



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

## OPTIMALIZACE HYDRAULICKÉ ČÁSTI CHLAZENÍ HORKOVZDUŠNÉHO ŠOUPÁTKA

OPTIMIZING OF A HYDRAULIC PART OF A COOLING SYSTEM OF A HOT-AIR SLIDE VALVE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JOSEF MELECKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JAROSLAV ŠTIGLER, Ph.D.

BRNO 2015



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/2015

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Josef Melecký

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Fluidní inženýrství (2301T036)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Optimalizace hydraulické části chlazení horkovzdušného šoupátka**

v anglickém jazyce:

### **Optimizing of a hydraulic part of a cooling system of a hot-air slide valve**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Speciální horkovzdušná šoupátka jsou vybavena chladícími kanály uvnitř tělesa klapky. Tyto kanály musejí být navrženy tak, aby byly snadno vyrobitelné a přitom splňovali požadavky na dostatečné chlazení. Optimalizace hydraulické části by se týkala zamezení odtržení proudu v chladících kanálech a v zajištění rovnoměrných průtoků ve všech kanálech nově navrhovaného systému chlazení.

Cíle diplomové práce:

Numerické modelování a následné posouzení proudění z hlediska vzniku odtržení proudění ve stávajícím chladícím systému tělesa horkovzdušného šoupátka.

Kontrola zajištění dostatečných průtoků, nově navrženým systémem chladících kanálů, na základě numerického modelování proudění. Vyhodnocení výpočtů a případné návrhy úprav tak, aby byly zajištěny dostatečný průtok chladícími kanály.

Seznam odborné literatury:

Internet.

Podklady předané vedoucím diplomové práce.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 21.11.2014

L.S.

---

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.  
Ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
Děkan fakulty

## **Abstrakt**

Diplomová práce se věnuje hydraulické optimalizaci horkovzdušného šoupátka. Šoupátko je v provozu vystaveno vysokým teplotám, proto obsahuje aktivní systém chlazení. Doposud používaný chladicí systém je předimenzovaný a neefektivní. Takto byl navrhnout nový systém chlazení, který by měl představovat úsporu v provozních nákladech. V první části práce porovnává oba systémy z hlediska celkové tlakové ztráty. Druhá část práce se věnuje hydraulické optimalizaci nového systému. Výpočty jsou provedeny s využitím CFD modelování.

## **Abstract**

Master's thesis deals with hydraulic optimisation of a hot blast gate valve. The valve must be cooled down, because of very high temperature that is exposed to. The existing cooling system is oversized and ineffective. This gave opportunity to create a brand new system, that would lower operating expenses. The first part of the thesis is dedicated to comparison between both systems from the point of the total pressure loss. The second part of the thesis deals with hydraulic optimisation of the new system. Computations are modelled in CFD.

## **Klíčová slova**

Horkovzdušné šoupátko, hydraulická optimalizace, výpočtové modelování proudění

## **Key words**

Hot blast gate valve, hydraulic optimisation, computational fluid dynamics (CFD)

## **Bibliografická citace**

MELECKÝ, J. *Optimalizace hydraulické části chlazení horkovzdušného šoupátka*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 55 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.

## **Čestné prohlášení**

Čestně prohlašuji, že diplomovou práci na téma Optimalizace hydraulické části chlazení horkovzdušného šoupátka jsem vypracoval samostatně pod vedením svého vedoucího diplomové práce s použitím odborné literatury, kterou jsem všechnu citoval v seznamu literatury.

V Brně 29.5.2015

.....

Bc. Josef Melecký

## **Poděkování**

Na tomto místě chci poděkovat především vedoucímu mé práce doc. Ing. Jaroslavu Štiglerovi, Ph.D. za cenné připomínky a komentáře v průběhu tvorby diplomové práce.

Obzvlášť bych chtěl poděkovat mé manželce a rodičům za podporu při studiu.

# Obsah

1	Úvod .....	9
2	Rešerše [1] .....	10
2.1	Ztráty v potrubním systému .....	12
2.1.1	Ztráty délkové .....	12
2.1.2	Ztráty místní - singulární .....	14
2.2	Zapojení obvodu .....	15
2.2.1	Sériové zapojení odporů .....	15
2.2.2	Paralelní zapojení odporů .....	16
3	Armatura .....	17
3.1	Technický popis [4] .....	17
3.2	Chlazení .....	18
3.2.1	Dosavadní systém chlazení .....	19
3.2.2	Nový systém chlazení .....	20
4	Výpočet tlakové ztráty .....	21
4.1	Příprava sítě .....	23
4.1.1	Tvorba geometrie .....	23
4.1.2	Tvorba výpočetní sítě .....	24
4.1.3	Zadání okrajových podmínek [8] .....	27
4.2	Nastavení výpočtu .....	29
4.3	Vyhodnocení výsledků .....	30
5	Optimalizace .....	32
5.1	Zaručení rovnoměrnosti průtoku .....	32
5.1.1	Představení teoretického modelu .....	32
5.1.2	Výpočet teoretického modelu .....	34
5.1.3	Stanovení velikosti hrany b .....	35
5.1.4	Teoretický model s uvažováním vlivu drsnosti .....	37
5.2	Problematické oblasti .....	38
5.2.1	Potlačení zpětného proudění při spojení proudu .....	40
5.2.2	Potlačení víru při rozpojení proudu .....	41
5.2.3	Vyhodnocení nejlepší varianty .....	48
6	Závěr .....	49
	Seznam obrázků .....	51
	Seznam tabulek .....	53
	Seznam použité literatury .....	54
	Seznam příloh .....	55

# 1 Úvod

Tekutiny představují pro lidstvo nejzákladnější surovinu. Pitná voda přiváděná k našim domovům, krev kolující v žilách nebo ropa proudící v ropovodech. Všechny jmenované aplikace jsou různorodé, ale jedno mají společné, jsou v pohybu. Doprava těchto tekutin je neméně důležitou součástí. Při pohybu skutečné kapaliny v uzavřeném prostoru vznikají vlivem tření energetické ztráty. Tento fyzikální jev hraje zásadní roli při návrhu stroje – čerpadla, který ztráty pokryje. Snahou v praxi je navrhnout tekutinové systémy s ohledem na co nejnížší energetické ztráty při zaručení požadovaných výstupních parametrů (tlak, průtok). Zůstat šetrný k životnímu prostředí by v dnešní době mělo být devízou každého projektanta. I tato práce tento aspekt zohledňuje.

Zadavatelem diplomové práce je firma ARMATURY Group a.s. Práce se věnuje uzavírací hutní armatuře, která nalézá své uplatnění u ohřívačů vzduchu vysokých pecí. Vlivem přítomnosti vysokých teplot, obsahuje horkovzdušné šoupátko chladicí systém, který má za úkol odvádět nahromaděné teplo a chránit armaturu před trvalou deformací. Dosavadní chladicí systém je dle experimentálního zkoušení v provozu předimenzovaný. Takto vznikl požadavek na nový chladicí systém, který by měl náklady čerpadla systému minimalizovat.

Práce porovnává oba systémy z hlediska celkové tlakové ztráty a vyhodnocuje výhodnější variantu. Těžištěm práce je však hydraulická optimalizace nového konceptu.

## 2 Rešerše [1]

Tato kapitola obsahuje shrnutí teoretických poznatků vztahujících se k řešenému problému. Teoretické poznatky jsou dále v práci využity k sestavení teoretického modelu výpočtu. Kapitola přibližuje pojmy jako např. režimy proudění, Reynoldsovo číslo, hydraulický průměr nebo součinitel tření.

### Režim proudění

Proudění skutečné kapaliny popisuje proudění laminární nebo proudění turbulentní. Při laminárním proudění se částice pohybují po vrstvách ve směru hlavního proudu. Zatímco pro turbulentní proudění je charakteristický přechod částic kapaliny napříč těmito vrstvami – dochází k promíchávání jednotlivých vrstev.

### Reynoldsovo číslo

K určení typu proudění kapaliny slouží Reynoldsovo číslo (Re), které je charakterizováno jako podobnostní číslo z poměru síly setrvačné  $F_s$  a síly vnitřního tření  $F_t$ . Můžeme jej definovat vztahem

$$Re = \frac{F_s}{F_t} = \frac{\rho \cdot l^2 \cdot v^2}{\eta \cdot l \cdot v} = \frac{l \cdot v \cdot \rho}{\eta} = \frac{l \cdot v}{\nu} \quad (1)$$

kde:  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota

$l$  [m] – charakteristický rozměr průtočného profilu – hydraulický průměr

$v$  [m/s] – střední rychlost profilu

$\eta$  [Pa\*s] – dynamická viskozita

$\nu$  [m<sup>2</sup>/s] – kinematická viskozita

### Kritické Re-číslo

Kritické Re-číslo vyjadřuje ztrátu stability proudění. Ztráta nemusí být docílena pouze zvýšením Re-čísla, vliv na ní mají i okolnosti (např. vibrace). Hranice přechodu mezi laminárním a turbulentním prouděním není exaktně stanovena. V literatuře je hodnota kritického Re-čísla pro vodu při atmosférických podmínkách  $Re = 2320$ . Hranice se však pohybuje v intervalu od 2100 do 4000. Proudění můžeme považovat za laminární při hodnotách Re nižších než 2100. Obdobně lze říci, že je proudění turbulentní při hodnotách Re vyšších než 4000. Tyto hodnoty platí pro kruhový profil bez uvažování vnějších vlivů, které mohou přechod ovlivnit.

## Hydraulický průměr

Tato práce pracuje především s nekruhovým průřezem. Proto se zavádí pojem hydraulický průměr  $D_h$ , který je dán poměrem čtyřnásobku vnitřního průřezu protékaného profilu „S“ k obvodu daného průřezu „o“.

$$D_h = \frac{4 \cdot S}{o} \quad (2)$$

## 2.1 Ztráty v potrubním systému

V hydraulických potrubních systémech existují dva druhy energetických ztrát. Jednak to jsou ztráty délkové, tak ztráty místní.

### 2.1.1 Ztráty délkové

Délkové ztráty vznikají třením kapaliny po délce potrubí a jsou vyjádřeny ztrátovou měrnou energií  $Y_{zt}$  podle Darcy – Weissbachova vztahu (3).

$$Y_{zt} = \sum_{j=1}^n \left( \zeta_j \cdot \frac{v_j^2}{2} \right) = \sum_{j=1}^n \left( \lambda_j \cdot \frac{L_j}{D_{hj}} \cdot \frac{v_j^2}{2} \right) \quad (3)$$

kde:

$Y_{zt}$  – ztrátová měrná energie

index „j“ – obecný index jednotlivých úseků potrubí o celkovém počtu „n“

$\zeta_j$  – ztrátový součinitel tření po délce úseku „j“

$L_j$  – osová délka potrubního úseku číslo „j“

$\lambda_j$  – součinitel tření po délce úseku „j“

$D_{hj}$  – hydraulický průměr potrubí odpovídající úseku „j“

$v_j$  – střední rychlost kapaliny v potrubí o vztažném průřezu „ $S_j$ “

S Darcy – Weissbachovým vztahem se pracuje zejména v kapitole číslo 5 Optimalizace. Vliv jednotlivých parametrů rovnice na velikost tlakové ztráty, shrnuje Tabulka 1.

Snížení ztráty	Zvýšení ztráty
<ul style="list-style-type: none"> <li>- větší hydraulický průměr</li> <li>- kratší osová délka potrubí</li> <li>- nižší hodnota součinitele tření</li> <li>- menší rychlost tekutiny</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- menší hydraulický průměr</li> <li>- delší osová délka potrubí</li> <li>- vyšší hodnota součinitele tření</li> <li>- vyšší rychlost tekutiny</li> </ul>

**Tabulka 1 – Darcy – Weissbachův vztah**

Poslední neznámou Darcy – Weissbachova vztahu, která zůstává neobjasněna, je součinitel tření  $\lambda$ .

## Součinitel tření $\lambda$ [2]

Součinitel tření udává, jak velký odpor proti pohybu kapaliny představuje tření. Nemůžeme jej popsat jedinou rovnicí. Vztahy pro jeho výpočet se pro každý režim proudění liší.

Jak je popsáno v kapitole 2, existuje kritické Reynoldsovo číslo ( $Re_k=2300$ ), které stanovuje hranici mezi prouděním laminárním a turbulentním. U turbulentního proudění však rozlišujeme ještě další 3 režimy.

**1. režim turbulentního proudění** – v tzv. hydraulicky hladkém potrubí, ve kterém je tření funkcí pouze Re-čísla [ $\lambda=f(Re)$ ]

**2. režim turbulentního proudění** – v tzv. přechodové oblasti, kdy je tření závislé na Re-čísle a na relativní drsnosti „ $k_r$ “ [ $\lambda=f(Re, k_r)$ ]

**3. režim turbulentního proudění** – v tzv. hydraulicky drsném potrubí, ve kterém je tření závislé pouze na relativní drsnosti „ $k_r$ “ [ $\lambda=f(k_r)$ ]

Na základě stovek experimentů byly získány diagramy (Nikuradseho, Moodyho), ze kterých je možno odečíst přibližnou hodnotu součinitele tření. Pro analytické řešení tato metoda výpočet prodlužuje, proto vzniklo několik empirických vztahů různých autorů pro různé režimy proudění, které významně šetří výpočetní čas.

a. pro laminární proudění ( $Re < Re_k$ ) platí

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (4)$$

b. pro turbulentní proudění ( $Re > Re_k$ ) platí

- 1. režim turbulentního proudění – vztah dle **Konakova**

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \cdot \log Re - 1,5)^2} \quad (5)$$

- 2. režim turbulentního proudění – vztah dle **Al'tšula**

$$\lambda = \left[ -1,8 \cdot \log \left( \frac{k_r}{10} + \frac{7}{Re} \right) \right]^{-2} \quad (6)$$

- 3. režim turbulentního proudění – vztah dle **Nikuradseho**

$$\lambda = \left[ 1,14 + 2 \cdot \log \left( \frac{1}{k_r} \right) \right]^{-2} \quad (7)$$

## 2.1.2 Ztráty místní - singulární

Výpočet místních ztrát vychází rovněž z Darcy-Weissbachova vztahu, přičemž se v rovnici vyskytuje součinitel místních ztrát  $\zeta$ , který je vztažen k danému prvku - singularitě.

$$Y_{zm} = \sum_{j=1}^m \left( \zeta_j \cdot \frac{v_j^2}{2} \right) \quad (8)$$

kde:

$Y_{zm}$  – ztrátová měrná energie

index „ $j$ “ – obecný index, označující jednotlivé singularity číslo „ $(i)$ “ o celkovém počtu „ $(m)$ “

$\zeta_j$  – ztrátový součinitel místních ztrát, vztažen k danému prvku „ $i$ “

$v_j$  – střední rychlost kapaliny v potrubí o vztažném průřezu „ $S_j$ “

### Přehled místních ztrát

V hydraulických potrubních systémech se objevují následující místní (singulární) ztráty.

<b>a. Elbows</b>			
Regular 90°, flanged	0.3		
Regular 90°, threaded	1.5		
Long radius 90°, flanged	0.2		
Long radius 90°, threaded	0.7		
Long radius 45°, flanged	0.2		
Regular 45°, threaded	0.4		
<b>b. 180° return bends</b>			
180° return bend, flanged	0.2		
180° return bend, threaded	1.5		
<b>c. Tees</b>			
Line flow, flanged	0.2		
Line flow, threaded	0.9		
Branch flow, flanged	1.0		
Branch flow, threaded	2.0		
<b>d. Union, threaded</b>		0.08	
<b>*e. Valves</b>			
Globe, fully open	10		
Angle, fully open	2		
Gate, fully open	0.15		
Gate, 1/4 closed	0.26		
Gate, 1/2 closed	2.1		
Gate, 3/4 closed	17		
Swing check, forward flow	2		
Swing check, backward flow	∞		
Ball valve, fully open	0.05		
Ball valve, 1/2 closed	5.5		
Ball valve, 3/4 closed	210		

\*See Fig. 8.36 for typical valve geometry

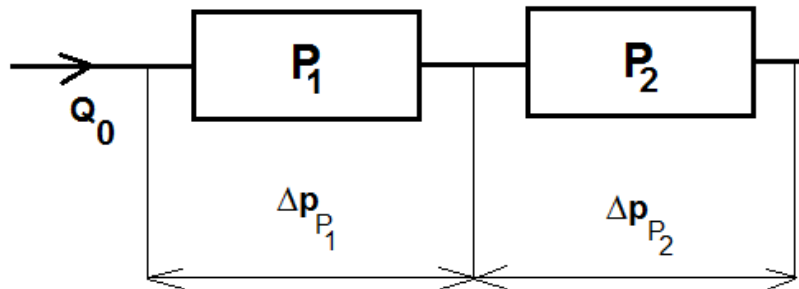
Obrázek 1 – Hodnoty místních ztrát [3]

## 2.2 Zapojení obvodu

V potrubních systémech rozlišujeme dva základní typy řazení – sériové a paralelní. Nabízí se zde stejná analogie jako u elektrických obvodů.

### 2.2.1 Sériové zapojení odporů

Odpory (potrubí) jsou řazeny za sebou do série.



