Tento proces, kdy se vyrábí obě složky, jak elektrická energie  $E$  (v generátoru) tak tepelná energie  $Q$  (tepelná energie dodaná chladičivému médiu) se nazývá kogenerace zkratkou KVET a dochází při ní k úsporám paliva oproti oddělené výrobě. Kombinovanou výrobu elektrické a tepelné energie charakterizuje modul teplotní výroby energie  $e$ , který je ovlivněn tím, že náš požadavek na výrobu el. energie je primární, a tudíž je snaha výrobců KJ o co nejvyšší hodnotu  $e$ .

$$e = \frac{E}{Q} \quad (1)$$

V současné době výrobci KJ dosahují hodnot  $e = 0,8 - 1$ . Problém ovšem nastává, tím že množství vyrobené el. energie je závislé pouze na účinnosti spalovacích motorů. Ty jsou omezeny tepelnými cykly a v současné době menší jednotky kolem 100 kW mají motory dosahující účinnosti kolem 40-42 % a větší motory v jednotkách kolem 1000 kW mají účinnosti až kolem 45 %. Tyto hodnoty jsou téměř na svém technologickém maximu a lze jen těžko počítat do budoucna s účinnostmi blízcími se 50 %. Z tohoto důvodu se současný vývoj také zaměřuje na zvyšování tepelné účinnosti kogeneračních jednotek. Tato

práce se snaží navrhnout možné změny spalínového výměníku, které povedou ke zvýšení tepelné účinnosti jednotky a zároveň neovlivní množství vyrobené el. energie tzn. tlakové ztráty spalín na výstupu z motoru nepřekročí maximální požadovanou hodnotu. Na obrázku č.1 je kogenerační jednotka typu CENTO T200 od firmy TEDOM a.s.



Obr. 1. KJ TEDOM CENTO T200 [1]

Tento typ KJ je vhodný pro provoz zdroje centrálního zásobování teplem o malé až střední velikosti. Investoři do tohoto typu KJ jsou například majitelé lokální vytápění, systémy centrálního zásobování teplem jako nemocnice, hotely, penziony, školy, obchodní domy, bazény, lázně, sportovní centra či průmyslové podniky atp.

### 1.2. Schéma kogenerační jednotky

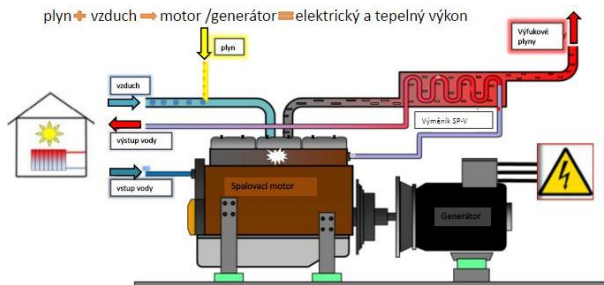
Základem KJ jsou dva okruhy – spalínový a chladičivý, které jsou od sebe vždy odděleny. Dalšími okruhy jsou například olejový a další, které v této práci nebudou detailněji probírat.

Spalínový okruh je na vstupu tvořen směsí paliva a vzduchu a na výstupu vychlazenými spalínami s danými parametry emisí. Vzduch je nasáván přes filtr a je ve směšovači mísen s palivem (Zemní plyn nebo Bioplyn) v daném poměru a dále dopravován do spalovacího motoru,

\* Kontakt na autora: Krystof.Heger@fs.cvut.cz

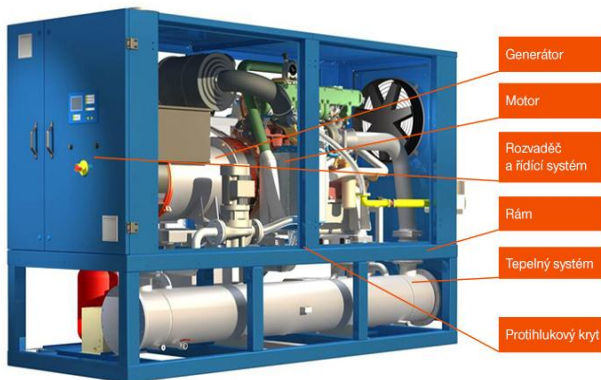
kde se jeho spálením předá část energie generátoru el. energie. Následně jsou spaliny odvedeny do spalovacího motoru, kde předávají tepelnou energii a přes tlumiče a katalyzátor jsou odvedeny ven.

Chladicí okruh obsahuje 2-3 různé okruhy. Primární okruh je vnitřní uzavřený tlakový okruh, který odebírá teplo z vodního pláště motoru a předává ho do sekundárního okruhu. Sekundárním okruhem je zajištěno vyvedení tepelného výkonu (získaného chlazením spalovacího motoru a spalin) z kogenerační jednotky ke spotřebiči. K této výměně dochází právě ve spalinovém výměníku. Technologický okruh představuje okruh chlazení plnicí směsí ohřáté stlačením v turbokompresoru. Tento okruh je realizován pouze u některých typech kogeneračních jednotek. Pro tuto práci je podstatný především sekundární okruh, kde je nutné znát složení chladicí směsi a vstupní a výstupní teplotu ve spalinovém výměníku. Na následujících třech obrázcích je shrnuto základní schéma KJ.



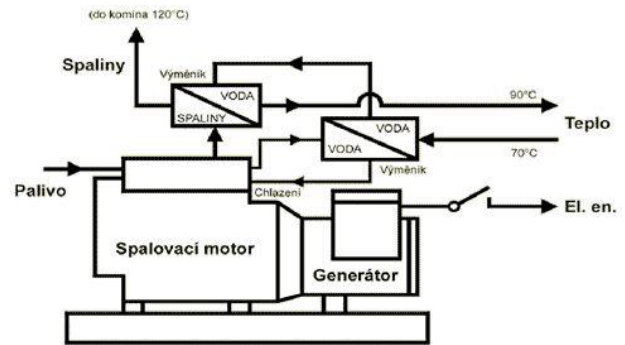
Obr. 2. Základní schéma KJ [1]

Na obrázku č.2 představuje domeček spotřebitele, jak elektrické, tak i tepelné energie. Jednotka může pracovat jak v ostrovním režimu, nouzovém režimu tak i s paralelním připojením na síť v případě odběru el. energie. V případě odběru tepelné energie může objekt zásobovat jak TUV, ÚV tak i energii pro technologické účely.



Obr. 3. Základní popis KJ [1]

Na obr. 3 je klasické kontejnerové schéma od firmy TEDOM a.s. Firma dodává i jednotky na přání, kde lze jednotlivé uspořádání upravit a nedávat do kontejneru. Je-li jednotka v kontejneru a má protihlukový kryt pak při plném výkonu jednotka dosahuje maximálního hluku 60dB. V této práci se zaměřím na tepelný systém, kde se využívá odpadního tepla spalin k ohřevu chladicího média, které se dále využívá například na ohřev teplé užitkové vody či na ústřední topení. Tepelný systém tvoří soustava potrubí umístěná za motorem, kde může být dále umístěno turbodmychadlo, spalinové výměníky, tlumiče, katalyzátory případně další prvky dle přání zákazníka.

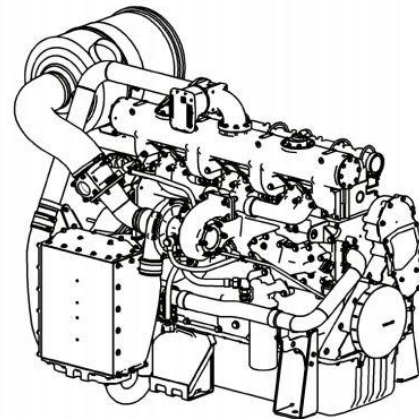


Obr. 4. Schéma okruhů KJ [1]

Na obrázku č.4 je naznačeno principiální schéma okruhů jednotky, která má spaliny vychlazené na 120 °C. Primární i sekundární oběh se vstupní teplotou 70 °C a výstupní teplotou 90 °C, běžně značeno 90/70 °C, který je vhodný například pro UV či TUV.

