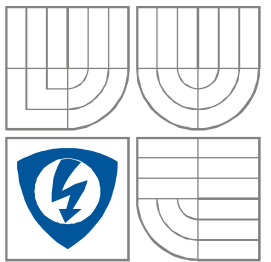


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH
TECHNOLOGIÍ

ÚSTAV AUTOMATIZACE A MĚŘICÍ TECHNIKY

FACULTY OF ELECTRICAL ENGINEERING AND COMMUNICATION

DEPARTMENT OF CONTROL AND INSTRUMENTATION

VLIV TURBULENTNÍHO MODELU NA SIMULACE PROUDĚNÍ VZDUCHU V OKOLÍ PRŮTOKOMĚRU

INFLUENCE OF TURBULENCE MODEL SELECTION TO SIMULATION OF AIR FLOW
CLOSE TO SLOW SENSOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

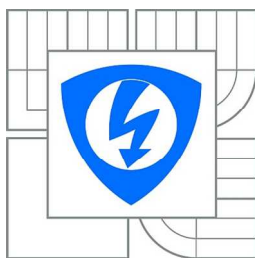
Bc Josef Vlček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

BRNO 2012

Ing Soňa Šedivá, Ph. D.



VYSOKÉ UČENÍ
TECHNICKÉ V BRNĚ

Fakulta elektrotechniky
a komunikačních technologií

Ústav automatizace a měřicí techniky

Diplomová práce

magisterský navazující studijní obor
Kybernetika, automatizace a měření

Student: Bc. Josef Vlček
Ročník: 2

ID: 107678
Akademický rok: 2013/2014

NÁZEV TÉMATU:

Vliv turbulentního modelu na simulace proudění vzduchu v okolí průtokoměru

POKYNY PRO VYPRACOVÁNÍ:

- 1) Proveďte literární rešerši v oblasti turbulentních modelů používaných v prostředí ANSYS/FLUENT.
- 2) Proveďte 2D a 3D simulace v prostředí ANSYS/FLUENT pro obtékání normalizované clony a obtékání víceotvorové rychlostní sondy pro minimálně čtyři typy turbulentního modelu. Parametry proudícího média, velikosti testovaného potrubí a průtokoměru zadá vedoucí práce. Vyhodnoťte velikost diferenčního tlaku na průtokoměru, rozložení tlaku a rychlosti v potrubí.
- 3) Srovnajte výsledky simulací pro jednotlivé typy turbulentního modelu.
- 4) Proveďte experimentální měření na cloně a víceotvorových rychlostních sondách na měřicí trati na ÚAMT, pro rychlosti proudění vzduchu od 5 od 20 m/s.
- 5) Srovnajte výsledky zjištěné simulací s naměřenými daty a proveďte zhodnocení vhodnosti výběru turbulentního modelu.

DOPORUČENÁ LITERATURA:

- [1] MILLER, R. W.: Flow Measurement Engineering Handbook. New York: McGRAW-HILL Publishing Company, 1989, ISBN 0-07-042046-7.
- [2] LIPTAK, B. G.: Instrument Engineers' Handbook: Process measurement and analysis. CRC Press, 2003. ISBN 9780849310836.

Termín zadání: 10.2.2014

Termín odevzdání: 19.5.2014

Vedoucí práce: Ing. Soňa Šedivá, Ph.D.

Konzultanti diplomové práce:

doc. Ing. Václav Jirsík, CSc.

Předseda oborové rady

Abstrakt

Účelem této práce je ověřit vliv turbulentního modelu použitého pro simulaci proudění plynu v okolí primárního prvku. Cílem je zjistit, zda jsou různé turbulentní modely využité pro simulaci ekvivalentní a jaká je přesnost jejich predikce.

Klíčová slova

Ansys FLUENT, měření průtoku, rychlostní sonda, kruhová clona, Annubar 485, rozložení tlaku, tlakové ztráty, diferenciální tlak, k - epsilon, k - omega, Reynolds Stress, Transition SST.

Abstract

Purpose of this thesis is to check influence of turbulent model used for simulation of flow close to primary element inserted into piping. The goal is to check if results computed by these models are equal and how precise is their prediction.

Keywords

Ansys FLUENT, flow measurement, pressure probe, orifice plate, Annubar 485, pressure distribution, pressure loss, differential pressure, k - epsilon, k - omega, Reynolds Stress, Transition SST.

Bibliografická citace:

VLČEK, J. *Vliv turbulentního modelu na simulace proudění vzduchu v okolí průtokoměru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2014. 67s. Vedoucí diplomové práce byla Ing. Soňa Šedivá, Ph. D.

Prohlášení

„Prohlašuji, že svou diplomovou práci na téma *Vliv turbulentního modelu na simulace proudění vzduchu v okolí průtokoměru* jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Jako autor uvedené diplomové práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této diplomové práce jsem neporušil autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhl nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a jsem si plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č. 40/2009 Sb.

V Brně dne: **19. května 2014**

.....
podpis autora

Poděkování

Děkuji vedoucí diplomové práce Ing. Soně Šedivé, Ph. D. za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování mé diplomové práce.

V Brně dne: **19. května 2014**

.....
podpis autora

Obsah

1	Úvod	14
2	Proudění tekutin	15
2.1	Laminární proudění	15
2.2	Turbulentní proudění	15
2.3	Reynoldsovo číslo	16
2.4	Navier - Stokesovy rovnice	16
3	Průtok	19
4	Průtokoměry	20
4.1	Škrťací orgány	20
4.1.1	Centrická clona	20
4.1.2	Venturiho trubice	21
4.1.3	Dýza ISA 1932	21
4.2	Rychlostní sondy	21
5	Metoda konečných prvků	24
6	Turbulentní modely	25
6.1	Modely RANS	25
6.2	Modely založené na RANS	25
6.2.1	Standardní model k - epsilon	25
6.2.2	Model k – omega	26
6.2.3	Reynolds Stress Model	26
6.2.4	Model Transition SST	28
6.3	Modely URANS	29
6.4	Model LES	29
6.5	Model DES	29
7	Prostředí Ansys Workbench, popis provedených simulací	30
7.1	Prostředí Ansys Workbench	30
7.1.1	Geometry	30
7.1.2	Mesh	30
7.1.3	Setup, Solution	31
7.1.4	Results	31
7.2	Modely průtokoměrů	31
7.2.1	Volba testovaných parametrů	31
7.3	Geometrické vlastnosti modelovaných potrubí	32
7.3.1	Kruhová centrická clona	32
7.3.2	Kruhová rychlostní sonda	32
7.3.3	Čtvercová rychlostní sonda	32
7.3.4	Annubar 485	32
7.4	Výpočetní síť jednotlivých modelů	34

7.5	Určování tlakových ztrát	36
7.6	Citlivost	37
8	Ověřovací měření	38
8.1	Popis měřicí trati	38
8.2	Stanovení rychlosti proudění vzduchu uvnitř trati	38
8.3	Seznam použitého vybavení.....	41
9	Výsledky simulací	42
9.1	Popis proudění v okolí primárního prvku	42
9.1.1	Centrická clona.....	42
9.1.2	Annubar 485	43
9.1.3	Čtvercová sonda	45
9.1.4	Kruhová sonda	46
9.2	Porovnání turbulentních modelů	47
9.2.1	Tlakové profily	47
9.2.2	Tlakové diference	49
9.2.3	Tlakové ztráty.....	52
9.3	Porovnání tlakových profilů různých primárních prvků	55
9.4	Porovnání tlakových diferencí různých primárních prvků.....	57
10	Závěr.....	61

Seznam obrázků

Obrázek 1: Porovnání tvaru proudnic laminárního (nahore) a turbulentního (dole) proudění[18].....	16
Obrázek 2: Montáž centrické clony v potrubí [19].....	21
Obrázek 3: Venturiho trubice se znázorněnými místy pro odběr tlaku [19].	22
Obrázek 4: Montáž dýzy ISA 1932 v potrubí [19].	22
Obrázek 5: Vlevo - rychlostní sonda [20], vpravo - průřez sondou Annubar [21].....	22
Obrázek 6: Model potrubí s kruhovou clonou. Vlevo je celkový pohled, vpravo detail clony.....	32
Obrázek 7: Model potrubí s rychlostní sondou kruhového průřezu.	33
Obrázek 8: Model potrubí s rychlostní sondou čtvercového průřezu.	33
Obrázek 9: Průřez sondou Annubar 485.....	34
Obrázek 10: Detail výpočetní sítě primárního prvku Annubar.....	35
Obrázek 11: Detail výpočetní sítě centrické clony.	35
Obrázek 12: Detail výpočetní sítě kruhové sondy.	35
Obrázek 13: Detail výpočetní sítě čtvercové sondy.....	36
Obrázek 14: Celkový pohled na výpočetní síť prázdného potrubí.	36
Obrázek 15: Uspořádání měřicí trati [23].	38
Obrázek 16: Proudění vzduchu v okolí centrické clony.	43
Obrázek 17: Rozložení tlaku v okolí centrické clony.....	43
Obrázek 18: Proudění plynu v okolí sondy Annubar 485.	44
Obrázek 19: Rozložení tlaku v okolí sondy Annubar 485.....	44
Obrázek 20: Rozložení rychlosti proudění v okolí rychlostní sondy čtvercového průřezu.	45
Obrázek 21: Rozložení tlaku v okolí čtvercové sondy.	45
Obrázek 22: Rozložení rychlosti v okolí kruhové sondy.....	46
Obrázek 23: Rozložení tlaku v okolí kruhové sondy.....	46

Seznam tabulek

Tabulka 1: Porovnání popsaných primárních prvků [5], [8].	23
Tabulka 2: Rozměry sondy Annubar 485	33
Tabulka 3: Parametry výpočetních sítí použitých pro simulace.	34
Tabulka 4: Stanovení rychlosti proudění vzduchu uvnitř trati v závislosti na frekvenci měniče, diferenciální tlak centrické clony.	39
Tabulka 5: Závislost změřeného diferenčního tlaku rychlostních sond na rychlosti proudění vzduchu v trati.	40
Tabulka 6: Tlakové difference zjištěné na základě měření.....	41
Tabulka 7: Porovnání tlakových diferencí změřených a předpovězených turbulentními modely pro potrubí s centrickou clonou.	49