**Obrázek 2 – Sériové řazení**

Pro 2 odpory řazené do série platí rovnice (9 a 10)

$$\Delta p_c = \Delta p_{P_1} + \Delta p_{P_2} \quad (9)$$

$$Q_0 = Q_{P_1} = Q_{P_2} \quad (10)$$

kde:

$\Delta p_c$  – celková tlaková ztráta

$\Delta p_{P_1}$  – tlaková ztráta na odporu P1

$\Delta p_{P_2}$  – tlaková ztráta na odporu P2

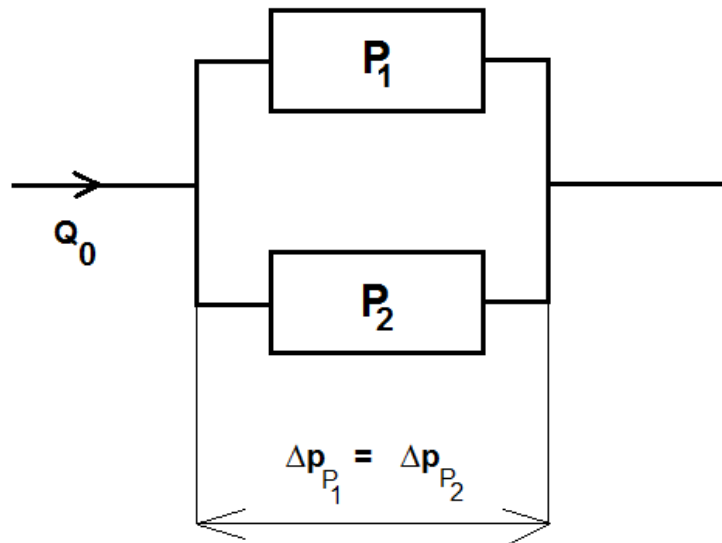
$Q_0$  – průtok na vstupu

$Q_{P_1}$  – průtok odporem P1

$Q_{P_2}$  – průtok odporem P2

### 2.2.2 Paralelní zapojení odporů

Odpory jsou řazeny paralelně.



**Obrázek 3 – Paralelní řazení**

Pro 2 odpory řazené paralelně platí rovnice (11 a 12)

$$\Delta p_c = \Delta p_{P_1} = \Delta p_{P_2} \quad (11)$$

$$Q_0 = Q_{P_1} + Q_{P_2} \quad (12)$$

kde:

$\Delta p_c$  – celková tlaková ztráta

$\Delta p_{P_1}$  – tlaková ztráta na odporu P1

$\Delta p_{P_2}$  – tlaková ztráta na odporu P2

$Q_0$  – průtok na vstupu

$Q_{P_1}$  – průtok odporem P1

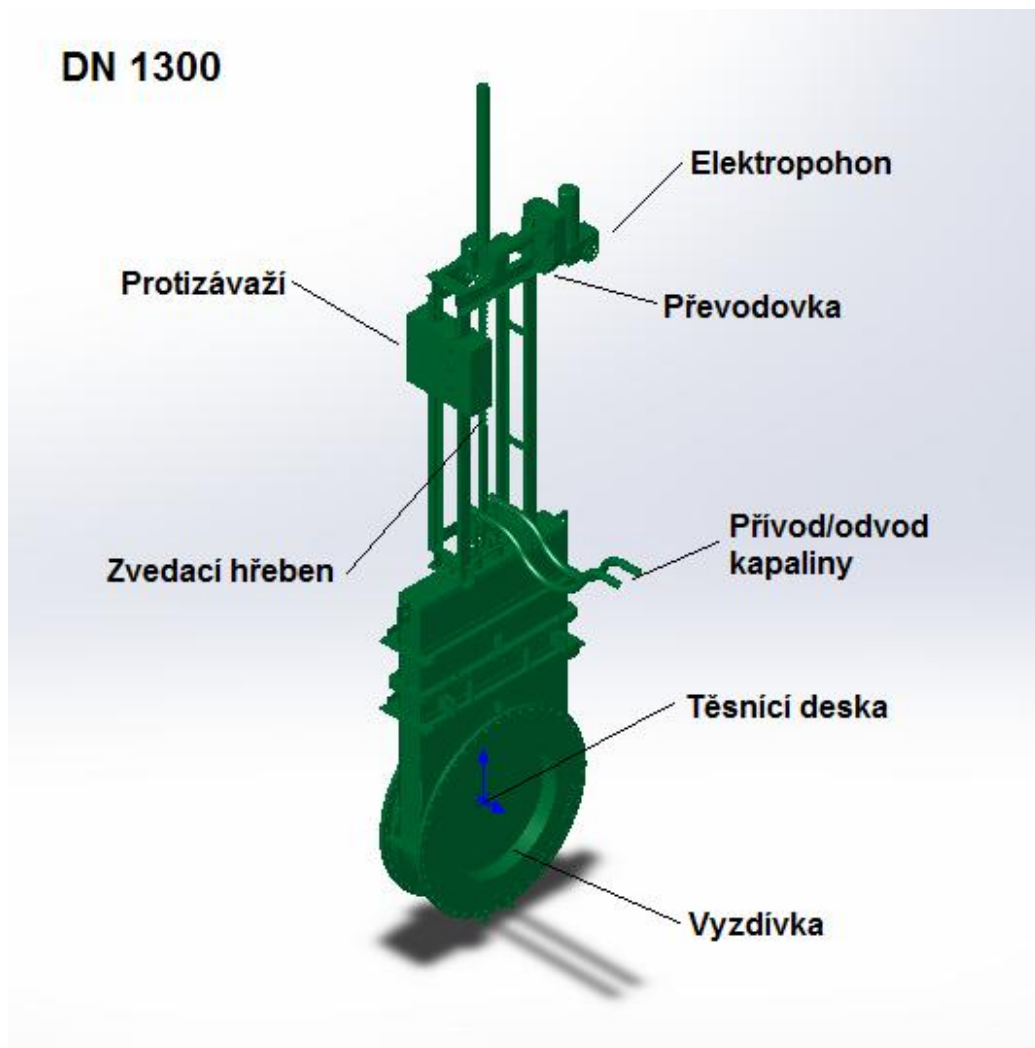
$Q_{P_2}$  – průtok odporem P2

### 3 Armatura

Předmětem této diplomové práce je horkovzdušné šoupátko, které se zabudovává do horkovzdušného potrubí u ohřivačů vzduchu vysokých pecí. Jedná se o uzavírací armaturu, která operuje ve dvou režimech – otevřeno a uzavřeno.

#### 3.1 Technický popis [4]

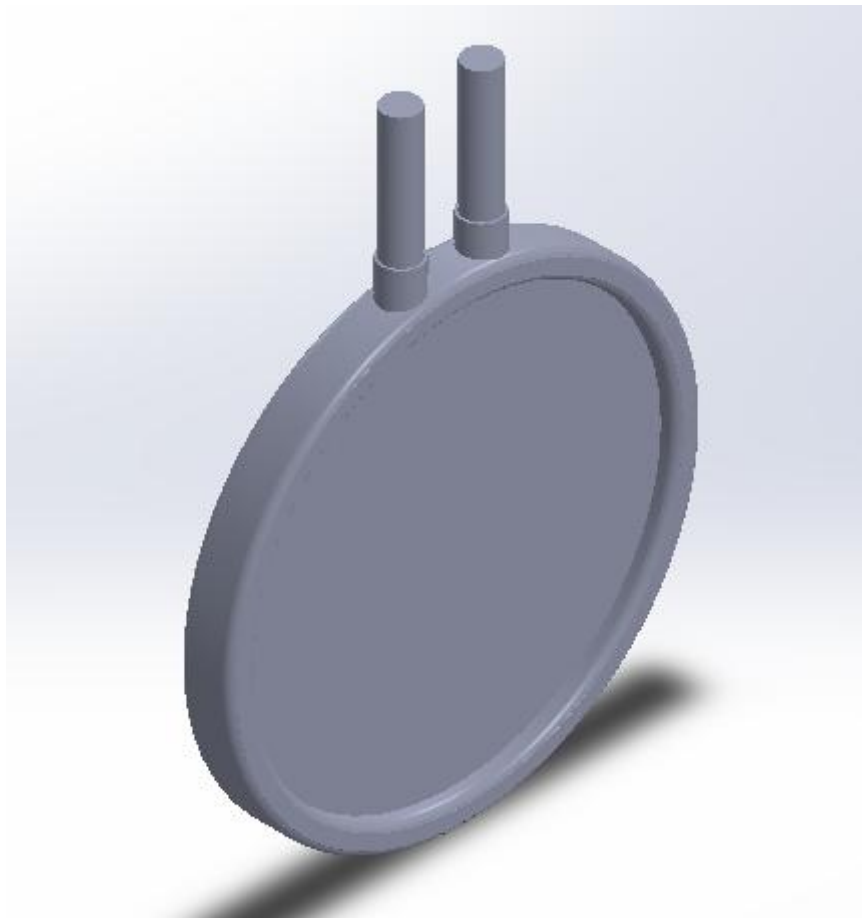
Horkovzdušné šoupátko (DN 1300) chrání žáruvzdorná vyzdívka, jež zabraňuje ztrátě tepla v potrubí a zároveň přílišnému ohřátí povrchu šoupátka. Sedlové kruhy tělesa a těsnicí deska jsou chlazeny upravenou čistou vodou. Těleso je chlazeno pouze průtočným způsobem. Hmotnost těsnicí desky kompenzuje protizávaží. Šoupátko je ovládáno pomocí čelní převodovky a víceotáčkového elektropohonu. Točivý moment se přenáší přes ozubené kolo na zvedací hřeben. Nouzové ovládání při výpadku elektrického proudu je možné pomocí ručního kola. Maximální pracovní teplota je 1 450 °C.



Obrázek 4 – Technický popis armatury [5]

## 3.2 Chlazení

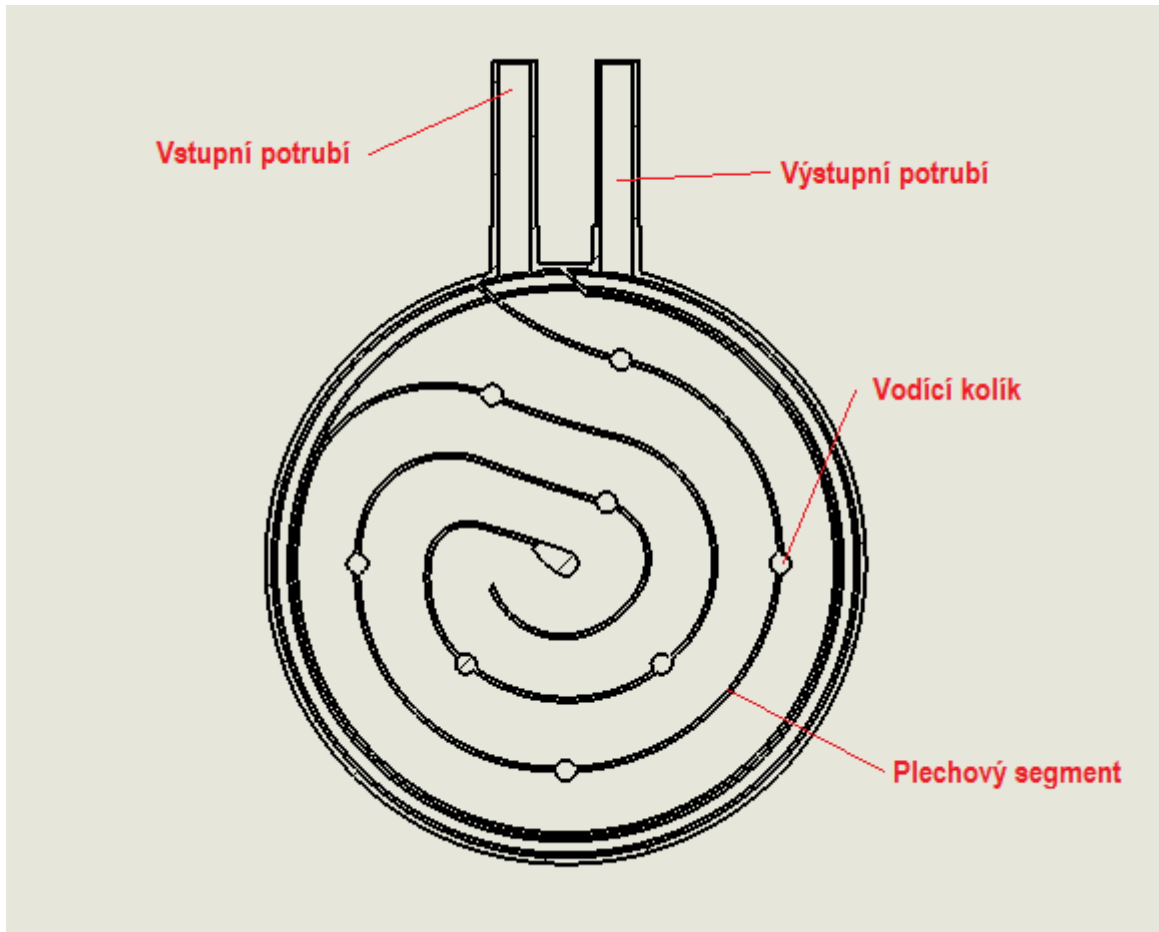
Armatura bývá v provozu krátkodobě vystavena teplotám přes teplotu 1 400 °C. Provozování armatury při tak vysoké teplotě může vést ke změně materiálu a jeho vlastností. Tento stav je z hlediska provozu nepřijatelný, proto se do systému zařazuje systém chlazení. Teplo je odváděno skrze chladicí kanálky vedené v části armatury nazývané jako těsnící deska. U uzavíracích armatur se deska (klín) při otevřeném průtoku nachází v horní pozici a pouze její spodní část je v přímém kontaktu s protékajícím vzduchem. Při požadavku uzavření zajišťuje deska (klín) z horní pozice do dolní, kdy dosedá do sedla a zaručuje 100 % těsnost v obou směrech průtoku. Detail těsnící desky používaného u tohoto typu armatury zobrazuje Obrázek 5 .



Obrázek 5 – Izometrický pohled na těsnící desku armatury

### 3.2.1 Dosavadní systém chlazení

System chlazení používaný doposud firmou ARMATURY Group a.s., lze vidět z Obrázku 6 v řezu.

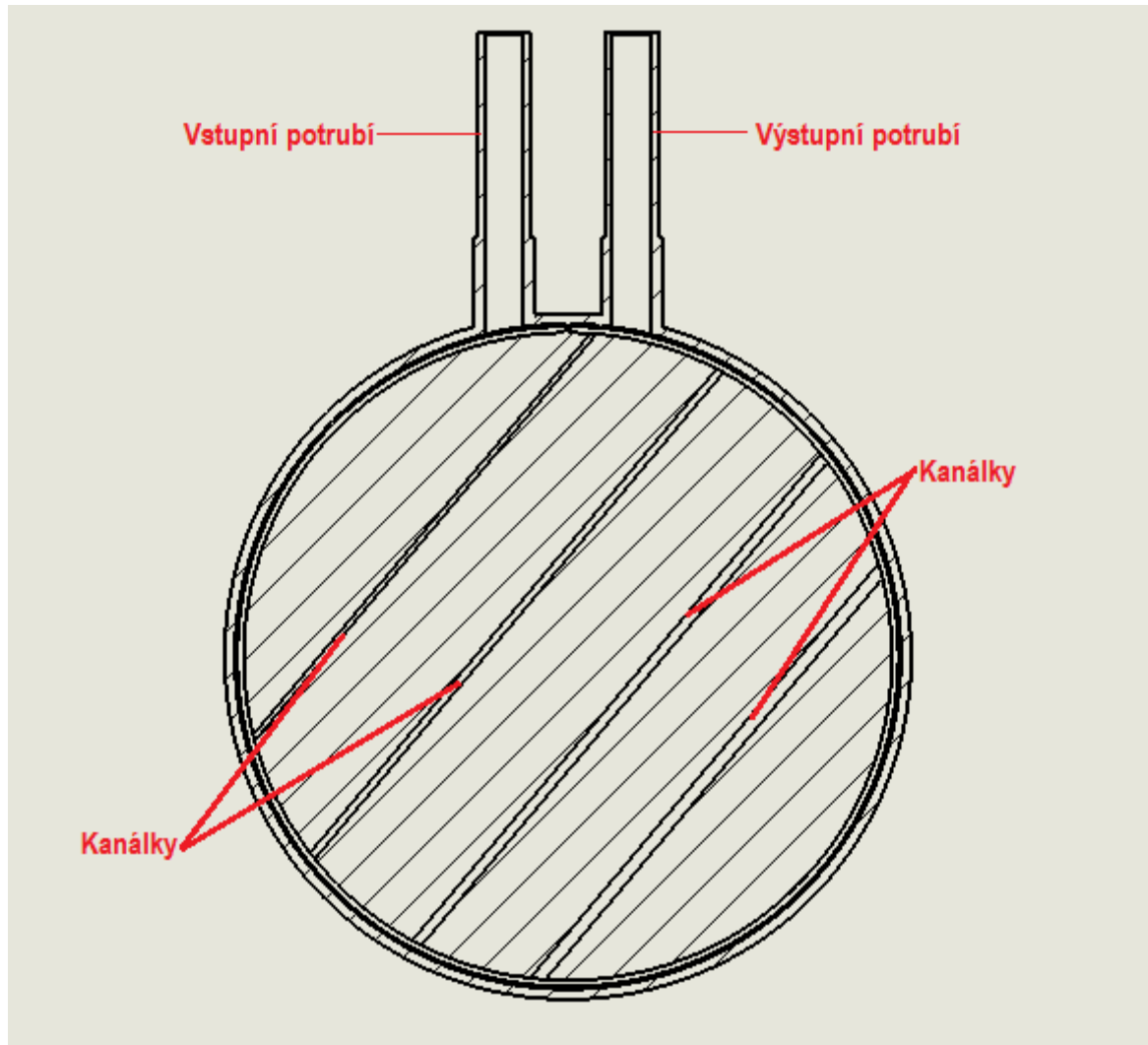


**Obrázek 6 – Dosavadní systém chlazení v řezu**

Kapalina proudí vstupním potrubím do šnekového systému, který je tvořen kanálkami různých průřezů. Zahřáté médium poté opouští systém chlazení výstupním potrubím.

