

Západočeská univerzita v Plzni

Fakulta aplikovaných věd

Katedra mechaniky



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

**Numerické simulace proudění páry ve vstupní části
nizkotlakého ohříváku s kruhovým svazkem trubek**

Plzeň, 2012

Vedoucí práce

Konzultant

Lenka Fialová

Doc. Ing. Jan Vimmr, Ph.D

Ing. Zdeněk Jůza, Ph.D

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracovala samostatně a že jsem uvedla všechny použité zdroje informací.

V Plzni, dne 31.5.2012

.....

Lenka Fialová

Poděkování

Nejprve bych chtěla poděkovat doc. Ing. Janu Vimmrovi, Ph.D. za vedení mé bakalářské práce a za poskytnuté cenné rady.

Dále bych chtěla poděkovat Ing. Zdeňku Jůzovi, Ph.D. za nemalou pomoc při tvorbě modelu v programu Gambit, výpočtech v systému Fluent a při psaní této práce.

Také bych chtěla poděkovat své rodině za podporu během celého mého dosavadního studia.

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá numerickou simulací proudění páry v nízkotlakém ohříváku a následnou analýzou proudového pole páry na jejím vstupu do výměníku. Tepelné výměníky se využívají ke zvýšení účinnosti tepelného oběhu v elektrárnách a teplárnách. Ta spočívá v tzv. regeneraci, kdy napájecí vodu neohříváme pouze v parním kotli, ale předejdeme jí v tepelném výměníku párou odebranou z turbíny. Na základě podkladů dodané od firmy ŠKODA POWER, s.r.o. byly vytvořeny dva 3D výpočtové modely nízkotlakého ohříváku, jeden model základní a druhý model s krycím plechem nad trubkovým svazkem. Výpočtové modely byly vytvořeny v preprocesoru Gambit a samotná numerická simulace proudění páry byla provedena ve výpočtovém systému Fluent 14. Hlavním cílem této práce byla analýza proudového pole páry na vstupu do výměníku a porovnání obou řešených variant, tj. základního modelu výměníku s modelem výměníku s krycím plechem nad trubkovým svazkem.

Klíčová slova: nízkotlaký tepelný výměník (ohřívák), numerická simulace proudění páry

Abstract

This thesis deals with the numerical simulation of stream flow in the low-pressure heat exchanger and the subsequent analysis of the flow field in the stream entering the heat exchanger. The heat exchanger are used to increase the efficiency of the heat circulation in power plants and heating plants. It lies in the so-called regeneration when the supply water is heated not only in the boiler, but it is also preheated in the next exchanger by steam collected from the turbine. On the basis of materials supplied by the company ŠKODA POWER, s.r.o. two 3D model low- pressure heat exchanger were constructed, one basic model and the second model with a cover plate over the tube bundle. Models were constructed in the preprocessor Gambit and the numerical simulation of stream flow was performed in the computational system of Fluent 14. The aim of this study was to analyze the flow field at the input of the stream in the heat exchanger and to compare the model with the cover plate and the model without it.

Key words: lowpressure heat exchanger (heater), numerical simulation of stream flow

Obsah

Obsah	5
Úvod	7
1 Princip a funkce nízkotlakého výměníku	8
1.1 Schéma tepelné elektrárny	8
1.2 Princip nízkotlakého ohříváku	9
1.2.1 Claudiův-Rankinův cyklus.....	9
1.2.2 Termická účinnost.....	11
1.3 Konstrukce tepelných výměníků.....	13
2 Praktická část	15
2.1 Tvorba modelu.....	16
2.1.1 Zvolení správné výpočetní oblasti a vytvoření geometrie modelu	17
2.1.2 Vytvoření výpočetní sítě.....	18
2.1.3 Kontrola kvality sítě.....	21
2.1.4 Specifikace okrajových podmínek a export výpočtového modelu.....	21
2.1.5 Vytvoření a popis modelu s vlastním návrhem stínícího plechu.....	22
2.2 Numerická simulace proudění páry v nízkotlakém ohříváku.....	24
2.2.1 Typ proudění a specifikace proudícího media.....	24
2.2.2 Nastavení operační a okrajové podmínky.....	25
2.2.3 Nastavení a (volba) numerického řešiče.....	26
2.3 Analýza získaných numerických výsledků.....	27
2.3.1 Konvergence výpočtu.....	27
2.3.2 Rozložení celkové rychlosti.....	28
2.3.3 Rozložení celkového tlaku.....	31
2.3.4 Rozložení statického tlaku.....	33

2.3.5 Izočáry Machova čísla.....	34
2.3.6 Průtočné množství.....	36
Závěr.....	40
Literatura.....	41
Seznam symbolů a značení.....	42

Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá numerickou simulací proudění páry v nízkotlakém tepelném výměníku, který je nedílnou součástí tepelných elektráren a tepláren. Využívá se ke zvýšení účinnosti parního oběhu. Cílem této práce je analýza proudového pole páry ve vstupní části zadaného nízkotlakého výměníku pomocí výpočtového systému Fluent 14.

Práce je rozdělena do dvou kapitol. První kapitola je teoretická, druhá kapitola je prakticky zaměřená na realizaci vlastního numerického výpočtu. Práce rovněž obsahuje úvod a závěr.

První kapitola začíná popisem schématu tepelné elektrárny. Poté následuje popis principu a funkce nízkotlakého výměníku. Vysvětluje se zde Claudiův-Rankinův cyklus bez regenerace a s regenerací. Závěr kapitoly se zabývá rozdělením tepelných výměníků a je uvedena konstrukce zařízení.

Druhá praktická část práce je stěžejní kapitola a je rozdělena do tří hlavních podkapitol. První podkapitola obsahuje popis vytvoření výpočtové oblasti podle dodané firemní dokumentace společnosti ŠKODA POWER s.r.o. Je zde popsáno vytvoření geometrie výpočtové oblasti a konstrukce výpočetní sítě. Následně je vysvětlena specifikace okrajových podmínek v preprocesoru Gambit. V další podkapitole je popsána numerická simulace proudění páry ve vstupní části zadaného typu nízkotlakého ohříváku pomocí výpočtového systému Fluent 14. To zahrnuje popsání typu proudění a zadání operačních a okrajových podmínek. Poslední podkapitola obsahuje přehled a analýzu dosažených numerických výsledků. Obsahuje porovnání rozložení celkové rychlosti, celkového i statického tlaku a Machova čísla obou řešených variant modelů tepelného výměníku.

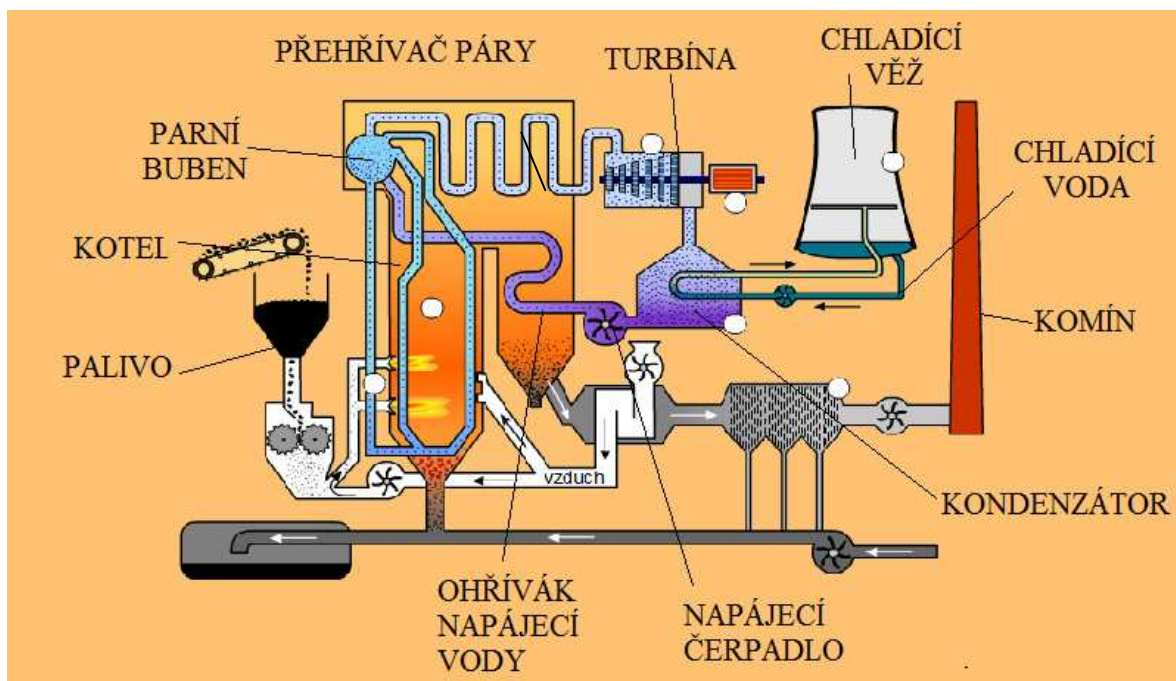
V závěru celé práce je shrnutí dosažených výsledků a je zhodnocen přínos této práce. Jsou zde také uvedeny možné výhledy do budoucna, kterými by se tato práce mohla dále rozvíjet.

1 PRINCIP A FUNKCE NÍZKOTLAKÉHO VÝMĚNÍKU

Tato kapitola je teoretická část bakalářské práce. Na začátku této kapitoly je popsáno schéma tepelné elektrárny. Poté následuje popis principu a funkce nízkotlakého ohříváku, popis Claudiova-Rankinova cyklu bez regenerace a s regenerací a srovnání termické účinnosti těchto cyklů. Konec této kapitoly se zabývá konstrukcí tepelných výměníků. Podklady k této části bakalářské práce byly čerpány z literatury [1], [2], [4].

1.1 Schéma tepelné elektrárny

Tato bakalářská práce se zabývá modelováním proudění syté páry ve vstupní části elektrárenského výměníku. Tepelné výměníky jsou důležitou součástí elektráren a tepláren. Proto na úvod bude popsáno schéma tepelné elektrárny, které je zobrazeno na obrázku 1.1.



Obr. 1.1 Schéma tepelné elektrárny [zdroj: energyweb.cz]

Nejdůležitější částí tepelné elektrárny je kotel. Kotel je zařízení na výrobu páry. Je složený ze dvou částí a to z ohniště a parního generátoru. Do parního generátoru je přiváděná napájecí voda a jejím produktem je pára. Ta putuje do parního bubnu, kde dochází k separaci nasycené páry. Přehřívač páry je výměník, ve kterém se pára přehřívá, tím se zvyšuje účinnost parní turbíny a následně celého cyklu. V turbíně dochází k přeměně části vnitřní energie pracovní látky na mechanickou energii turboagregátu. Z posledního stupně turbíny je pára odváděna do kondenzátoru, ve kterém pára kondenzuje na trubkách chladicí vody. Teplo vniklé kondenzací odvádí chladicí voda do chladicí věže. Chladicí věž je výměník, ve kterém dochází k odevzdání tepla z chladicí vody do okolí. Dále se tam nachází napájecí čerpadlo, které dopravuje napájecí vodu zpět do kotle. Před vstupem do parního bubnu je napájecí voda přehřívána ve výměníku. Ohřev napájecí vody zvýší účinnost celého tohoto cyklu.

1.2 Princip nízkotlakého ohříváku

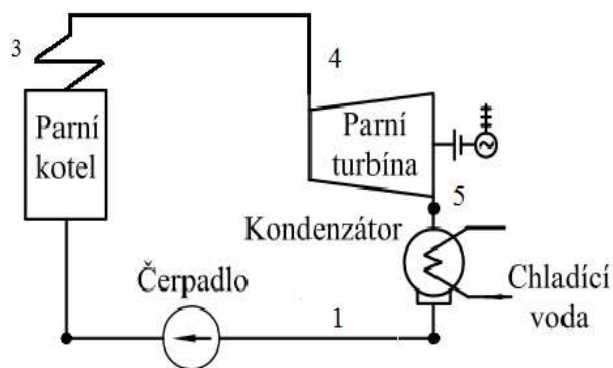
Výměníky tepla se využívají ke zvýšení účinnosti parního oběhu. Oběh páry v parním turbínovém zařízení popisuje Claudiův-Rankinův cyklus.

1.2.1 Claudiův-Rankinův cyklus

Claudiův-Rankinův cyklus bez regenerace

Nejdříve si popíšeme samotný Claudiův-Rankinův cyklus bez regenerace a poté si ukážeme cyklus s regenerací.

Claudiův-Rankinův cyklus bez regenerace je znázorněný na obrázku 1.2. Při tomto parním oběhu je napájecí voda vedena do parního kotle (3), kde je ohřívána. Ohřátá voda je odvedena do parní turbíny (4), ve které expanduje. Poté pára putuje do kondenzátoru (5), kde se ochlazuje a kondenzuje. Po kondenzaci se z ní stává opět napájecí voda a tento cyklus se opakuje.