### 1.3. Spalovací motor jednotky

Srdcem kogenerační jednotky je spalinový motor na zemní plyn, který vznikl upravením spalovacího naftového motoru z nákladního auta viz následující obrázek motoru. Motor při plném výkonu má spotřebu zemního plynu 54,9 m<sup>3</sup>/h s účinností 41 %.



Obr. 5. Motor TG 210 G5V TW 86 obrys [1]

Důležité technické parametry motoru jsou shrnuty v následující tabulce od výrobce motoru.

Tabulka 1. Základní hodnoty motoru [1]

Popis parametrů	Ozn.	Hodnota	Jednotka
Souč. přeb. vzduchu	$\lambda_{vz}$	1,63	[-]
Teplota sp. za turbem	$t_{sp}$	529	[°C]
Hm. průtok spalin	$m_{sp}$	1160	[kg/h]
Max. protitlak výfuku	$\Delta p_{max}$	4,9	[kPa]

Součinitel přebytku vzduchu ovlivní termofyzikální vlastnosti spalin. Teplota na vstupu do výměníku je rovna teplotě na výstupu z turbodmychadla. Maximální protitlak udává, jak velká může být tlaková ztráta celé soustavy za turbodmychadlem tzn. tlaková ztráta výstupního potrubí, katalyzátoru, tlumiče a také spalinového výměníku.

### 1.4. Funkce spalinového výměníku

Tento typ výměníku je tzv. shell and tube a je žárotrubný s protiproudým zapojením. Jak jsem již uvedl, že dochází zde k přestupu tepla ze spalin (uvnitř trubek) a z nich přes stěnu trubky do chladicího média tzn. jde o jednofázovou

výměnu (spaliny-plyn vs. chladicí médium-tekutina). Pro možný návrh výměníku potřebuji určit termofyzikální vlastnosti látek a médií mezi kterými přestup tepla probíhá. Ze spalovacího motoru vycházejí spaliny, které mají na vstupu do výměníku teplotu 529 °C a na výstupu je požadována teplota 120 °C. Chladicím médiem je směs vody a nemrznoucí a protikorozní kapaliny (ethylen-glycol) v poměru 65/35. Do následující tabulky shrnu parametry médií ve výměníku, které zároveň budou tvořit okrajové podmínky pro CFD výpočet ve druhé části práce.

Tabulka 2.+ 3. Okrajové podmínky výměníku Spaliny-Voda [1]

Výfukové plyny - spalování zemního plynu			
Teplota vstup	$t_{sp1}$	529	°C
Teplota výstup	$t_{sp2}$	120	°C
Tlak spalin	$p_{sp}$ (g)	1	kPa
Hmotnostní průtok	$m_{sp}$	1160	kg/h
Směšovací poměr	$\lambda_{vz}$	1,63	-
Chladicí kap. - voda 65% + ethylen glycol 35%			
Teplota vstup	$t_{chl1}$	88	°C
Teplota výstup	$t_{chl2}$	95	°C
Tlak spalin	$p_{chl}$ (g)	1,5	Bar
Hmotnostní průtok	$m_{chl}$	5,2	l/s
Materiál trubek	ocel	11 353	

Pro tento typ spalinového výměníku je pro výsledné určení velikosti prostupu tepla limitujícím faktorem strana spalin. Proto pro návrh spalinového výměníku je nejdůležitější právě strana spalin, které se věnuji v CFD simulacích v druhé části této práce. Pro zvýšení účinnosti spalinového výměníku je snahou maximalizovat plochu na straně spalin tzn. uvnitř trubek. Máme dvě možnosti. Zvýšit průměr trubek nebo zvýšit počet trubek. První možnost vede ke snížení rychlosti spalin a tím snížení součinitele prostupu tepla, který sníží účinnost výměníku, ale také tlakové ztráty. Druhou možností je prodloužení trubek, která povede ke zvýšení účinnosti výměníku ovšem na úkor zvýšení tlakových ztrát a také na vyšší pořizovací cenu. Ze zadání plyne, že nemám měnit geometrii trubek. Trubky jsou uspořádány v šestihranném uspořádání s počtem trubek 121. Polotovarem jsou bezešvé trubky z konstrukční oceli 11 353 o rozměrech 22x1,5x2500, které jsou válcovány a následně přivařeny do trubkovnic výměníku. Proto jediné, co budu moci upravovat je poloha a velikost vstupních a výstupních hrdel, či komor.

### 1.5. Analýza spalin

V této kapitole jsem využil výsledků z chemické analýzy zemního plynu [1] a provedl určitá zjednodušení. Zjednodušil jsem složení zemního plynu, který je tvořen ze sta procent pouze molekulami metanu, ethanu a propanu. Následně jsem vypočetl molární objemové koncentrace spalin. Velký vliv na výsledné vlastnosti, a především na součinitel přestupu tepla na straně spalin, má koncentrace vodní páry vzniklá při hoření. Tyto rozdíly v molárních objemových koncentracích jsou patrné z následující tabulky, kde jsou také zobrazeny prvky jako dusík, kyslík, oxid uhličitý a voda.

Tabulka 3. Molární objemové koncentrace spalin [1]

Prvek	Mol. obj. koncentrace - Suché spaliny	Mol. obj. konc. - Vlhké spaliny
N <sub>2</sub>	84,3	73
O <sub>2</sub>	8,7	7,6
CO <sub>2</sub>	7	6
H <sub>2</sub> O	-	13,4
celkem	100	100

Následně jsem pro vlhké spaliny hledal fyzikální vlastnosti. V softwaru REFPROP jsem si nadefinoval směs s danou molární objemovou koncentrací vlhkých spalin viz. tabulka 3. Nicméně tento program neumí pracovat se směsí s vyšší molární objemovou koncentrací, než je 5 %. Proto jsem musel vyhledat tyto vlastnosti spalin středního složení v literatuře [2] na straně 49 a v internetovém zdroji [3]. Fyzikální vlastnosti spalin se od sebe příliš neliší tzn. nezáleží na palivu, které se spaluje a pro účely této práce lze tyto odchylky zanedbat tzn. vlastnosti jsou závislé jen na teplotě [4].