### 3.2.2 Nový systém chlazení

Dosavadní systém chlazení podstoupil experimentální měření termo-kamerou v provozu. Bylo zjištěno, že ze středové části těsnící desky, odvádí kapalina podstatně menší množství tepla. Střední část desky nemusí být chlazená tak jako část desky po obvodu. Takto vznikl podnět na nový návrh konstrukce, který by zaručoval dostatečný chladicí výkon a současně by snižoval energetické nároky systému. Nový návrh konstrukce zobrazuje v řezu Obrázek 7.



Obrázek 7 – Nový systém chlazení v řezu

Otázkou zůstává, jak moc bude nová koncepce šetrnější (jak nižší bude tlaková ztráta) a zda budou zachovány předpoklady pro dostatečný chladicí výkon. Na část z toho odpoví následující kapitoly.

## 4 Výpočet tlakové ztráty

Tato kapitola se věnuje výpočtu tlakové ztráty obou systémů chlazení. Zásadním kritériem pro porovnání obou systémů chlazení je energetická, resp. tlaková ztráta. Vlivem tření kapaliny dochází k nevratné disipaci energii do tepla. Se zvětšující se mírou disipace (tlakovou ztrátou) roste energie na pokrytí ztrát. Snahou je tlakovou ztrátu minimalizovat, aby zůstaly provozní náklady čerpadla co nejnižší.

### CFD výpočet [6]

Teoretický výpočet by byl značně komplikovaný, proto je využito výpočtového numerického modelování (anglicky CFD). CFD výpočet proudění se skládá z řešení diferenciálních rovnic proudění pro každý objem výpočetní sítě. Pod pojmem výpočetní síť si představíme objem zkoumané kapaliny, který rozdělíme na menší objemy – buňky. Pro každou buňku můžeme předepsat následující diferenciální rovnice.

- rovnice kontinuity (zákon zachování hmotnosti) – 1 rovnice
- rovnice Navier – Stokesova (zákon zachování hybnosti) – 3 složková rovnice
- rovnice turbulence – min. 2 další rovnice

Rovnice **kontinuity** pro nestlačitelné proudění lze psát ve tvaru:

$$\operatorname{div} \vec{v} = 0 \quad (13)$$

Rovnice **Navier – Stokesova** lze psát ve tvaru:

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \operatorname{grad} \vec{v} = -\frac{1}{\rho} \operatorname{grad} p + \nu \Delta \vec{v} + \vec{g} \quad (14)$$

kde:

$\vec{v}$  - vektor rychlosti kapaliny [m/s]

$t$  - čas [s]

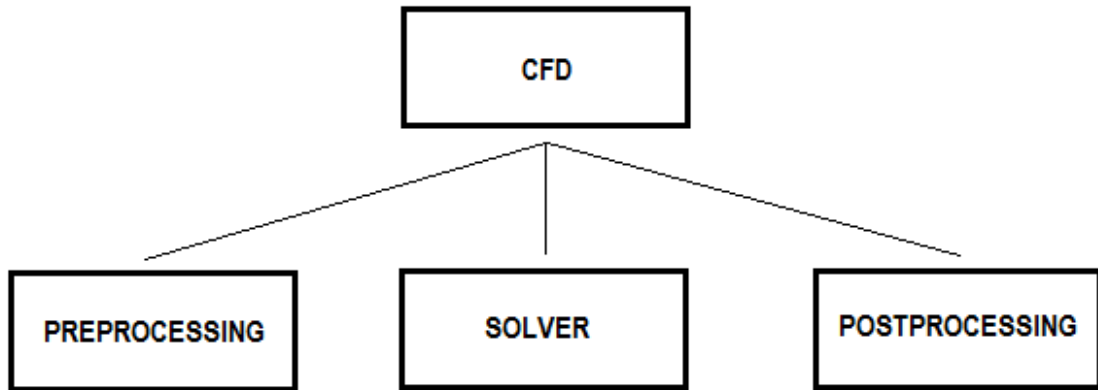
$\rho$  – hustota kapaliny [kg/m<sup>3</sup>]

$p$  – tlak [Pa]

$\nu$  – kinematická viskozita kapaliny [m<sup>2</sup>/s]

$\vec{g}$  – vektor tíhového zrychlení [m/s<sup>2</sup>]

Numerické modelování můžeme rozdělit do tří kroků nastíněných na Obrázku 8.



Obrázek 8 – Numerické modelování (CFD)

### **Příprava sítě (Preprocessing)**

Příprava výpočetního modelu - objem kapaliny je rozdělen na síť výpočetních buněk.

### **Nastavení výpočtu (Solver)**

Výpočetní síť je přenesena do softwaru určeného pro řešení diferenciálních rovnic. Po načtení sítě následuje nastavení výpočtu.

### **Vyhodnocení výsledků (Postprocessing)**

Výpočet dosáhl určitého počtu iterací a může být nadále vyhodnocen.

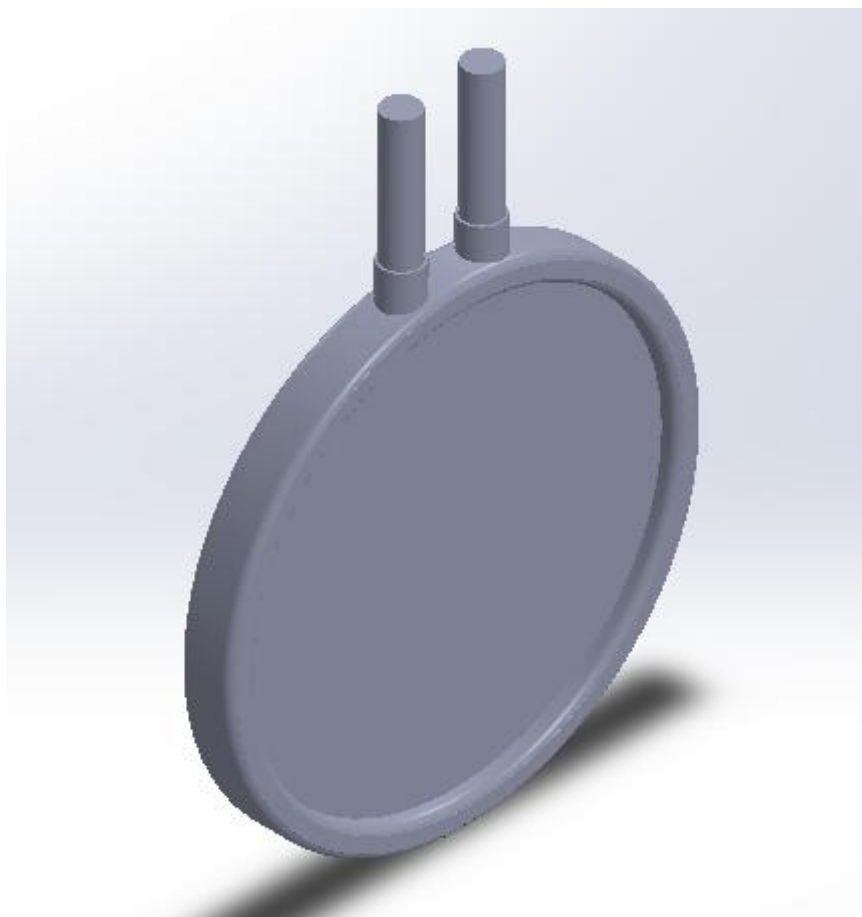
## 4.1 Příprava sítě

Příprava výpočetního modelu se skládá ze tří důležitých bodů

- tvorba geometrie
- tvorba výpočetní sítě
- zadání okrajových podmínek

### 4.1.1 Tvorba geometrie

Geometrie dle Obrázku 9 byla poskytnuta zadavatelem této diplomové práce. Převzatou geometrii bylo nutno vyexportovat do speciálního formátu, který můžeme načíst v programu GAMBIT. V našem případě se jednalo o formát typu ACIS, který podporuje export ploch těl, křivek a drátové geometrie. [7]

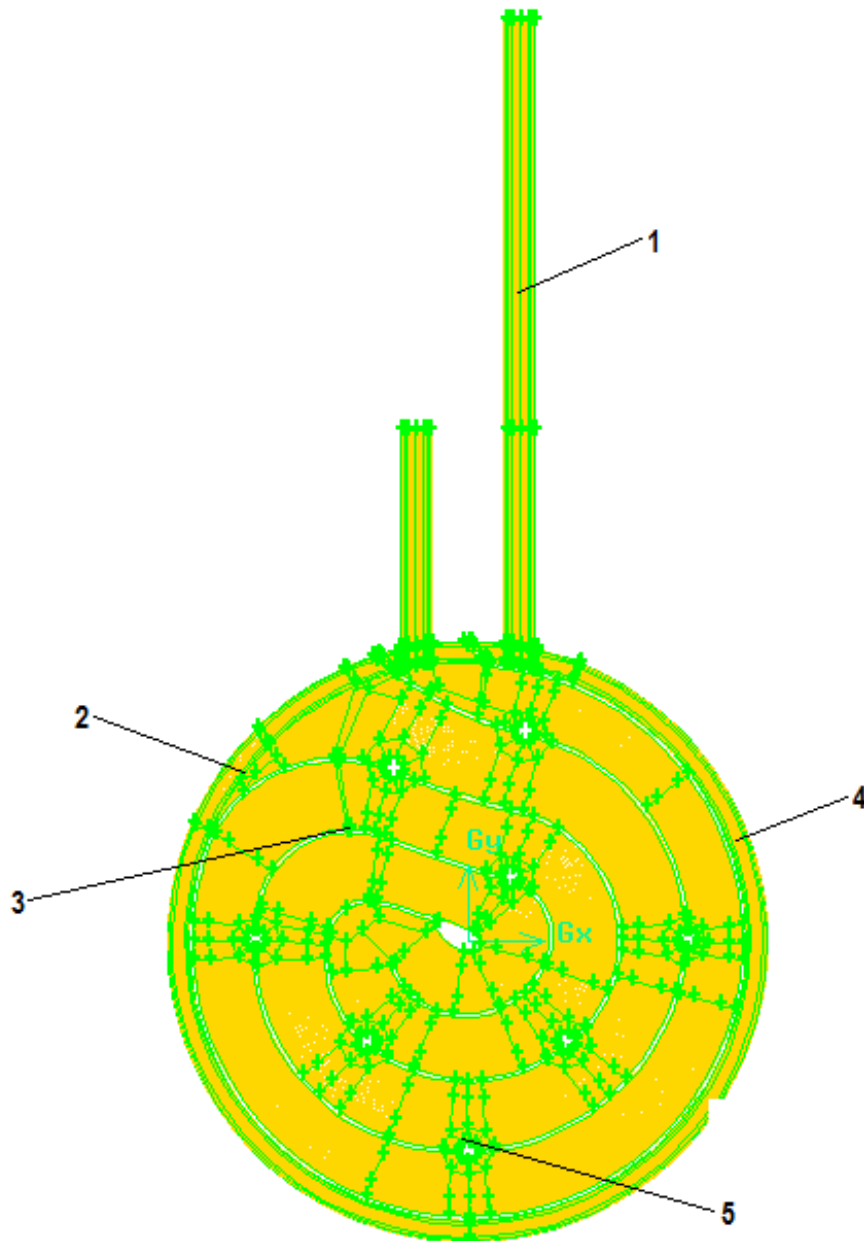


Obrázek 9 – Importovaná geometrie

#### 4.1.2 Tvorba výpočetní sítě

Kvalita výpočetní sítě je pro přesný výsledek zcela zásadní, proto byl tento krok proveden s velkou důsledností. Obecně platí, že čím více buněk bude obsahovat výpočetní síť, tím přesnější bude řešení. Zde jsme zatím limitováni ve výpočetní technice, kde by hustá výpočetní síť představovala výpočet na několik dní až týdnů. Proto se volí kompromis, dle zkušeností daného výpočtáře, mezi kvalitou výpočetní sítě a výpočetní náročností - délkou výpočtu. Snahou je dosáhnout reálných výsledků při co nejmenší velikosti sítě.

#### Síť původní koncepce



Obrázek 10 – Síť původní koncepce

## Detaily sítě původní koncepce

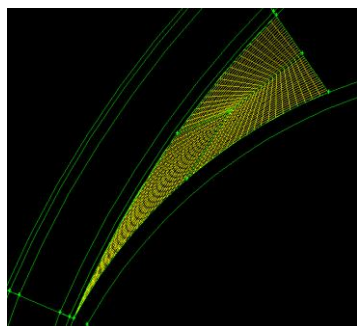
**Detail 1** – výstupní potrubí je prodlouženo 2,5 krát – pro získání lepšího výsledku

**Detail 2** – Obrázek 11 – původní objem tvořil 5 stěn – bylo nutné jej rozdělit na další 3 objemy – toto rozdělení vděčí nárůstu porovnávacího kritéria pro kvalitu sítě EquisizeSqew na z hodnoty 0,67 na hodnotu 0,94

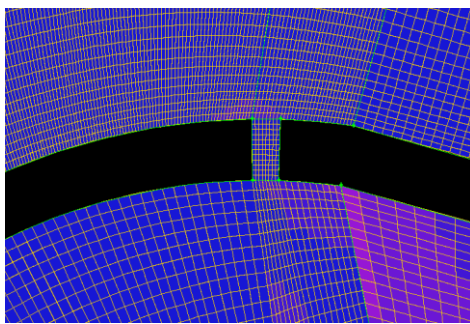
**Detail 3** - Obrázek 12 – malým průchodem na obrázku se odvádějí bublinky páry, které vzniknou tepelným zatížením (celkově jsou kanálky 3) – minimální počet buněk pro zachycení proudění je 8

**Detail 4** - Obrázek 13 – rozdělení sítě kolem vodících kolíků, které jsou přítomné kvůli snadné vyrobiteľnosti

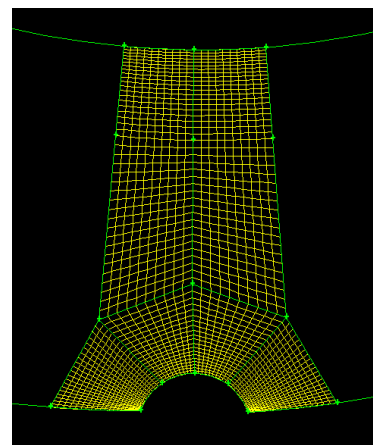
**Detail 5** – Obrázek 14 – řez kanálku po obvodu, uspořádání sítě v řezu odpovídá oběma koncepcím



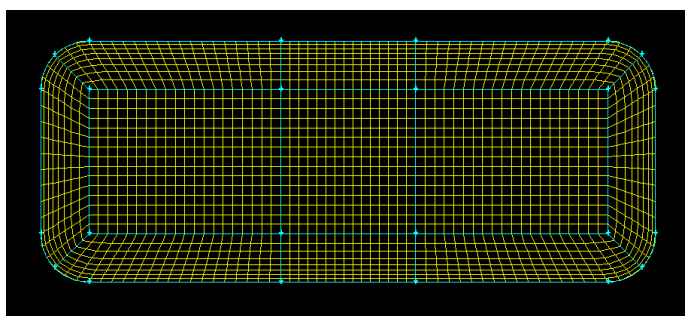
Obrázek 11 – Detail 2



Obrázek 12 – Detail 3



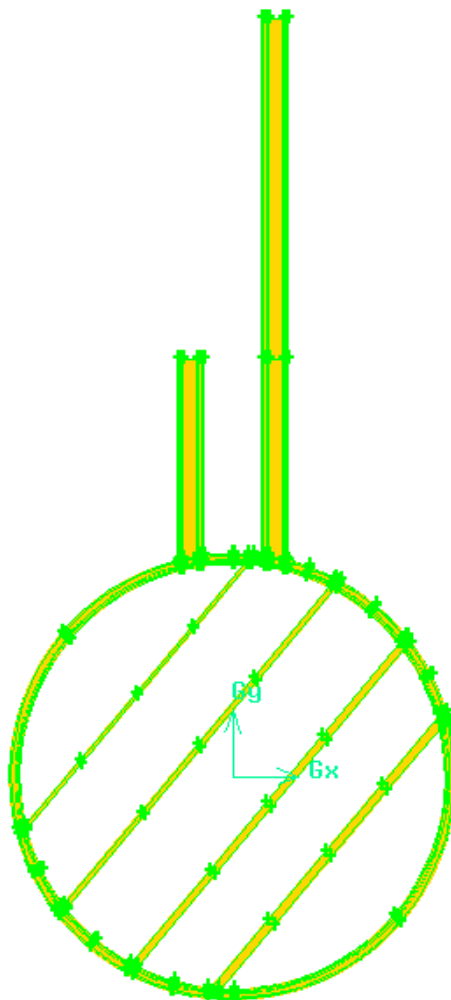
Obrázek 13 – Detail 4



Obrázek 14 – Detail 5

Počet prvků	Maximální hodnota EquisizeSqew
9 324 310	0.94

Tabulka 2 – Charakteristika sítě původní koncepce

**Sít' nové koncepce****Obrázek 15 – Sít' nové koncepce**

Jelikož sít' nové koncepce je z velké míry odvozena ze sítě původní koncepce, nejsou zde uvedeny žádné další detaily sítě.