Tabulka 8: Porovnání tlakových diferencí změřených a předpovězených použitými turbulentními modely pro potrubí se sondou Annubar 485.....	50
Tabulka 9: Porovnání tlakových diferencí změřených a předpovězených použitými turbulentními modely pro potrubí s čtvercovou sondou.....	50
Tabulka 10: Porovnání tlakových diferencí změřených a předpovězených použitými turbulentními modely pro potrubí s kruhovou sondou.	51
Tabulka 11: Předpověď tlakových ztrát způsobených centrickou clonou.....	52
Tabulka 12: Předpověď tlakových ztrát způsobených sondou Annubar 485.	53
Tabulka 13: Předpověď tlakových ztrát způsobených čtvercovou sondou.	54
Tabulka 14: Předpověď tlakových ztrát způsobených kruhovou sondou.....	54
Tabulka 15: Porovnání tlakových diferencí vypočtených modelem k-epsilon pro různé primární prvky.	57
Tabulka 16: Porovnání tlakových diferencí vypočtených modelem k-omega pro různé primární prvky.	58
Tabulka 17: Porovnání tlakových diferencí vypočtených modelem Reynolds Stress pro různé primární prvky.	59
Tabulka 18: Porovnání tlakových diferencí vypočtených modelem Transition SST pro různé primární prvky.	59

Seznam použitých symbolů

Re	[-]	Reynoldsovo číslo
w_s	[m/s]	Střední rychlost proudící tekutiny
D	[m]	Průměr potrubí
d	[m]	Průměr otvoru centrické clony
ν	[m ² /s]	Kinematická vizkozita
t	[s]	Čas
$\frac{D}{Dt}$		Substanciální derivace
\mathbf{u}		Vektor rychlosti
\mathbf{x}		Vektor polohy
i, j	[-]	Indexy vektorů
k, l, m	[-]	Sčítací indexy
p	[Pa]	Tlak
ρ	[kg/m ³]	Hustota
$\sigma_{i,j}$		Tenzor smykových napětí
$\delta_{i,j}$		Kroneckerovo delta
μ	[-]	Součinitel dynamické vazkosti
Q_V	[m ³ /s]	Objemový průtok
S	[m ²]	Plocha
β	[-]	Poměr průměrů
ζ	[-]	Součinitel ztrát
k	[J]	Kinetická energie
ε		Rychlost disipace
ω		Poměrné specifické ztráty
γ		Součinitel intermitence

1 ÚVOD

Měření průtoku je jednou z oblastí moderního průmyslu, ve které dochází k velmi intenzivnímu rozvoji. Ačkoliv jsou vyvíjeny metody měření, které nevyžadují velké zásahy do dynamiky proudící tekutiny (měření Dopplerova posunu při průchodu ultrazvuku proudící tekutinou, ohřev tekutiny a následné měření teploty), jsou ve velké míře neustále používány metody využívající měření tlakové difference. Jejich výhodou je poměrně jednoduchá konstrukce primárních prvků (a tedy i nízké pořizovací náklady), schopnost pracovat bez značkových příměsí (na rozdíl od některých aplikací Dopplerova jevu) a také bez nutnosti ohřívat proudící tekutinu (při průchodu clonou případně okolím rychlostní sondy se sice tekutina také ohřívá, ovšem jedná se pouze o přeměnu jedné formy energie tekutiny na jinou, ne o další dodání energie). Velkou nevýhodou je naopak vložení členu, který způsobuje tlakové ztráty i v době, kdy není prováděno měření a také nutnost využívat dlouhá ustalovací potrubí. Tyto aspekty je nutné zvažovat při návrhu měřicího systému. Rozhodování o použité metodě je pak prováděno na základě inženýrské praxe, případně na základě výpočtu. Výpočetní výkony současných počítačů nabízí jako srovnávací metodu využití některé z numerických metod. Jejich výhodou je zdánlivě přesný popis situace uvnitř potrubí. Tato přesnost je ovšem dána pouze tím, jak přesný je daný model v konkrétní situaci a také tím, jak byl daný model nastaven a výsledek tedy může být do značné míry iluzorní.

Tato práce má tedy dva cíle. Prvním z nich je posouzení vlivu různých primárních prvků: kruhové centrické clony a rychlostních sond s průřezem ve tvaru kruhu, čtverce a rychlostní sondy typu Annubar.

Druhým cílem této práce je posouzení vlivu použitého turbulentního modelu na přesnost predikce. V této práci budou porovnávány modely kategorie RANS implementované v programu Ansys Fluent 14. Jazykem prostředí ANSYS je, podobně jako u některých literárních pramenů angličtina. Protože česká terminologie není u některých pojmů ustálená a překlad by mohl způsobit komplikace v chápání textu, budou na některých místech využívány původní anglické termíny.

2 PROUDĚNÍ TEKUTIN

V nejobecnější rovině je možné jakékoliv proudění charakterizovat jako takový pohyb částic, jehož důsledkem je dosažení rovnovážného stavu uvnitř soustavy. Pokud uvažujeme proudění tekutin, je proudění charakterizováno jako pohyb částic (atomů, molekul) z oblasti s vyšším tlakem do oblasti s tlakem nižším.

Uvažujme nyní uzavřený kanál (potrubí) kruhového průřezu. Oblast uvnitř tohoto kanálu rozdělíme na souosé válcovité vrstvy. Na základě vzájemné interakce těchto vrstev můžeme proudění rozdělit na laminární a turbulentní. Laminární a turbulentní proudění je také často děleno podle hodnoty Reynoldsova čísla a jako kritická hodnota se běžně uvádí 2000 (toto je navíc typická hodnota pro běžná kruhová potrubí). Toto dělení ovšem není zcela přesné, protože vznik turbulencí záleží také na tvaru potrubí a stavu tekutiny, která do potrubí vstupuje. Již Osborn Reynolds publikoval experiment, při kterém dosáhl stabilního proudění při hodnotách $Re = 13\ 000$ a později byly publikovány experimenty, při kterých bylo dosaženo stabilní proudění při hodnotách Reynoldsova čísla větších než 90 000 [1]. Tyto hodnoty jsou ovšem dosažitelné pouze při zajištění velice přesných podmínek a za pomoci usměrňovačů a dalších členů umístěných přímo uvnitř potrubí. Za běžných podmínek dosahovaných v technické praxi je hodnota 2000 běžná. Navíc při poklesu Reynoldsova čísla dochází k přechodu z turbulentního do laminárního proudění právě v okolí hodnoty 2000.

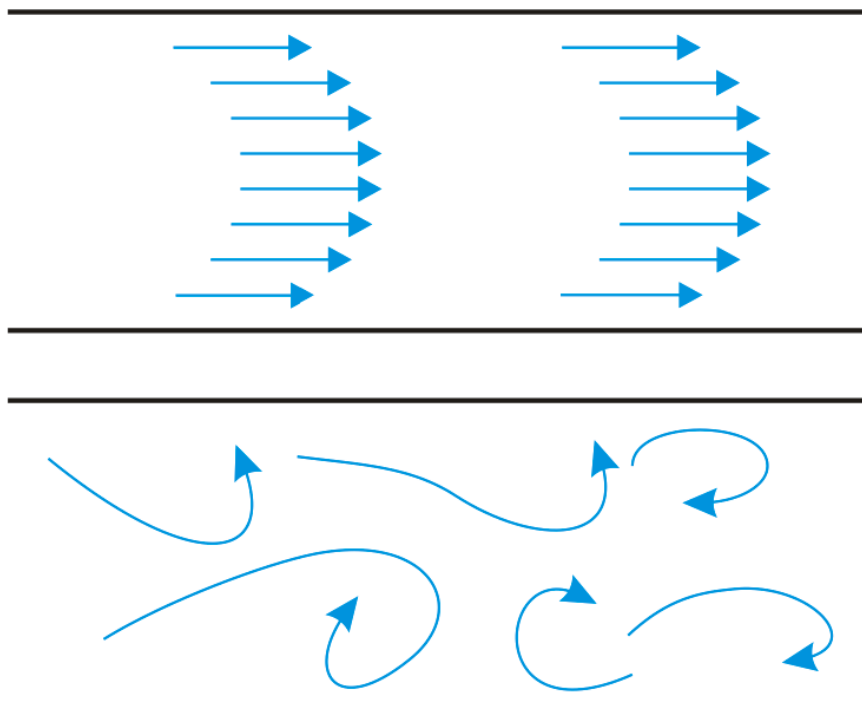
2.1 Laminární proudění

Laminární proudění je obvykle charakterizováno hodnotou Reynoldsova čísla menší než hodnota v intervalu $<1\ 000; 2\ 000>$ [1], [17]. Tato variabilita je dána různorodostí tekutin, ale také rozdílnými požadavky při řešení různých problémů v technické praxi. V tomto případě tekutina proudí tak, že se jednotlivé souosé vrstvy nemíchají a proudnice jsou v celém průřezu potrubí rovnoběžné.

2.2 Turbulentní proudění

Kritériem je opět velikost Reynoldsova čísla. Proudění se stává turbulentním, pokud hodnota překročí výše zmíněnou kritickou hodnotu. V takovém případě dochází ke smykovému tření mezi jednotlivými vrstvami tekutiny v potrubí. Tekutina se v důsledku začíná promíchávat a dochází k pulzaci tlaku.

Z hlediska matematického popisu je možné rozdělit tlak a rychlost na časově ustálené a časově proměnné složky.



Obrázek 1: Porovnání tvaru proudnic laminárního (nahore) a turbulentního (dole) proudění[18].

2.3 Reynoldsovo číslo

Reynoldsovo číslo (Re) je bezrozměrná veličina charakterizující proudění tekutiny. Reynoldsovo číslo je definováno vztahem

$$Re_D = \frac{w_s \cdot D}{\nu}, \quad (2.1)$$

kde

w_s je střední rychlost proudící tekutiny,
 D je průměr potrubí,
 ν je kinematická viskozita.

Reynoldsovo číslo tedy označuje poměr setrvačných a vazkých sil. Jak ovšem bylo zmíněno výše, je jeho kritickou hodnotu nutné určovat na obvykle experimentálně pro danou tekutinu a oblast proudění.

2.4 Navier - Stokesovy rovnice

Navier – Stokesovy [1] rovnice patří k základním částem matematického aparátu, který popisuje proudění tekutin. Byly odvozeny v roce 1823 a pravděpodobně obsahují popis všech vlastností proudění, včetně turbulencí.

N-S rovnice jsou nelineární parciální diferenciální rovnice druhého řádu. Přes jejich formální jednoduchost není dodnes potvrzena existence jejich analytického řešení a

nejsou známy ani případné vlastnosti tohoto řešení, jako je hladkost, jednoznačnost a případně stabilita. Platnost Navier – Stokesových rovnic je také založena na apriorní znalosti některých hypotéz, jako je hypotéza spojitosti tekutiny nebo hypotéza Newtonovské tekutiny.