Obr. 1.2 Claudiův-Rankinův cyklus bez regenerace, [1]

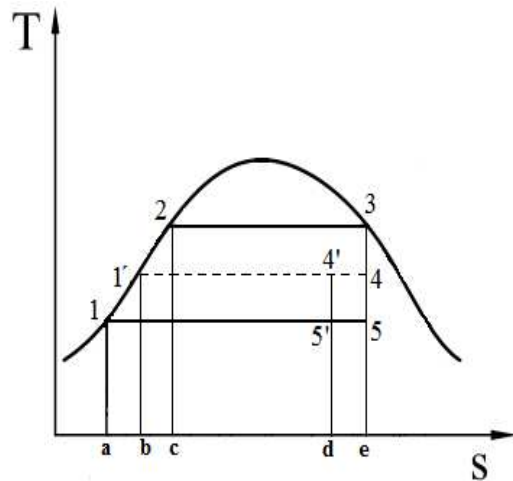
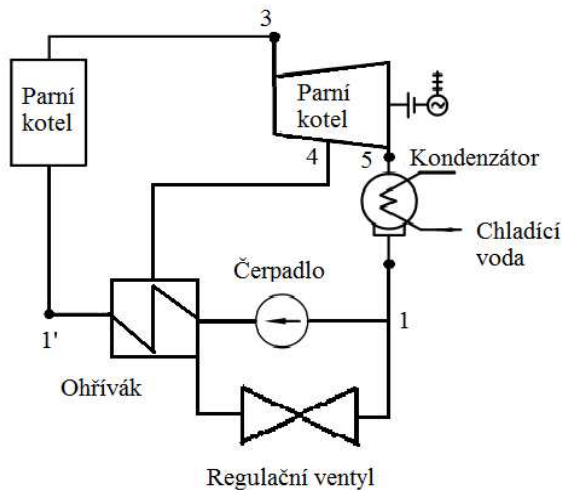
Claudiův-Rankinův cyklus s regenerací

Účinnost tohoto cyklu lze zvětšit tzv. regenerací tepla. Ta spočívá v tom, že napájecí vodu neohříváme pouze v parním kotli teplem získaným spalováním paliva od stavu 1, ale předehřejeme ji v tepelném výměníku párou odebranou z turbíny (stav 1'). Napájecí voda se ohřívá na teplotu blízkou teplotě sytosti odebírané páry. Tím se zvýší střední hodnota teploty přiváděná do kotle a účinnost tímto vzroste. Pára použitá k ohřevu napájecí vody ve výměníku kondenzuje a je přes regulační ventil, ovládaný od hladiny kondenzátoru v ohříváku, odvedena do kondenzátoru, kde se z ní také stává napájecí voda. Množství odebrané vody α vypočteme z rovnice tepelné bilance ohříváku.

$$(i_{1'} - i_1) = \alpha(i_4 - i_{1'})$$

$$\alpha = \frac{i_{1'} - i_1}{i_4 - i_{1'}}$$

kde i je entalpie. Entalpie vyjadřuje energii pracovní látky vztaženou na jednotku hmotnosti. Tento Claudiův-Rankinův cyklus je znázorněn na obrázku 1.3. Zde můžeme vidět i jeho znázornění v T-s diagramu.



Obr. 1.3 Claudiův Rankinův cyklus s regenerací, [1]

Teplu dodané párou napájecí vodě je znázorněné plochou **a-1-1'-b-a** v T-s diagramu. Ta je totožná s plochou **d-4'-4-e-d**. Tomuto teplu říkáme teplo regenerované. Přivedené teplo získané z paliva je znázorněné plochou **b-1'-2-3-e-b** a odvedené teplo plochou **a-1-5'-d-a**. Přivedené i odvedené teplo je menší než u oběhu bez regenerace o plochu **a-1-1'-b-a** (respektive o **d-4'-4-e-d**).

1.2.2 Termická účinnost

Dále nás bude zajímat termická účinnost obou cyklů, s regenerací a bez regenerace. Pod pojmem termická účinnost rozumíme bezrozměrové číslo, které nám vyjadřuje poměr tepla odvedeného ku teplu přivedenému. Termická účinnost prvního oběhu bez regenerace tepla je

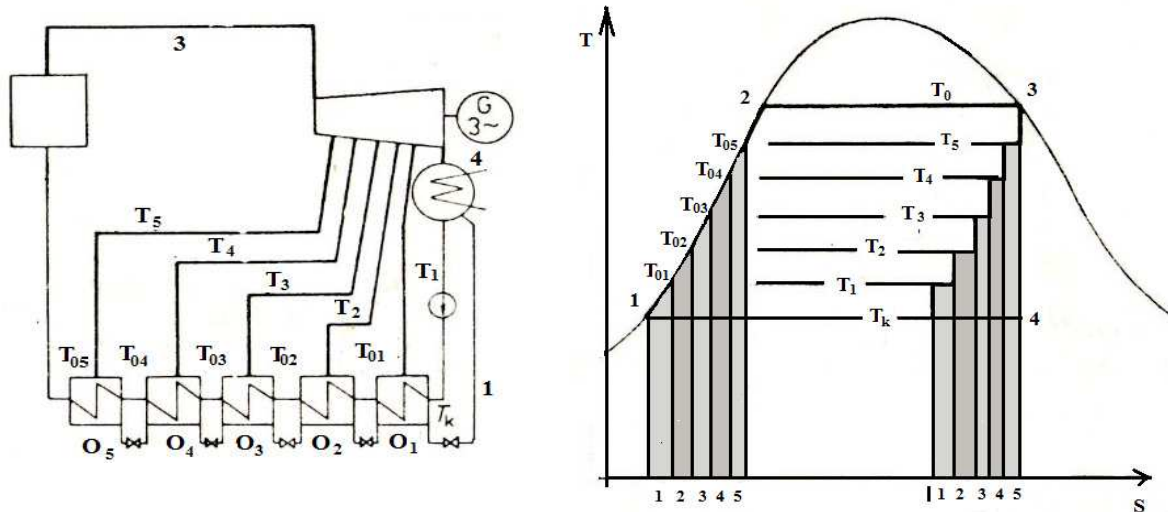
$$\eta = 1 - \frac{q_2}{q_1}$$

a účinnost oběhu s regenerací tepla

$$\eta^r = 1 - \frac{q_2 - \Delta q_2}{q_1 - q_r} = \eta + (\alpha - r + \alpha * r) * (1 - \eta),$$

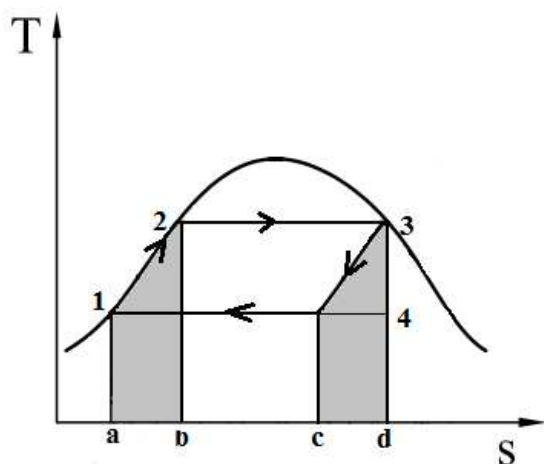
kde q_1 je přivedené teplo, q_2 je odevzané teplo, q_r je regenerační teplo a r označíme jako podíl přivedeného a regeneračního tepla $r = \frac{q_r}{q_1}$. Platí, že $\alpha > r$, z toho plyne, že $\eta^r > \eta$.

V parním oběhu se ohříváků používá více. Na obrázku 1.4 je vidět parní oběh, ve kterém se využívá pěti ohříváků.



Obr. 1.4 Parní oběh s pěti tepelnými výměníky, [1]

Kdybychom pak do oběhu zapojili nekonečně mnoho výměníků, měl by tento cyklus podobu Carnotova oběhu (obrázek 1.5). Proto se tomuto zvyšování účinnosti říká také carnotizace. V praxi se však využívá nejvýše 8-10 ohříváků. Kdybychom chtěli použít více ohříváků, byl by pak už přírůstek účinnosti neúměrný ceně a složitosti zařízení.



Obr.1.5 Carnotův cyklus zobrazen v T-S diagramu, [1]

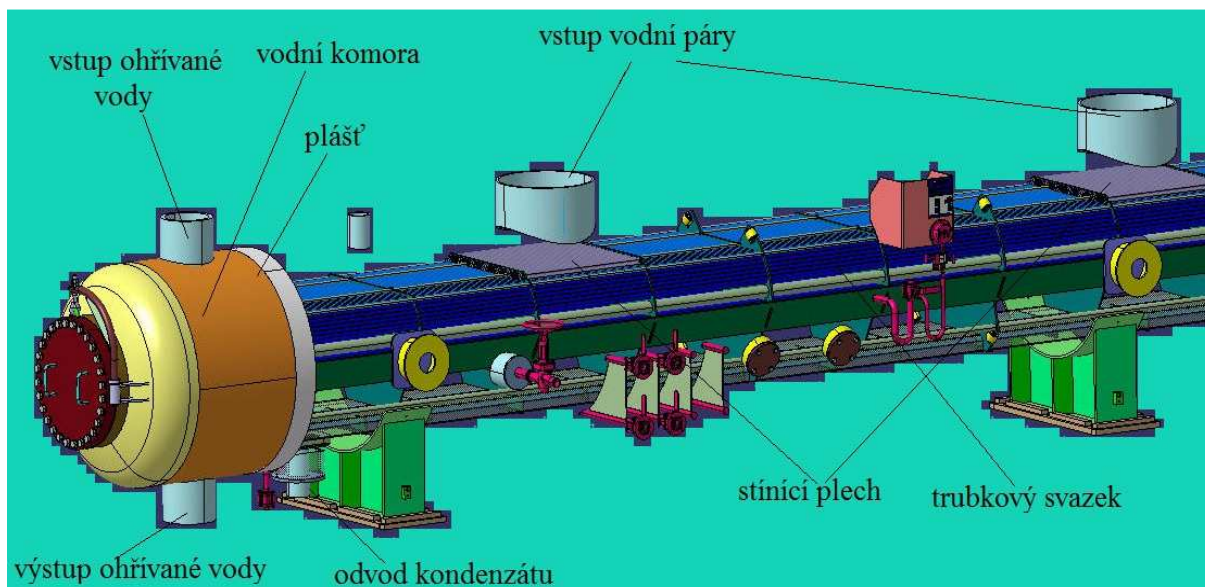
1.3 Konstrukce tepelných výměníků

Konstrukce tepelných výměníků závisí hlavně na parametrech ohřívané a ohřívací látky. Tepelné výměníky typu pára-voda se podstatně liší od výměníků typu voda-voda. U výměníku typu voda-voda je důležité, aby oba nositelé tepla měli velké vzájemné rychlosti. Toto není nutné u ohříváků typu pára-voda, proto také tyto ohříváky mají mnohem větší průtočné průřezy. Nelze proto zaměnit parní výměníky za výměníky, kde je ohřívací látkou voda. Teplosměnné plochy jsou vyrobeny nejčastěji z mosazných nebo ocelových trubek.

Podle konstrukce dělíme výměníky na:

- směšovací - používají se při nízkých tlacích páry
 - povrchové - používají se nejčastěji, neboť oddělují ohřívanou a ohřívací látku
- vertikální -jejich výhodou je, že mají mnohem menší půdorysnou plochu
 - nevýhodou je, že mají náročnější teplosměnnou plochu a malé využití vnitřního prostoru
 - Horizontální -jejich největší výhodou je, že se snadněji odvádí z teplosměnné plochy kondenzát

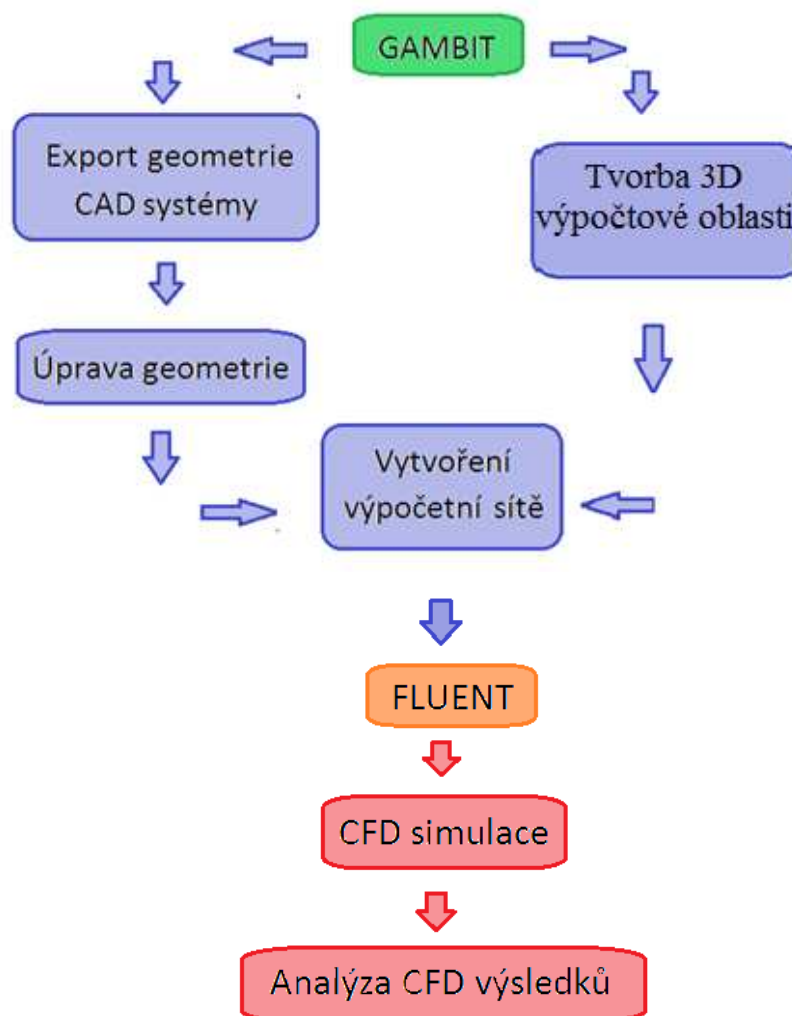
V této bakalářské práci modelujeme proudění páry v nízkotlakém ležatém tepelném výměníku. Schéma takového typu výměníku můžeme vidět na obrázek 1.6. Je zde vidět trubkový svazek, který byl z důvodu zjednodušení výpočtu modelován jako pevná stěna. Na obrázku jsou také vidět krycí (stínící) plechy.