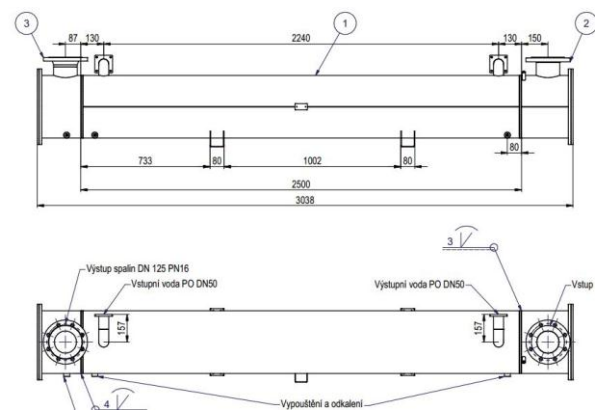
Tabulka 4. Fyzikální vlastnosti spalin [2,3,4]

	v	$\lambda$ sp	Pr	$\rho$	cp
Tep- lota	Kin. visk.	Tep. vo- div.	Pra. číslo	Hustota	Tepelná kapacita
T[°C]	[m <sup>2</sup> /s] E-05	[W/m K]	[-]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[J/kgK]
0	1,190	0,0228	0,74	1,295	1042
100	2,080	0,0319	0,7	0,95	1068
200	3,160	0,0401	0,67	0,748	1097
300	4,390	0,0484	0,65	0,617	1122
400	5,780	0,057	0,64	0,525	1151
500	7,300	0,0656	0,62	0,457	1185
600	8,940	0,0742	0,61	0,405	1214
700	10,70	0,0827	0,6	0,363	1239

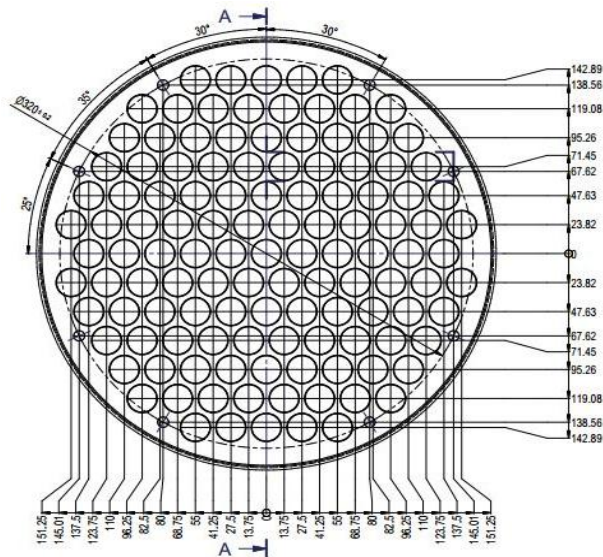
Hodnoty jsem použil pro definování vlastností spalin v následujících kapitolách, kdy jsem pracoval s programy od firmy ANSYS a především v programu Fluent, SpaceClaim a CFD-Post.

### 1.6. Spalinový výměníku – geometrie

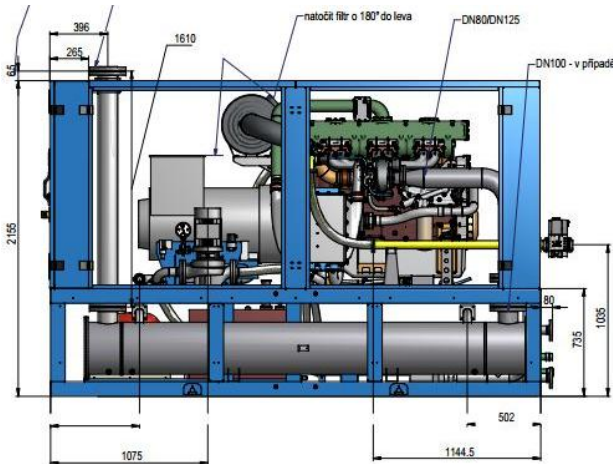
Tato kapitola bude obsahovat geometrické rozměry výměníku, podle kterých jsem výměník modeloval v ANSYS SpaceClaim. Všechna data jsem obdržel od firmy TEDOM a.s.



Obr. 6. Výkres vnějších rozměrů výměníku [1]



Obr. 7. Výkres trubkovnice [1]



Obr. 8. Výkres spalínového potrubí [1]

Nyní mám již všechny podklady a mohu pokročit již k samotným CFD simulacím.

## 2. CFD simulace ve výměníku

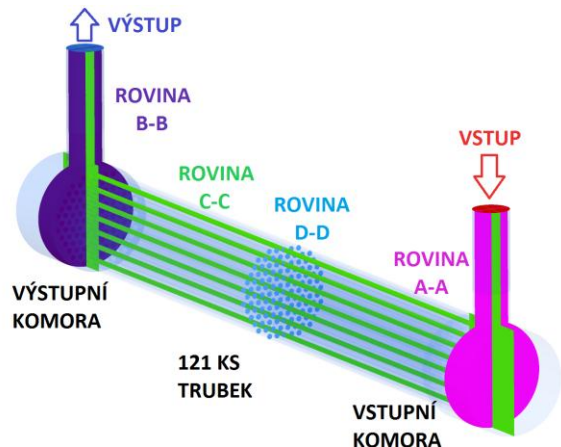
### 2.1. Úvod

Vzhledem k rozsáhlosti úlohy jsem zvolil, že se zaměřím v simulacích jen na stranu spalin a to především na stranu proudění spalin. Nejvíce se zaměřím na tlakové ztráty výměníku, které jsou pro výrobce TEDOM a.s. nejdůležitější a budu se snažit najít optimální řešení pro tento typ výměníku. Pro reálné výsledky jsem musel nastavit ochlazování spalin v trubkách tak, abych docílil požadované výstupní teploty kolem 120 °C.

### 2.2. Tvorba geometrie

Geometrii jsem vytvořil v programu ANSYS SpaceClaim 17.2. Zde jsem rovnou modeloval inverzní objem výměníku, kde proudí spalin. Výměník jsem rozdělil na čtyři díly, jednou uprostřed přes všechny trubky, abych mohl vyhodnocovat průtoky v jednotlivých trubkách. Další rozdělení jsem provedl ve vstupním a výstupním hrdle. Jejich délka je 100 mm ke kompenzátorům objemu, ale pro účely řešení jsem musel hrdla prodloužit, abych zamezil zpětnému proudění, tudíž jsem přidal 275 mm ke každému hrdlu, abych zajistil délku hrdel alespoň 3xDN125.

Na následujícím obrázku je model výměníku s rovinami, které jsou pro vyhodnocování výsledků důležité.

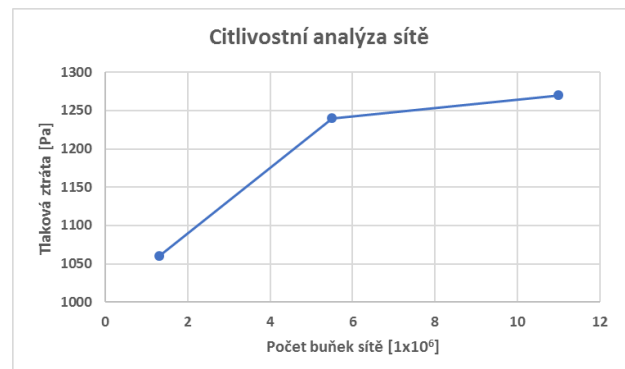


Obr. 9. Geometrie a důležité roviny výměníku CFD-Post

Dále mohu přejít k samotné diskretizaci řešení.

### 2.3. Síťování – diskretizace řešení

Síťoval jsem v programu ANSYS Fluent Meshing 17.2. Tento program je pro složitější síť nevhodnější, ale také uživatelsky nejnáročnější. Na začátku jsem provedl citlivostní analýzu sítě viz. následující graf. Velikost sítě byla řízena především kvalitou povrchové sítě a také aspect ratio.



Obr. 10. Citlivostní analýza sítě

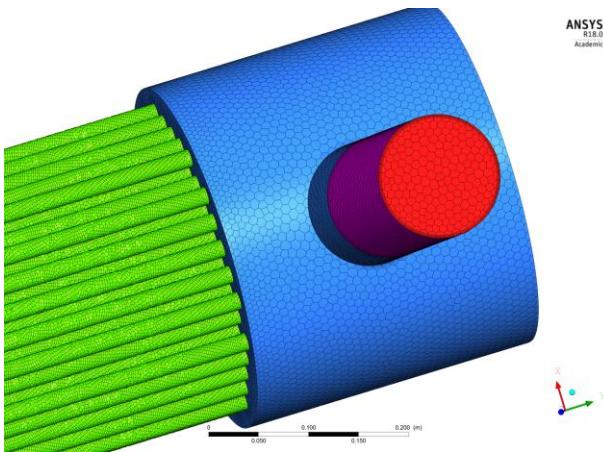
Z této analýzy jsem vybral tu síť, kde už se tlaková ztráta příliš neměnila tzn. tu nejlepší síť, co jsem byl schopen vygenerovat. Dále popíši tvorbu této sítě.