Navier – Stokesovy rovnice mají ve složkovém tvaru následující podobu:

$$\frac{Du_i}{Dt} = \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_k \frac{\partial u_i}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_k \partial x_k}. \quad (2.2)$$

Jednotlivé části rovnice mají následující význam:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_i}{\partial t} &\text{ je časová derivace proudového pole,} \\ u_k \frac{\partial u_i}{\partial x_k} &\text{ charakterizuje konvekci} \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} &\text{ je gradient tlaku} \\ \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_k \partial x_k} &\text{ charakterizuje vliv vazkosti} \end{aligned}$$

Navier – Stokesovy rovnice lze popsat také ve vektorovém tvaru:

$$\frac{D\mathbf{u}}{Dt} = \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \mathbf{u}. \quad (2.3)$$

Pravou stranu rovnice je možné vyjádřit pomocí tenzoru smykových napětí

$$\sigma_{ij} = -P\delta_{ij} + d_{ij}, \quad (2.4)$$

kde d_{ij} je derivátor tenzoru smykových napětí

$$d_{ij} = 2\mu s_{ij}, \quad (2.5)$$

kde

μ je součinitel dynamické vazkosti a

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right). \quad (2.6)$$

Rovnice potom získává jednoduchý tvar

$$\frac{Du_i}{Dt} = \frac{\partial \sigma_{ik}}{\partial x_k}. \quad (2.7)$$

Tato rovnice bývá nazývána Cauchyho a představuje pohyb libovolného spojitého média.

V některých případech je žádoucí vyjádřit Navier – Stokesovu rovnici v bezrozměrných souřadnicích. Nechť L je charakteristický rozměr oblasti proudění a V je charakteristická rychlost. Zavedeme bezrozměrné souřadnice

$$X_i = \frac{x_i}{L}, U_i = \frac{u_i}{V}, P = \frac{p}{\rho V^2}, \tau = \frac{vt}{L^2} = \frac{v}{LV}. \quad (2.8)$$

Navier – Stokesovu rovnici je pak možné přepsat do tvaru

$$\frac{\partial U_i}{\partial \tau} + Re \left(U_k \frac{\partial U_i}{\partial X_k} + \frac{\partial P}{\partial X_i} \right) = \frac{\partial^2 U_i}{\partial X_k \partial X_k}. \quad (2.9)$$

Pokud tedy neuvažujeme konkrétní objemové síly působící na tekutinu, lze její chování plně charakterizovat Reynoldsovým číslem.

3 PRŮTOK

Z hlediska matematiky je měření průtoku škrticími orgány založeno na Bernoulliho rovnici a rovnici kontinuity. Řešením je pak obecná rovnice průtoku, která zahrnuje kontrakci proudového paprsku a také ztráty třením a vířením, jejichž důsledkem je trvalá tlaková ztráta.

Při malých tlakových změnách platí mezi kinetickou a potenciální energií vztah [7]

$$w dw = -\frac{dP}{\rho}. \quad (3.1)$$

Pokud změny rychlosti probíhají v mezích w_1 a w_2 a změny tlaku v mezích P_1 a P_2 , přechází rovnice do tvaru

$$\int_{w_1}^{w_2} w dw = -\int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{\rho}. \quad (3.2)$$

Integrací dojdeme ke vztahu

$$-\frac{\rho}{2}(w_2^2 - w_1^2) = P_1 - P_2. \quad (3.3)$$

Podle rovnice kontinuity

$$Q_v = w_1 S_1 = w_2 S_2, \quad (3.4)$$

kde S_2 je plocha proudového paprsku v místě největší kontrakce. Tato plocha je určena jako

$S_2 = \mu S_0$. S_0 je plocha škrticího orgánu a μ je konstanta v rozsahu $0 < \mu < 1$.

Zavedením

$$\beta^2 = \frac{S_0}{S_1} \quad (3.5)$$

a dosazením do rovnice kontinua dostaneme vztah

$$w_1 = w_2 \mu \beta^2. \quad (3.6)$$

Rychlost proudění je pak určena vztahem

$$w_2 = \frac{\xi}{\sqrt{1-\mu^2\beta^4}} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_1 - P_2)}, \quad (3.7)$$

kde koeficient ξ představuje ztráty způsobené vířením a třením. Obecná rovnice průtoku škrticím orgánem je pak

$$Q_v = \frac{\mu\xi}{\sqrt{1-\mu^2\beta^4}} S_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_1 - P_2)}. \quad (3.8)$$

Obdobné rovnice pak platí i pro zkoumané rychlostní sondy, obecně tedy můžeme napsat rovnici pro objemový průtok ve tvaru

$$Q_v = kS\sqrt{\Delta p}, \quad (3.9)$$

kde k je konstanta závislá na tvaru sondy a vlastnostech proudící tekutiny.

4 PRŮTOKOMĚRY

Existuje mnoho principů, které mohou být využity pro měření průtoku. Průtok je možné měřit pomocí tlakových ztrát, otáčení turbíny, změn teploty tělesa vloženého do potrubí, ultrazvuku... Samotný měřič pak může být také cejchován jak pro rychlostní průtok (objem tekutiny, která proteče potrubím za jednotku času), tak pro hmotnostní průtok (hmotnost tekutiny, která proteče potrubím za jednotku času). Cílem této práce není zkoumat různé principy měření průtoku, z toho důvodu budou níže popsány pouze některé typy snímačů: škrticí orgány a rychlostní sondy.

4.1 Škrticí orgány

Snímače se škrticím orgánem pracují jako diferenční snímače. Je měřen tlak v definované vzdálenosti od snímače „před“ a „za“ a na základě jejich rozdílu je určen objemový průtok tekutiny. Snímače je možné používat pro tekutiny se širokou škálou vlastností. Mohou být znečištěné, vodivé a v případě vhodných materiálů snímače mohou být i chemicky agresivní.

Princip měření škrticími orgány je znám už od dob starého Říma, nicméně největšího rozvoje a následné snahy o normalizaci se dočkal až ve 20. století.

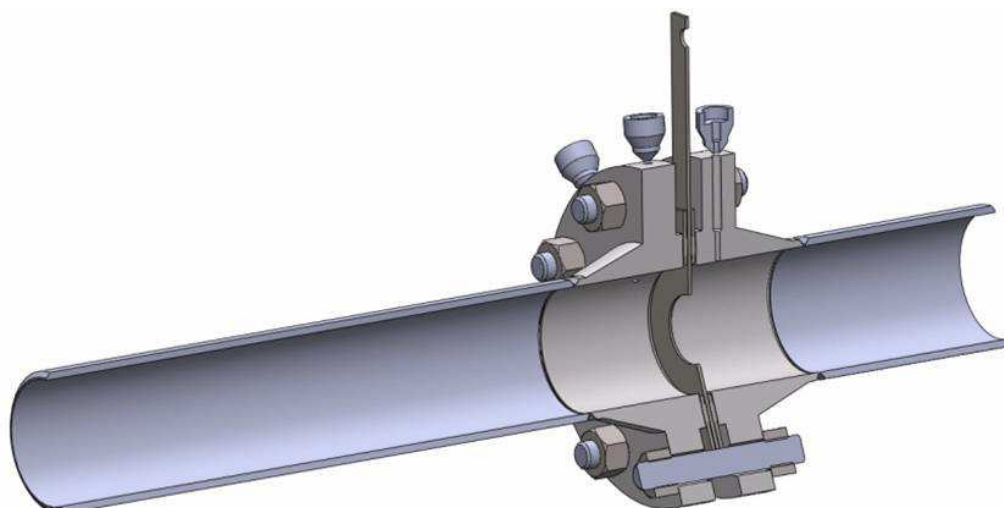
Výhodou škrticích orgánů je jejich jednoduchá konstrukce a snadná montáž, nevýhodou jsou pak dlouhé délky ustalovacích vedení, které mohou komplikovat konstrukce měřicích soustav, zvláště v případech potrubí s velkými průměry.

4.1.1 Centrická clona

Centrická clona je nejjednodušším a také nejlevnějším typem škrticího orgánu. Jedná se o kotouč s kruhovým otvorem, který je zasazen do potrubí a jehož střed leží v ose potrubí. Obvykle se využívá pro měření tekutin s nízkou viskozitou, především pak plynů. Norma ISO 5167 [5] stanovuje tři druhy odběru tlaku: koutový, přírubový a D před a $D/2$ za.

Průřez otvoru clony má lichoběžníkový tvar. Vstupní strana clony má menší průměr a za ní následuje kuželovité rozšíření s vrcholovým úhlem kužele $60^{\circ} < \varphi < 90^{\circ}$. V případě, že je clona použita pro obousměrné měření, je otvor válcový.

Existují tři základní provedení centrické clony: komorová clona, bodová clona a clonový kotouč.



Obrázek 2: Montáž centrické clony v potrubí [19].

4.1.2 Venturiho trubice

Venturiho trubice je konstrukčně složitější než centrická clona, protože je nutné dodržet přesný tvar u delšího kuželového úseku potrubí. Používá se především v případech, kdy je kladen důraz na nízké trvalé tlakové ztráty.

Venturiho trubice se skládá z válcové vstupní části o průměru $1,02 D$ a délce nejméně $0,75 D$. Následuje kuželovité zúžení s úhlem cca 21° . Tento kužel je napojen zaoblením na válcovité hrdlo. Za ním následuje difuzor s úhlem $5 - 15^{\circ}$. Odběr tlaku se provádí ve vstupní válcové části a válcovém hrdle.

4.1.3 Dýza ISA 1932

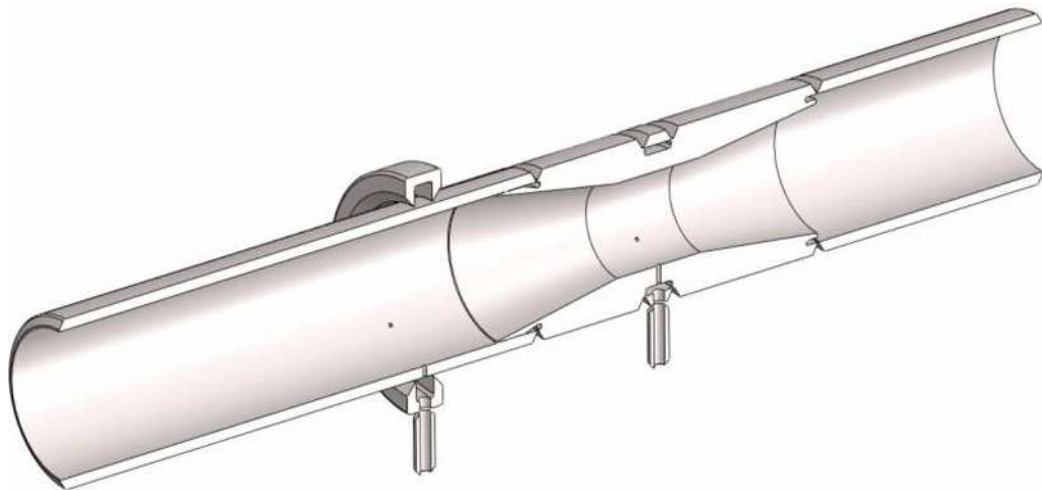
Dýza ISA 1932 je válcové těleso se zaoblenou vstupní stranou, které je umístěno uvnitř potrubí. Její výhodou je vysoká provozní spolehlivost a možnost použití i pro přehřáté páry, nevýhodou je naopak obtížná výroba a také komplikovaná montáž.