Obr. 1.6 Schéma nízkotlakého výměníku, [3]

2 PRAKTICKÁ ČÁST

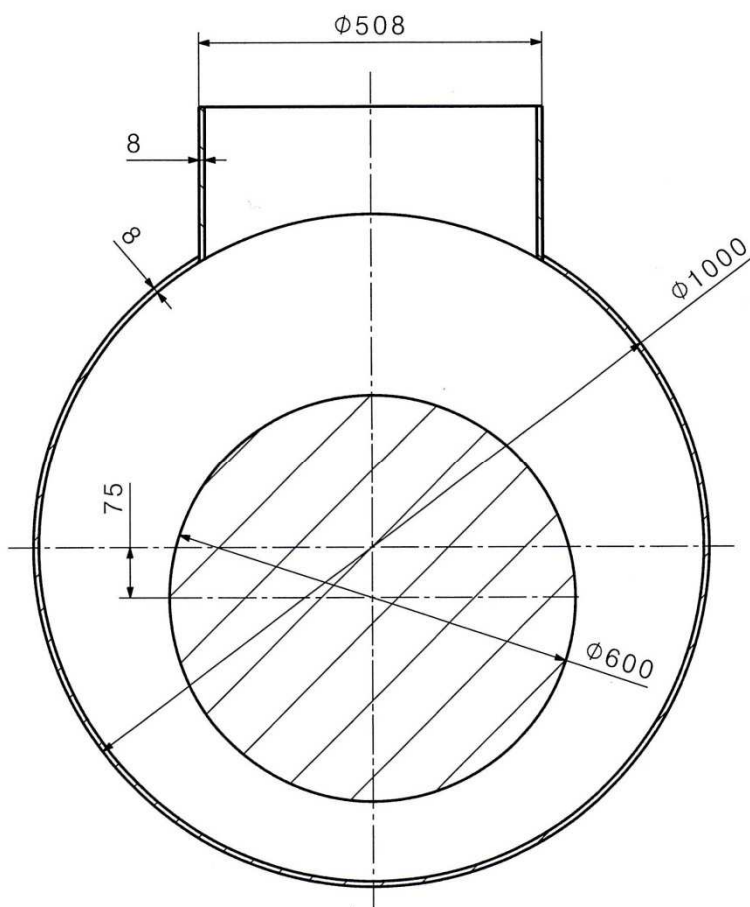
Tato část práce se zabývá numerickým řešením proudění páry ve výměníku. Obecný postup numerického řešení proudění je takový, že se nejdříve vytvoří 3D výpočtový model výměníku. Poté následuje vytvoření povrchové a objemové sítě, skládající se z diskretních, navzájem se nepřekrývajících konečných objemů (buněk) tohoto modelu. K tomu slouží preprocesor Gambit. Po vytvoření výpočtové oblasti následuje samotná numerická simulace v programu Fluent 14 a analýza získaných výsledků. Celý popsany postup je znázorněn na obrázku 2.1. Podklady pro tuto práci byly čerpány z literatury [5], [6].



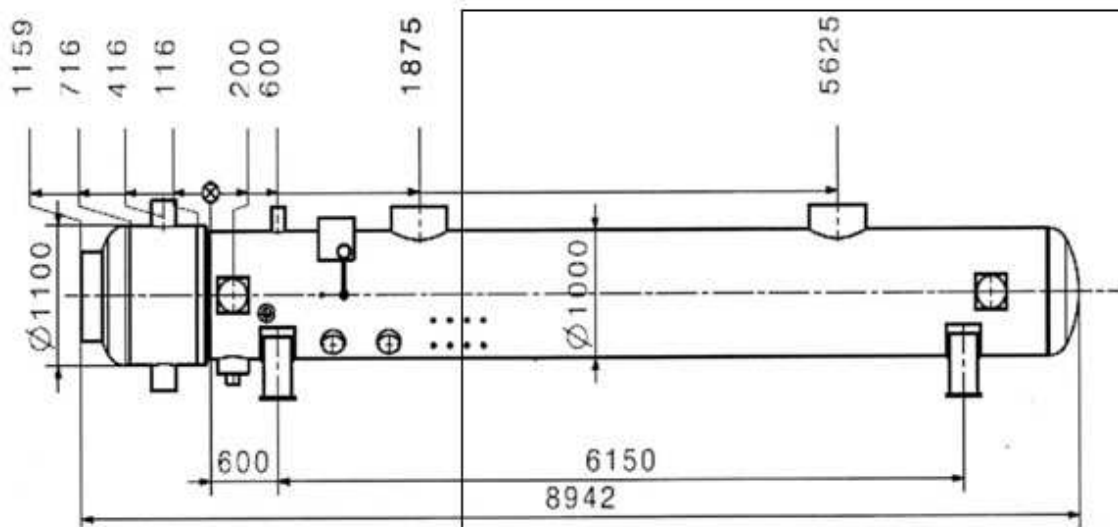
Obr. 2.1 Postup numerického řešení proudění páry v modelu výměníku, [5]

2.1 Tvorba výpočtového modelu

V této podkapitole bude popsána první část numerického řešení, které spočívá ve vytvoření modelu části výměníku. Geometrie byla vytvořena podle podkladů dodané od firmy ŠKODA POWER s.r.o. Základní rozměry zadaného výměníku můžeme vidět na obrázku 2.2 a 2.3. Na základě těchto podkladů byly vytvořeny dvě varianty modelu výměníku. První je základní model, kde byl trubkový svazek z důvodu zjednodušení následných výpočtů nahrazen pevnou stěnou a nebyl zde použitý žádný krycí (stínící) plech. U druhého modelu byl přidán vlastní návrh (tvar a uložení) krycího plechu nad trubkový svazek u vstupu páry do výměníku za účelem zabránění přímého nárazu páry do trubkového svazku. Vytvoření výpočetní oblasti si popíšeme detailněji na prvním modelu.



Obr. 2.2 Rozměry zadaného výměníku (příčný řez), [3]



Obr. 2.3 Rozměry zadaného výměníku (podélný řez), [3]

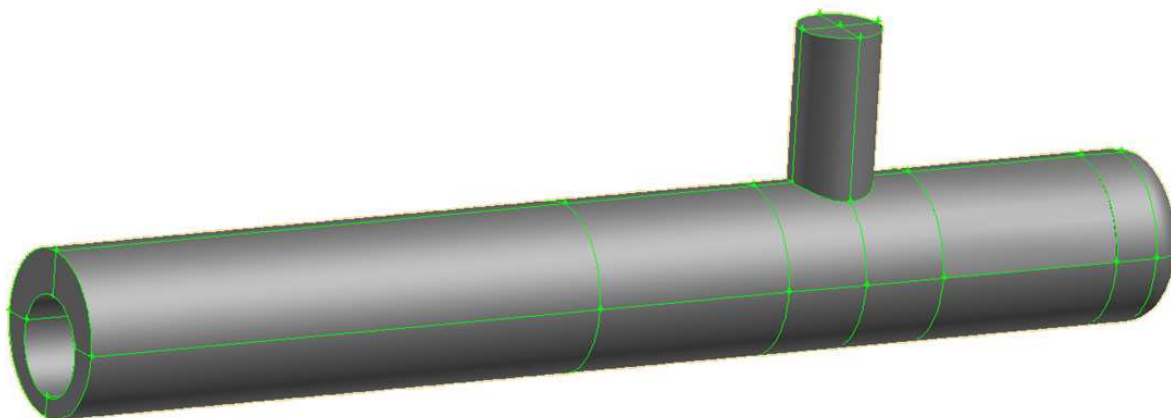
Při tvorbě výpočtového modelu se obecně využívá následující postup.

1. Zvolení správné výpočetní oblasti a vytvoření geometrie modelu
2. Vytvoření výpočetní sítě
3. Kontrola kvality sítě
4. Specifikace okrajových podmínek a export výpočtového modelu

2.1.1 Zvolení správné výpočetní oblasti a vytvoření geometrie modelu

Cílem bakalářské práce je provést analýzu proudového pole páry na jejím vstupu do výměníku. Proto nebude modelován celý výměník, ale pouze jeho část u vstupu. Před samotnou tvorbou výpočtového modelu je proto vhodné si promyslet, jak velká část výměníku se bude modelovat. Kdyby byla zvolená příliš malá oblast, mohly by okrajové podmínky na výstupu negativně ovlivnit simulované proudové pole páry na vstupu. Naopak kdybychom zvolili příliš velkou oblast, zvětší se velikost modelu a tím i počet buněk výpočetní sítě a celý výpočet bude časově náročnější. Po pečlivém zvážení byla zvolena oblast, která je ohraničena na obrázku 2.3. Vytvořený model pro zvolenou část

výměníku můžeme vidět na obrázku 2.4. Je zde také vidět rozdělení výměníku na menší části pro lepší možnost vytvoření výpočetní sítě.



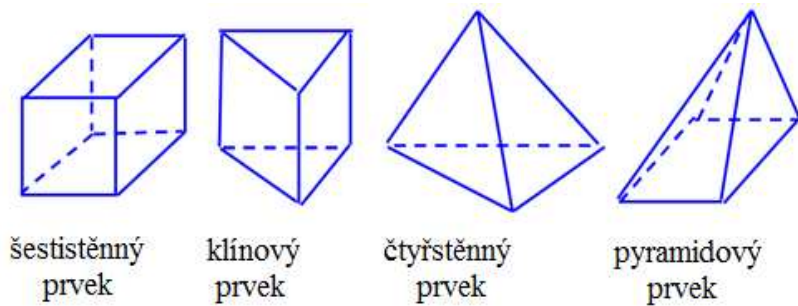
Obr. 2.4. Vytvořený model výměníku

2.1.2 Vytvoření výpočetní sítě

Po vytvoření výpočtového modelu následuje vytvoření sítě. Při tvorbě sítě platí dvě hlavní zásady:

1. čím více má výpočetní oblast buněk, tím je výpočet časově náročnější
2. čím méně je kvalitní síť, tím numerické řešení hůře konverguje

Hlavním limitujícím faktorem je počet buněk. Snižování počtu buněk by však nemělo být prováděno na úkor kvality sítě. Kvalitní síť by se měla skládat z pravidelných, přibližně stejně velkých a pravidelně po modelu rozložených buněk. Pro nejvhodnější splnění obou podmínek používáme v praxi zahušťování sítě, kdy v místech očekávaných velkých tlakových a rychlostních změn síť zjemníme a naopak v jiných místech použijeme síť hrubší. Při objemovém síťování lze použít čtyřstěnné, šestistěnné, klínové a pyramidové prvky. Ty můžeme vidět na obrázku 2.5.



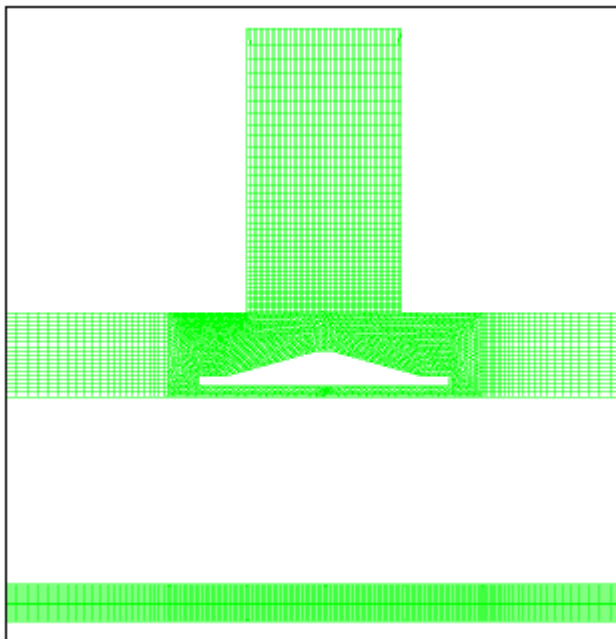
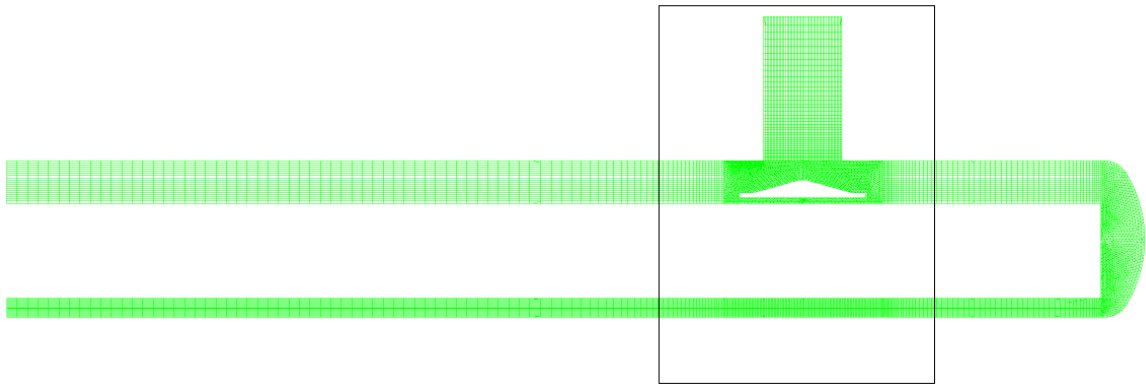
Obr. 2.5 Jednotlivé prvky výpočetní sítě, [6]

Při objemovém síťování lze prvky kombinovat v následujících kombinacích:

- pouze samotné šestistěnné prvky
- použití šestistěnné prvků s použitím klínových prvků
- čtyřstěnné prvky spolu s pyramidovými prvky

Při vytváření sítě se snažíme, aby síť byla co nejvíce strukturovaná, tzn. sestavená obecně ze šestistěnnů. V místech složitější geometrie se používá tzv. nestrukturovaná síť, sestavená z ostatních prvků.

V našem případě je nejzajímavější oblastí z hlediska analýzy proudového pole místo vstupu páry do výměníku, proto směrem k této oblasti je síť více zahuštěna. To je možné vidět na obrázku 2.6, kde je vidět síť v příčném řezu procházející středem vstupu páry do výměníku pro variantu s krycím plechem.