Importoval jsem geometrii ze SpaceClaimu v milimetrech. Použil jsem prvek size field s těmito hodnotami a vytvořil povrchovou a poté objemovou síť.

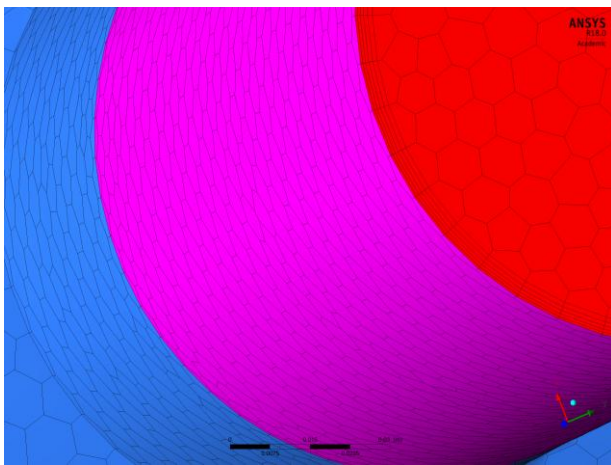
Tabulka 5. Tvorba sítě

Tvorba povrchové sítě		Objemová síť- Polyhedry	
Min size	4	Growth rate	1,2
Max size	9	<b>Mezní vrstva- Prismy</b>	
Curv. angle	10	First aspect ratio	20
Edge proximity		Number of layers	5
Cells per gap	6	Rate	1,2

Síť má 11,4x10<sup>6</sup> buněk a pro její generování a práci s ní potřebuji, alespoň 16 GB RAM počítač, tudíž jsem pro veškerou práci musel pobývat ve škole v počítačové učebně energetiky. Síť jsem také zkoušel vytvářet pomocí programu ANSYS Workbench Meshing, ale tento program nebyl zdaleka tak dobrý pro tuto geometrii.



Obr. 11. Povrchová síť



Obr. 12. Detail povrchové sítě- mezní vrstva na vstupní trubce

## 2.4. Nastavení řešení

Samotný výpočet jsem prováděl v ANSYS Fluent 17.2 Research verze na školním serveru ELA (konfigurace HP ProLiant DL560 G9, 4 procesory Intel Xeon E5-4627 v3, 10-jádrové, 2.60 GHz, paměť 256 GB RAM). Nastavení case souboru je v následující tabulce.

Tabulka 6. Nastavení case souboru

Řešení - nastavení case souboru	
General	Pressure-based
	Steady time
	Gravitace v ose x=-9,81 m/s <sup>2</sup>
Models	Energy ON
	Viscous k-ε realizable
	Enhanced wall function
	Coupled scheme
Solution Methods	Second order
	Pseudo transient
	Warped-Face gradient correction
	Hybrid

Tento case soubor jsem vždy nahrál do jiné geometrie. Okrajové podmínky jsem použil z tabulky 2,3 a 4. Teplotu na výstupu z výměníku, která má být 120 °C, jsem řídit pomocí součinitele přestupu [5,6,7].

Při výpočtu jsem čekal, až kontrolované monitory a residua klesnout pod dostatečnou úroveň. Takový výpočet

je dosti časově náročný vzhledem k množství 11.4 milionů buněk a zapnutí tří rovnic – Flow; Turbulence; Energy. Při možnosti využití všech 40 jader serveru, trvá úloha přibližně 12 hodin.

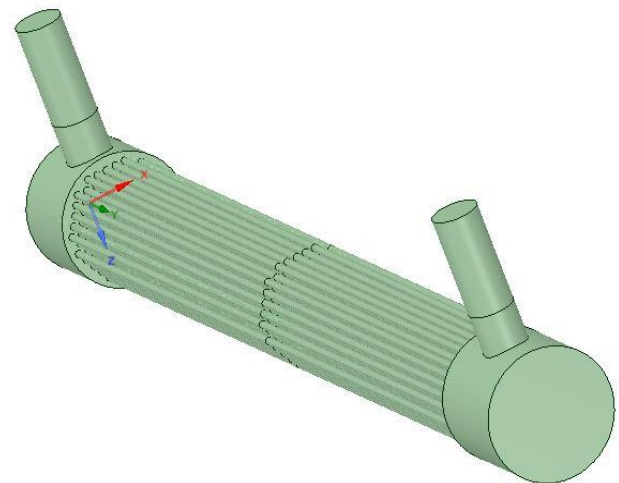
## 2.5. Geometrické úpravy výměníku

Dále jsem provedl 8 geometrických úprav výměníku, které by firmu TEDOM a.s. a mne mohly zajímat. Vygeneroval jsem se stejnými parametry síť, kterou jsem načel do stejného řešení, abych mohl vyhodnocovat výsledky. Geometrické úpravy jsem shrnul do následující tabulky.

Tabulka 7. Geometrické úpravy

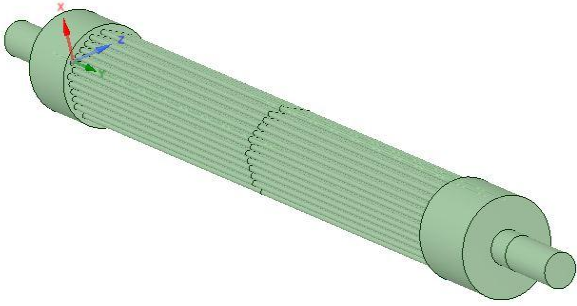
Var.	Charakteristika úpravy	Hrdla		Komory délka	
		Průměr	Pozice	Vstup	Výstup
1.	Současný stav	DN 125	Rad	300	237
2.	Ax. vstup i výstup	DN 125	Ax	300	237
3.	Ax. vst. Rad. výst.	DN 125	Obě	300	237
4.	Rad. vst.Ax. výst.	DN 125	Obě	300	237
5.	Hrdla DN150	DN 150	Rad	300	237
6.	Hrdla DN200	DN 200	Rad	300	237
7.	Zkrácené komory	DN 125	Rad	174	174
8.	Hrdla otočena 90°	DN 125	Rad	300	237
9.	Hrdla otočena 180°	DN 125	Rad	300	237

A následně jsem pro ilustraci přidal všechny obrázky jednotlivých geometrií ze SpaceClaimu.

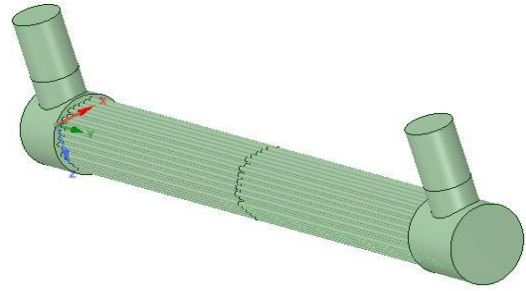


Obr. 13. Původní geometrie varianta 1.