Další doplňující informace ke škrticím orgánům je možné nalézt v [7], [8], [14].

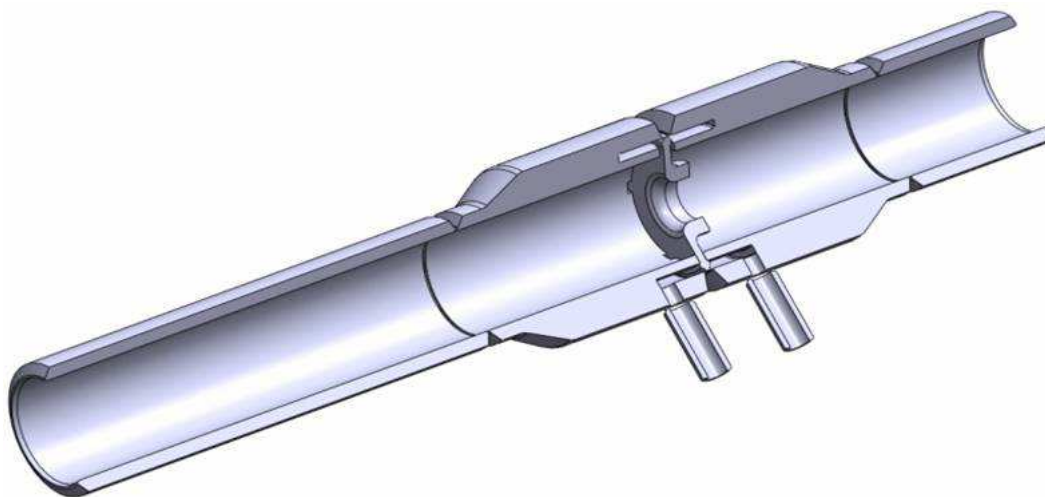
4.2 Rychlostní sondy

Rychlostní sonda, podobně jako škrticí orgány, využívá k měření průtoku měření diferenčního tlaku. Sonda je vyrobena jako duté těleso, jehož vnitřní objem je rozdělen na dvě části. Do těchto částí je otvory přiváděna tekutina. Otvory jsou rozmístěny tak, aby odběr byl prováděn v oblastech s nejvyšším (náběžná hrana nebo plocha) a nejnižším (odtoková hrana nebo plocha) tlakem. Na základě rozdílu tlaků uvnitř sondy je pak určen průtok.

V rámci této práce budou ověřovány sondy s kruhovým a čtvercovým průřezem a sonda typu Annubar 485 [22].



Obrázek 3: Venturiho trubice se znázorněnými místy pro odběr tlaku [19].



Obrázek 4: Montáž dýzy ISA 1932 v potrubí [19].



Obrázek 5: Vlevo - rychlostní sonda [20], vpravo - průřez sondou Annubar [21].

Tabulka 1: Porovnání popsaných primárních prvků [5], [8].

	Rychlost proudění	Tlaková ztráta	Výroba a montáž	Znečištění tekutiny
Centrická clona	Nízká, podle [5] musí být podzvuková.	Vysoká	Výroba je jednoduchá, montáž vyžaduje přerušení provozu potrubí.	Znečištění může způsobit nadměrné opotřebování clony, krátkodobě příliš nevádí.
Venturiho trubice	Vysoká	Nízká	Při výrobě je nutné dodržet přesnou geometrii kuželových částí.	
Dýza ISA 1932	Střední	Střední	Složitá výroba i montáž.	Může obsahovat pevné částice
Rychlostní sondy	Střední, vysoká	Nízká	Jednoduchá montáž, možná i z provozu	Tekutiny by neměly obsahovat pevné částice.

5 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ

Metoda konečných prvků je numerická metoda využívaná pro řešení okrajových úloh mechaniky kontinua. Vznik metody je možné najít ve čtyřicátých letech 20. Století, v šedesátých letech začala být metoda rozvíjena s ohledem na matematickou formulaci problému.

Dnešní aplikace metod konečných prvků jsou variantami zobecněné Ritzovy metody.

Velkou výhodou metody je její univerzálnost, která umožňuje řešit širokou škálu zadání. Jako nevýhoda byla dříve uváděna náročnost na výpočetní systém, která také dlouhou dobu bránila širšímu rozšíření metody. V dnešní době již však tento problém není tak podstatný.

Základem všech algoritmů metody konečných prvků je rozdělení zkoumané oblasti na elementární prvky. U dvourozměrných konstrukcí jsou nejčastěji použity trojúhelníky nebo obdélníky, u trojrozměrných metod jsou využívány čtyřstěny nebo kvádry. V případě 2D výpočtu je pak vhodné, aby triangulační síť neobsahovala tupé, nebo naopak příliš malé úhly.

6 TURBULENTNÍ MODELY

Turbulence a její vznik jsou jevy, které je velmi komplikované předpovědět. Přestože se řídí určitými pravidly, tato pravidla nejsou jednoznačně popsána. Navíc se projevuje i určitý vliv náhody. V minulosti proto vzniklo několik různých přístupů, jak problém turbulencí, jejich vlastností a předpovědí jejich chování uchopit. Matematické řešení těchto přístupů označujeme jako turbulentní modely.

Každý turbulentní model je soustavou rovnic postavenou na základě metody konečných prvků. Protože však každý vychází do jisté míry z jiných předpokladů a používá jiný přístup, mohou různé modely předpovídat za stejných vstupních podmínek značně rozdílné výsledky.

6.1 Modely RANS

Modely RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) vycházejí z Reynoldsova průměrování Navier-Stokesových rovnic. Systém rovnic RANS není sám o sobě uzavřený – počet rovnic je nižší než počet neznámých. Metody modelování se tedy snaží o uzavření systému rovnic.

Metody RANS poskytují pouze střední hodnotu daných veličin v čase. Z tohoto důvodu je nelze používat pro modelování jakýchkoliv nestabilit, protože nejsou schopné předpovědět vznik poruch v čase, a tedy ani přechod do turbulence či odtržení mezní vrstvy.

Při použití modelů RANS je nutné zachovat správný postup. Výsledky by také měly být konfrontovány s experimentálními daty získanými ze stejné, nebo alespoň kvalitativně podobné úlohy. V případě, že jsou výsledky úlohy předem zcela neznámé, není vhodné tyto metody používat.

6.2 Modely založené na RANS

Následující kapitoly obsahují popis modelů testovaných v rámci této práce. Jejich podrobnější popis, stejně jako popis dalších turbulentních modelů implementovaných v prostředí Ansys Fluent je možné najít v [3], [4].

6.2.1 Standardní model $k - \epsilon$

Standardní $k - \epsilon$ model se stal běžným nástrojem pro inženýrské aplikace. Důvodem je jeho robustnost, jednoduchost a dostatečná přesnost. Model je založen na rovnicích pro k (kinetickou energii) a ϵ (rozptyl). Předpokladem tohoto modelu je, že je proudění plně turbulentní. Přesnost modelu klesá s rostoucími gradienty tlaku.

Rovnice $k - \epsilon$ modelu:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \quad (6.1)$$

$$\rho\varepsilon - Y_M + S_k,$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b - C_{2\varepsilon} \rho \varepsilon 2k + S_\varepsilon) \quad (6.2)$$

V těchto rovnicích G_k představuje vznik kinetické energie turbulence, Y_M představuje příspěvek stlačitelné turbulence k celkovému rozptylu energie, $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$ jsou konstanty, σ_k a σ_ε jsou turbulentní Prandtlova čísla pro k a ε a S_k a S_ε jsou uživatelem definované podmínky.

6.2.2 Model k – omega

Standardní k-omega model v prostředí ANSYS FLUENT je založen na Wilcoxově modelu k-omega. Byl vyvinut paralelně s modelem k-epsilon. Model k-omega je založen na rovnici pro kinetickou energii k a pro poměrné specifické ztráty ω . Ty mohou být chápány také jako poměr ε/k . Tento model dosahuje lepší stability než model k-epsilon, především v blízkosti stěn. Rovnice modelu k – omega:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k, \quad (6.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega. \quad (6.4)$$

G_k představuje vznik kinetické energie turbulence, G_ω představuje vznik ω . Γ_k a Γ_ω představují vzájemný vztak k a ω , Y_k a Y_ω představují disipaci k a ω . S_k a S_ω jsou uživatelem definované podmínky.

6.2.3 Reynolds Stress Model

Reynolds stress model (dále jen RSM) je nejpracovnější z modelů prostředí ANSYS FLUENT. Tento model opouští hypotézu izotropních turbulencí. RSM se blíží k vlastnostem RANS řešením transportních rovnic pro Reynoldsova napětí, dohromady s řešením rovnic pro ztrátové poměry. To vede k řešení sedmi dodatečných rovnic pro trojrozměrné modely. Tento model má velký potenciál dodávat přesnější výsledky než modely využívající jednu nebo dvě dodatečné rovnice. Na druhou stranu ovšem přesnost RSM také závisí na rovnicích po ε a ω .