Obr. 2.6 Síť se zahuštěním u vstupu páry do výměníku

Na většině míst ve výpočtovém modelu výměníku byla použita strukturovaná síť. V místech složitější geometrie, např. v modelu s krycím plechem u vstupu páry do výměníku, byla použita nestrukturovaná síť. Uvažovaný nasíťovaný výpočetní model obsahuje celkem cca 3 000 000 buněk (kontrolních objemů).

2.1.3 Kontrola kvality sítě

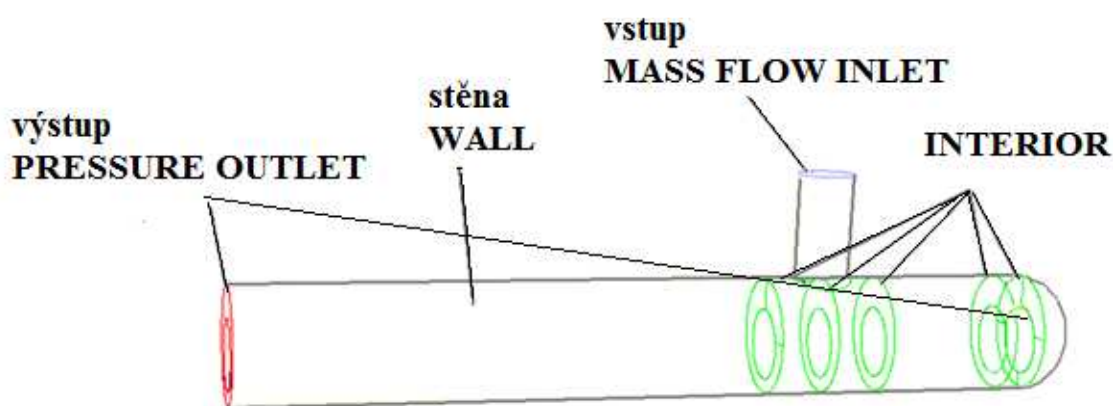
Po nasíťování modelu by měla být zkontrolována kvalita vytvořené sítě. Nejdůležitějším kritériem v posuzování kvality sítě je odchylka buňky od pravidelného geometrického tvaru. Tato odchylka se vyjadřuje pomocí bezrozměrového čísla v rozsahu 0-1, které se nazývá míra zkosení buňky (skewness measure). Dobrou kvalitu buňky reprezentuje 0 a 1 reprezentuje nejhorší, neboli problematickou buňku. Při kontrole sítě žádný element nesmí mít větší hodnotu než 0,97. Pro určení míry deformace pro 3D buňku tvaru kvádrů se používá vztah

$$q = \frac{V_{optimal} - V_{real}}{V_{optimal}},$$

kde $V_{optimal}$ vyjadřuje optimální objem buňky a V_{real} vyjadřuje reálný objem buňky. V programu gambit kvalitu sítě testuje příkaz *Examine mesh*.

2.1.4 Specifikace okrajových podmínek a export výpočtového modelu

V preprocesoru Gambit jsme provedli následující specifikaci okrajových podmínek, viz obrázek 2.7.

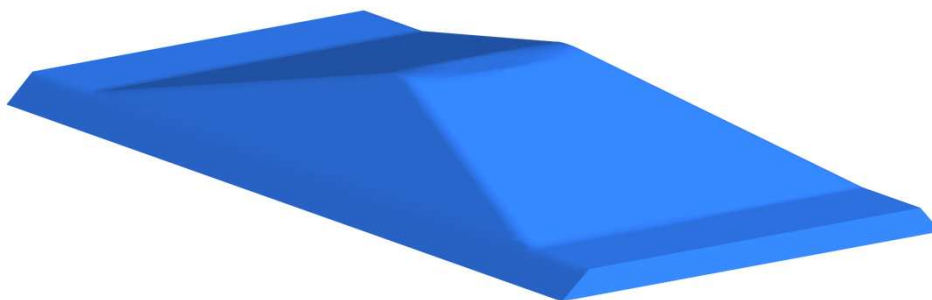


Obr. 2.7 Okrajové podmínky

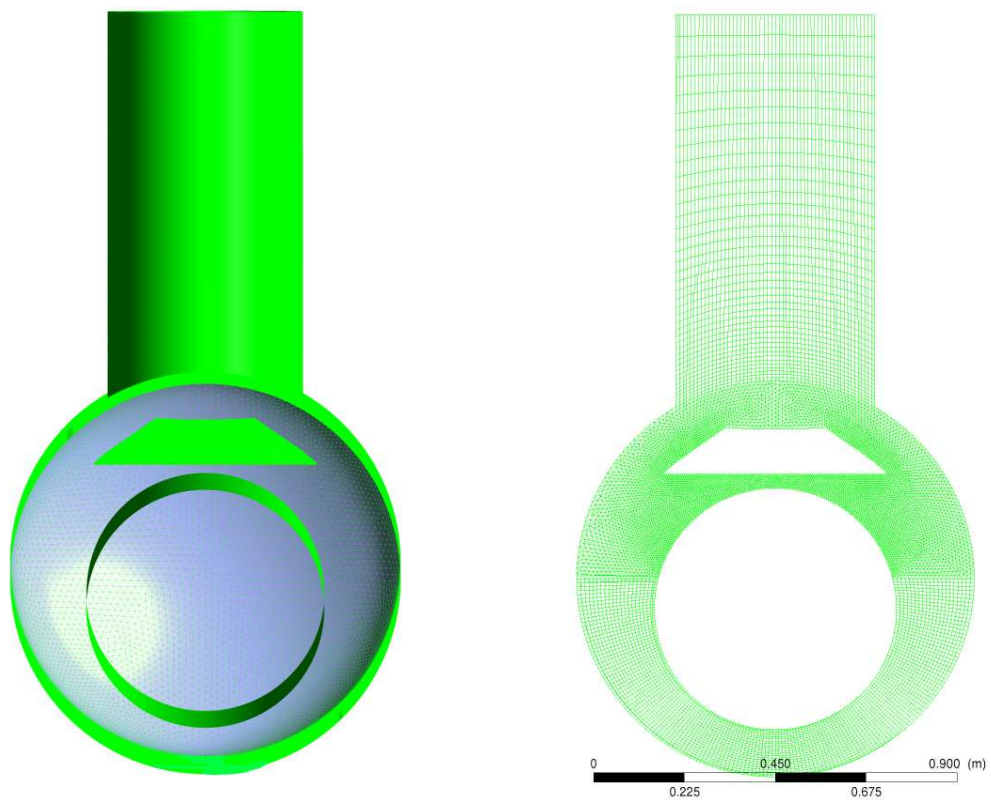
Poslední, co zbývá udělat po specifikaci okrajových podmínek je vyexportovat vytvořený model do souboru s příponou .msh. Tímto je ukončena veškerá práce v preprocesoru Gambit.

2.1.5 Vytvoření a popis modelu s vlastním návrhem stínícího plechu

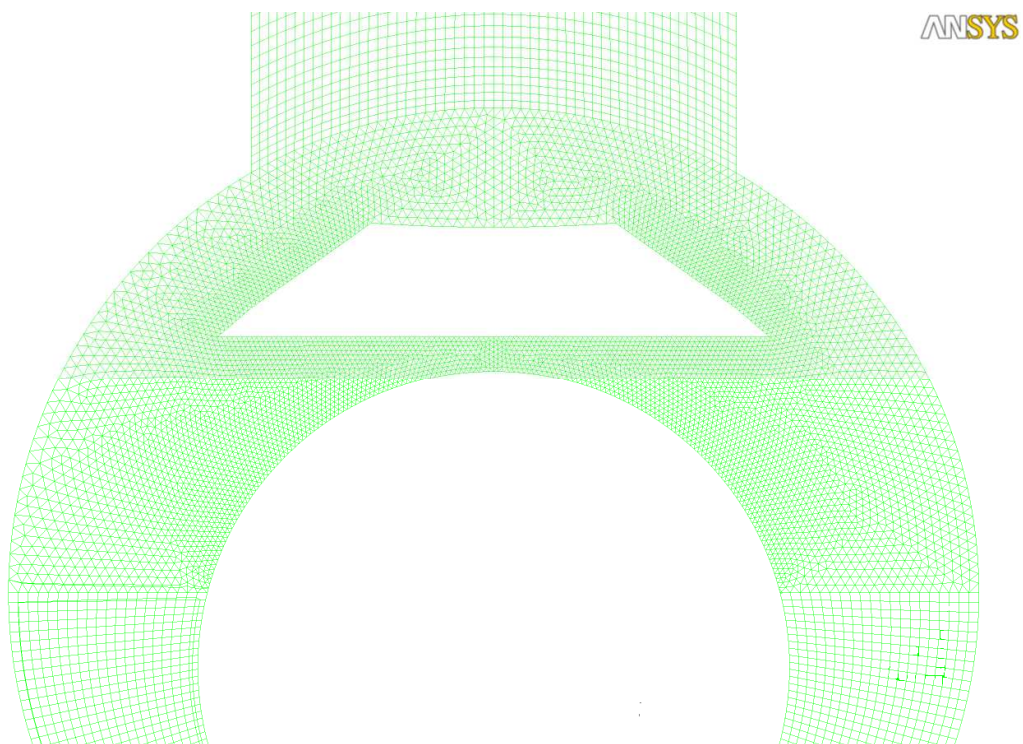
Druhá řešená varianta modelu vznikla navrženou konstrukční úpravou prvního modelu výměníku. Byl přidán vlastní návrh stínícího plechu. Přibližná geometrie stínícího plechu byla zadána zadavatelem. Vlastní návrh tvaru a uložení stínícího plechu ve výměníku je vidět na obrázku 2.8 a 2.9. Síť a geometrie tohoto modelu je zobrazena na obrázku 2.10. Celý nasítovaný model má potom cca 3 100 000 buněk.



Obr. 2.8. Vlastní návrh geometrie stínícího plechu



Obr. 2.9 Výpočtový model a vytvořená výpočetní síť modelu se stínícím plechem



Obr. 2.10 Detail použité výpočetní sítě modelu výměníku se stínícím plechem

2.2 Numerická simulace proudění páry v nízkotlakém ohříváku

V předchozí kapitole jsme se zabývali vytvořením geometrie v preprocesoru Gambit včetně vyexportování výpočtového modelu do souboru *.msh. Nyní se budeme zabývat vlastní numerickou simulací proudění páry ve výpočtovém systému Fluent 14. Podklady k této kapitole byly čerpány z literatury [4], [10].

2.2.1 Typ proudění a specifikace proudícího media

Proudění považujeme za ustálené turbulentní proudění stlačitelné vazké newtonovské tekutiny. Ustálené proudění je takové proudění, jehož stavové veličiny se nemění s časem. Turbulentní proudění vzniká při vysokých rychlostech. Obecně proudění se nazývá turbulentní, jestliže jeho veličiny vykazují fluktuace v čase i v prostoru. O tom, zda-li je proudění v rovné trubici laminární či turbulentní rozhoduje hodnota Reynoldsova čísla Re :

$$Re = \frac{w * l}{\nu},$$

kde w je rychlost proudění v trubici, l je hydraulický průměr trubice a ν je kinematická vazkost.

Je-li Reynoldsovo číslo:

$Re < 2300$ jde o laminární proudění

$2300 < Re < 10^5$ jde o přechodové proudění

$10^5 < Re$ jde o turbulentní proudění

Stlačitelná tekutina je tekutina, která nemá konstantní hustotu ρ . V našem případě proudícím mediem je přehřátá pára, která má podobný charakter jako ideální plyn, proto ji považujeme za stlačitelnou. Stlačitelnost zahrneme do výpočtu zapnutím (aktivací) energetické rovnice. Pro turbulentní proudění jsme zvolili model turbulence

Spalart-Allamars. Dále byly zadány vlastnosti proudícího media. Z databáze Fluentu jsme vybrali *Water vapor* s hustotou ideálního vzduchu *Ideal gass*. Hodnotu měrné tepelné kapacity páry při konstantním tlaku jsme zvolili $c_p = 2.00696 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ a hodnotu dynamické viskozity páry $\mu = 4.211612 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

2.2.2. Nastavení operačních a okrajových podmínek

V dalším kroku jsme nastavili operační (referenční) tlak. Například kdybychom zvolili tlak 101 325 Pa, pak budou všechny hodnoty tlaku vztažené k atmosférickému tlaku. Pro naše účely je vhodné zvolit referenční tlak rovný 0 Pa. Následuje zadání okrajových podmínek. Na vstupu bylo zadáno průtočné množství *Mass-flow Inlet*, jehož hodnota byla vypočítána ze vztahu

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho ,$$

kde \dot{m} je průtočné množství, \dot{V} je průtočný objem a ρ je hustota páry, kterou lze při uvažovaných malých rychlostech proudění přibližně považovat za konstantu.

Platí, že

$$\dot{V} = S \cdot w$$

a tedy

$$\dot{m} = S \cdot w \cdot \rho ,$$

kde S je obsah plochy průřezu vstupu do výměníku a w rychlost vstupující páry. Tyto hodnoty máme zadané ($S = 0,1901 \text{ m}^2$, $w = 42,5 \text{ m/s}$, $\rho = 0,274 \text{ kg}/\text{m}^3$). Poté hodnota průtočného množství \dot{m} byla nastavena na 2,22 kg/s. Směr vektoru rychlosti byl nadefinován kolmo na plochu a intenzita turbulence byla nastavena na 3%. Na vstupu je také známá termodynamická teplota $T = 351,34 \text{ K}$. Na výstupu byla nastavena tlaková okrajová podmínka typu *pressure outlet*. Hodnota statického tlaku byla ale při prvním spuštění odhadnutá. Po výpočtu byla zkontrolována hodnota tlaku na vstupu, která byla zadána zadavatelem. Pokud se jeho hodnota neshodovala se zadanou hodnotou, byla upravena hodnota tlaku na výstupu. To bylo opakováno do té doby, dokud jsme nedosáhli požadovaného tlaku na vstupu. Čili konečná hodnota tlaku byla díky tomuto procesu

zjištěna jako 43 700 Pa. Na výstupu byla také zadána teplota, která při respektování ztrát byla nastavena o něco menší, než je teplota na vstupu. Tato hodnota teploty byla zvolena $T = 320 \text{ K}$.