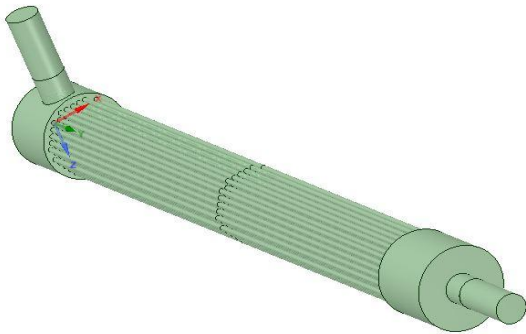
Výměník byl tvořen ze 4 částí: vstupní a výstupní hrdlo, vstupní a výstupní část výměníku. Výměník jsem musel takto rozdělit, abych mohl mít řez středu jednotlivých viz. vyhodnocování hmotnostního průtoku v jednotlivých trubkách. Všechny vnitřní plochy jako vnitřní plocha vstupního a výstupního hrdla, a již zmíněné plochy na jednotlivých trubkách, byly zadány typu internal. Celý výměník byl modelován jako typ shared. Na následujících 8 obrázcích jsou jednotlivé geometrické změny.



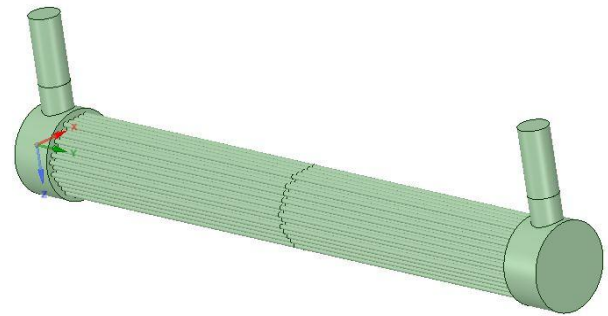
*Obr. 14. Axiální hrdla varianta 2.*



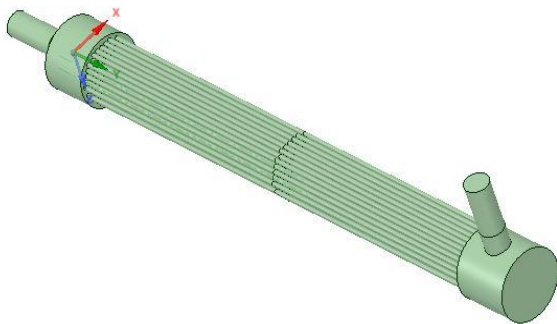
*Obr. 18. Rozšířená hrdla DN 200 varianta 6.*



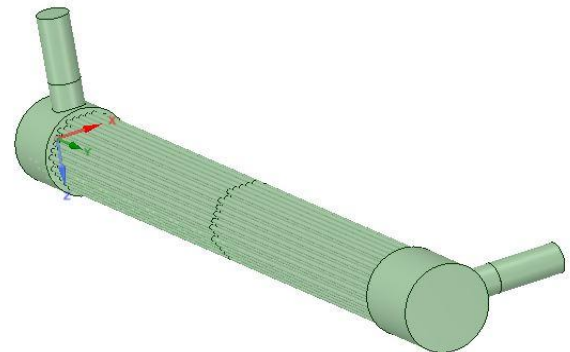
*Obr. 15. Axiální vstup Radiální výstup varianta 3.*



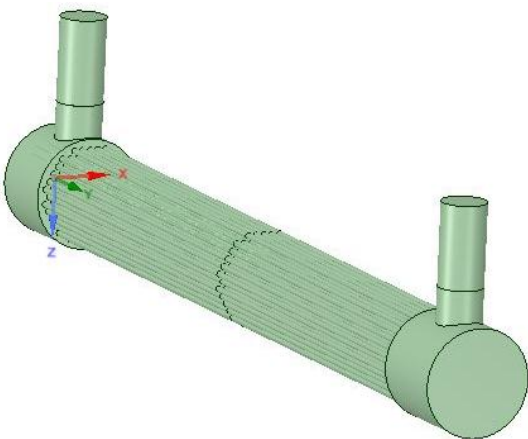
*Obr. 19. Krátké komory varianta 7.*



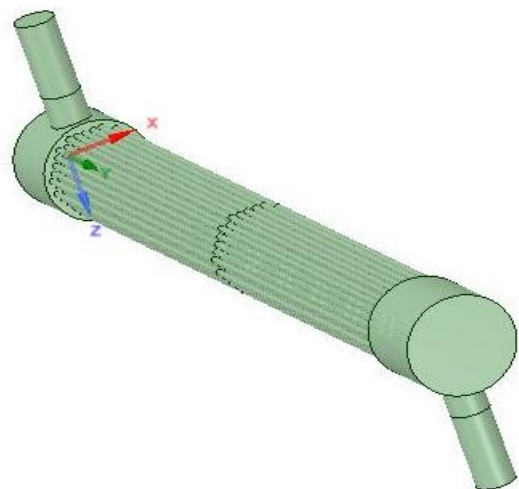
*Obr. 16. Radiální vstup Axiální výstup varianta 4*



*Obr. 20. Pootočená hrdla o 90° varianta 8.*



*Obr. 17. Rozšířená hrdla DN 150 varianta 5.*



*Obr. 21. Pootočená hrdla o 180° varianta 9.*

## 2.6. Vyhodnocení výsledků tlakových ztrát

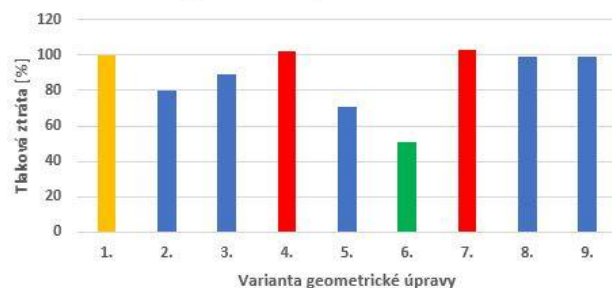
Nyní mohu přejít k samotnému vyhodnocování výsledků. Nejpodstatnější výsledek pro výrobce TEDOM a.s. je tlaková ztráta v celém výměníku. V následující tabulce jsem shrnul tlakové ztráty všech geometrických variant.

Tabulka 8. Tlaková ztráta jednotlivých variant

Var.	Charakteristika úpravy	Hrdla	Tlak. ztráta
		Průměr	%
1.	Souč. stav – 1270 Pa	DN 125	100
2.	Ax. vstup i výstup	DN 125	80
3.	Ax. vst. Rad. výst.	DN 125	89
4.	Rad. vst. Ax. výst.	DN 125	102
5.	Hrdla DN150	DN 150	70
6.	Hrdla DN200	DN 200	51
7.	Zkrácené komory	DN 125	103
8.	Hrdla otočena 90°	DN 125	99
9.	Hrdla otočena 180°	DN 125	99

A to samé jsem ještě shrnul do následujícího grafu.

Tlak. ztráta v procentech jednotlivých geom. variant v porovnání s původní variantou 1.



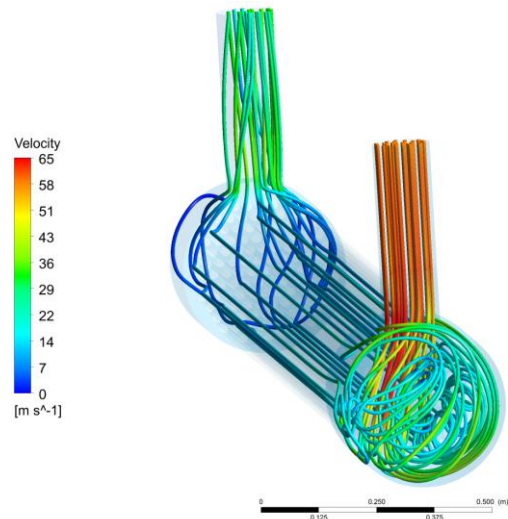
Obr. 22. Tlaková ztráta jednotlivých geometrií 100 %=1270 Pa

Žlutě jsem označil původní geometrii. Červeně, v kterých geometriích došlo k nárůstu tlakové ztráty a zeleně, kde došlo naopak k výraznému snížení. Výrobce TEDOM a.s. naměřil podobnou hodnotu tlakové ztráty v původní geometrii.