Transportní rovnice mohou být napsány v následujícím tvaru:

$$\begin{aligned}
\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u'_i u'_j})}_{\text{Lokální časová derivace}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k \overline{u'_i u'_j})}_{C_{ij} \equiv \text{Konvekce}} &= - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\overline{\rho u'_i u'_j u'_k} + p'(\delta_{kj} u'_i + \delta_{ik} u'_j) \right]}_{D_{T,ij} \equiv \text{Turbulentní difuze}} \quad (6.5) \\
&+ \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right]}_{D_{L,ij} \equiv \text{Molekulární difuze}} \\
&- \underbrace{\rho \left(\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right)}_{P_{ij} \equiv \text{Produkce tlaku}} \\
&- \underbrace{\beta \rho (g_i \overline{u'_j \theta} + g_j \overline{u'_i \theta})}_{G_{ij} \equiv \text{Produkce vztlaku}} \\
&+ \underbrace{p' \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)}_{\Phi_{ij} \equiv \text{Tlakové namáhání}} \\
&- \underbrace{2\mu \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}}_{\varepsilon_{ij} \equiv \text{Disipace}} \\
&- \underbrace{2\rho \Omega_k (\overline{u'_j u'_m} \varepsilon_{ikm} + \overline{u'_i u'_m} \varepsilon_{jkm})}_{F_{ij} \equiv \text{Systémová rotace}} \\
&+ \underbrace{S_{user}}_{\text{Uživatelsky definované podmínky}}
\end{aligned}$$

Složky C_{ij} , $D_{L,ij}$, P_{ij} a F_{ij} není nutné modelovat. Naopak složky $D_{T,ij}$, G_{ij} , Φ_{ij} a ε_{ij} je nutné modelovat z důvodu uzavření systému rovnic.

$$D_{T,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} \right). \quad (6.6)$$

$$\phi_{ij} = \phi_{ij,1} + \phi_{ij,2} + \phi_{ij,w} \quad (6.7)$$

$$\phi_{ij,1} = -C_1 \rho \frac{\varepsilon}{k} \left[\overline{u'_i u'_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \right], \quad (6.8)$$

kde $C_1 = 1,8$.

$$\phi_{ij,2} \equiv -C_2 \left[(P_{ij} + F_{ij} + \frac{5}{6} G_{ij} - C_{ij}) - \frac{2}{3} \delta_{ij} (P + \frac{5}{6} G - C) \right], \quad (6.9)$$

kde $C_2 = 0,60$, $P = \frac{1}{2} P_{kk}$, $G = \frac{1}{2} G_{kk}$ a $C = \frac{1}{2} C_{kk}$.

$$\phi_{ij,w} = \quad (6.10)$$

$$C_1 \frac{\varepsilon}{k} \left(\overline{u'_k u'_m} n_k n_m \delta_{ij} - \frac{3}{2} \overline{u'_i u'_k} n_j n_k - \frac{3}{2} \overline{u'_j u'_k} n_i n_k \right) \frac{C_\ell k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon d}$$

$$+C_2' \left(\Phi_{km,2} n_k n_m \delta_{ij} - \frac{3}{2} \Phi_{ik,2} n_j n_k - \frac{3}{2} \Phi_{jk,2} n_i n_k \right) \frac{C_\rho k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon d},$$

kde $C_1 = 0,5$, $C_2 = 0,3$, n_k je složka x_k kolmá ke stěně, d je kolmá vzdálenost od stěny.

$$G_{ij} = -\frac{\mu_t}{\rho P r_t} \left(g_i \frac{\partial \rho}{\partial x_j} + g_j \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \right) \quad (6.11)$$

$$\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3} \delta_{ij} (\rho \varepsilon + Y_M). \quad (6.12)$$

6.2.4 Model Transition SST

Model Transition SST je založen na sloučení rovnic k- ω a rovnic pro vznik a přerušování přechodů. Transition SST je tedy vlastně kombinací modelů k-epsilon a k-omega. Rovnice modelu:

$$\frac{\partial(\rho\gamma)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \gamma)}{\partial x_j} = P_{\gamma 1} - E_{\gamma 1} + P_{\gamma 2} - E_{\gamma 2} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\gamma} \right) \frac{\partial \gamma}{\partial x_j} \right]. \quad (6.13)$$

$$P_{\gamma 1} = C_{1a} F_{length} \rho S [\gamma F_{onset}]^{C_{\gamma 3}} \quad (6.14)$$

$$E_{\gamma 1} = C_{e1} P_{\gamma 1} \gamma \quad (6.15)$$

$$P_{\gamma 2} = C_{a2} \rho \Omega \gamma F_{turb} \quad (6.16)$$

$$E_{\gamma 2} = C_{e2} P_{\gamma 2} \gamma \quad (6.17)$$

$$Re_\gamma = \frac{\rho y^2 S}{\mu} \quad (6.18)$$

$$R_T = \frac{\rho k}{\mu \omega} \quad (6.19)$$

$$F_{onset1} = \frac{Re_\gamma}{2,193 Re_{\theta c}} \quad (6.20)$$

$$F_{onset2} = \min(\max(F_{onset1}, F_{onset1}^4), 2, 0) \quad (6.21)$$

$$F_{onset3} = \max\left(1 - \left(\frac{R_T}{2,5}\right)^3, 0\right) \quad (6.22)$$

$$F_{onset} = \max(F_{onset2} - F_{onset3}, 0) \quad (6.23)$$

$$F_{turb} = e^{-\frac{Re_T^4}{4}}, \quad (6.24)$$

kde $Re_{\theta C}$ je kritická hodnota Reynoldsova čísla.

Konstanty rovnic jsou $C_{a1}=2$, $C_{e1}=1$, $C_{a2}=0,06$, $C_{e2}=50$, $c_{\gamma3}=0,5$, $\sigma_{\gamma}=1$.

6.3 Modely URANS

Modely URANS (Unsteady RANS) jsou specifickou variantou modelů RANS. Tato varianta řeší stejné rovnice jako RANS, ovšem pro časově proměnné systémy. Jako další parametr tedy přibývá čas.

6.4 Model LES

LES – Large Eddy Simulation je variantou zjednodušeného řešení Navier – Stokesovy rovnice. Z proudu jsou odfiltrovány malé víry, které jsou prostorově nezávislé a mohou být řešeny i bez časové proměnnosti. V časové formě jsou pak řešeny pouze velké víry. Metoda je náročná na výpočetní výkon i čas, protože je nutné velmi přesně určit vlastnosti proudění v okolí stěny.

6.5 Model DES

DES – Detached Eddy Simulation je model, který kombinuje modely RANS a LES. Model RANS je využit pro výpočet v oblastech okolí stěny, zatímco model LES je využit ve větších vzdálenostech.

7 PROSTŘEDÍ ANSYS WORKBENCH, POPIS PROVEDENÝCH SIMULACÍ

ANSYS je vývojové prostředí, jehož kořeny spadají až do sedmdesátých let dvacátého století. V roce 1970 založil Dr. John A. Swanson společnost Swanson Analysis Systems Inc. (SASI). Původním cílem společnosti bylo vyvinout software používající metodu konečných prvků pro simulace ststických a dynamických jevů v mechanice a pro simulaci tepelných výměn. Po dlouhém období růstu byla společnost SASI prodána a byla podle svého vlajkového produktu přejmenována na Ansys Inc. V době své existence provedla společnost akvizici několika dalších firem, mezi jinými také ICFM CFD Engineering, CFX, Harvard Thermal a Fluen Inc.

V současné době je ve vývojovém prostředí Ansys Workbench možné provádět široké spektrum úloh nejen z oblasti mechaniky a termiky, ale také z oblasti elektřiny a magnetismu.

7.1 Prostředí Ansys Workbench

Ansys Workbench je integrované prostředí sloužící k řešení celé řady fyzikálních problémů. Je možné řešit úlohy z oboru mechaniky, termiky, proudění, ale také elektřiny a magnetismu. V Ansysu je možné používat jak kombinace různých bloků, tak také „monolitické“ bloky, v rámci kterých je vytvořeno celé řešení. V rámci této práce byl použit blok Fluid Flow (FLUENT). Následuje popis jeho základních částí.

7.1.1 Geometry

Pomocí nástroje jsou vytvářeny modely simulovaných soustav. Základem modulu je kartézská souřadná soustava, do které jsou umisťovány skicy jednotlivých částí. Z těchto částí lze pomocí jejich rotací, posouvání, skládání a odečítání vytvářet modely navrhovaných částí.

7.1.2 Mesh

Mesh je modul sloužící k vytvoření výpočetní sítě zadaného geometrického modelu. Uživatel v něm určuje, jak má být geometrické těleso rozděleno a také má možnost nastavovat vlastnosti jeho částí (u objemů je možné nastavit, jestli budou vyplněny pevnou nebo tekutou látkou, u stěn lze například identifikovat vstupy a výstupy).

Samotné rozdělení je pak možné provést několika metodami. Je možné využít rozdělení na čtyřstěny nebo šestistěny a u každé z možností pak vybrat požadované minimální a maximální rozměry. Dále je možné nastavit, zda má být nejprve rozdělen povrch tělesa, nebo jeho objem.

7.1.3 Setup, Solution

Tento modul slouží k nastavení vlastního výpočtu. Uživatel má možnost nastavit požadovaný turbulentní model, vybrat vstupy a výstupy a určit u nich řídicí veličiny a jejich hodnoty. Dále jsou určeny referenční hodnoty (teplota, tlak, hustota vzduchu atp). Na závěr je možné nastavit počet iterací a podmínky konvergence modelu.

7.1.4 Results

Položka Results slouží k zobrazení výsledků simulace. Pro zjištění parametrů je nejprve nutné určit, v jaké oblasti nás daná veličina zajímá. Pomocí menu Location nejprve je možné si jako oblast zájmu vybrat jednotlivé body, přímky, roviny nebo i části objemu vytvořeného tělesa. K těmto oblastem je možné přidělovat různé sledované veličiny: rychlost tlak, teplotu, trasu částic apod.

7.2 Modely průtokoměrů

7.2.1 Volba testovaných parametrů

Cílem práce je porovnat jak výstupy jednotlivých turbulentních modelů, tak také samotné průtokoměry. Pro hledání vhodných kritérií bylo tedy nutné stanovit podmínky. Jako výstupní parametr modelu potrubí byl zvolen tlak 106,325 kPa. Tato hodnota byla zvolena z toho důvodu, že podobné tlaky se v průmyslových aplikacích běžně vyskytují. Jako vstupní parametr byla zvolena rychlost. Aby mohly být výsledky simulací konfrontovány s daty získanými měřeními, byly zvoleny rychlosti 5, 10, 15, a 20 m/s.

Teplota byla pro simulace nastavena na 30⁰ C z důvodu předpokládaného ohřevu vzduchu uvnitř měřicí trati.