2.2.3 Nastavení (volba) numerického řešiče

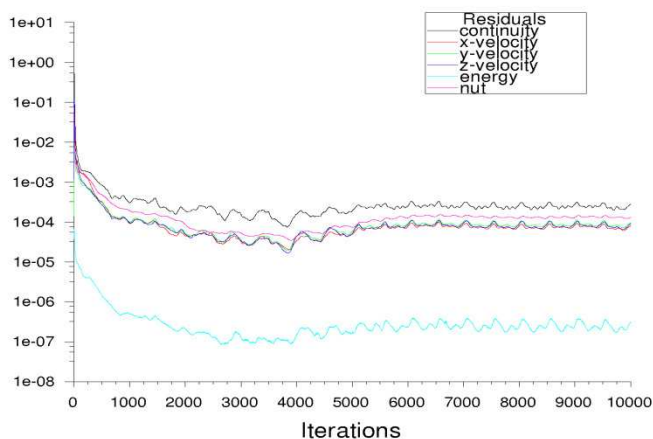
Pro vlastní numerické řešení proudění páry ve vytvořené výpočetní oblasti bylo použito *implicitní upwind schéma druhého řádu přesnosti*.

2.3 Analýza získaných numerických výsledků

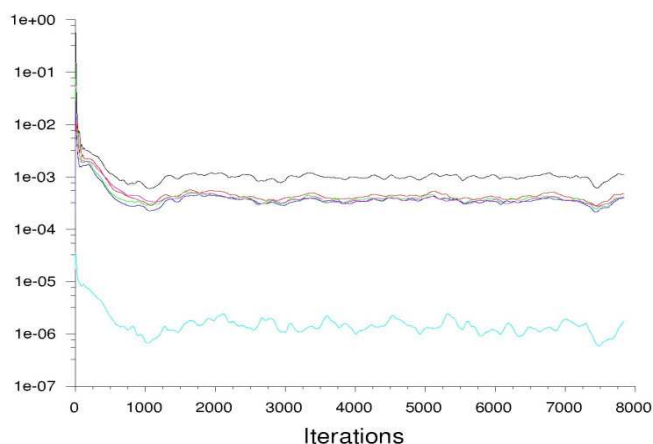
Tato část práce se věnuje analýze výsledků získaných numerickou simulací proudění přehřáté páry v obou uvažovaných variantách výpočtového modelu výměníku. Zjišťovali jsme rozložení celkové rychlosti, statický tlak, celkový tlak a Machovo číslo.

2.3.1 Konvergence výpočtu

Nejdříve se podíváme na konvergenci numerických výpočtů. Na obrázcích 2.11 a 2.12 jsou zobrazeny závislosti reziduí na počtu iterací. Je vidět, že na prvním obrázku klesly hodnoty rezidua na nižší hodnoty, než na druhém obrázku. Z toho plyne, že první výpočet konvergoval o něco lépe než druhý. To mohlo být způsobeno složitější geometrií.



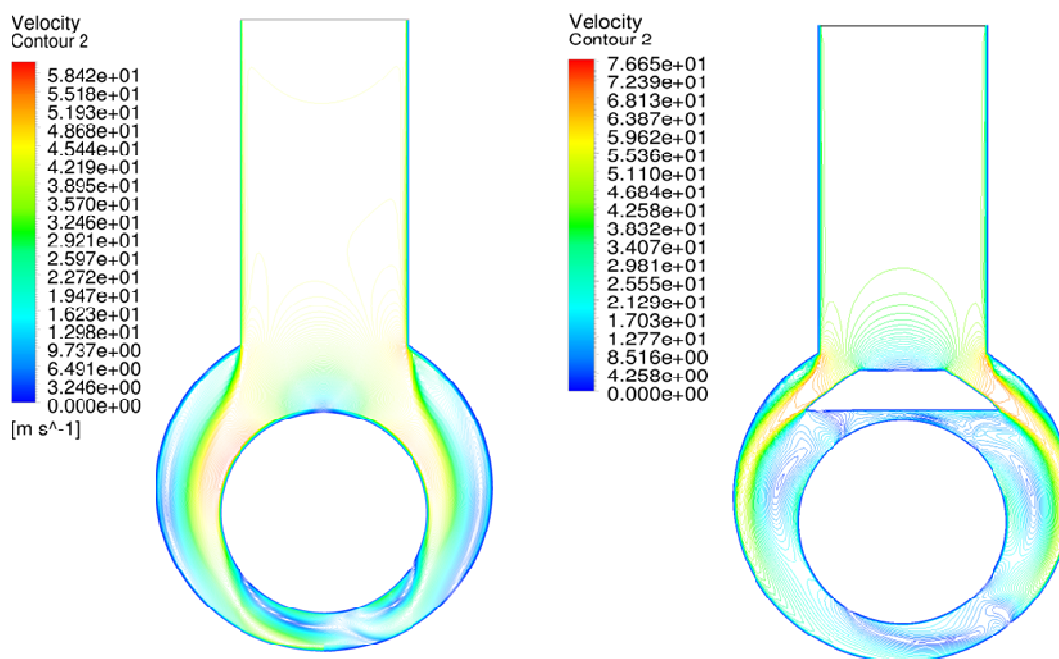
Obr. 2.11 Konvergence výpočtu pro základní variantu modelu výměníku



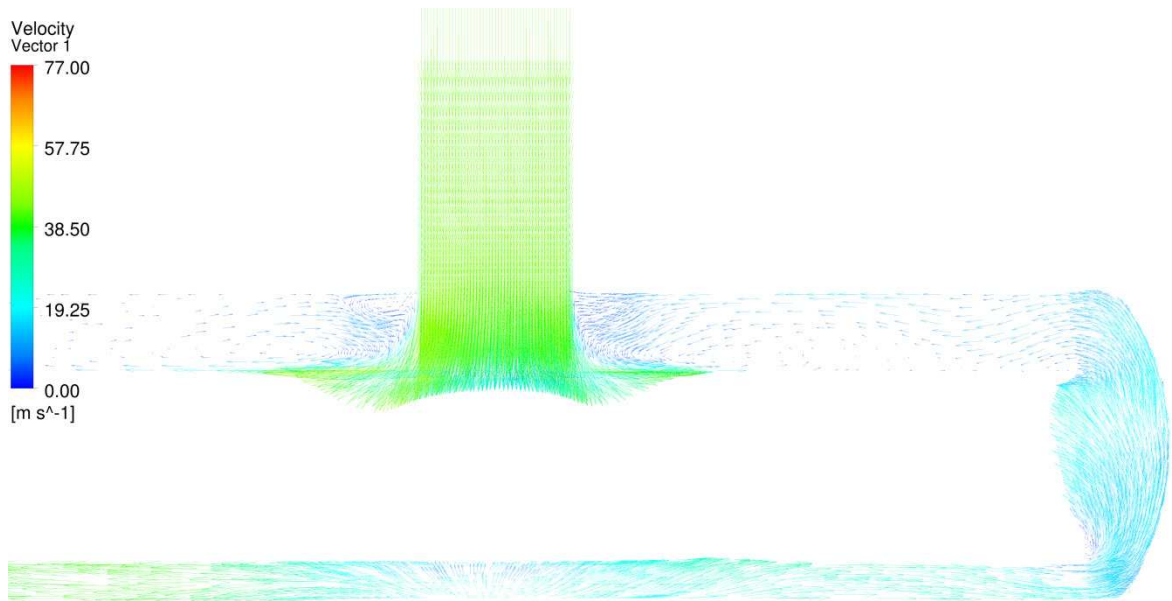
Obr 2.12 Konvergence výpočtu pro variantu se stínícím plechem

2.3.2 Rozložení celkové rychlosti

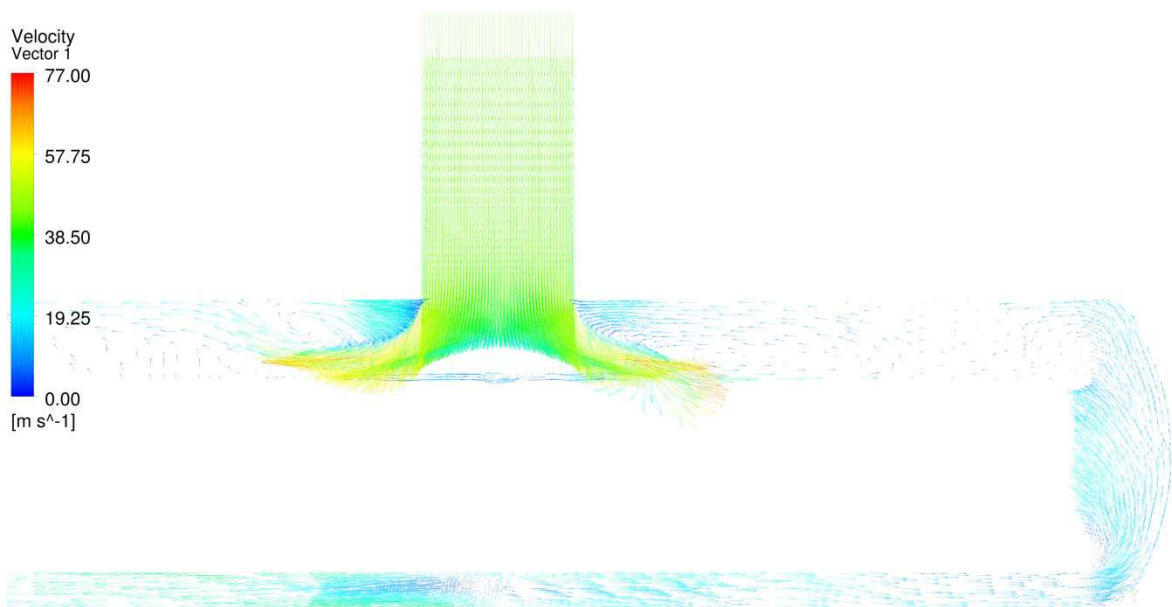
Jako první se podíváme na rozložení rychlosti ve výměníku. To můžeme vidět na obrázku 2.13 a na obrázku 2.16, kde jsou zobrazeny izočáry celkové rychlosti ve vstupní části výměníku. Je vidět, že pára ve druhé variantě modelu dosahuje mnohem vyšších rychlostí než v základním modelu. To je způsobeno zúžením prostoru pod vstupem páry do výměníku způsobené přidáním krycího plechu. Výhodou tohoto modelu ale je, že na povrchu trubkového svazku rychlosti dosahují mnohem menších hodnot, než rychlosti v první základní variantě modelu. To je dobře vidět na obrázcích, kde jsou zobrazeny vektory rychlosti (obrázek 2.14 a obrázek 2.15). Na obrázcích 2.17 a 2.18 můžeme pak vidět vektory rychlosti ve vstupní části výměníku u obou variant.



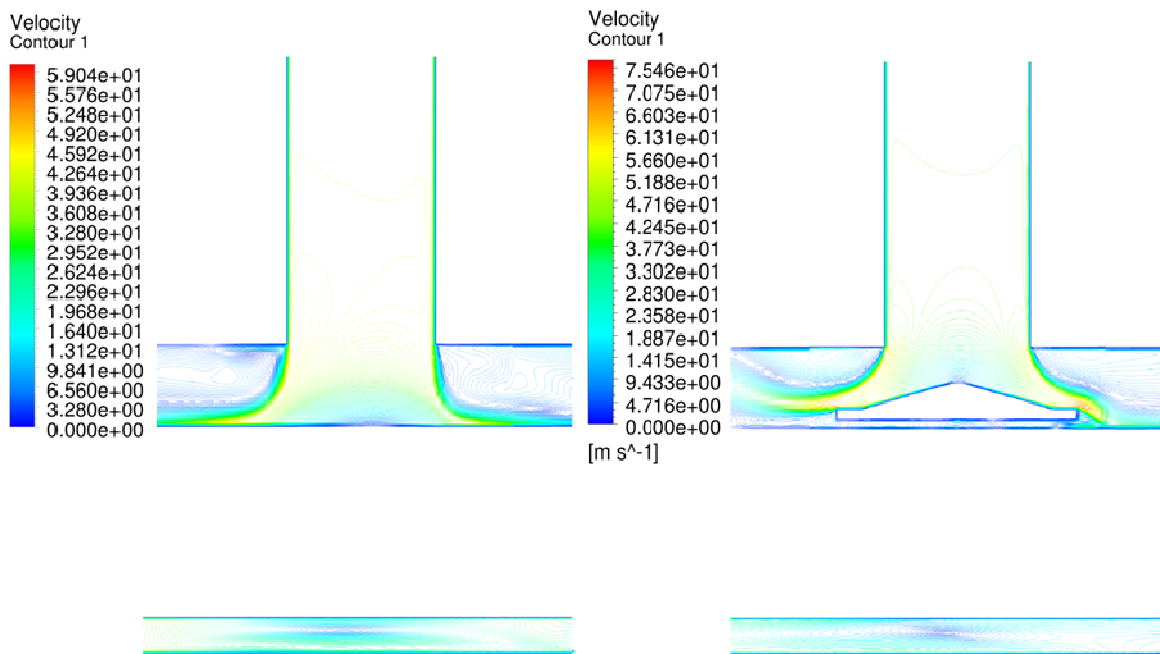
Obr. 2.13 Izočáry rychlosti v příčném řezu ve středu vstupní části výměníku pro základní variantu modelu a pro variantu s plechem