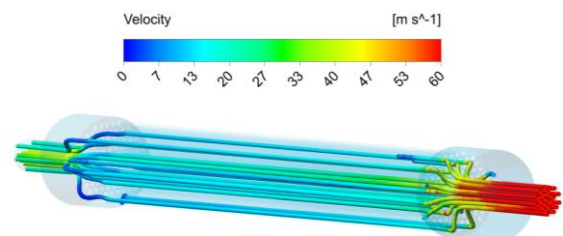
Z výsledků je patrna velká závislost na průměru hrdel, a to především na vstupním, kde jsou rychlosti nejvyšší. Při použití hrdla DN 200 se tlaková ztráta snížila téměř o 50%. Na tyto výsledky navazuje poznatek z umístění vstupního hrdla axiálně. Toto vede také k velké úspoře tlakové ztráty. Zkrácením komor zvýšíme tlakovou ztrátu, protože se posilní víry ve vstupní části. Samotné radiální natočení vstupních hrdel nemá téměř vliv na tlakovou ztrátu.

## 2.7. Vyhodnocení výsledků CFD-Post

V této kapitole se budu snažit znázornit jevy, které mají vliv na výsledné tlakové ztráty a další závěry, ke kterým jsem došel v minulé kapitole. Pro vyhodnocení výsledků budu využívat programu ANSYS CFD-Post. Vyhodnocovat výsledky budu dle obrázku č.9, kde jsou roviny zobrazeny. Jako první uvedu zobrazení výměníku, kde jsou zobrazeny proudnice rychlostí.

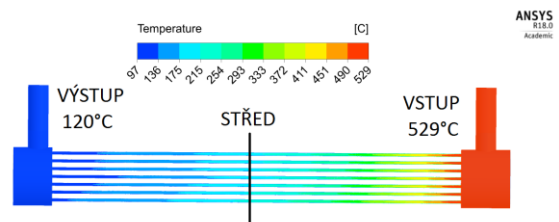


Obr. 23. Proudnice v celém výměníku



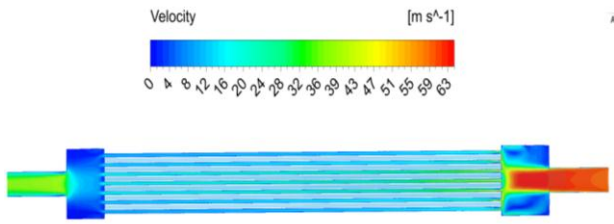
Obr. 24. Proudnice v axiální variantě 2

Z obr. 23 a 24. jsou patrné největší turbulence ve vstupní komoře, a proto se musím zaměřit především na ní. V axiální variantě jsou turbulence menší, ale co nyní není poznat je přetížení prostředních trubek. Tento trend je patrná v následující kapitole. V následujícím obrázku jsou zobrazeny teploty v řezu C-C výměníku.



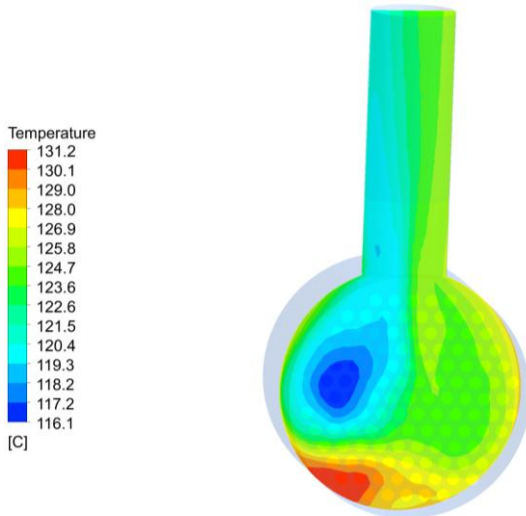
Obr. 25. Teplota spalin v řezu C-C

Z obr. 25. je patrný exponenciální průběh teplot tzn. hlavní ochlazení spalin proběhne již v první polovině výměníku. Teplota ve středu výměníku je přibližně rovna 240 °C, kde vyšší teploty uvnitř trubek je vždy tam, kde je vyšší hmotnostní průtok. V souvislosti se změnou teploty se mění měrný objem spalin a z toho plyne, že spaliny se podél trubek zpomalují. Tento jev je především poznat na tzv. Fouling faktoru, který definuje zanášení trubek, které se blízko výstupních komor zanášejí. Na vstupu do trubek je průměrná rychlost rovna 21 m/s, kdežto na výstupu je rychlost jen poloviční viz následující obrázek.



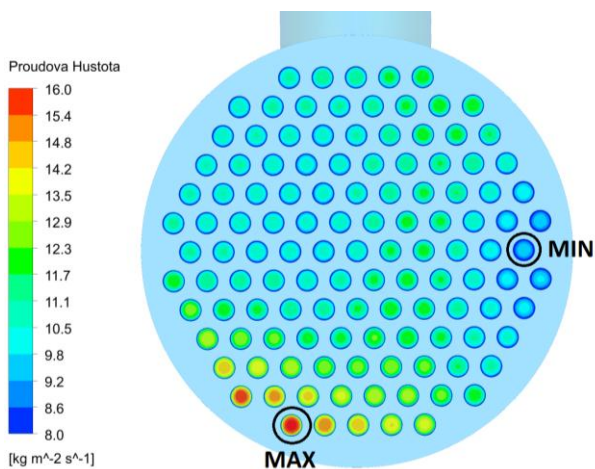
Obr. 26. Rychlosti spalín v řezu C-C axiální varianty 2

Tento poznatek definuje tlakovou ztrátu v komoře, která je na vstupní komoře mnohem větší než na výstupní. Na následujícím obrázku jsou zobrazeny teploty spalín ve výstupní komoře v řezu.

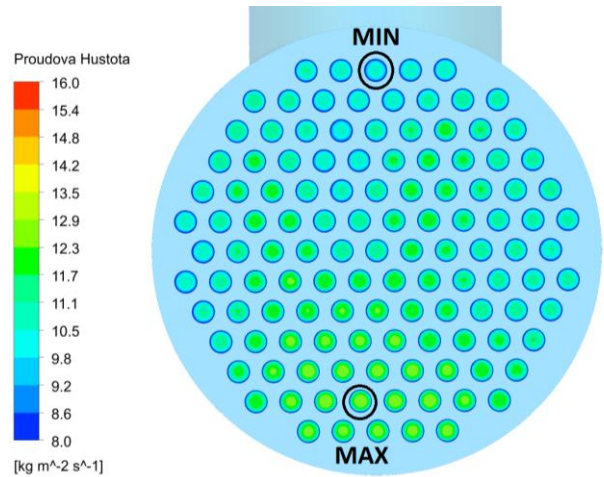


Obr. 27. Rozložení teplot ve výstupní komoře řez B-B

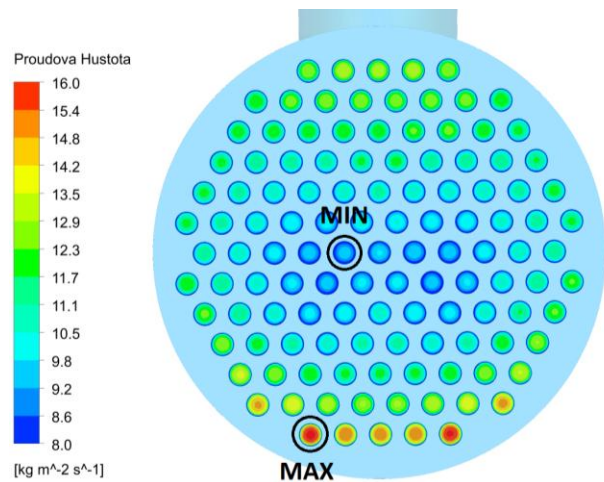
Z tohoto obrázku je patrné, že dolní levé trubky nejsou schopny spaliny vychladit. Patrně je v nich vyšší hmotnostní průtok a tudíž i vyšší teplota. Na tuto tzv. nehomogenitu hmotnostního průtoku se mohou podívat díky řezu D-D. Na následujících čtyřech různých geometriích porovnávám tento nestejný hmotnostní průtok díky funkci proudové hustoty v trubkách. Pro vlastní porovnání jsem zvolil škálu proudové hustoty od 8 - 16  $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ .



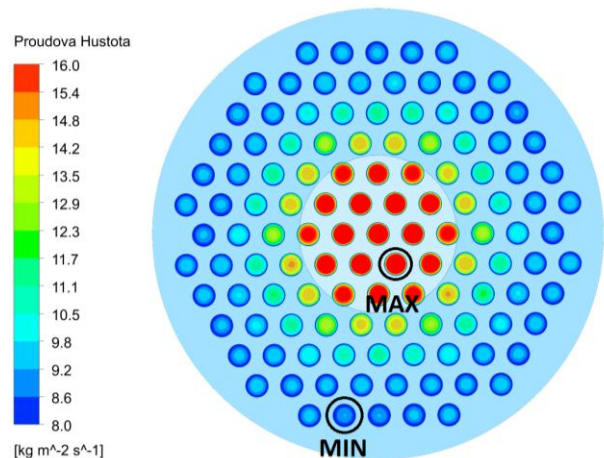
Obr. 28. Proudová hustota v trubkách v řezu D-D, Původní geometrie



Obr. 29. Proudová hustota v trubkách v řezu D-D, Rozšířená hrdla DN 200



Obr. 30. Proudová hustota v trubkách v řezu D-D, Zkrácené komory



Obr. 31. Proudová hustota v trubkách v řezu D-D, Axiální hrdla

Na obrázku 31. je velmi patrná nehomogenita hmotnostního toku a naopak při variantě na obrázku 29 téměř ideální. Na obr. 30 jsou patrné dva víry ve středu výměníku, které omezují průtok v prostředních trubkách. Do následující tabulky jsem shrnul absolutní hodnoty hmotnostních průtoků v daných minimálních a maximálních hodnotách.

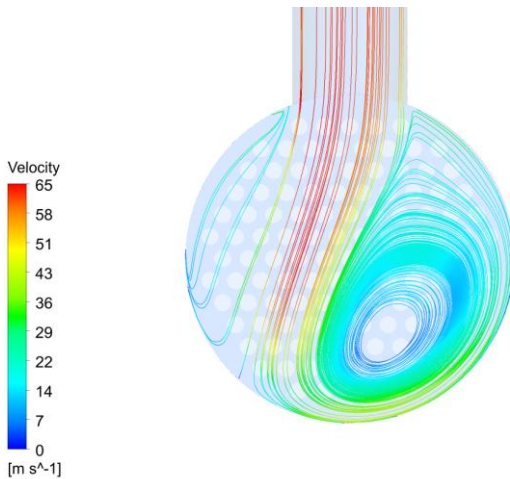


Tabulka 9. Hmotnostní průtoky Max/Min hodnoty na trubku

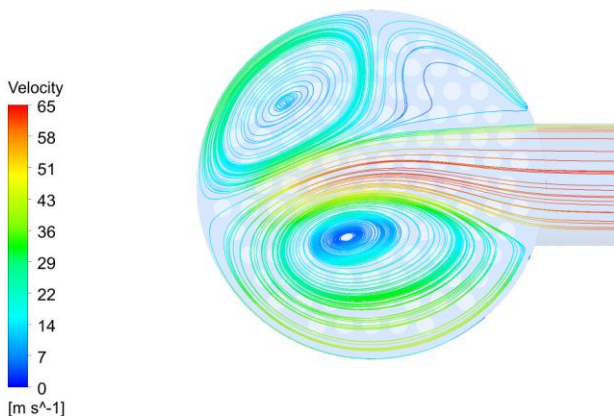
Varianta geometrie	Hm. Průtok [kg/s]			
	Max	Min	Průměr z Max/Min	Celkový
Původní geom.	0,0037	0,0022	0,00	0,357
Rožšířené DN200	0,0029	0,0025	0,0027	0,327
Zkrácené komory	0,0037	0,0021	0,0029	0,351
Axiální hrdla	0,0042	0,0021	0,0032	0,381
Ideální	<b>0,0027</b>	<b>0,0027</b>	<b>0,0027</b>	<b>0,322</b>

Z těchto geometrií si nejlépe vede ta s rozšířenými hrdly na obr. 28, protože v komorách nejsou vysoké turbulence a spaliny se mohou rovnoměrněji distribuovat do jednotlivých trubek. Kupodivu špatně si vedla geometrie s axiálními hrdly viz obrázek č.30, kde je patrné zahlcení trubek ve středu svazku. U varianty se zkrácenými komorami je patrné trend vyšších průtoků u krajů trubkového svazku. V tabulce jsem jako poslední geometrii uvedl teoreticky ideální distribuci počítanou z průtoku 0,322 kg/s na 121 trubek.

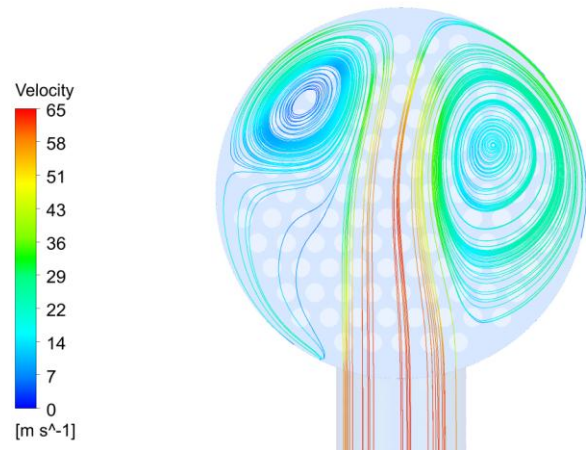
Na závěrečných obrázcích jsem zobrazil proudnice ve vstupní komoře v řezu A-A z nichž jsou patrné intenzity turbulencí, a tudíž tvorbě tlakových ztrát.