Před provedením simulací bylo provedeno několik pokusů s počtem iterací jednotlivých turbulentních modelů. Pro dosažení konvergence stačilo nejméně iterací modelu k – omega, u některých kombinací vstupních parametrů i méně než 100 iterací. U modelu k – epsilon byl potřeba přibližně stejný počet iterací. Pro oba modely byl tedy maximální počet iterací nastaven na 200. Modely Reynolds Stress a Transition SST potřebovaly pro dosažení konvergence (nebo stavu, kdy nedocházelo k výrazným změnám tlakového profilu) více iterací. Z tohoto důvodu u nich byl maximální počet

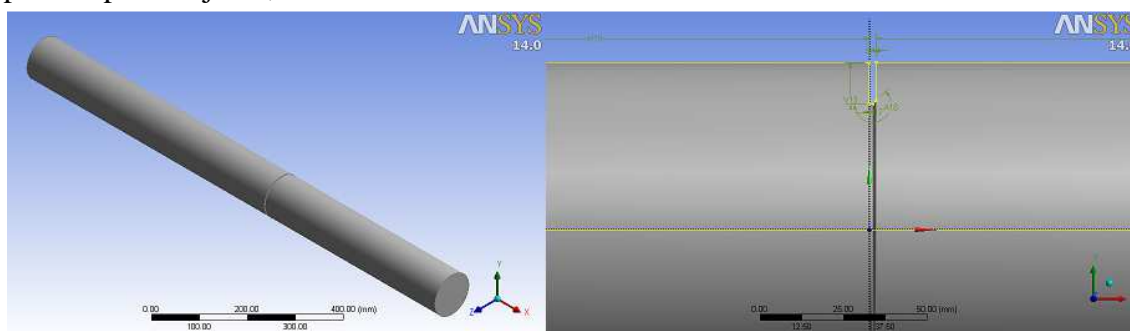
iterací podle potřeby zvětšen na 300 – 500. Na použitém počítači trvaly výpočty od 45 minut do 2 hodin a 30 minut.

7.3 Geometrické vlastnosti modelovaných potrubí

Všechny modely potrubí s vloženým primárním prvkem jsou složeny ze vstupního ustalovacího potrubí o délce $7d$, krátkého úseku o délce podélného rozměru primárního prvku a výstupního ustalovacího potrubí o délce $5d$. Průměr potrubí je ve všech případech roven $d = 100\text{mm}$.

7.3.1 Kruhová centrická clona

Tloušťka clony je 2 mm. Vstupní průměr otvoru je 61,5mm, zkosení výstupního otvoru je 45 stupňů a začíná v osové rovině desky. Osa otvoru leží v ose potrubí, průměr potrubí je 81,5 mm.



Obrázek 6: Model potrubí s kruhovou clonou. Vlevo je celkový pohled, vpravo detail clony.

7.3.2 Kruhová rychlostní sonda

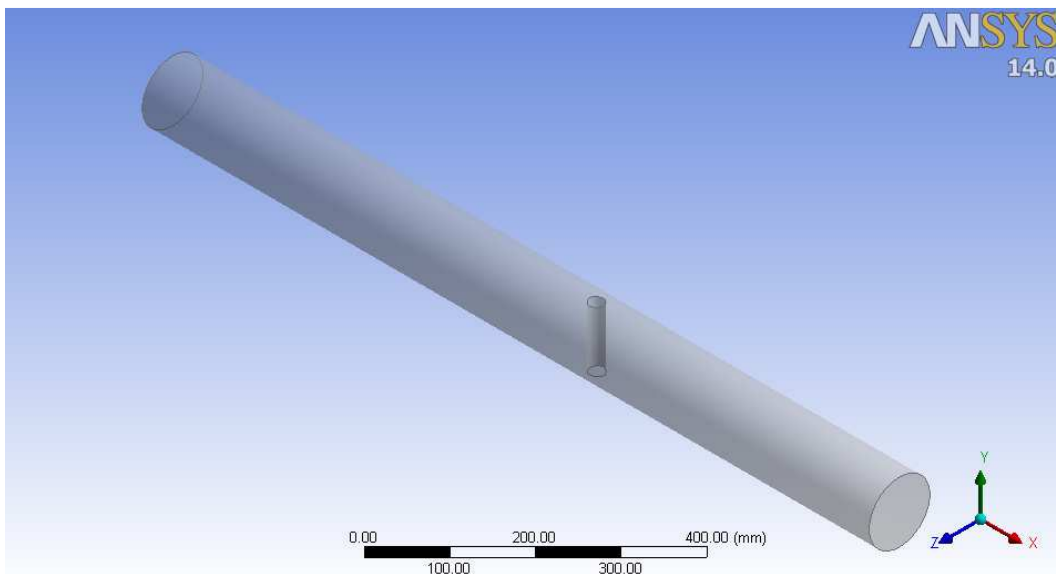
Jedná se o válec o průměru 22 mm. Osa válce se protíná s osou potrubí pod úhlem 90 stupňů.

7.3.3 Čtvercová rychlostní sonda

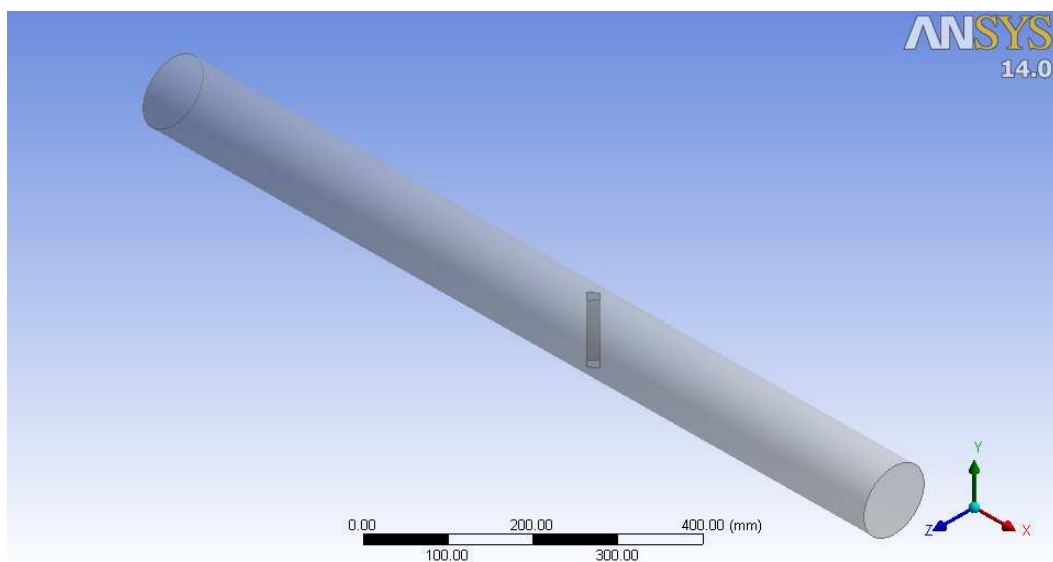
Jedná se o kvádr, jehož kolmý průřez má tvar čtverce s délkou diagonály 22 mm. Je uložen tak, že jeho osa svírá s osou potrubí úhel 90 stupňů a jedna z diagonál průřezu je rovnoběžná s osou potrubí.

7.3.4 Annubar 485

Annubar 485 se skládá z předního kvádrů, ve kterém jsou prováděny odběry tlaku a zadní válcové části, která pomáhá usměrnit proud plynu za sondou. Rozměry průřezu primárního prvku jsou uvedeny v tabulce.



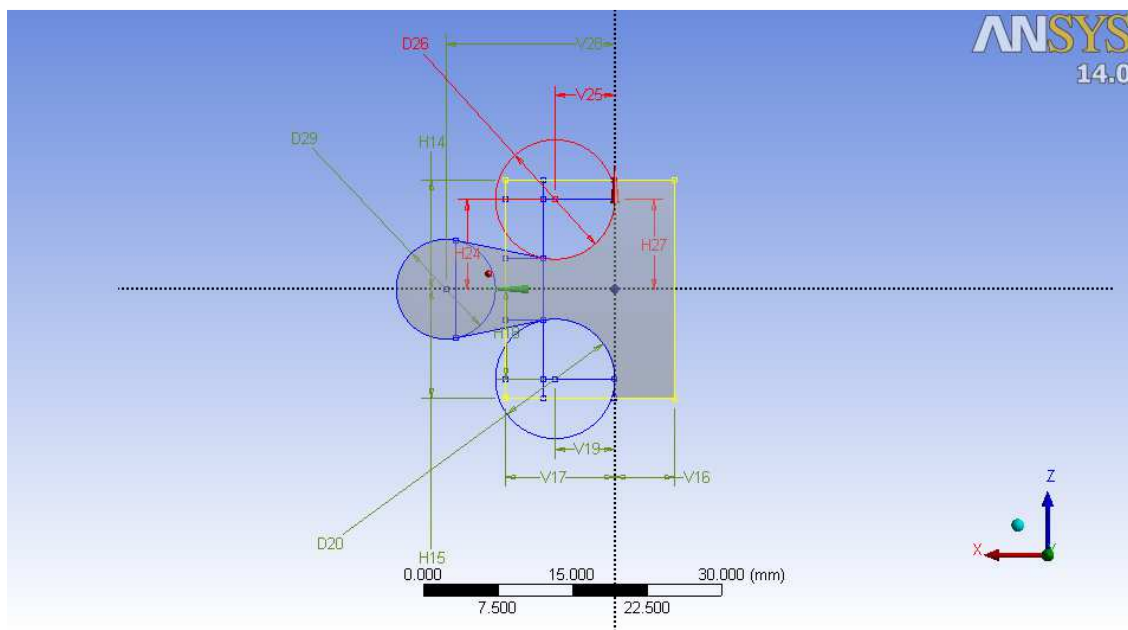
Obrázek 7: Model potrubí s rychlostní sondou kruhového průřezu.



Obrázek 8: Model potrubí s rychlostní sondou čtvercového průřezu.

Tabulka 2: Rozměry sondy Annubar 485 .