Počet prvků	Maximální hodnota EquisizeSqew
6 648 680	0.67

**Tabulka 3 – Charakteristika sítě nové koncepce**

### 4.1.3 Zadání okrajových podmínek [8]

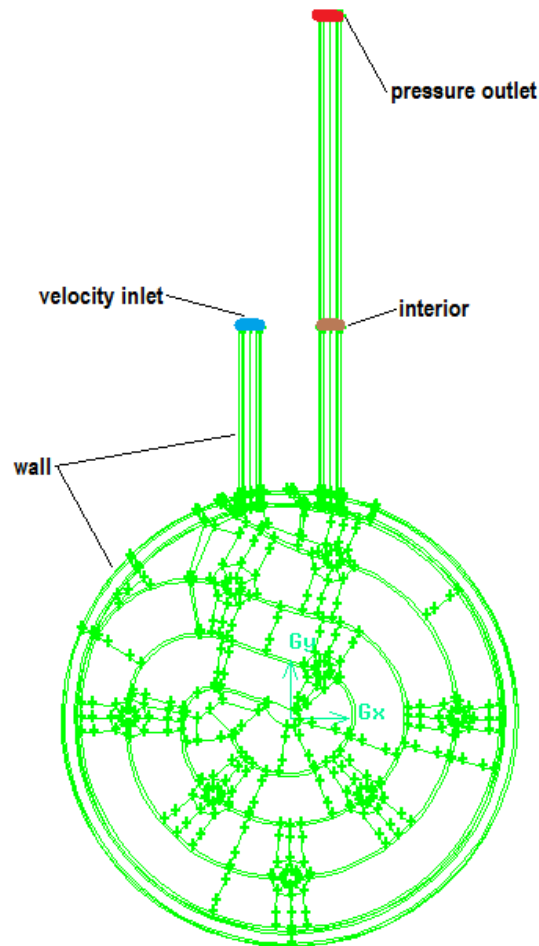
Matematickému modelu je věnována následující kapitola, nicméně typ okrajových podmínek, nepostradatelných pro samotný výpočet, bývá zadán již v preprocessoru GAMBIT. Okrajové podmínky definují výpočetní doménu a udávají kapalině směr pohybu. Okrajových podmínek existuje několik druhů, liší se pouze typem aplikace. V našem modelu jsou používány následující okrajové podmínky.

*Velocity inlet* – okrajová podmínka definující vstupní rychlost

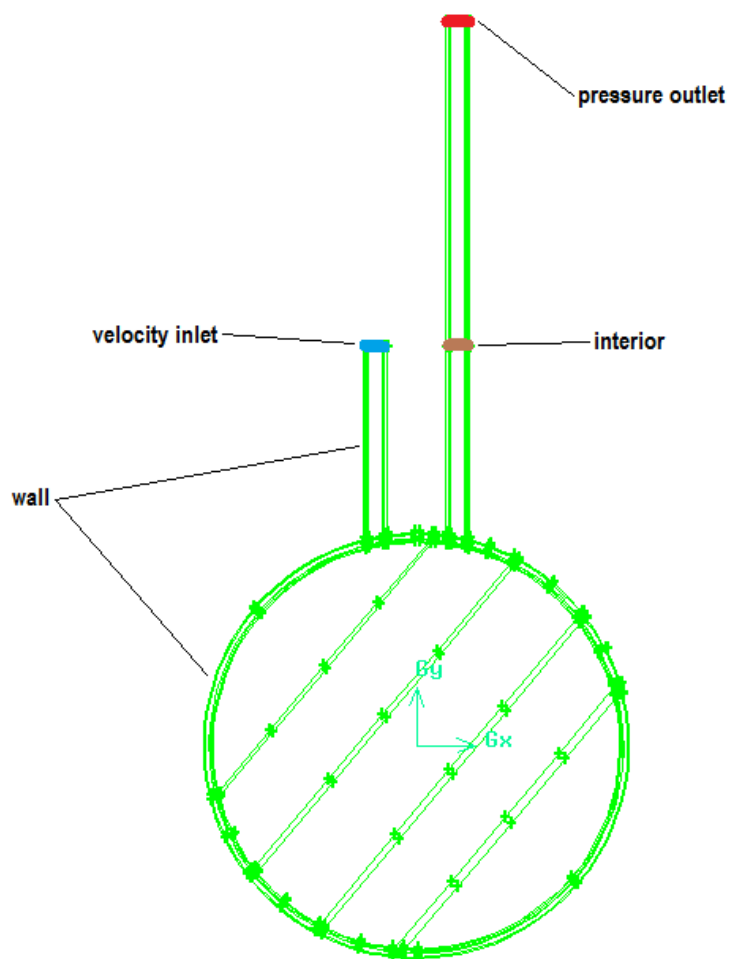
*Pressure outlet* – okrajové podmínka definující tlak na výstupu

*Wall* – okrajová podmínka tvořící hranice domény

*Interior* – nejedná se o okrajovou podmínku, definuje nám pouze plochu, na které lze vykreslit požadovanou fyzikální veličinu (rychlost, tlak,...)



Obrázek 16 – Okrajové podmínky pro původní koncepci



**Obrázek 17 – Okrajové podmínky pro novou koncepci**

Výpočet celkové tlakové ztráty bude proveden mezi vstupem (***velocity inlet***) a výstupem (***interior***). Pro zkvalitnění výpočtu byla výstupní větev prodloužena. Zároveň se nedoporučuje získávat hodnoty z plochy, na které je definována výstupní tlaková podmínka.

## 4.2 Nastavení výpočtu

### Výpočet

- pressure based – segregovaný řešič určený pro nestlačitelné proudění
- steady – stacionární výpočet

### Model

#### *Realizable k-ε, Non-Equilibrium Wall function*

Model tvoří nejlepší kompromis mezi výpočetní náročností a odklonu od reálného výsledku. Nerovnovážné stěnové funkce.

### Okrajové podmínky

<b>Velocity inlet</b>	$Q = 30 \text{ m}^3/\text{h}$	Intenzita turbulence 5%
<b>Pressure outlet</b>	$p = p_{\text{atmosférický}}$	Intenzita turbulence 10%

**Tabulka 4 – Okrajové podmínky výpočtu**

### Médium

- voda - hustota  $998,2 \text{ kg/m}^3$

### Metody výpočtu

- SIMPLE
- Pressure – standart
- Momentum – 2nd Order Upwind
- Turbulent kinetic energy - 2nd Order Upwind
- Turbulent dissipation rate - 2nd Order Upwind

### Residuály

- míra nesplnění zákonů zachování
- nastavené na  $1 \cdot 10^{-5}$

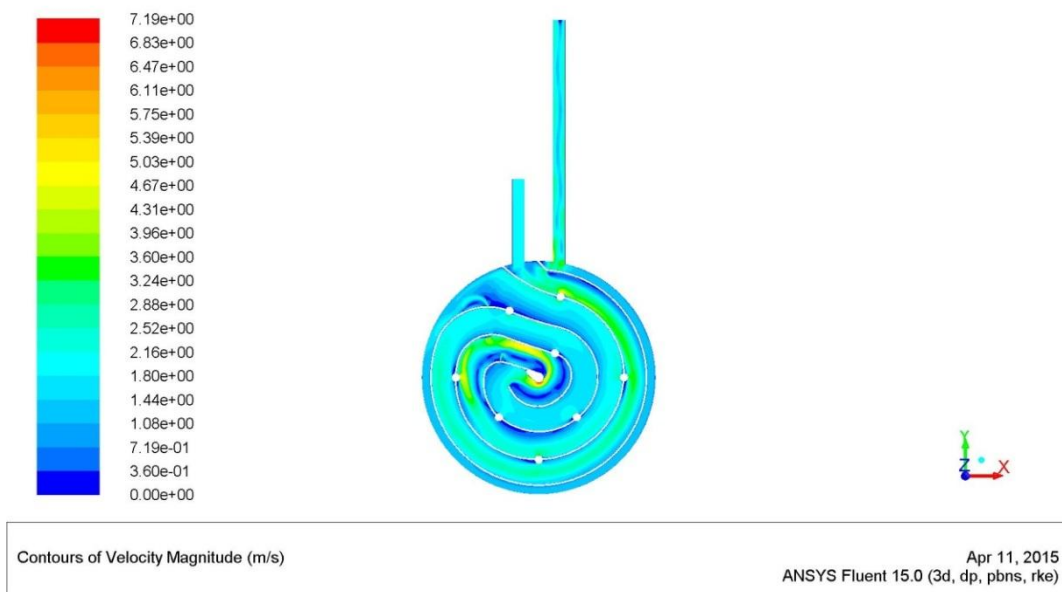
### Inicializace

- brána ze vstupní rychlosti

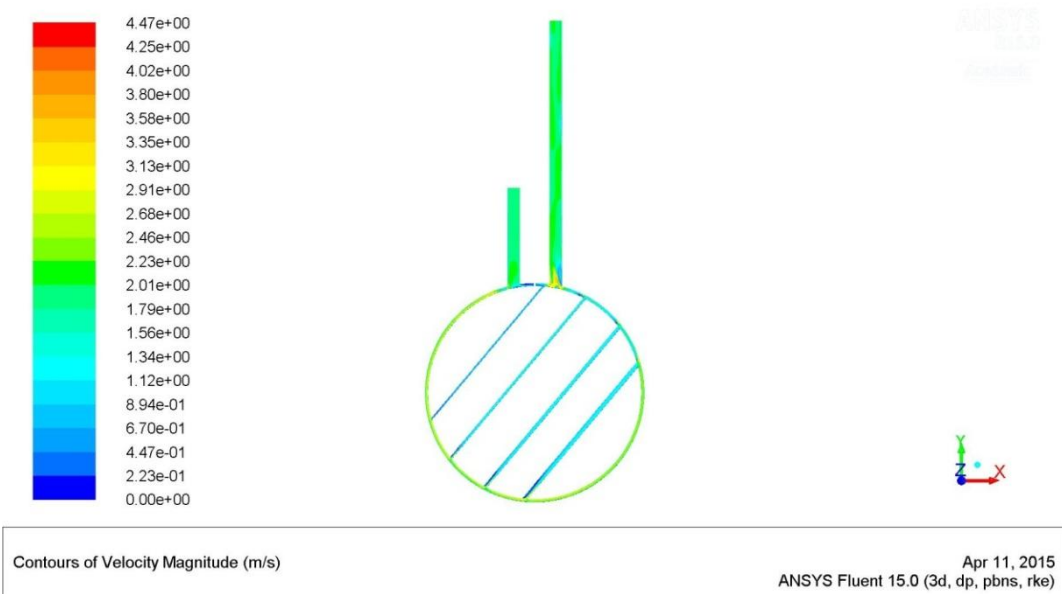
### 4.3 Vyhodnocení výsledků

Třetí a poslední částí CFD výpočtu je zpracování výsledků, tzv. Postprocessing. Kapitola porovnává obě koncepce z hlediska celkové tlakové ztráty.

#### Vizualizace proudění v řezu u obou koncepcí



**Obrázek 18 – Proudění v řezu původní koncepce**



**Obrázek 19 – Proudění v řezu nové koncepce**

## Počet iterací

Tabulka 5 porovnává koncepce z hlediska počtu iterací.

	<b>Počet iterací</b>
<i>Původní koncepce</i>	50 000
<i>Nová koncepce</i>	6 500

**Tabulka 5 – Porovnání počtu iterací**

Jak je patrné z Tabulky 5, výpočet původní koncepce byl časově náročnější než výpočet koncepce nové.

## Celková tlaková ztráta

$$\Delta p_{celková} = P_{vstup} - P_{výstup} \quad (15)$$

Celková tlaková ztráta je získána z rozdílu totálních tlaků na vstupu (velocity inlet) a výstupu (interior).

	<b>Celková tlaková ztráta [Pa]</b>
<i>Původní koncepce</i>	30 429
<i>Nová koncepce</i>	15 178

**Tabulka 6 – Celková tlaková ztráta**

Celková tlaková ztráta původní koncepce je řádově dvakrát větší než celková tlaková ztráta nové koncepce. Výpočet dokládá předpoklad nižší tlakové ztráty u nové koncepce. V praxi při uvažování reálné drsnosti bude celkové tlakové ztráta vyšší. Poměr mezi koncepcemi bude zachován.

## 5 Optimalizace

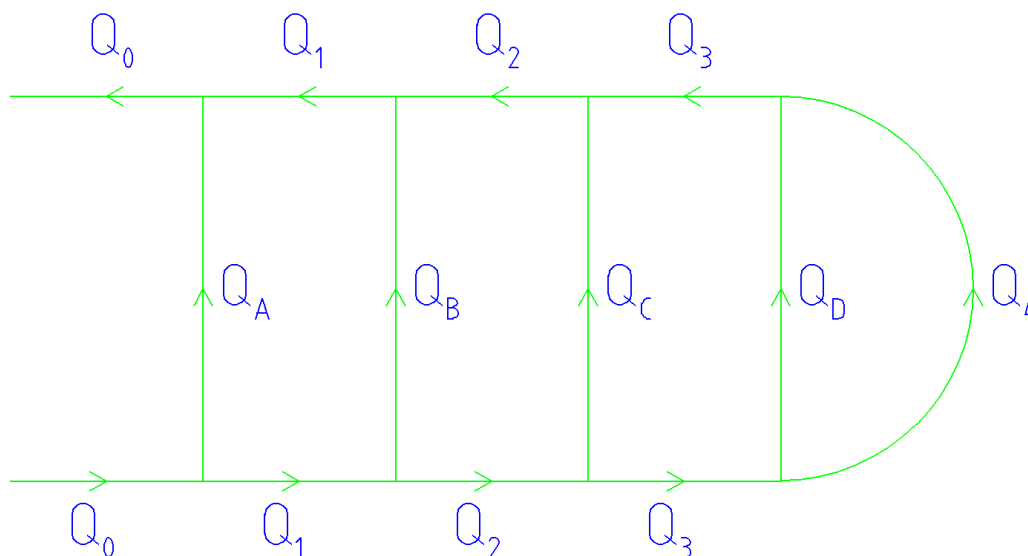
Poslední kapitola uvedena v této práci se věnuje hydraulické optimalizaci chladicí části horkovzdušného šoupátka. Uzavírací armatura operuje ve dvou stavech – otevřeno a uzavřeno. U obou těchto stavů je chladicí část šoupátka vystavena tepelnému zatížení. Jako kritický můžeme považovat stav, kdy je průtok horkého vzduchu potrubím uzavřen. Při uzavřeném průtoku horkého vzduchu musí kapalina odvést dostatečné množství tepla. Jelikož předpokládáme rovnoměrné tepelné zatížení, jeden z požadavků je zaručit rovnoměrný průtok ve všech kanálcích chladicí části. Zaručení rovnoměrného průtoku se věnuje první podkapitola. Druhá podkapitola lokalizuje problematické oblasti.

### 5.1 Zaručení rovnoměrnosti průtoku

Při uzavřeném průtoku horkého vzduchu dochází k rovnoměrnému tepelnému namáhání těsnicí desky šoupátka. Středem desky jsou vedeny kanálky, kterými proudí chladicí kapalina. Chladicí kapalina odebírá teplo těsnicí desce a chrání ji před nepřipustným ohřátím. Cílem této kapitoly je zvolit rozměry všech čtyř kanálků tak, aby byl v každém z nich zaručen stejný průtok.

#### 5.1.1 Představení teoretického modelu

Uspořádání kanálků v tělese je schematicky naznačeno v Obrázku 20. Známe vstupní průtok  $Q_0$  a zvolený průtok v kanálcích A, B, C a D. Při známém rozložení průtoků zůstává hledaným parametrem plocha průřezu každého kanálku  $S_A$ ,  $S_B$ ,  $S_C$  a  $S_D$ . Při dané tloušťce plechu se může měnit pouze jeden rozměr kanálku, proto hledaným parametrem není obsah průřezu, nýbrž druhý rozměr obdélníkového průřezu kanálku  $b_A$ ,  $b_B$ ,  $b_C$  a  $b_D$ .



Obrázek 20 – Schématické znázornění šoupátka

Představený model má při známé geometrii po obvodu a známých průtocích 8 neznámých – 4 rozměry kanálků ( $b_A$ ,  $b_B$ ,  $b_C$  a  $b_D$ ) a 4 rychlosti ( $v_A$ ,  $v_B$ ,  $v_C$  a  $v_D$ ) v kanálkách. Pro 8 neznámých je nutno sepsat 8 rovnic. Rovnice jsou sepsány na základě řešerše uvedené v kapitole 2.2.2 – paralelní řazení odporů.