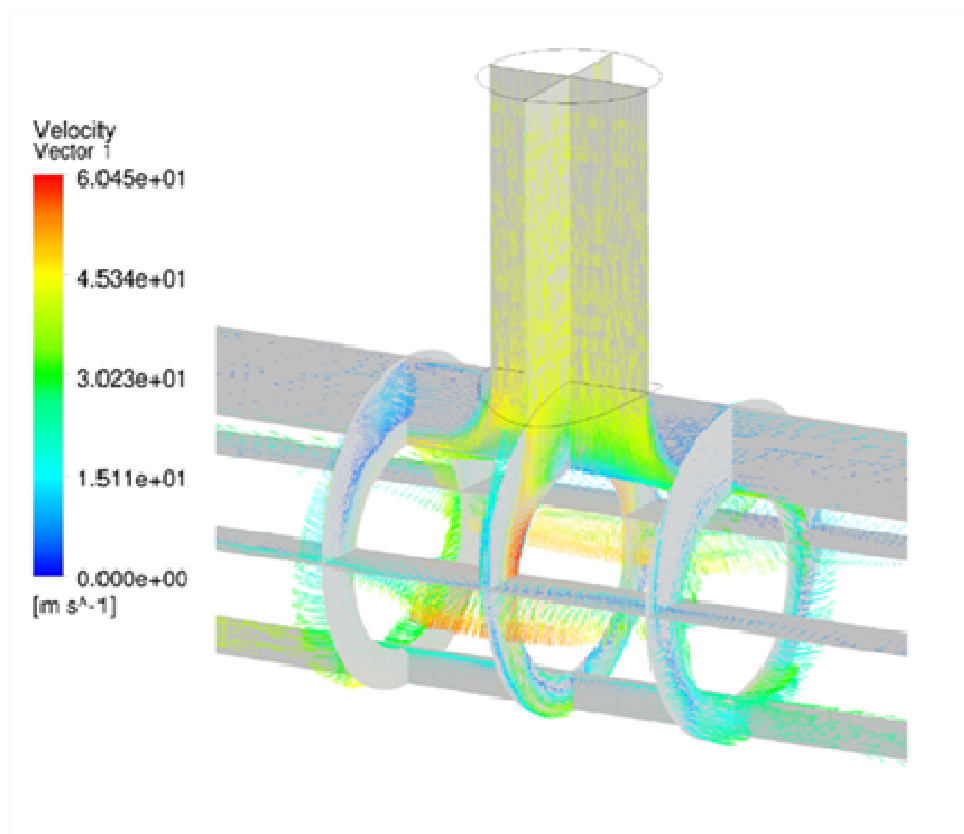
Obr. 2.14 Vektory rychlostí v základní variantě modelu bez plechu



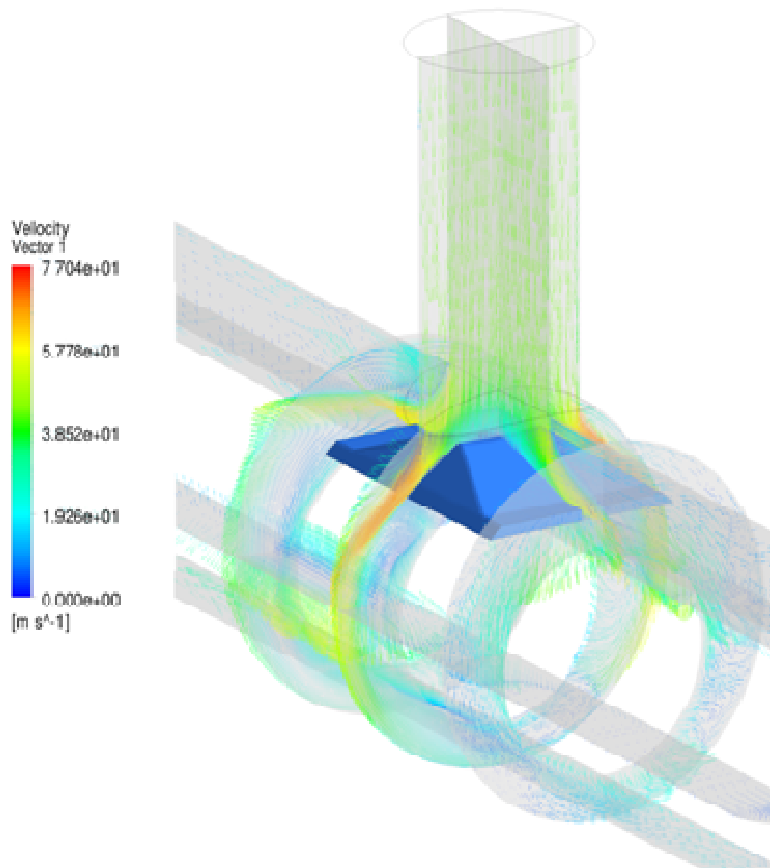
Obr 2.15 Vektory rychlostí ve variantě s krycím plechem



Obr. 2.16 Izočáry rychlosti v příčném řezu ve středu vstupu páry do výměníku u varianty bez stínícího plechu a u varianty se stínícím plechem



Obr. 2.17 Vektory rychlosti ve vstupní části výměníku pro základní variantu modelu výměníku

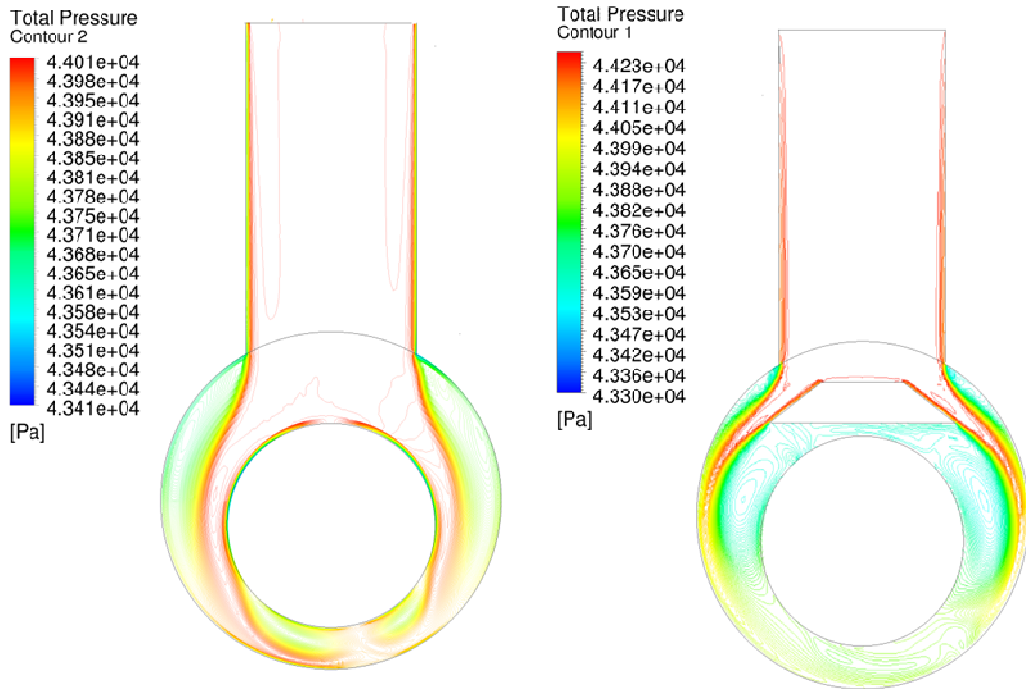


Obr. 2.18 Vektory rychlosti ve vstupní části výměníku pro variantu s krycím plechem

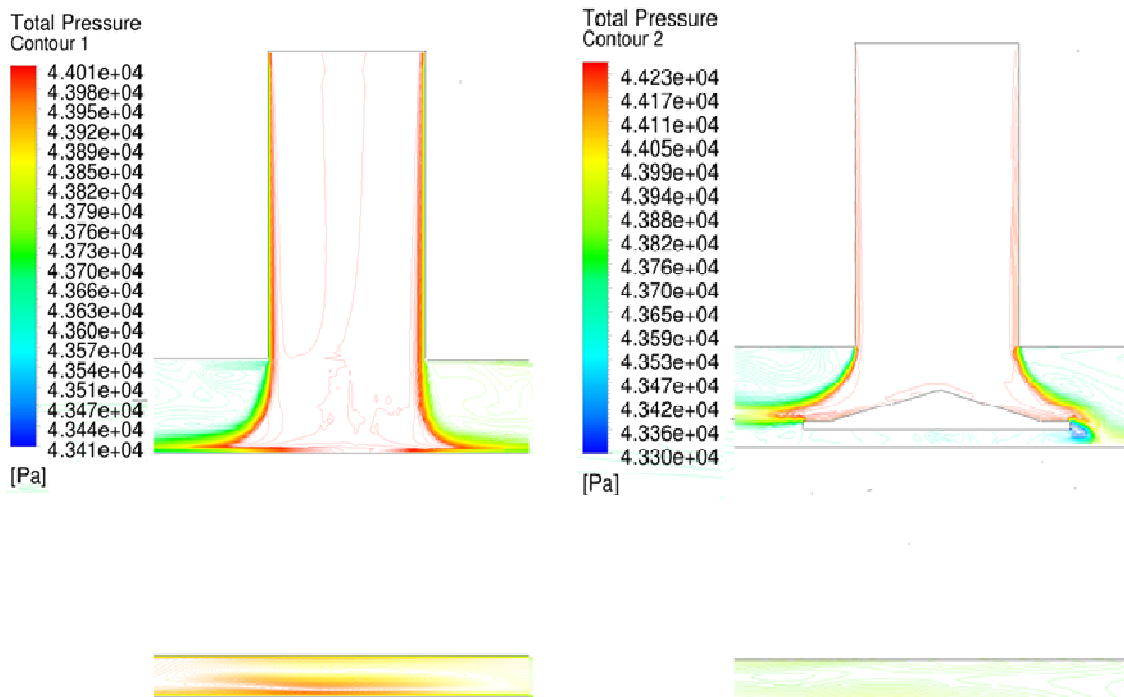
2.3.3 Rozložení celkového tlaku

Nyní si ukážeme rozložení celkového tlaku v obou variantách. Izočáry celkového tlaku na vstupu páry do výměníku můžeme vidět na obrázku 2.19 a na obrázku 2.20.

Rozložení celkového tlaku se v obou modelech liší. U prvního modelu dosahuje velmi vysokých hodnot na povrchu trubkového svazku. Tomu bylo zabráněno v druhém modelu použitím krycího plechu, kde rychlosti v okolí trubkového svazku jsou výrazně menší. V tomto modelu dosahuje celkový tlak nejvyšších hodnot v oblasti nad krycím plechem. Naopak nejnižších hodnot dosahuje v oblasti mezi krycím plechem a trubkovým svazkem.



Obr. 2.19 Rozložení celkového tlaku v příčném řezu ve středu vstupu páry do výměníku pro základní variantu modelu výměníku a pro variantu s krycím plechem

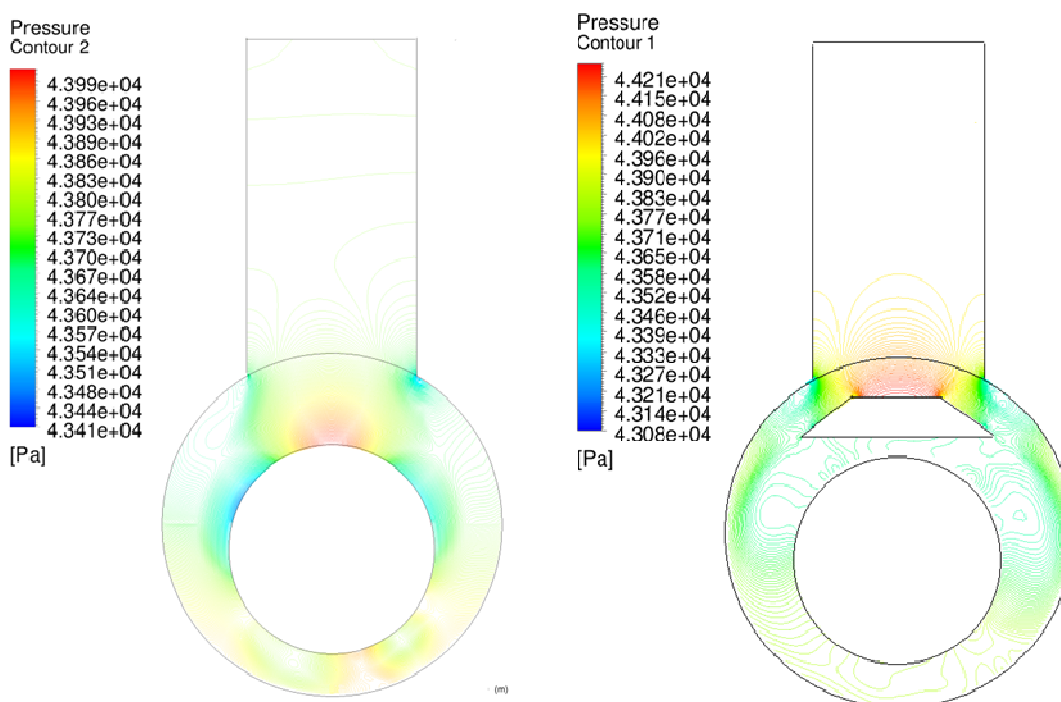


Obr. 2.20 Rozložení celkového tlaku v podélném řezu ve středu vstupu páry do výměníku pro základní variantu modelu výměníku a pro variantu s krycím plechem