Rozměr	Velikost [mm]
H15	11
V16	6
H18	9
D20	12
D29	10
V28	16



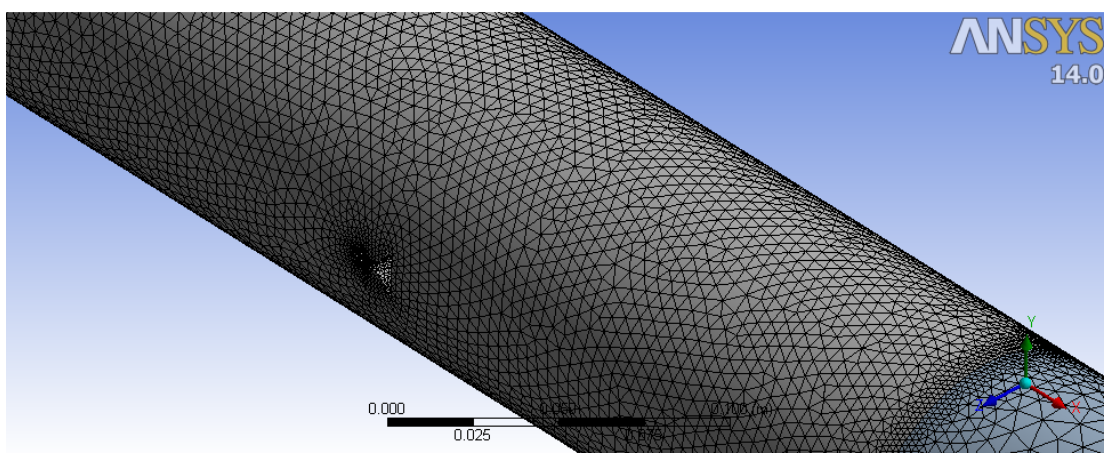
Obrázek 9: Průřez sondou Annubar 485.

7.4 Výpočetní síť jednotlivých modelů

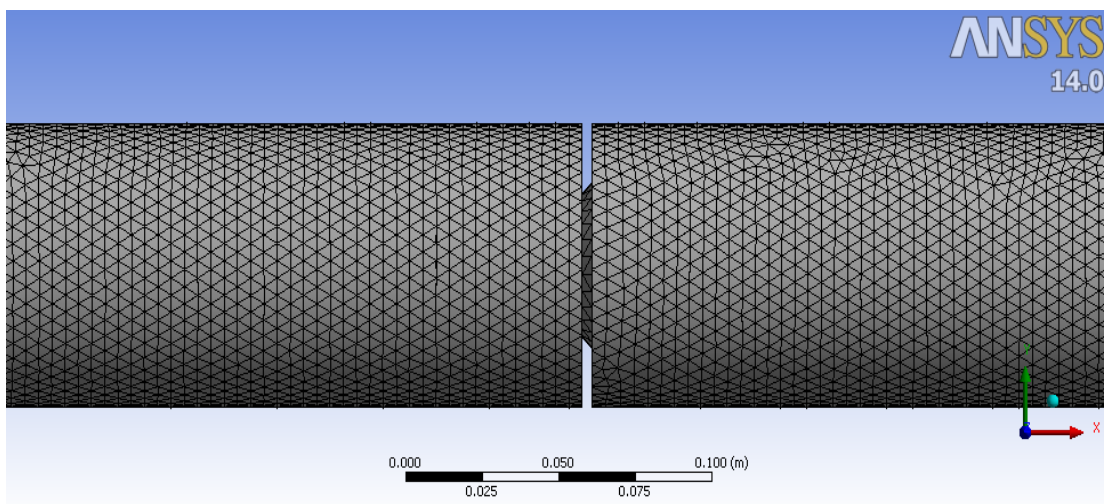
V následující tabulce jsou hlavní charakteristiky výpočetních sítí využívaných pro simulace proudění. Všechny sítě jsou vytvořeny tak, že oblasti 2D „před“ a 2D „za“ mají vyšší hustotu výpočetních bodů než zbytek sítě. Tím je možné zrychlit výpočet bez většího vlivu na přesnost, protože vliv přítomnosti primárního prvku je v této oblasti největší.

Tabulka 3: Parametry výpočetních sítí použitých pro simulace.

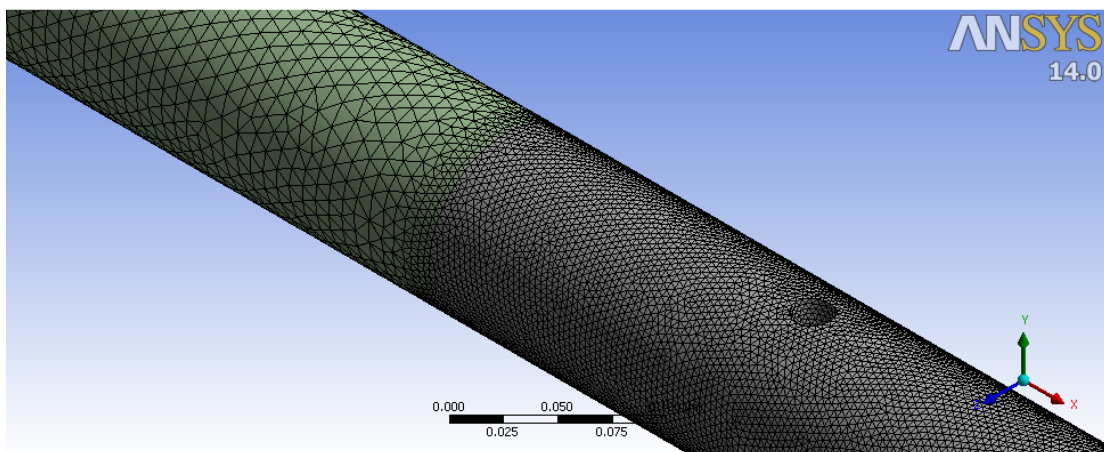
	Annubar	Clona	Kruhová sonda	Čtvercová sonda	Prázdné potrubí 1	Prázdné potrubí 2
Uzly sítě	110539	36974	92296	92248	53967	62999
Plošky na povrchu	32310	16042	27284	26916	19022	21210
Plošky uvnitř	1209145	385241	1009394	1010090	578651	678873
Počet buněk	612650	196631	511518	511774	294081	344739



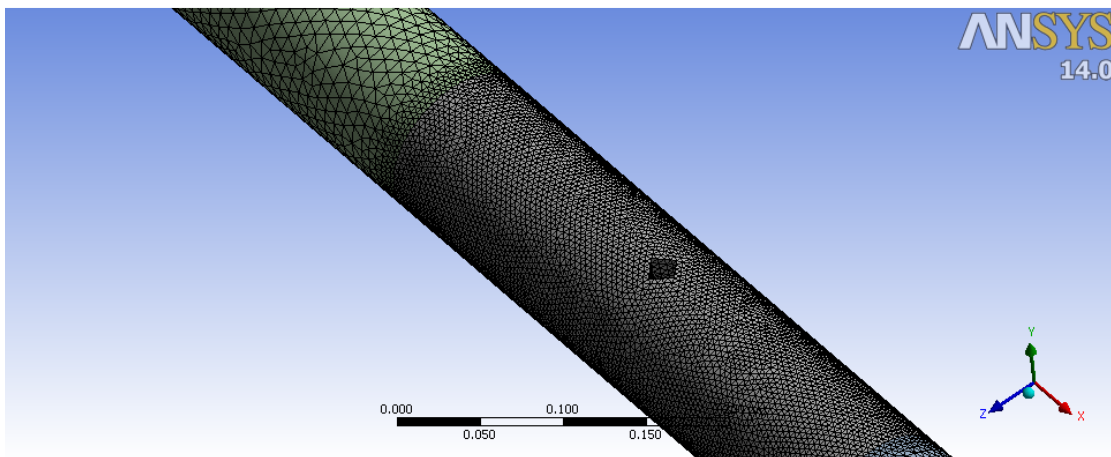
Obrázek 10: Detail výpočetní sítě primárního prvku Annubar.



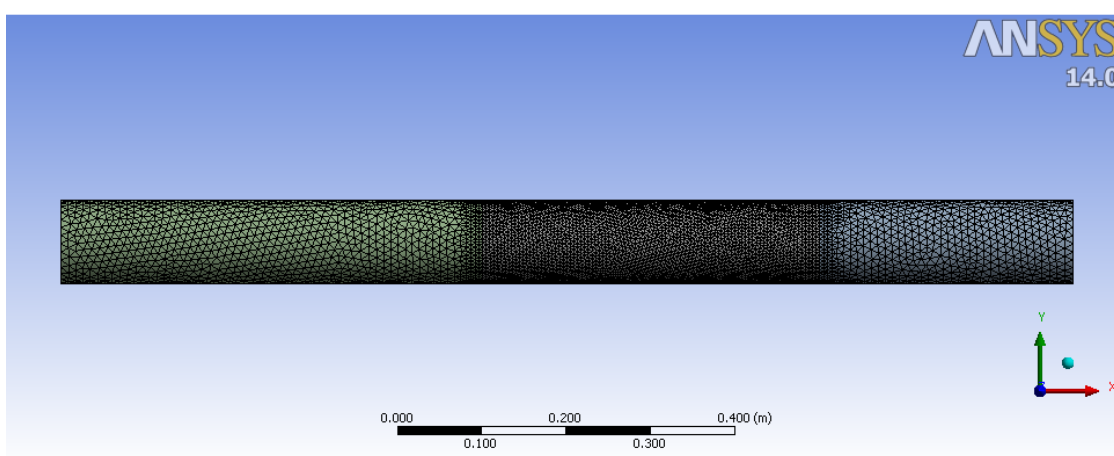
Obrázek 11: Detail výpočetní sítě centrické clony.



Obrázek 12: Detail výpočetní sítě kruhové sondy.



Obrázek 13: Detail výpočetní sítě čtvercové sondy.



Obrázek 14: Celkový pohled na výpočetní síť prázdného potrubí.

7.5 Určování tlakových ztrát

Tlaková ztráta je nežádoucí rozdíl tlaků na dvou různých místech potrubí. Rozdíl tlaků je způsoben jak třením proudící tekutiny o stěnu potrubí, tak také překážkami uvnitř. Při výběru vhodného způsobu měření průtoku je nutné zvážit i tento aspekt.

Z hlediska tlakových ztrát je tedy možné uvažovat dva způsoby jejich stanovování. První možností je uvažovat pouze ztráty v okolí primárního prvku, druhou možností je stanovení rozdílu mezi vstupním a výstupním tlakem. První možnost naráží na několik komplikací. Předně je nutné určit bod, ve kterém se přítomnost primárního prvku „už projevuje“ a také bod, ve kterém došlo ke stabilizaci proudění. Takový bod může být určen tak, že na přímce rovnoběžné s osou potrubí (nebo přímo v ose potrubí) bude zkoumán tlak a začátek (konec) vlivu průtokoměru bude určen jako místo, kde se tlak poprvé (naposled) odchýlí od trendu způsobeného tlakovou ztrátou v potrubí. Umístění takového bodu bude ovšem závislé na volbě zkoumané přímky a také na rychlosti proudění. Další možností je nalezení bodu, ve kterém se proudnice začínají svým tvarem odchylovat od přímky. Problémy s volbou vhodné proudnice a také s rychlostí však zůstávají.