Pro 8 neznámých existují tyto rovnice:

- 4 průtokové rovnice – rovnice kontinuity pro body rozpojení/spojení
- 4 tlakové rovnice – na základě znalostí paralelního zapojení

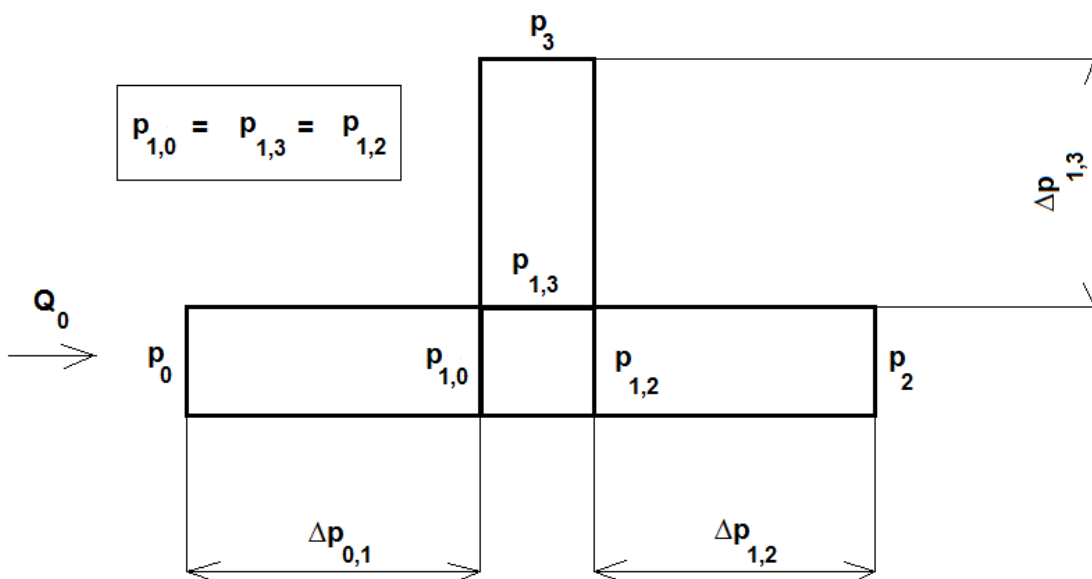
V teoretickém modelu se dopouštíme 3 zjednodušení.

### 1. Neuvažování místních ztrát

Pro výpočet místní ztráty neexistuje jednoduchý vztah jako pro výpočet ztráty délkové. Velikost místní ztráty ovlivňuje několik parametrů jako poměr průtoků, geometrie, zaoblení. Vztahy sice existují, ale jsou značně komplikované a jsou odvozené pouze pro kruhový profil. Vyhlazením geometrie kanálků by se však vliv místních ztrát měl podstatně snížit.

### 2. Místa rozpojení/spojení proudu jsou nahrazeny body

Jak je evidentní z Obrázku 21, v reálné situaci jsou tlaky  $p_{1,0}$ ,  $p_{1,3}$ ,  $p_{1,2}$  různé díky přítomnosti místní ztráty. Představený model tyto tlaky považuje za totožné.



Obrázek 21 – Detail místa rozpojení proudu

### 3. Součinitel tření $\lambda$ je konstantní

Pro hladké potrubí, s kterým pracuje software FLUENT, je součinitel tření  $\lambda$  funkcí Re čísla. Vliv různých hodnot  $\lambda$  se prokázal jako velmi malý, proto teoretický model počítá s jeho konstantní hodnotou  $\lambda=0,035$ .

### 5.1.2 Výpočet teoretického modelu

Pro každé rozpojení a spojení proudu je nutné předepsat rovnici kontinuity. Při známém průtoku v kanálcích a vstupním průtoku  $Q_0$  můžeme dopočítat průtok v ostatních větvích systému dle rovnic ((16), (17), (18) a (19)).

$$Q_0 = Q_A + Q_1 \quad (16)$$

$$Q_1 = Q_B + Q_2 \quad (17)$$

$$Q_2 = Q_C + Q_3 \quad (18)$$

$$Q_3 = Q_D + Q_4 \quad (19)$$

Pro paralelní rozvětvení, kde je tlaková ztráta v jednotlivých větvích stejná, můžeme předepsat další rovnici. Rovnice (20) dává do rovnosti tlakovou ztrátu ve větví D s tlakovou ztrátou ve větví č. 4.

$$\Delta p_D = \Delta p_4 \quad (20)$$

Při rozepsání rovnice (20) získáváme další rovnice (21) a (22).

$$\rho \cdot \lambda \cdot \frac{L_D}{D_D} \cdot \frac{v_D^2}{2} = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{L_4}{D_4} \cdot \frac{v_4^2}{2} \quad (21)$$

$$v_D = \sqrt{\frac{L_4 \cdot D_D}{L_D \cdot D_4}} \cdot v_4 \quad (22)$$

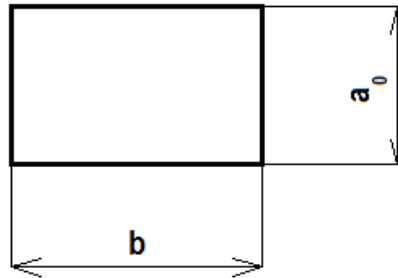
V rovnici (21) je pravá část rovnice zcela známá zatímco v levé části rovnice jsou neznámé 2 parametry –  $v_D$  a  $D_D$ . Je nutné připsat další rovnici (23).

$$v_D = \frac{Q_D}{S_D} \quad (23)$$

Takto existují pro 2 neznámé parametry  $v_D$  a  $D_D$  2 rovnice. Pro kruhový profil by bylo snadné oba parametry dopočítat. Kanálky ovšem kruhový profil nemají, proto uvedené 2 rovnice nestačí. Je potřeba předepsat vztah spojující hodnoty  $D_D$  a  $S_D$  (vztah pro hydraulický průměr).

### 5.1.3 Stanovení velikosti hrany b

Všechny kanálky mají obdélníkový průřez dle Obrázku 22.



**Obrázek 22 – Průřez kanálkem**

Velikost hrany stanovíme následujícím postupem.

1. Velikost hrany  $a_0$  je dána tloušťkou plechu a je stejná pro všechny kanálky
2. Zvolení hrany  $b$  pro kanálek  $D$  – hrana  $b_D$
3. Výpočet obsahu  $S_D$  – obsah průřezu kanálku

$$S_D = b_D \cdot a_0 \quad (24)$$

4. Výpočet obvodu  $o_D$

$$o_D = 2 \cdot (b_D + a_0) \quad (25)$$

5. Výpočet hydraulického průměru  $D_D$

$$D_D = \frac{4 \cdot S_D}{o_D} \quad (26)$$

6. Výpočet rychlosti  $v$  dané větvi z rovnic (21) a (22)

$$v_D = \sqrt{\frac{L_4 \cdot D_D}{L_D \cdot D_4}} \cdot v_4 \quad v_D = \frac{Q_D}{S_D} \quad (21) \text{ a } (22)$$

Nyní máme 2 hodnoty pro rychlost  $v_D$ , která mají být totožné. Provedeme numerický výpočet s pomocí funkce řešitele obsažené v programu MS EXCEL, kdy rozdíl obou rychlostí je roven nule, při změně zvolené hrany  $b_D$ .

Takto získáme velikost hrany  $b_D$  pro požadovaný rovnoměrný průtok.

Obdobně stanovíme velikosti hran  $b_C$ ,  $b_B$  a  $b_A$ . Jediný rozdíl je v bodu 6, kdy bude mít rovnice poněkud jiný tvar.

Pro  $b_C$ :

$$\Delta p_C = 2 \cdot \Delta p_3 + \Delta p_D \quad (27)$$

tedy

$$\rho \cdot \lambda \cdot \frac{L_C}{D_C} \cdot \frac{v_C^2}{2} = 2 \cdot \rho \cdot \lambda \cdot \frac{L_3}{D_3} \cdot \frac{v_3^2}{2} + \rho \cdot \lambda \cdot \frac{L_D}{D_D} \cdot \frac{v_D^2}{2} \quad (28)$$

kde

$$v_C = \sqrt{\left( 2 \cdot v_3^2 \cdot \frac{L_3}{D_3} + v_D^2 \cdot \frac{L_D}{D_D} \right) \cdot \frac{D_C}{L_C}} \quad (29)$$

Pro  $b_B$ :

$$\Delta p_B = 2 \cdot \Delta p_2 + \Delta p_C \quad (30)$$

tedy

$$\rho \cdot \lambda \cdot \frac{L_B}{D_B} \cdot \frac{v_B^2}{2} = 2 \cdot \rho \cdot \lambda \cdot \frac{L_2}{D_2} \cdot \frac{v_2^2}{2} + \rho \cdot \lambda \cdot \frac{L_C}{D_C} \cdot \frac{v_C^2}{2} \quad (31)$$

kde

$$v_B = \sqrt{\left( 2 \cdot v_2^2 \cdot \frac{L_2}{D_2} + v_C^2 \cdot \frac{L_C}{D_C} \right) \cdot \frac{D_B}{L_B}} \quad (32)$$

pro  $b_A$ :

$$\Delta p_A = 2 \cdot \Delta p_1 + \Delta p_B \quad (33)$$

tedy

$$\rho \cdot \lambda \cdot \frac{L_A}{D_A} \cdot \frac{v_A^2}{2} = 2 \cdot \rho \cdot \lambda \cdot \frac{L_1}{D_1} \cdot \frac{v_1^2}{2} + \rho \cdot \lambda \cdot \frac{L_B}{D_B} \cdot \frac{v_B^2}{2} \quad (34)$$

kde

$$v_A = \sqrt{\left( 2 \cdot v_1^2 \cdot \frac{L_1}{D_1} + v_B^2 \cdot \frac{L_B}{D_B} \right) \cdot \frac{D_A}{L_A}} \quad (35)$$

Vypočítané rozměry kanálků budou využity pro numerický výpočet s využitím softwaru FLUENT. Numerické modelování ověří funkčnost teoretického modelu a stanoví míru nepřesností.

$Q_A = Q_B = Q_C = Q_D$ [m <sup>3</sup> /s]	0,0005
---	--------

**Tabulka 7 – Volený průtok v kanálcích**

$b_A$ [mm]	$b_B$ [mm]	$b_C$ [mm]	$b_D$ [mm]
11	14	16	17

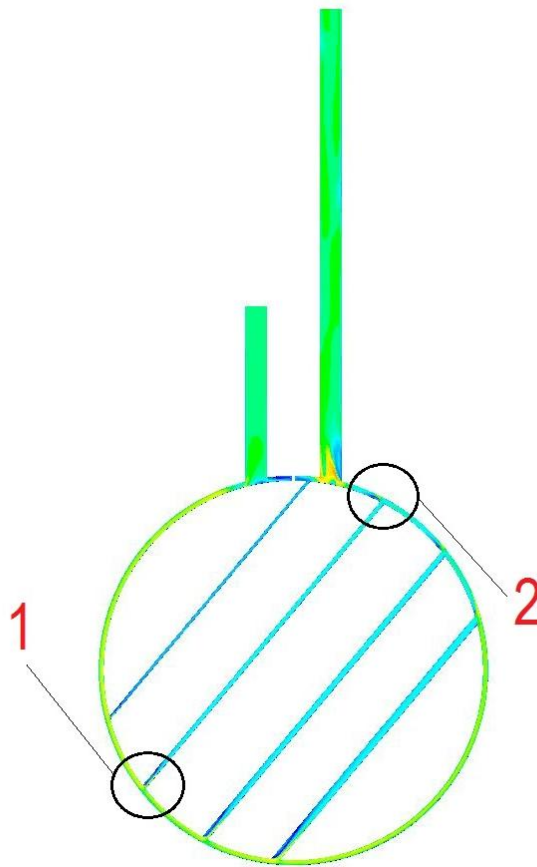
**Tabulka 8 – Navrhnuté rozměry kanálků s využitím teoretického modelu**

#### 5.1.4 Teoretický model s uvažováním vlivu drsnosti

Technologie výroby předpokládá vypálení kanálků plamenem příp. laserem do plechu konstantní tloušťky [9]. Plochy po vypálení mají vyšší drsnost než např. plochy po obvodu hlavního proudu. Teoretický model může být využit i pro tuto situaci, kdy se nepředpokládá stejná drsnost pro celý systém. Součinitel tření  $\lambda$  nebude konstantní. Je nutné zjistit relativní drsnost kanálků (ploch s větší drsností) a s využitím kapitoly 2 přepočítat součinitel tření dle přiložených vztahů. Vypočítané hodnoty je potřeba zanést do teoretického modelu a provést minimálně dvě iterace. První iteraci můžeme počítat s hodnoty Re čísla získaného pro hladké potrubí.

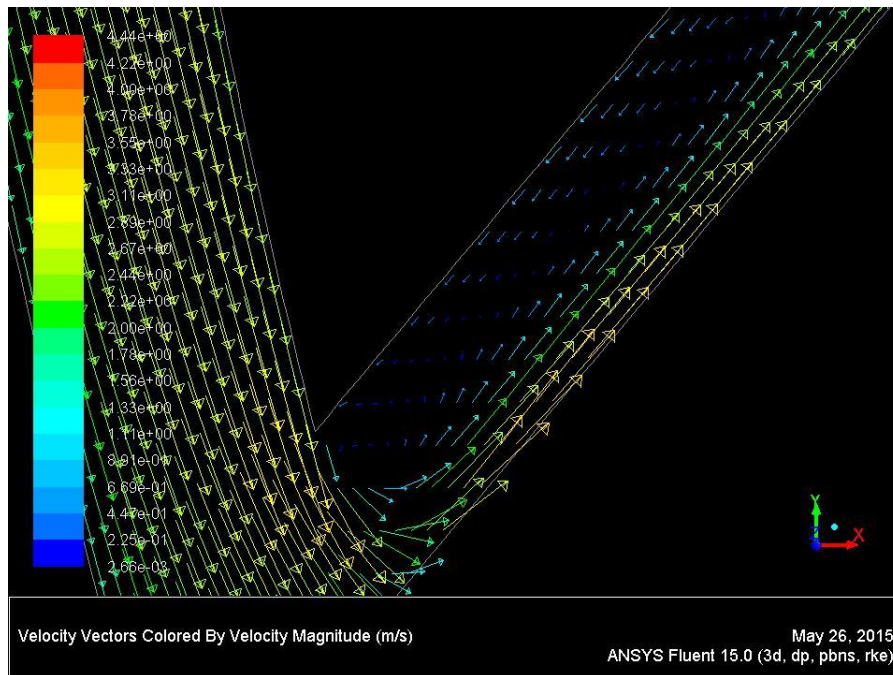
## 5.2 Problematické oblasti

Za problematickou považujeme oblast, kde dochází ke vzniku zpětného proudění. V tepelné úloze může být výskyt zpětného proudění velice nebezpečný. V oblasti zpětného proudění kapalina, která se pohybuje ve smyčce, není schopna odvést potřebné množství tepla a v krajním případě může dojít až k propálení materiálu. V tomto krajním případě by došlo k úniku chladicí kapaliny a následně k nenávratnému poškození těsnící desky armatury. Takovému stavu je nutno předejít lokalizací těchto oblastí a jejich eliminací. Eliminací vírů bude rovněž snížena celková tlaková ztráta. Obrázek 23 vyznačuje dvě oblasti, kde je pravděpodobnost výskytu zpětného proudění vysoká.



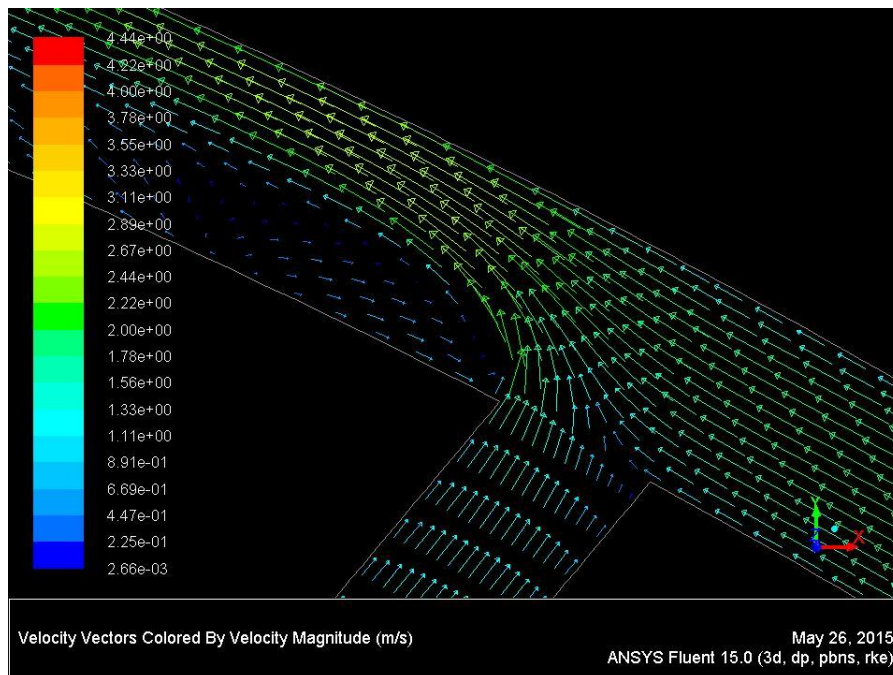
Obrázek 23 – Lokalizace míst se zpětným prouděním

Oblast 1 znázorňuje Obrázek 24. Obrázek vykresluje vektory rychlosti v oblasti rozpojení proudu v řezu klínu armatury. Je patrné, že dochází ke vzniku zpětného proudění vlivem ostré hrany. Zaoblení ostré hrany by mělo výskyt zpětného proudění potlačit.