Obr. 32. Proudnice v řezu A-A, Původní geometrie

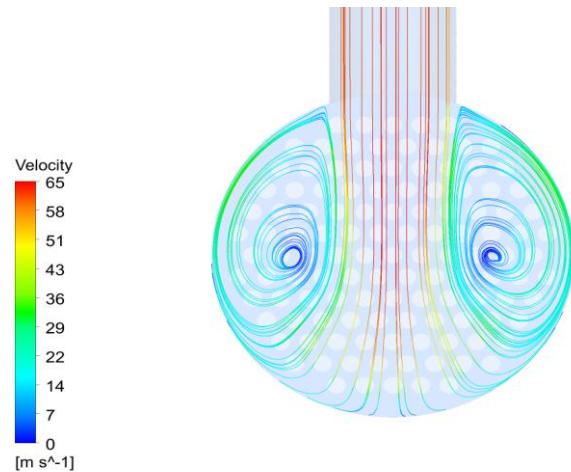


Obr. 33. Proudnice v řezu A-A, Otočená hrdla o 90°

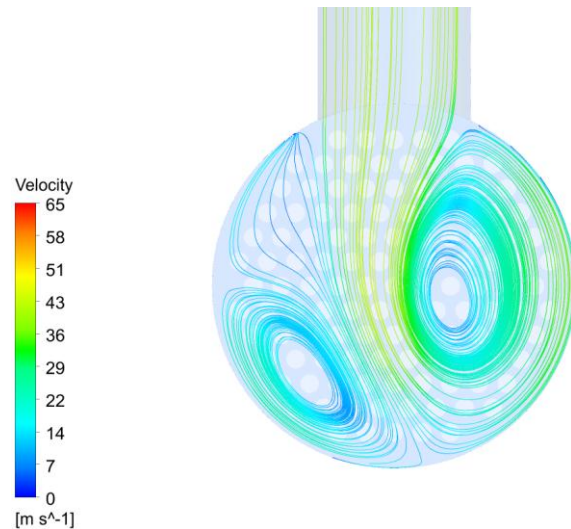


Obr. 34. Proudnice v řezu A-A, Otočená hrdla o 180°

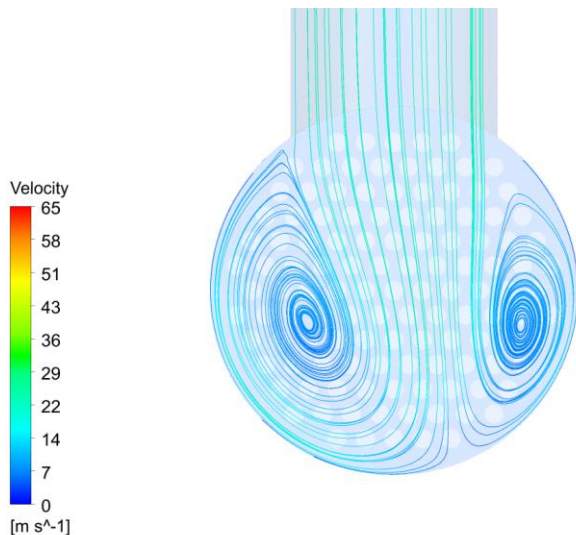
Obrázky 32-34 se příliš neliší a stejně tak ani tlak. ztráty. Následující obrázky se již liší podstatněji. Obr. 35 má silné dva víry viz porovnání s obr. 30, který má za následek zvýšení tlakové ztráty a snížení hmotnostního průtoku v prostředních trubkách. Tyto víry v komorách jsou v radiálním tak i axiálním směru. Pro snížení jejich intenzity je nutné především snížit jejich rychlost tzn. rozšířit hrdla.



Obr. 35. Proudnice v řezu A-A, Zkrácené komory



Obr. 36. Proudnice v řezu A-A, Hrdla DN 150



Obr. 37. Proudnice v řezu A-A, Hrdla DN 200

### 3. Celkový závěr z práce

Závěr této práce je důležitý pro výrobce kogeneračních jednotek TEDOM a.s. Práce simulovala proudění spalin ve spalínovém výměníku jednotky CENTO T200. Po síťové analýze a nastavení správného řešení pro simulaci proudění a přestupu tepla ve výměníku jsem navrhl 8 různých geometrických úprav komor a hrdel výměníku.

Nejpodstatnější kritérium pro výběr vhodného řešení pro mne byla hodnota tlakové ztráty ve výměníku viz. tabulka č.8. V původní geometrii hodnota tlakové ztráty dosahovala 1270 Pa. Při použití vstupních hrdel nikoliv na DN 125, ale DN 200 se tlaková ztráta redukuje na téměř 50 % tzn. 650 Pa. Další vhodnou úpravou je axiální přívod či odvod spalin. Tato úprava sníží tlakovou ztrátu, až na hodnotu 1020 Pa. Toto řešení je ovšem pro kontejnerové uspořádání jednotky z hlediska geometrických rozměrů nerealizovatelné. Po zmenšení délky výměníku o 174 mm, zkrácením komor, narostla ztráta na hodnotu 1304 Pa. Tato ztráta byla způsobena tvorbou silnějších vírů ve vstupní komoře, proto zkracování komor nedoporučuji.

Hodnoty tlakových ztrát téměř odpovídají naměřeným hodnotám tzn. liší se o 50 Pa. Tento rozdíl je daný především jinými fyzikálními vlastnostmi spalin, než které jsem vyhledal v literatuře [2,3,4], případně rozdílné geometrii, kde jsem musel provést určitá geometrická zjednodušení například: trubky mají na okrajích sražené hrany, v geometrii jsem je nechal ostré, abych zkrátil výpočetní čas řešení. Při práci jsem byl limitován výpočetním výkonem fakultních serverů a stolního PC v učebně Ústavu Energetiky. Snížením tlakových ztrát ve výměníku, vede k úspoře materiálové, tak i k technologické.

Tato práce je svou náročností a rozsahem akademicky ojedinělá a rozhodně by jí měla firma TEDOM a.s. nadále rozvíjet, protože to může znamenat velký přínos do budoucího vývoje nejen spalínových výměníků, ale celé kogenerační jednotky.

### Poděkování

Rád bych poděkoval firmě TEDOM a.s. za možnost spolupráce, Fakultě strojní a především Ústavu Energetiky, že jsem mohl využívat výpočetního výkonu a licenci pro ANSYS programy. Dále bych chtěl poděkovat firmě TechSoft Engineering s.r.o. a hlavně panu Ing. Petru Pečenému za možnost konzultací ohledně ANSYS produktů a také děkuji mému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Zdeňku Jůzovi, Ph.D., MBA za celkové vedení práce.

### Seznam symbolů

$c_p$	měrná tepelná kapacita za konst. tlaku ( $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ )
$e$	modul teplotní výroby el. energie (1)
$E$	elektrický výkon jednotky (kW)
$Q$	tepelný výkon jednotky (kW)
$p_{chl}$	tlak chladicího média (Bar)
$p_{sp}$	přetlak spalin (kPa)
$Pr$	Prandtlovo číslo (1)
$\dot{m}_{chl}$	hmotnostní průtok chladiva ( $\text{kg s}^{-1}$ )
$\dot{m}_{sp}$	hmotnostní průtok spalin ( $\text{kg h}^{-1}$ )
$t_{sp}$	teplota spalin ( $^{\circ}\text{C}$ )
$t_{chl}$	teplota chladiva ( $^{\circ}\text{C}$ )
$\nu$	kinematická viskozita ( $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ )
$\rho$	hustota ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )
$\lambda_{sp}$	tepelná vodivost ( $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ )
$\lambda_{vz}$	směšovací poměr při spalování (1)
$\Delta p_m$	maximální přetlak spalinové dráhy (kPa)

### Literatura

- [1] TEDOM a.s. - interní materiály
- [2] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Vyd. 2. přepracováno. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 212 s. ISBN 80-01-02591-8.
- [3] Flue gases properties, Dostupné z: <http://www.pipeflow-calculations.com/tables/flue-gas.php>
- [4] BAUKAL, Ch. *Industrial burners handbook*. 1st. edition. USA: CRC Press LLC, 2004. ISBN 0-8493-1386-4
- [5] KOZUBKOVÁ, M. *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX*. Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení. 2008. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Kozubkova-Fluent.pdf>
- [6] REBOLLO, LEWANDOWSKI. *Mathematical and numerical foundations of turbulence models and applications*. New York: Birkhauser, 2014. Modeling and simulation in science, engineering & technology. ISBN 1-4939-0454-X
- [7] SAZIMA, M. *Sdílení tepla*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1986, 214 s.