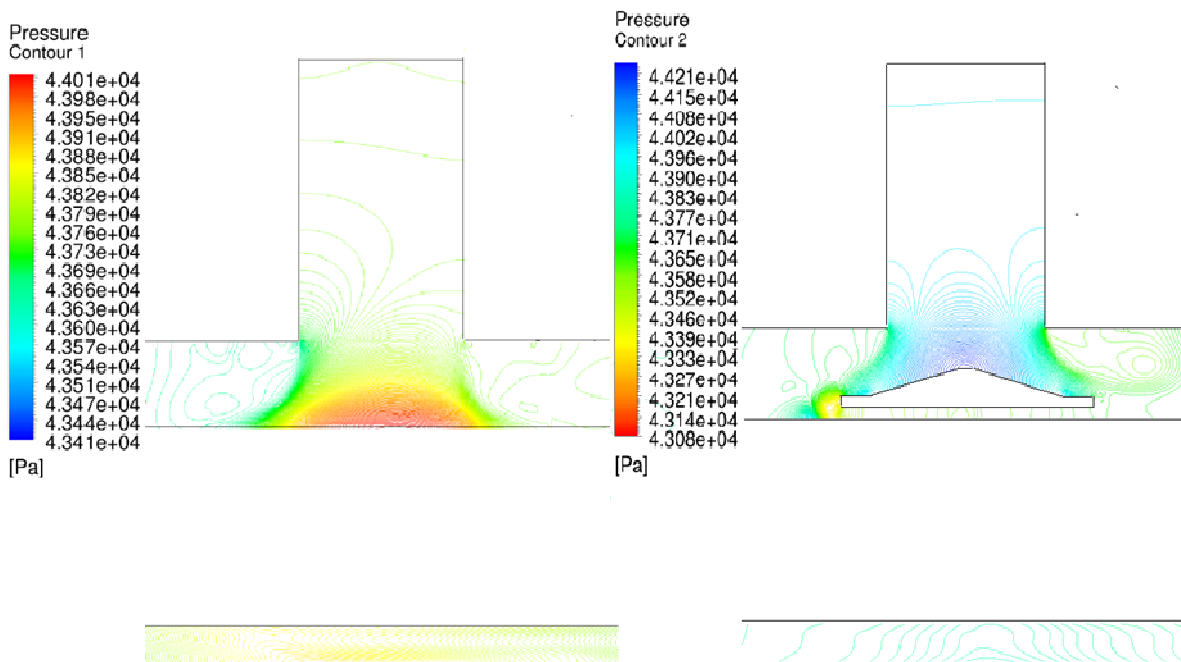
Z uvedených obrázků je patrné, že krycí plech zabraňuje přímému nárazu páry na trubkový svazek. To je součástí obecně užívaného HEI standardu (Heat Exchange Institut Standarts) pro uzavřené výměníky. Ten hovoří o tom, že trubkový svazek ve výměníku musí být chráněn před přímým nárazem páry.

2.3.4 Rozložení statického tlaku

Důležitou veličinou je také statický tlak. Rozložení statického tlaku je vidět na obrázku 2.21 a na obrázku 2.22, kde jsou zobrazeny jeho izočáry. Podobně jako je tomu u rozložení celkového tlaku, tak i statický tlak u prvního modelu dosahuje nejvyšších hodnot na povrchu trubkového svazku, zato u druhého modelu dosahuje v tomto místě mnohem nižších hodnot. U tohoto modelu jsou hodnoty statického tlaku nejvyšší v místě, kde pára naráží na krycí plech.



Obr. 2.21 Rozložení statického tlaku v příčném řezu ve středu vstupu páry do výměníku pro základní variantu modelu výměníku a pro variantu s krycím plechem

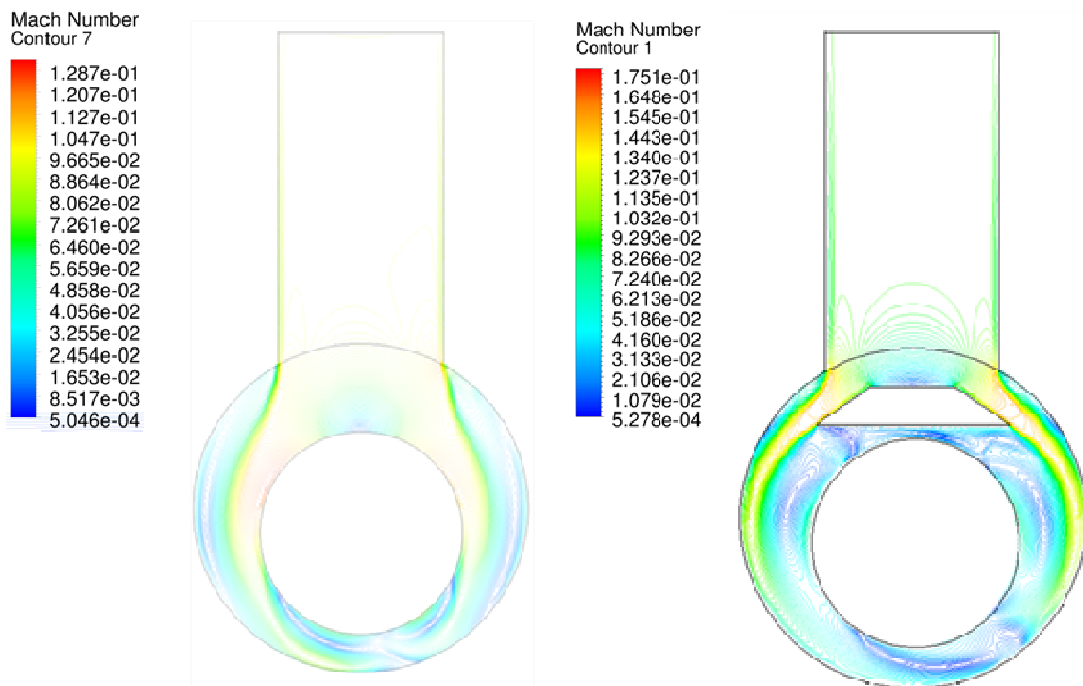


Obr. 2.22 Rozložení statického tlaku v podélném řezu ve středu vstupu páry do výměníku pro základní variantu modelu výměníku a pro variantu s krycím plechem

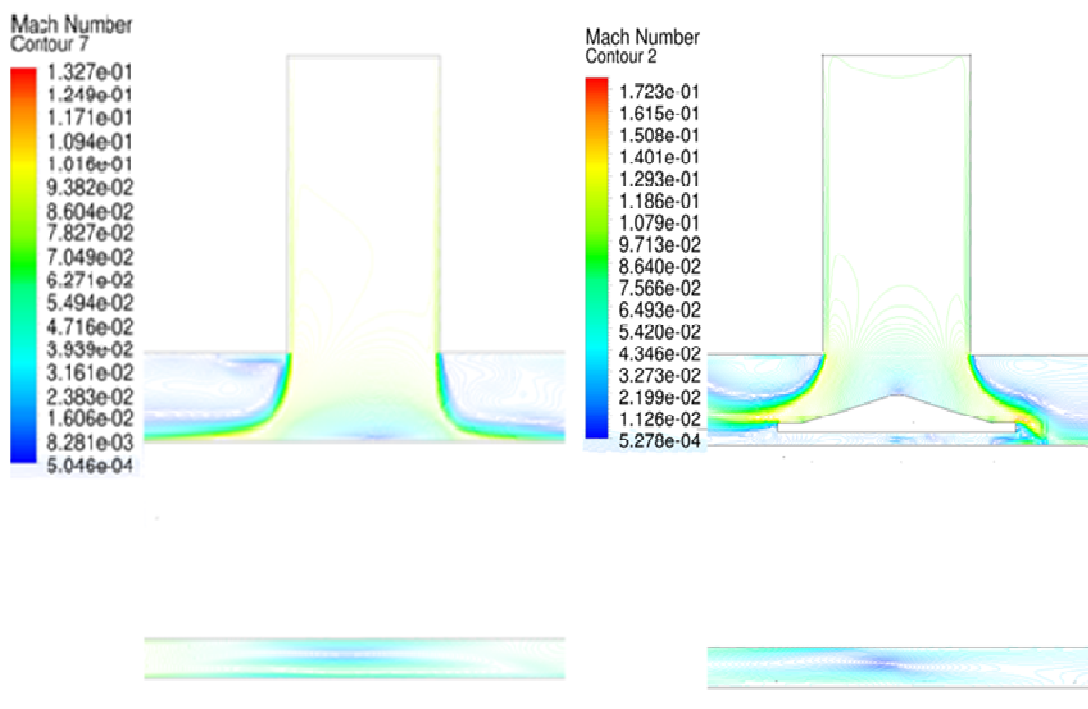
2.3.5 Izočáry Machova číslo

Machovo číslo je definováno jako poměr celkové rychlosti proudící tekutiny w k okamžité rychlosti zvuku a .

Izočáry Machova čísla jsou vidět na obrázku 2.23 a na obrázku 2.24. Hodnoty Machova čísla se v obou variantách výměníku také výrazně liší. V základním modelu dosahuje nejvyšších hodnot po stranách trubkového svazku. Zato u druhého modelu dosahuje nejvyšších hodnot v okolí krycího plechu.



Obr. 2.23 Izočáry Machova čísla v příčném řezu ve středu vstupu páry do výměníku pro základní variantu modelu výměníku a pro variantu s krycím plechem



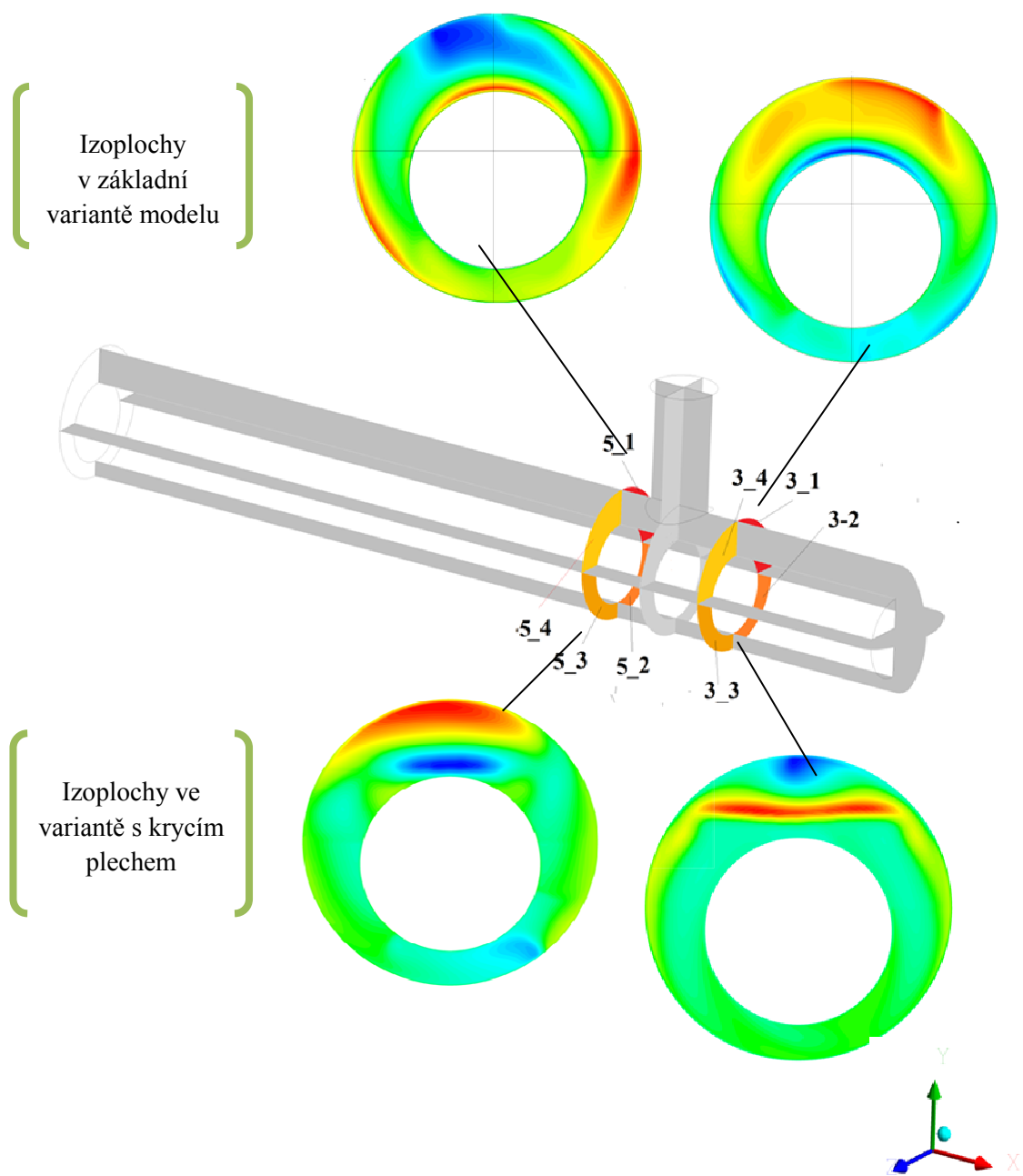
Obr. 2.24 Izočáry Machova čísla v podélném řezu ve středu vstupu páry do výměníku pro základní variantu modelu výměníku a pro variantu s krycím plechem