**Obrázek 24 – Rozpojení proudu**

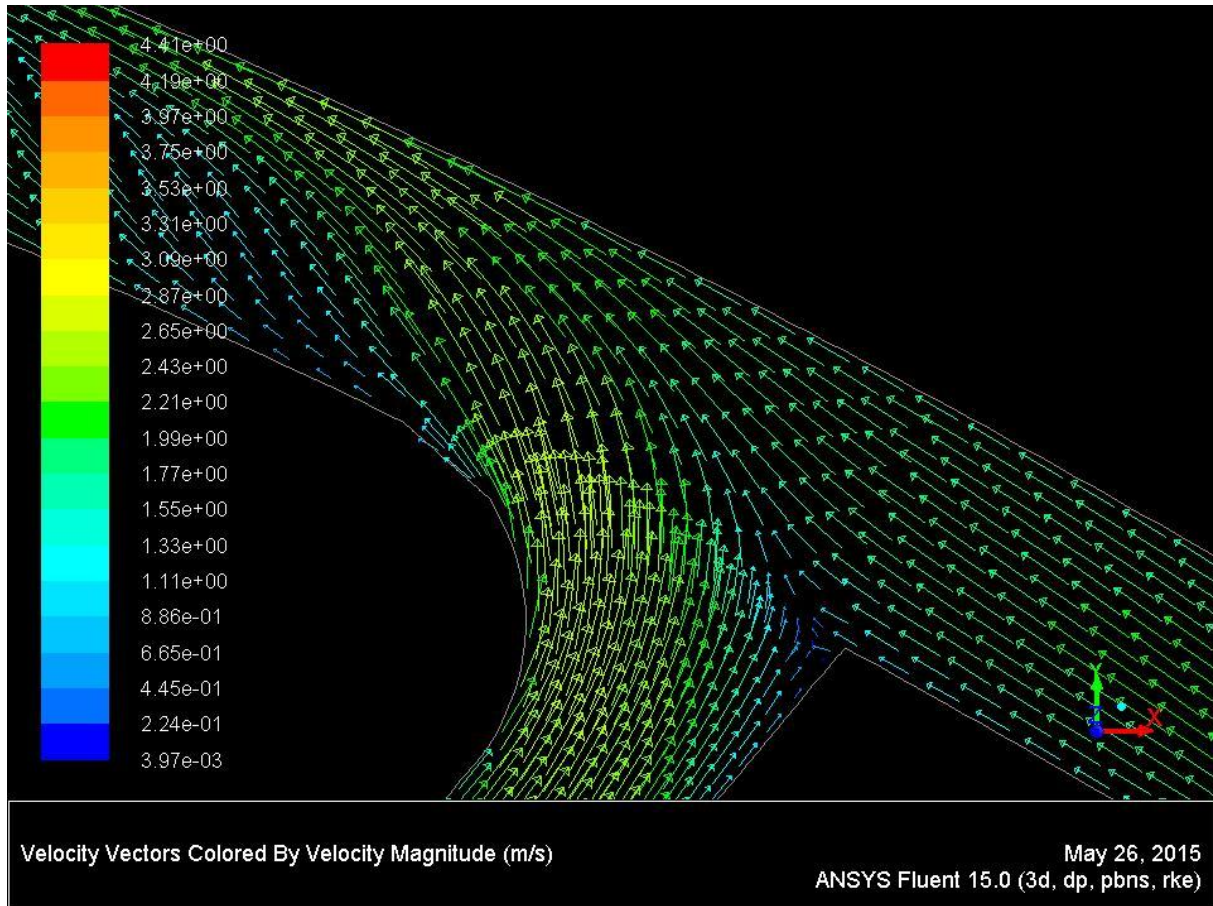
Oblast 2 znázorňuje Obrázek 25. Podobně jako u Obrázku 24 je k vidění vizualizace vektorů rychlosti v řezu klínu armatury, kde je evidentní vznik zpětného proudění za ostrou hranou. Eliminaci zde opět představuje zaoblení ostré hrany jako je tomu v oblasti 1.



**Obrázek 25 – Spojení proudu**

### 5.2.1 Potlačení zpětného proudění při spojení proudu

Z hlediska proudění by se mělo jevit potlačení odtržení proudu u spojení jako jednodušší. To bylo dokázáno i výpočtem. Jak je patrné z Obrázku 26, při předepsání radiusu ( $R=15\text{ mm}$ ) namísto ostré hrany se podařilo proudění uklidnit.

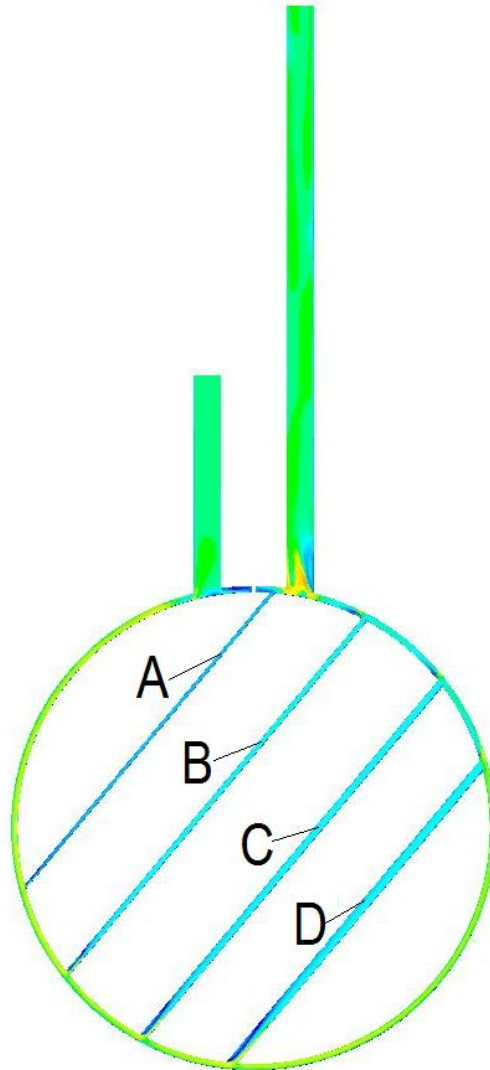


**Obrázek 26 – Potlačení**

Obrázek 26 znázorňuje proudění v části 2 dle Obrázku 23. Naproti tomu eliminace zpětného proudění při rozpojení proudu, kterému se věnuje následující kapitola, je značně komplikovaná záležitost.

### 5.2.2 Potlačení víru při rozpojení proudu

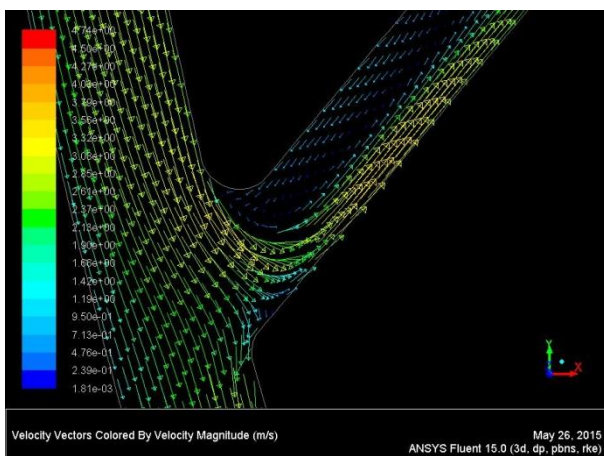
Oblast rozpojení proudu je kritickým místem. Dochází zde vlivem přítomnosti ostré hrany k odtržení proudu a tím pádem ke vzniku zpětného proudění, resp. víru. Zaoblení přechodové hrany by mělo představovat řešení. Otázkou zůstává, jaké zaoblení je vhodné pro jakou hranu.



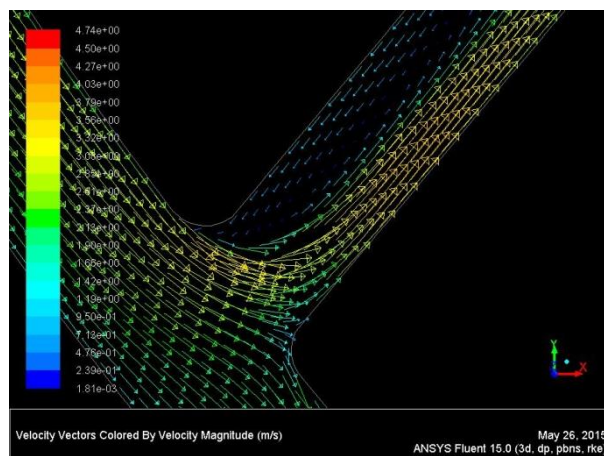
**Obrázek 27 – Schématický popis nové koncepce**

Kapitola představuje několik možných úprav, které vznikly předepsáním různých zaoblení na hranách. Tyto různé varianty, obsahující vizualizaci proudění pro každé rozpojení, jsou prezentovány na následujících stranách. Pro zjednodušení budeme nadále pracovat s kanálky A, B, C a D, jak je patrné z Obrázku 27. Každá varianta uvádí hodnotu celkové tlakové ztráty a velikost průtoku v každém kanálku. Na konci kapitoly je provedeno celkové shrnutí dosažených výsledků a jejich porovnání.

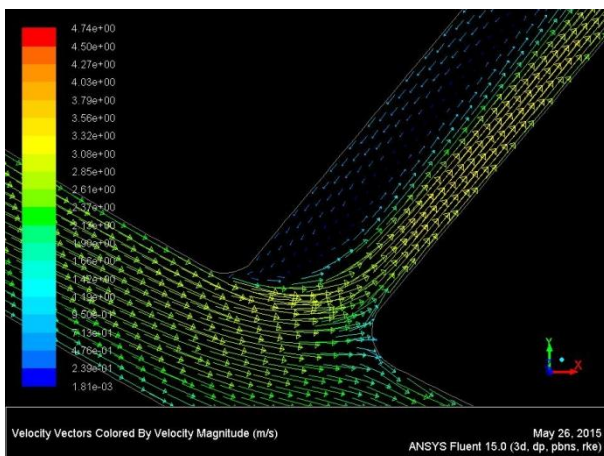
**Varianta R = 5 mm**



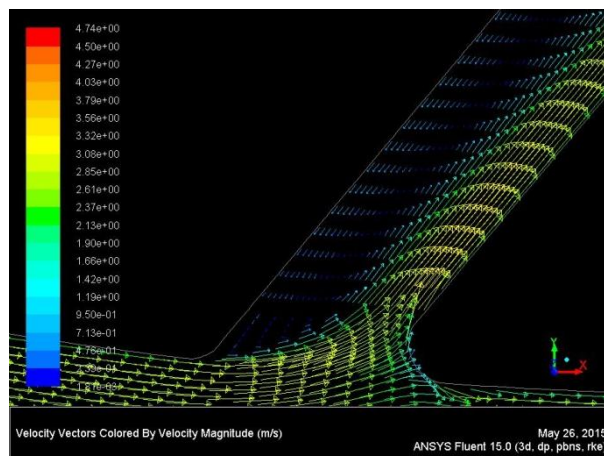
**Obrázek 28 – 1. kanálek R\_5**



**Obrázek 29 – 2. kanálek R\_5**



**Obrázek 30 – 3. kanálek R\_5**



**Obrázek 31 – 4. kanálek R\_5**

Ve všech čtyřech kanálcích dochází k silnému zpětnému toku za ostrou hranou. Z hlediska tlakové ztráty je varianta výhodnější. Průtoky se od zvoleného průtoku liší a to nejvíce v 1. kanálku.

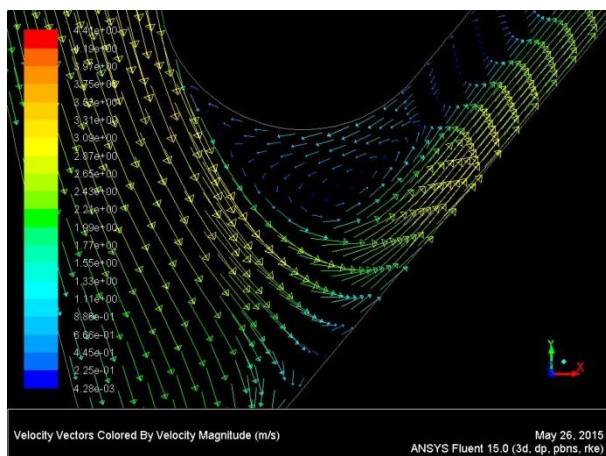
$\Delta p$ [Pa]	14 549
-----------------	--------

**Tabulka 9 – Celková tlaková ztráta R\_5**

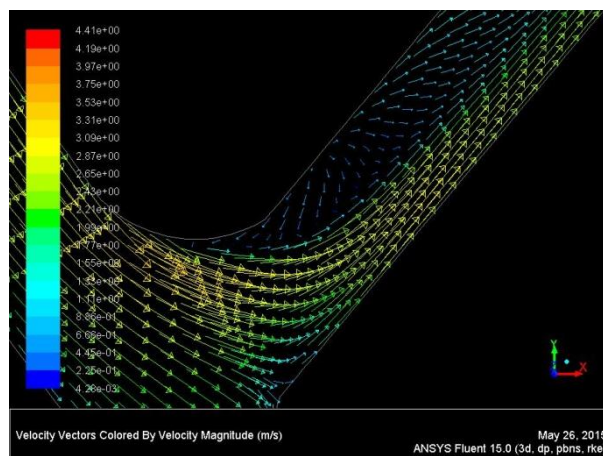
R = 5 mm			
$Q_A$ [m <sup>3</sup> /s]	$Q_B$ [m <sup>3</sup> /s]	$Q_C$ [m <sup>3</sup> /s]	$Q_D$ [m <sup>3</sup> /s]
0,000276	0,000423	0,000385	0,000395

**Tabulka 10 – Velikost průtoků kanálkami R\_5**

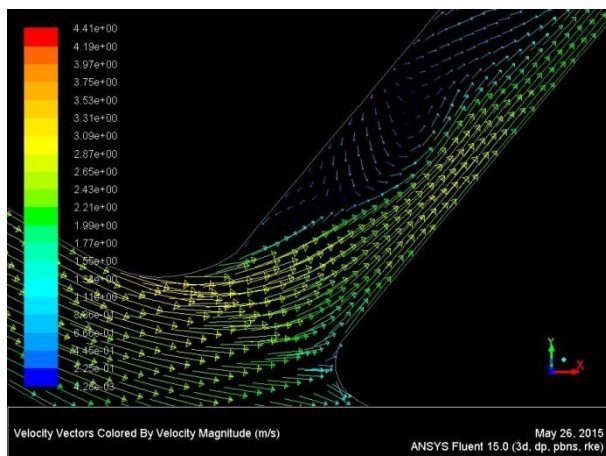
**Varianta R = 15 mm**



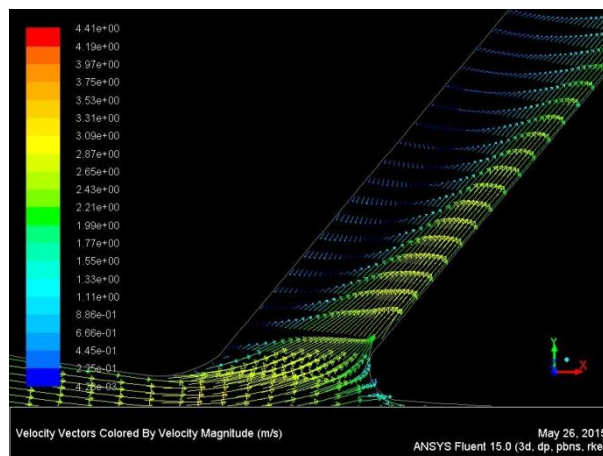
**Obrázek 32 – 1. kanálek R\_15**



**Obrázek 33 – 2. kanálek R\_15**



**Obrázek 34 – 3. kanálek R\_15**



**Obrázek 35 – 4. kanálek R\_15**

Ve srovnání s variantou č. 1 je tato varianta výhodnější jak z hlediska tlakové ztráty, tak z hlediska rovnoměrnosti průtoku ovšem zpětné proudění se nepodařilo potlačit ani u jednoho kanálku.

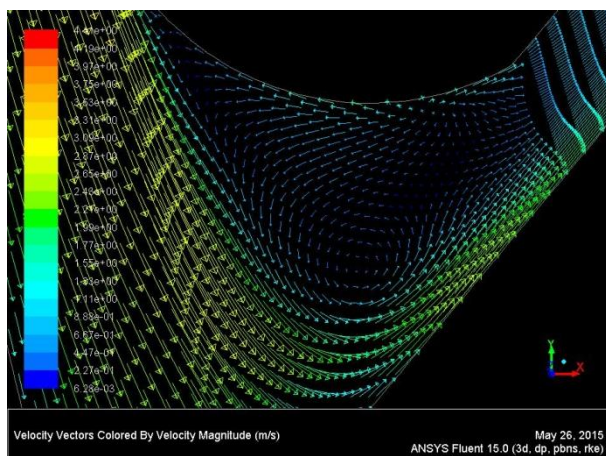
$\Delta p$ [Pa]	13 285
-----------------	--------

**Tabulka 11 – Celková tlaková ztráta R\_15**

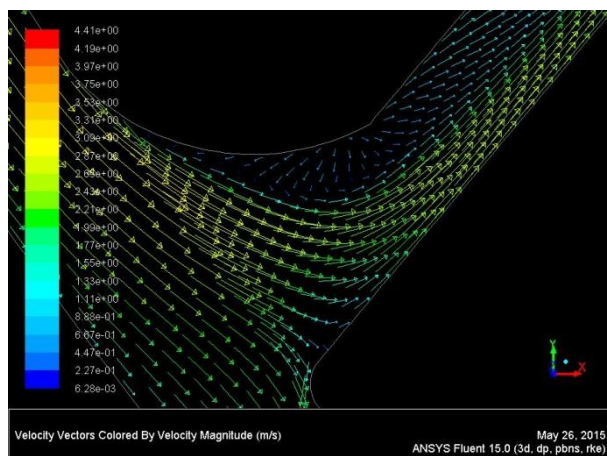
R = 15 mm			
$Q_A$ [m <sup>3</sup> /s]	$Q_B$ [m <sup>3</sup> /s]	$Q_C$ [m <sup>3</sup> /s]	$Q_D$ [m <sup>3</sup> /s]
0,000348	0,000510	0,000480	0,000430

**Tabulka 12 – Velikost průtoku kanálkami R\_15**

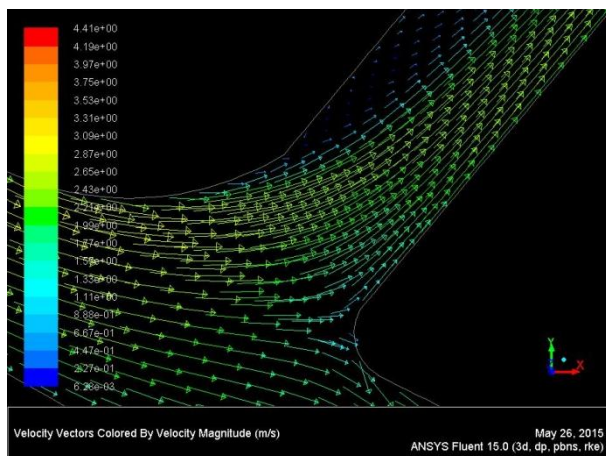
**Varianta R = 30 mm**



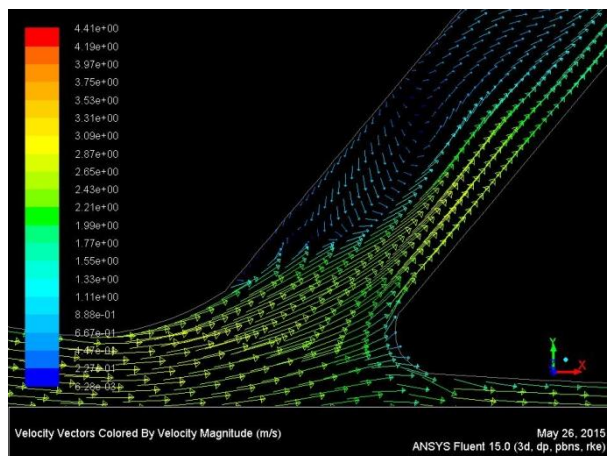
**Obrázek 36 – 1. kanálek R\_30**



**Obrázek 37 – 2. kanálek R\_30**



**Obrázek 38 – 3. kanálek R\_30**



**Obrázek 39 – 4. kanálek R\_30**

Zvětšením zaoblení ostré hrany na R = 30 mm dochází ke vzniku silného zpětného proudění u kanálku číslo 1. Naproti tomu se jeví tato varianta jako nejvhodnější pro kanálek číslo 3, kde je proudění velké části efektivně uklidněno. Tato varianta prokazuje oproti variantě číslo 2 vyšší tlakovou ztrátu. Co se rovnoměrnosti průtoku týče, kanálky B, C i D vykazují největší přiblížení k zadanému průtoku.

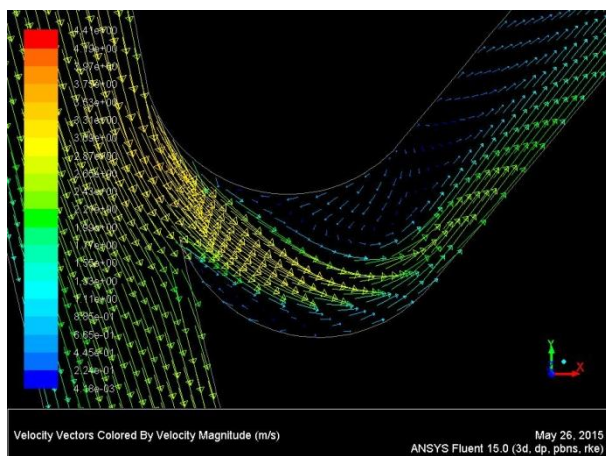
$\Delta p$ [Pa]	13 912
-----------------	--------

**Tabulka 13 – Celková tlaková ztráta R\_30**

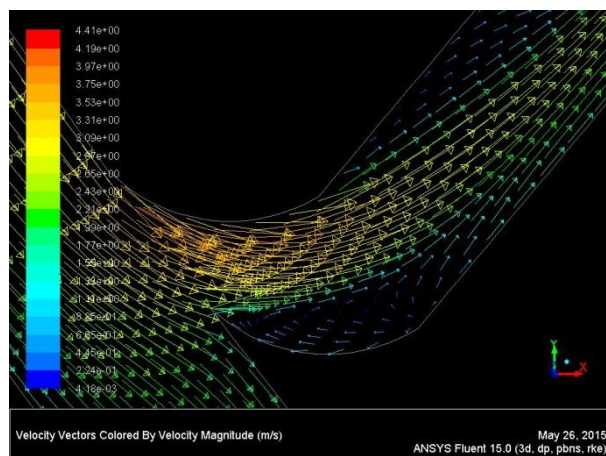
R = 30 mm			
$Q_A$ [m <sup>3</sup> /s]	$Q_B$ [m <sup>3</sup> /s]	$Q_C$ [m <sup>3</sup> /s]	$Q_D$ [m <sup>3</sup> /s]
0,000310	0,000530	0,000520	0,00047

**Tabulka 14 - Velikost průtoků kanálkami R\_30**

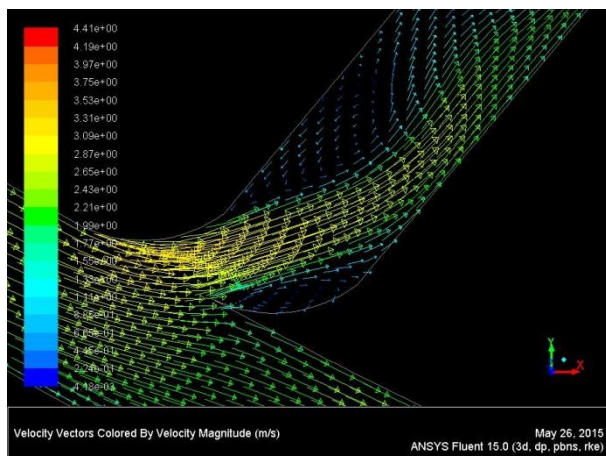
**Varianta R = 15 mm, zaoblení z obou stran**



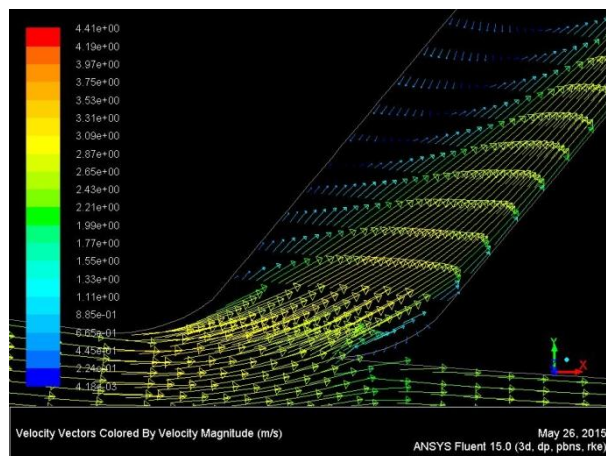
Obrázek 40 – 1. kanálek R\_15\_obě



Obrázek 41 – 2. kanálek R\_15\_obě



Obrázek 42 – 3. kanálek R\_15\_obě



Obrázek 43 – 4. kanálek R\_15\_obě

Všechny dosavadní varianty mají předepsanou pouze jednu zaoblenou hranu. U tohoto návrhu jsou zaobleny obě vstupní hrany kanálku. Nabízí se zde srovnání s variantou číslo 2. K výraznému zlepšení proudění došlo u kanálku číslo B. Tlaková ztráta i rovnoměrnost průtoků je výhodnější při variantě s jednou zaoblenou hranou.

$\Delta p$ [Pa]	13 689
-----------------	--------

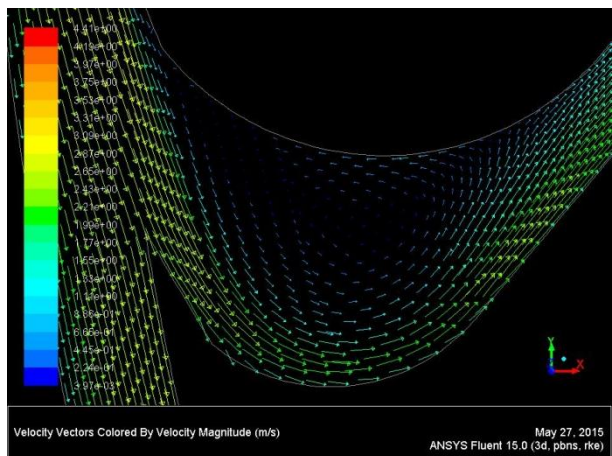
Tabulka 15 – Celková tlaková ztráta R\_15 obě strany

R = 15 mm			
$Q_A$ [m <sup>3</sup> /s]	$Q_B$ [m <sup>3</sup> /s]	$Q_C$ [m <sup>3</sup> /s]	$Q_D$ [m <sup>3</sup> /s]
0,00031	0,00049	0,00040	0,00040

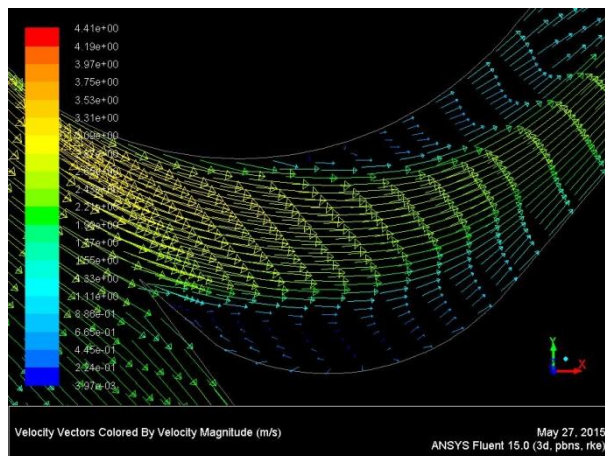
Tabulka 16 - Velikost průtoků kanálkami R\_15 obě strany

## Hybrid 1

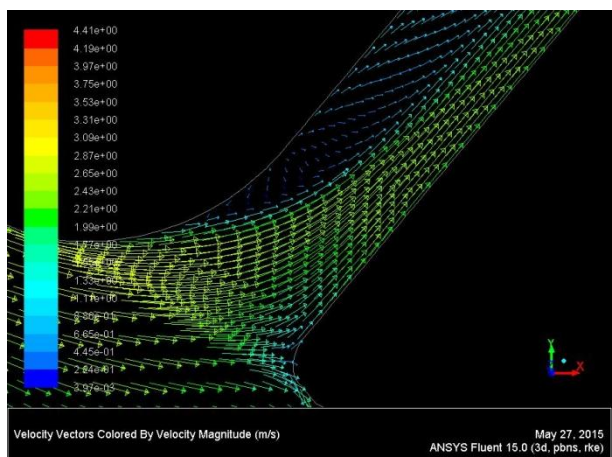
Dle předešlých poznatků byla navržnuta nová geometrie, pro každý kanálek specifická, která předepisuje různé zaoblení hran na obou stranách. Takové typu jsou obě poslední varianty s názvy Hybrid 1 a Hybrid 2.



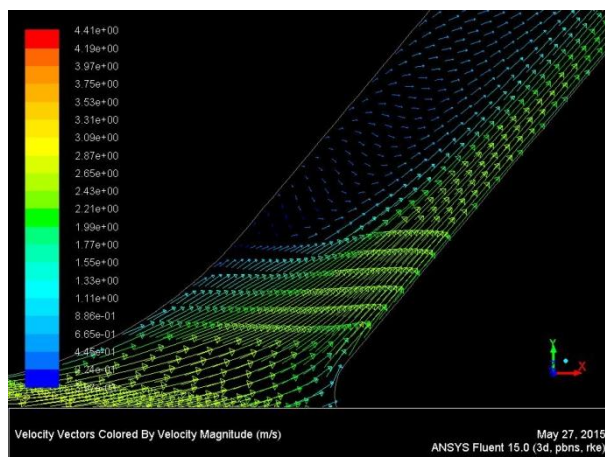
Obrázek 44 – 1.kanálek Hybrid 1



Obrázek 45 – 2.kanálek Hybrid 1



Obrázek 46 – 3.kanálek Hybrid 1



Obrázek 47 – 4.kanálek Hybrid 1

Z hlediska tlakové ztráty se jeví tato varianta jako nejlepší. Z hlediska rovnoměrnosti průtoků je tato varianta doposud nejlepší. Zpětné proudění se ovšem vyskytuje u všech kanálků.

$Q_A$ [m <sup>3</sup> /s]	0,00039
$Q_B$ [m <sup>3</sup> /s]	0,00055
$Q_C$ [m <sup>3</sup> /s]	0,00052
$Q_D$ [m <sup>3</sup> /s]	0,00047

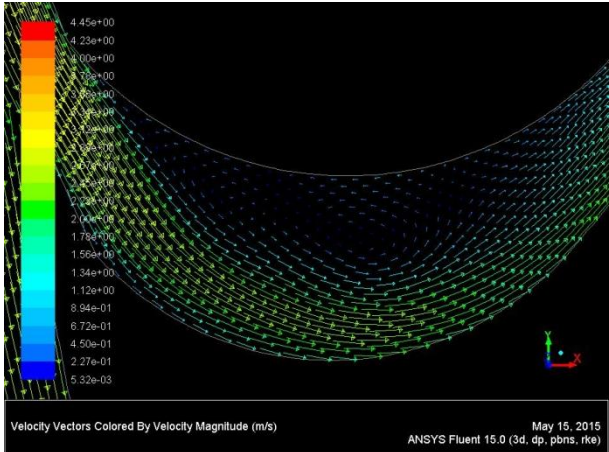
Tabulka 17 - Velikost průtoků kanálkami Hybrid 2

$\Delta p$ [Pa]	13 114
-----------------	--------

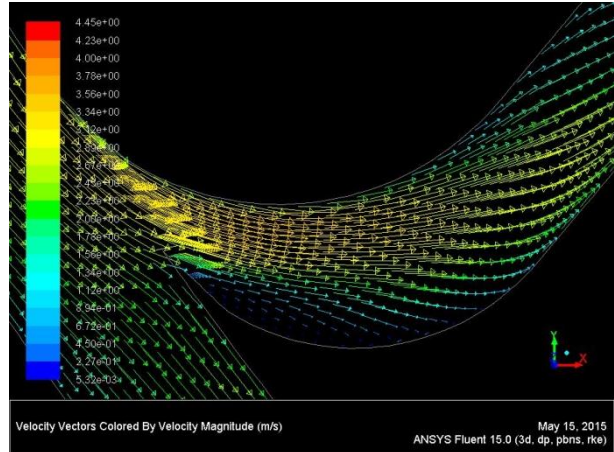
Tabulka 18 – Celková tlaková ztráta Hybrid 2

## Hybrid 2

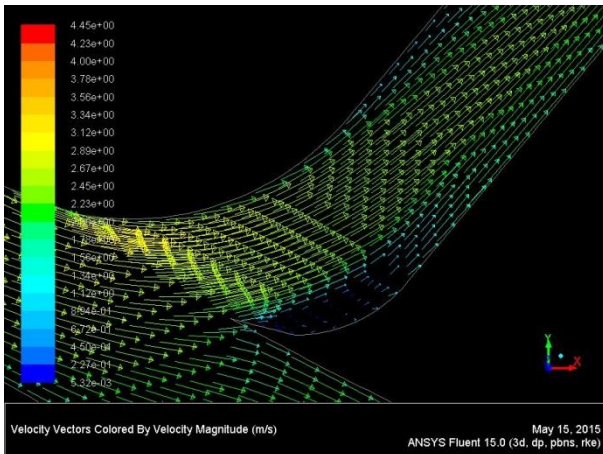
Proudění při rozdělení proudu je zachyceno na obrázcích níže.