2.3.6 Průtočné množství

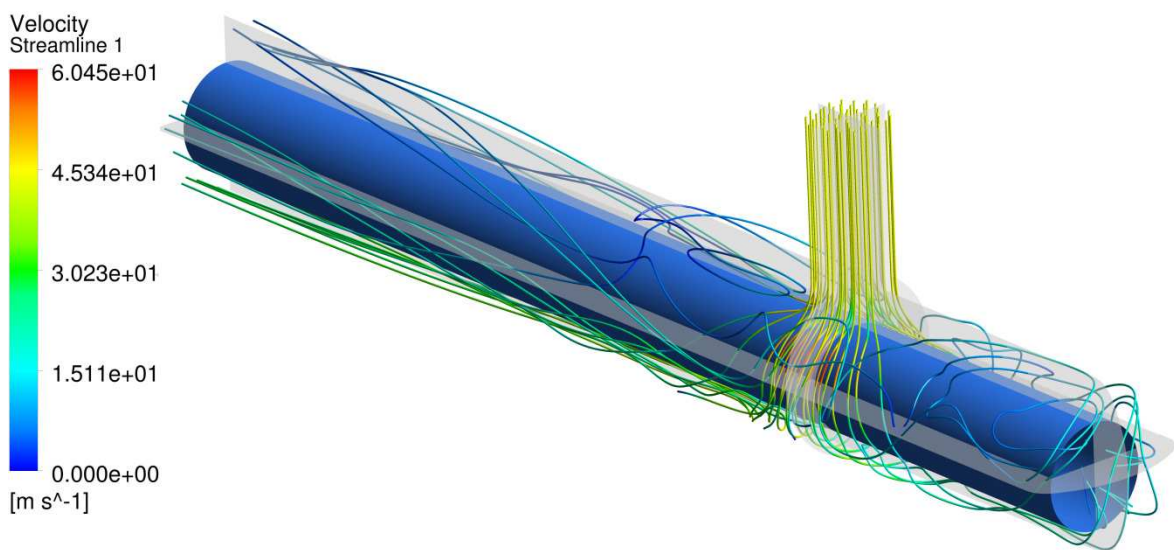
Dále se budeme zabývat průtočným množstvím v jednotlivých kvadrantech na vyznačených plochách na obrázku 2.25. Dané plochy jsou vzdálené 0,5 m od středu vstupu do výměníku. U modelů byly zjištěny následující hodnoty průtočného množství:

1. Model		2. Model	
$3_1 = -0.0688392$	}	$3_1 = 0.0704087$	}
$3_2 = 0.3650395$			
$3_3 = 0.2655799$		$3_2 = -0.2439116$	
$3_4 = 0.0722461$		$3_3 = 0.1441631$	
	= 0.4895341	$3_4 = 0.4723445$	= 0.4723445
$5_1 = -0.3411664$	}	$5_1 = -0.4494391$	}
$5_2 = -0.6862341$			
$5_3 = 0.1586436$		$5_2 = -0.4398382$	
$5_4 = 0.1586426$		$5_3 = -0.3881921$	
	= -1.4119992	$5_4 = -0.4707404$	= -1.7482098

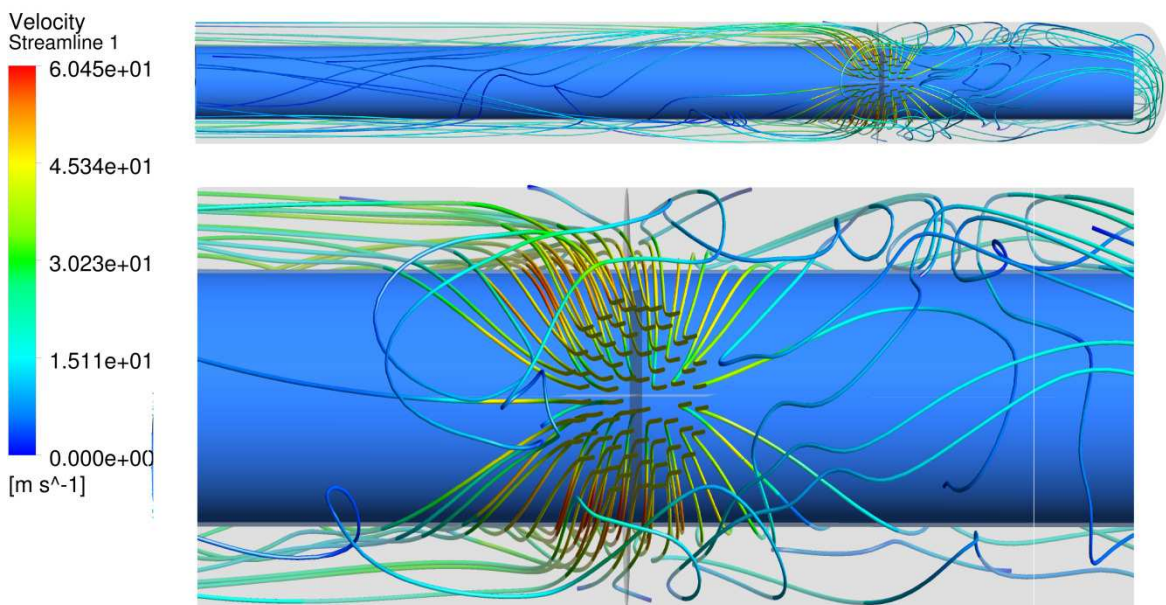
Shrnutím těchto hodnot můžeme říci, že u prvního modelu dochází k častým změnám směru proudu, protože v kvadrantech 3_1, 5_3 a 5_4 proudí více páry opačným směrem, než bylo očekáváno. U druhého modelu použitím krycího plechu byly tyto změny omezeny, hlavně v záporném směru. Průtočné množství na jednotlivých plochách můžeme vidět na obrázku 2.25. Vzniklé nerovnoměrnosti proudového pole jsou vidět i na obrázcích 2.26, 2.27, 2.28 a 2.29, kde jsou zobrazeny proudnice v jednotlivých variantách.



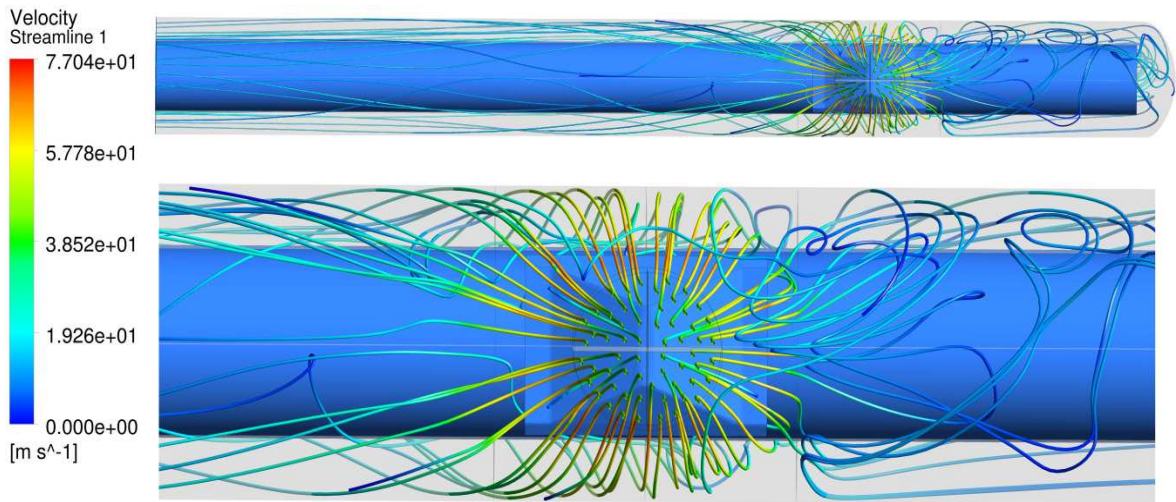
Obr. 2.25 Izoplochy průtočného množství pro obě varianty zobrazeny na plochách vzdálených 0,5 m od středu vstupu páry do výměníku



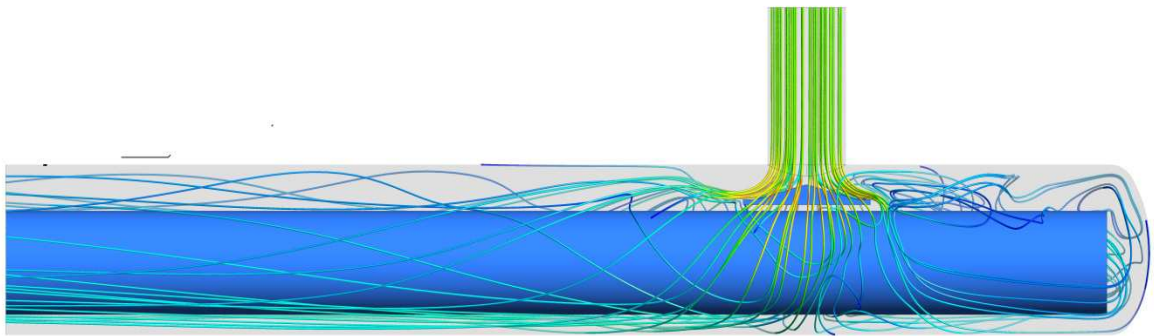
Obr. 2.26 Proudnice u základní varianty modelu výměníku



Obr. 2.27 Pohled shora na proudnice u základní varianty modelu výměníku



Obr. 2.28 Pohled shora na proudnice u varianty s krycím plechem



Obr. 2.29 Pohled z boku na proudnice u varianty s krycím plechem

Podíváme-li se na obrázky s proudnicemi, uvidíme, že u prvního modelu bez krycího plechu vznikají velké nerovnoměrnosti proudového pole v kladném i záporném směru. Použitím krycího plechu se tyto nerovnoměrnosti značně omezily, hlavně v záporném směru. Také zjistíme, že u prvního modelu proudnice narážejí kolmo na trubkový svazek. Díky těmto nárazům by docházelo k velkému opotřebování trubkového svazku. Tomu je zabráněno ve druhé variantě, kde proudnice jsou lépe usměrněny pomocí krycího plechu. Je vidět, že na rozdíl od prvního modelu je zde proudění rovnoměrně rozprostřeno do všech stran.

Závěr

Hlavním cílem této bakalářské práce bylo provést analýzu proudového pole na vstupu páry do tepelného výměníku u základní varianty modelu výměníku, který byl zadán zadavatelem a poté navrhnout vhodnou konstrukční úpravu pro optimalizaci tohoto proudového pole.

Protože jde o velmi náročnou úlohu, byly zde použity dva zjednodušující předpoklady. První předpoklad byl takový, že nebyl modelován celý výměník, ale pouze jeho vstupní část. Druhé zjednodušení spočívá v náhradě trubkového svazku pevnou stěnou.

Nejprve tedy byla vytvořena základní varianta modelu výměníku bez stínícího plechu, kde byla provedena analýza proudového pole na vstupu páry do výměníku. Rozložení proudového pole nebylo v této variantě optimální. Hodnoty celkové rychlosti, statického a celkového tlaku dosahovali na povrchu trubkového svazku velkých hodnot. To by v praxi způsobovalo značné opotřebování trubkového svazku a tím snížení jeho životnosti.

Proto byla vytvořena vhodnou konstrukční úpravou druhá varianta modelu výměníku. Byl zde přidán vlastní návrh stínícího plechu (vlastní tvar a umístění plechu). Porovnáním dosažených numerických výsledků obou variant bylo zjištěno, že proudové pole druhé varianty má výrazně lepší vlastnosti, než proudové pole u první varianty modelu. Druhá varianta dosahuje na povrchu trubkového svazku výrazně nižších hodnot rychlosti, statického a celkového tlaku.

Cíl bakalářské práce byl tedy splněn a druhá varianta bude sloužit jako podklad pro oddělení Konstrukce společnosti ŠKODA POWER, s.r.o. při návrhu nových typů výměníků.

V těchto variantách výměníků bylo použito zjednodušení, kdy byl trubkový svazek nahrazen pevnou stěnou. Vlastnosti trubkového svazku se ale liší od zde použité náhrady. Proto by se do budoucna tato práce mohla rozšířit o řešení problematiky náhrady trubkového svazku za nějaký typ polopropustné stěny.

Literatura

- [1] Kadrnožka, J.: *Tepelné elektrárny a teplárny*, Praha, 1984.
- [2] Ščeglajev, A.V.: *Parní turbíny*, Moskva, 1983.
- [3] ŠKODA POWER s.r.o.: *Firemní dokumentace*, 2011.
- [4] Mareš, R.: *Podklady k předmětu Termomechanika*.
- [5] Bojko, M.: *Návody do cvičení "Modelování proudění"- Fluent*, Ostrava, 2008.
- [6] Kozubková, M.: *Modelování proudění tekutin, Fluent, CFX*, Ostrava 2008.
- [7] Hoffmann, K. A., Chiang S.T.: *Computation Fluid Dynamics*, vol 1. vol 2. vol 3. Engineering Education System, Wichita, Kansas, USA 2000.
- [8] White, F.M.: *Fluid Mechanics* McGraw-Hill, Inc. 1994.
- [9] Vimmr, J.: *Modelování proudění tekutin s aplikacemi v biomechanice a ve vnitřní aerodynamice*, Habilitační práce, ZČU v Plzni, 2008.
- [10] Linhart, J.: *Podklady k předmětu Mechanika tekutin*.
- [11] Bílek, J.: *Návrh konstrukcí úpravy vstupní části elektráreského výměníku pomocí numerických simulací proudění páry*, Diplomová práce, ZČU v Plzni, 2011

Seznam symbolů a značení

CAD	počítačová podpora konstruování
CFD	výpočtová dynamika tekutin
a	rychlost zvuku
α	množství odebrané vody při regeneraci
c_p	měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku
c_v	tepelná kapacita při konstantním objemu
NTO	nízkotlaký ohřívák
μ	dynamická viskozita tekutiny
η	termická účinnost cyklu bez regenerace
η^r	termická účinnost cyklu s regenerací
i	entalpie
l	hydraulický průměr trubice
m	hmotnost
\dot{m}	průtočné množství
Ma	Machovo číslo
ν	kinematická viskozita tekutiny
ν_t	turbulentní kinematická viskozita

p	statický tlak tekutiny
q_1, q_2	teplo přivedené, teplo odvedené
q_r	teplo regenerované
r	podíl přivedeného a regeneračního tepla
Re	Reynoldsovo číslo
S	obsah plochy na vstupu do výměníku
ρ	hustota tekutiny
T	termodynamická teplota
t	čas
τ	smykové napětí
\dot{V}	průtočný objem
V_{optimal}	optimální objem buňky sítě
V_{real}	reálný objem buňky sítě
w	celková rychlost proudění