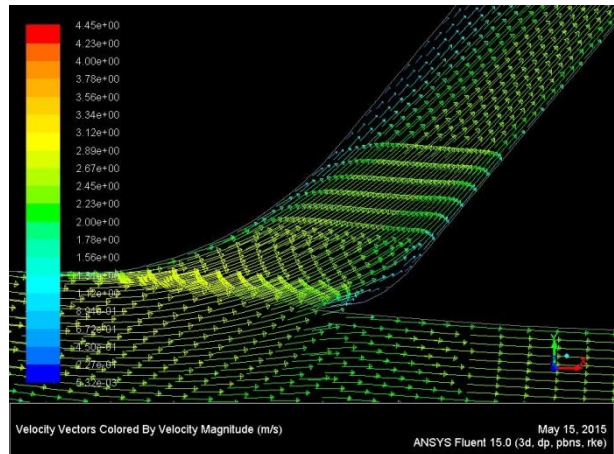
Obrázek 48 – 1.kanálek Hybrid 2



Obrázek 49 – 2.kanálek Hybrid 2



Obrázek 50 – 3.kanálek Hybrid 2



Obrázek 51 – 4.kanálek Hybrid 2

Přítomnost většího zpětného proudění není u kanálků B, C a D patrná. U kanálku A i přes řadu různých návrhů se nepodařilo proudění uklidnit.

$Q_A$ [m <sup>3</sup> /s]	0,00044
$Q_B$ [m <sup>3</sup> /s]	0,00045
$Q_C$ [m <sup>3</sup> /s]	0,00059
$Q_D$ [m <sup>3</sup> /s]	0,00059

Tabulka 19 - Velikost průtoků kanálkami Hybrid 2

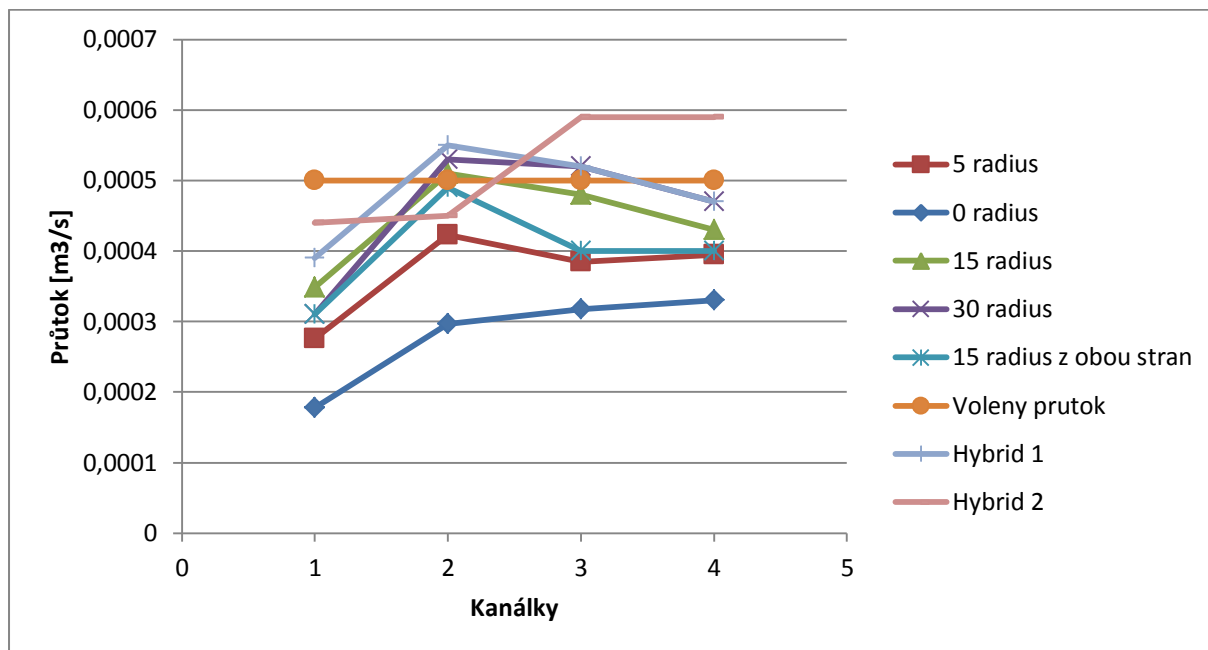
$\Delta p$ [Pa]	13 270
-----------------	--------

Tabulka 20 – Celková tlaková ztráta Hybrid 2

### 5.2.3 Vyhodnocení nejlepší varianty

Nejlepší varianta by měla splňovat tři různé aspekty. Co největší rovnoměrnost průtoku v kanálcích bez míst se zpětným prouděním při nejnižší tlakové ztrátě.

- a) Rovnoměrnost průtoku v kanálcích – Dle grafu na Obrázku 52 se jako nejlepší jeví varianty s označením Hybrid 1 a 2. Téměř pro všechny varianty se největší nerovnoměrnost průtoku projevuje u kanálku A.



Obrázek 52 – Srovnání variant z hlediska rovnoměrnosti průtoku

- b) Z hlediska posouzení celkové tlakové ztráty se dle Tabulky 21 jeví jako nejlepší varianta s označením Hybrid 1. Rozdíly jsou však minimální.

	Bez radiusu	R = 5 mm	R = 15 mm	R = 30 mm	R = 15 mm z obou stran	Hybrid 1	Hybrid 2
$\Delta p$ [Pa]	15 178	14 549	13 285	13 912	13 689	13 114	13 270

Tabulka 21 – Srovnání variant z hlediska tlakové ztráty

- c) Co se míst se zpětným prouděním týče, nejlepší je rozhodně varianta s označením Hybrid 2. U této varianty se podařilo významně eliminovat přítomnost zpětného proudění u kanálků B, C a D. U kanálku A se žádné variantě nepodařilo zpětné proudění zcela potlačit.

## 6 Závěr

Diplomová práce se věnuje hydraulické optimalizaci horkovzdušného šoupátka. Armatura popsaná v úvodu je vystavena vysokému tepelnému namáhání a je nutné ji chladit. Dosavadní konstrukce chladicí části je z hlediska tepelné kapacity předimenzována. Takto vznikl požadavek na návrh nové konstrukce, která by při zaručení dostatečného chlazení snížila energetickou náročnost hydraulického okruhu.

Porovnání obou koncepcí z hlediska tlakové ztráty představuje první zásadní část práce. Vhodnost nového konceptu na základě CFD výpočtu prokazuje dvakrát nižší celkovou tlakovou ztrátu oproti původní verzi. Těžiště práce tvoří hydraulická optimalizace nové koncepce. Při předpokladu rovnoměrného tepelného zatížení chladicí části vznikl požadavek na rovnoměrnost průtoku ve všech kanálcích. Druhým požadavkem je lokalizace vírů a jejich eliminace.

Hydraulická optimalizace tkví hlavně v zaručení stejného průtoku ve všech kanálcích. Na základě rešerše zpracované v úvodu vznikl zjednodušený teoretický model, který při požadovaném průtoku předběžně stanovuje rozměry všech čtyř kanálků. Přestože je teoretický přístup značně zjednodušen, v porovnání s numerickým CFD výpočtem, dochází k určité shodě. Míru shody a neshody obou výpočtů ovlivňují místní ztráty v rozvětvení, které teoretický model nezahrnuje. Díky přítomnosti ostrých hran u spojení kanálků s tělesem chladicí částí se proudění za hranami odtrhává a vzniká zpětné proudění. Při přítomnosti ostrých hran hraje dominantní roli místní ztráta, která má za následek zvýšení tlakové ztráty a hlavně neshodu obou výpočtů. Jednoduchá a elegantní úprava spočívá v zaoblení ostrých hran. To vede ke snížení vlivu velikosti místní ztráty a prokazatelně se teoretický výpočet přibližuje numerickému.

Zpětné proudění představuje velké nebezpečí při uvažování tepelného namáhání. V jádru víru se kapalina nevyměňuje a brání tak odvodu tepla. To by mohlo mít za následek lokální propálení materiálu a následně kolaps celé chladicí soustavy.

Existují dvě situace, při nichž dochází ke změně průtočného množství – rozpojení a spojení proudu. Jako nejlepší řešení u spojení proudu se jevílo předepsání zaoblení  $R = 15$  mm u jedné z hran, které vznikl zpětného proudění efektivně potlačilo. U druhé situace rozpojení proudu není řešení tak jednoznačné. Práce představuje čtyři základní varianty, které předepisují každému kanálku stejné zaoblení. Díky různým úhlům kanálků vůči hlavnímu kanálku po obvodu není možné zvolit jednotné zaoblení, které by problém vyřešilo. Poměrem průtoku, geometrií, natočením a konečně zaoblením hrany vstupuje do návrhu několik proměnných a řešení není jednoznačné. Na základě čtyř předchozích variant vznikly dvě nové modifikované varianty. Obě nové varianty předepisují pro každou hranu různé zaoblení. Jako nejlepší se jeví varianta s názvem Hybrid 2, která potlačuje výrazným způsobem vznik zpětného proudění u kanálků B, C a D. U kanálku A se i přes značné množství variant nepodařilo zpětné proudění omezit. Modifikovaná varianta ovšem splňuje požadavek na co nejnižší tlakovou ztrátu a tvoří energetickou úsporu 43,6 % oproti původní koncepci. Tato varianta rovněž vykazuje nejlepší shodu s teoretickým modelem pro rovnoměrnost průtoku. Od daného průtoku se liší pouze o 18 %.

Problematika hydraulické optimalizace je v našem případě velice komplexní úlohou. Už malé změny geometrie mají zásadní vliv na rozložení průtoků. Stejný vliv na rozložení průtoků má i drsnost povrchů, které musí být stejné. Z hlediska porovnání dvou různých variant je modelování pomocí CFD velice účinné – je to silný relativní nástroj. To ovšem už tolik neplatí, pokud chceme srovnat numerický CFD výpočet s experimentem. Získané výsledky se ne vždy ztotožňují.

Nesporný přínos práce tkví v teoretickém modelu výpočtu. Navzdory podstatnému zjednodušení se s výpočtem dá pracovat a to pro různé konfigurace kanálků a průtoků. Dalším pozitivem je vhodnost teoretického výpočtu pro uvažování ploch různých drsností. Modelování s využitím CFD v této problematice značně pokulhává. [10]

Se stoupajícím využitím modelování pomocí výpočetní techniky by se nemělo zapomínat na teoretickou stránku věci. CFD bezpochyby silným nástrojem je, ale bez teoretických znalostí a praktických zkušeností se může proměnit v nástroj zcela bezvýznamný.

## Seznam obrázků

Obrázek 1 – Hodnoty místních ztrát [3] .....	14
Obrázek 2 – Sériové řazení .....	15
Obrázek 3 – Paralelní řazení .....	16
Obrázek 4 – Technický popis armatury [5] .....	17
Obrázek 5 – Izometrický pohled na těsnicí desku armatury .....	18
Obrázek 6 – Dosavadní systém chlazení v řezu.....	19
Obrázek 7 – Nový systém chlazení v řezu.....	20
Obrázek 8 – Numerické modelování (CFD).....	22
Obrázek 9 – Importovaná geometrie .....	23
Obrázek 10 – Síť původní koncepce .....	24
Obrázek 11 – Detail 2.....	25
Obrázek 12 – Detail 3.....	25
Obrázek 13 – Detail 4.....	25
Obrázek 14 – Detail 5.....	25
Obrázek 15 – Síť nové koncepce .....	26
Obrázek 16 – Okrajové podmínky pro původní koncepci .....	27
Obrázek 17 – Okrajové podmínky pro novou koncepci .....	28
Obrázek 18 – Proudění v řezu původní koncepce .....	30
Obrázek 19 – Proudění v řezu nové koncepce.....	30
Obrázek 20 – Schématické znázornění šoupátka .....	32
Obrázek 21 – Detail místa rozpojení proudu .....	33
Obrázek 22 – Průřez kanálkem .....	35
Obrázek 23 – Lokalizace míst se zpětným prouděním .....	38
Obrázek 24 – Rozpojení proudu.....	39
Obrázek 25 – Spojení proudu.....	39
Obrázek 26 – Potlačení .....	40
Obrázek 27 – Schématický popis nové koncepce .....	41
Obrázek 28 – 1. kanálek R_5 .....	42
Obrázek 29 – 2. kanálek R_5 .....	42
Obrázek 30 – 3. kanálek R_5 .....	42
Obrázek 31 – 4. kanálek R_5 .....	42
Obrázek 32 – 1. kanálek R_15 .....	43
Obrázek 33 – 2. kanálek R_15 .....	43
Obrázek 34 – 3. kanálek R_15 .....	43
Obrázek 35 – 4. kanálek R_15 .....	43
Obrázek 36 – 1. kanálek R_30 .....	44
Obrázek 37 – 2. kanálek R_30 .....	44
Obrázek 38 – 3. kanálek R_30 .....	44
Obrázek 39 – 4. kanálek R_30 .....	44
Obrázek 40 – 1. kanálek R_15_obě .....	45
Obrázek 41 – 2. kanálek R_15_obě .....	45
Obrázek 42 – 3. kanálek R_15_obě .....	45
Obrázek 43 – 4. kanálek R_15_obě .....	45
Obrázek 44 – 1.kanálek Hybrid 1 .....	46
Obrázek 45 – 2.kanálek Hybrid 1 .....	46
Obrázek 46 – 3.kanálek Hybrid 1 .....	46
Obrázek 47 – 4.kanálek Hybrid 1 .....	46

Obrázek 48 – 1.kanálek Hybrid 2 .....	47
Obrázek 49 – 2.kanálek Hybrid 2 .....	47
Obrázek 50 – 3.kanálek Hybrid 2 .....	47
Obrázek 51 – 4.kanálek Hybrid 2 .....	47
Obrázek 52 – Srovnání variant z hlediska rovnoměrnosti průtoku.....	48

## Seznam tabulek

Tabulka 1 – Darcy – Weissbachův vztah.....	12
Tabulka 2 – Charakteristika sítě původní koncepce .....	25
Tabulka 3 – Charakteristika sítě nové koncepce .....	26
Tabulka 4 – Okrajové podmínky výpočtu.....	29
Tabulka 5 – Porovnání počtu iterací .....	31
Tabulka 6 – Celková tlaková ztráta.....	31
Tabulka 7 – Volený průtok v kanálcích .....	37
Tabulka 8 – Navrhnuté rozměry kanálků s využitím teoretického modelu .....	37
Tabulka 9 – Celková tlaková ztráta R_5 .....	42
Tabulka 10 – Velikost průtoků kanálkami R_5.....	42
Tabulka 11 – Celková tlaková ztráta R_15 .....	43
Tabulka 12 – Velikost průtoků kanálkami R_15.....	43
Tabulka 13 – Celková tlaková ztráta R_30 .....	44
Tabulka 14 - Velikost průtoků kanálkami R_30.....	44
Tabulka 15 – Celková tlaková ztráta R_15 obě strany .....	45
Tabulka 16 - Velikost průtoků kanálkami R_15 obě strany .....	45
Tabulka 17 - Velikost průtoků kanálkami Hybrid 2.....	46
Tabulka 18 – Celková tlaková ztráta Hybrid 2 .....	46
Tabulka 19 - Velikost průtoků kanálkami Hybrid 2.....	47
Tabulka 20 – Celková tlaková ztráta Hybrid 2 .....	47
Tabulka 21 – Srovnání variant z hlediska tlakové ztráty.....	48

## Seznam použité literatury

- [1] ŠOB, Ing. František. *HYDROMECHANIKA*. Brno: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, 2008. ISBN 978-80-214-3578-0.
- [2] Hydraulické ztráty v potrubí. ŠTEFAN, David. *VUT - knihovna závěrečných prací* [online]. 2009 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=15930](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=15930)
- [3] MUNSON, Bruce R. *Fundamentals of fluid mechanics*. 4th ed. New York: Wiley, 2002, xvii, 840 s. ISBN 04-714-4250-X.
- [4] *Horkovzdušné šoupátko C63.6 113* [online]. 2015 [cit. 2015-03-16]. Dostupné z: <http://www.armaturygroup.cz/soubory/katalogovy-list/C63.6%20113%20136%20AG.pdf>
- [5] 3D modely ke stažení. *Armatury Group a.s.* [online]. [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: [http://www.armaturygroup.cz/cz/ke-stazeni/3d-modely/?id\\_skupiny=13](http://www.armaturygroup.cz/cz/ke-stazeni/3d-modely/?id_skupiny=13)
- [6] Integrovaný vzorkovač sedimentů. ZOUHAR, Josef. *VUT - knihovna závěrečných prací* [online]. 2009 [cit. 2015-04-10]. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=17430](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=17430)
- [7] Soubory ACIS (\*.SAT). *Nápověda SolidWorks* [online]. 2013 [cit. 2015-04-08]. Dostupné z: [http://help.solidworks.com/2013/czech/SolidWorks/sldworks/c\\_ACIS\\_Files\\_%28.sat%29.htm](http://help.solidworks.com/2013/czech/SolidWorks/sldworks/c_ACIS_Files_%28.sat%29.htm)
- [8] BAKER, Andre. Boundary Conditions. *The Colorful Fluid Mixing Gallery* [online]. 2012 [cit. 2015-04-09]. Dostupné z: <http://www.bakker.org/dartmouth06/engs150/06-bound.pdf>
- [9] BARON, Jiří. Ústní sdělení. [cit. 2015-04-17]
- [10] RUDOLF, Pavel. Ústní sdělení. [cit. 2015-04-20]

# Seznam příloh

Přiložené DVD obsahuje:

- elektronickou verzi diplomové práce
- data ze softwaru Gambit a Fluent
- data ze softwaru MS EXCEL – teoretický model výpočtu
- obrázek popisující velikost předepsaných zaoblení pro variantu Hybrid 2