Další možností, jak určit tlakovou ztrátu způsobenou primárním prvkem, je vytvořit dva identické modely potrubí: jeden s vloženým primárním prvkem, druhý bez něj. V obou modelech jsou určeny tlakové ztráty a jejich rozdíl je vliv samotného primárního prvku. Tento způsob určování tlakových ztrát je použit v této práci.

7.6 Citlivost

Druhým důležitým parametrem průtokoměru je jeho citlivost. U snímače průtoku pracujícího na principu měření tlakových diferencí je možné pod pojmem citlivost rozumět závislost diferenčního tlaku na rychlosti proudění. Citlivost závisí nejen na vybraném primárním prvkem, ale také na geometrii odběrných kanálů a vlastnostech přístrojů pro měření diferenčního tlaku. Protože cílem této práce je zjistit vliv primárního prvku, byl jako kritérium pro zkoumání citlivosti stanoven tlak v ose potrubí, respektive tlak ve vybraných bodech.

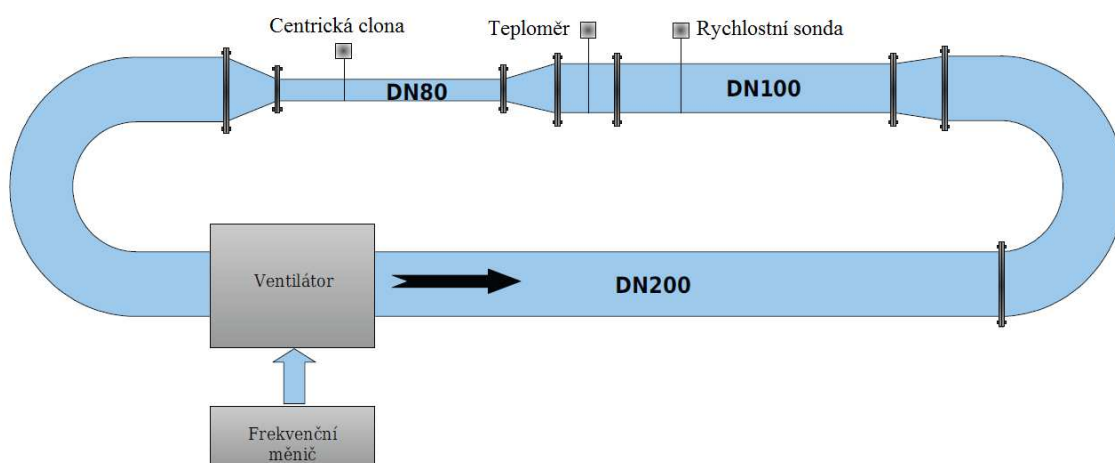
Pro zkoumání citlivosti jednotlivých primárních prvků byly v simulacích zvoleny takové body, které odpovídají odběrným místům jednotlivých primárních prvků na měřicí trati. U clony, čtvercové rychlostní sondy a sondy Annubar 485 to byly body v ose potrubí v těsné blízkosti primárního prvku, u kruhové rychlostní sondy to byly body vzdálené $D/2$ od sondy na obou stranách.

8 OVĚŘOVACÍ MĚŘENÍ

8.1 Popis měřicí trati

Použitá měřicí trať je uzavřený okruh, ve kterém je vzduch poháněn ventilátorem se střídavým motorem. Otáčky tohoto motoru jsou řízeny frekvenčním měničem. Vzduch je z ventilátoru veden potrubím o průměru 200 mm. Následně je hadicí stejného průměru („husím krkem“) veden do trychtýře, který ústí do měřicího úseku trati. Výhodou tohoto řešení je, že otočením proudu vzduchu o 180° je odstraněn vliv motoru na měření. Vzduch prochází úsekem trati s průměrem 100 mm, ve kterém je možné umístit rychlostní sondu. Další úsek trati obsahuje teploměr. Průměr potrubí se následně zmenšuje na 81,5 mm. V úseku s tímto průměrem je umístěna centrická clona. Za clonou je opět provedeno rozšíření trati a v tomto místě jsou umístěny otvory, kterými je přisáván vzduch. Proud vzduchu je následně přiveden na vstup hnacího ventilátoru.

Výhodou tohoto celkového řešení je minimalizace vibrační působících na trať během měření, nedostatkem trati je pak několik zúžení a rozšíření potrubí v rovném měřicím úseku.



Obrázek 15: Uspořádání měřicí trati [23].

8.2 Stanovení rychlosti proudění vzduchu uvnitř trati

Rychlost proudění vzduchu v měřicí trati je možné nastavovat frekvenčním měničem, trať však není vybavena referenčním měřicím rychlosti proudění. Tuto rychlost je tedy nutné určit měřením. Pro určení rychlosti proudění byla zvolena centrická clona umístěná v úseku potrubí o průměru 81,5 mm. Rovnice průtoku centrickou clonou je

$$Q_V = \frac{1}{\rho} \frac{C_p}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta p \rho}, \quad (9.1)$$

kde

C_p je součinitel průtoku,

B je poměr průměrů potrubí d/D ,

ε je součinitel expanze a

d je průměr otvoru clony.

V tomto případě je výsledkem vzorce objemový průtok vyjádřený v metrech krychlových za sekundu. Protože však všechny simulace byly prováděny tak, že jako vstupní parametr byla nastavena rychlost proudění, je vhodné vzorec upravit následujícím způsobem:

$$v = \frac{Q_v}{S}, \quad (9.2)$$

kde S je průřez potrubí o průměru D.

Pokud dosadíme do rovnice (9.1), dostaneme tvar

$$v = \frac{1}{\rho} \frac{C_p}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon \frac{d^2}{D^2} \sqrt{2\Delta p \rho}. \quad (9.3)$$

Pomocí rovnice (9.3) můžeme z naměřených hodnot diferenčních tlaků určit rychlost proudění vzduchu v úseku trati.

Pomocí rovnice kontinuity (3.4) je pak možné stanovit také rychlost uvnitř úseku trati s průměrem 100 mm.

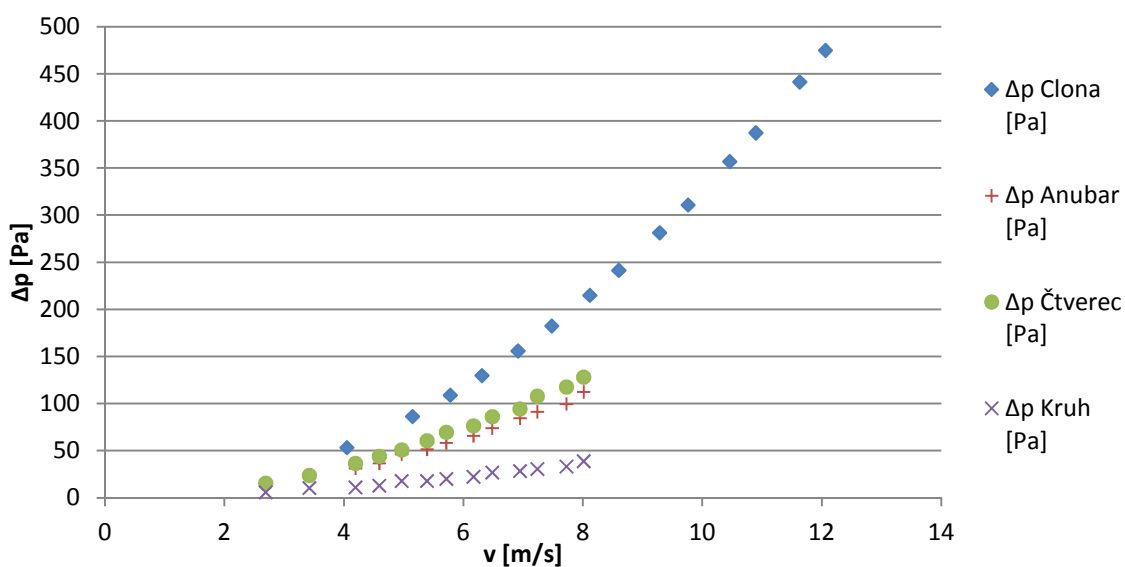
Tabulka 4: Stanovení rychlosti proudění vzduchu uvnitř trati v závislosti na frekvenci měniče, diferenční tlak centrické clony.

f [Hz]	I [mA]	Δp [Pa]	v_{80} [m/s]	v_{100} [m/s]
15	5,07	53,5	4,05	2,69
20	5,73	86,5	5,15	3,42
22,5	6,18	109,0	5,78	3,84
25	6,60	130,0	6,31	4,19
27,5	7,12	156,0	6,91	4,59
30	7,65	182,5	7,48	4,97
32,5	8,30	215,0	8,11	5,39
35	8,83	241,5	8,60	5,71
37,5	9,63	281,5	9,28	6,17
40	10,22	311,0	9,76	6,48
42,5	11,14	357,0	10,45	6,94
45	11,75	387,5	10,89	7,24
47,5	12,83	441,5	11,63	7,72
50	13,50	475,0	12,06	8,01

S pomocí těchto hodnot můžeme již stanovit závislost diferenčních tlaků na rychlosti proudění vzduchu pro úsek vedení s rychlostními sondami. U sondy typu Annubar a u sondy s čtvercovým průřezem byl diferenční tlak měřen přímo v odběrových kanálech sondy, u kruhové sondy byl diferenční tlak měřen v odběrných místech umístěných $D/2$ „před“ a $D/2$ „za“.

Tabulka 5: Závislost změřeného diferenčního tlaku rychlostních sond na rychlosti proudění vzduchu v trati.

v [m/s]	Δp Annubar [Pa]	Δp Čtverec [Pa]	Δp Kruh [Pa]
2,69	15,00	15,75	6,00
3,42	23,25	24,00	10,50
4,19	31,50	36,75	11,25
4,59	36,75	44,25	13,13
4,97	46,50	51,00	18,00
5,39	51,75	60,75	18,00
5,71	58,50	69,75	20,25
6,17	66,00	76,50	22,50
6,48	74,25	86,25	27,00
6,94	84,75	94,50	28,50
7,24	91,50	108,00	30,75
7,72	99,75	117,75	33,38
8,01	112,50	128,25	39,00



Graf 1: Závislost změřeného diferenčního tlaku rychlostních sond a kruhové clony na rychlosti proudění vzduchu v trati.

Závislost diferenčního tlaku na rychlosti proudění je u všech typů primárních prvků kvadratická (viz rovnice 3.9, 9.1). Pro naměřené hodnoty je tedy možné stanovit kvadratickou regresi a na jejím základě vypočítat hodnoty tlakových diferencí v přesně zadaných bodech.

Hodnoty diferenčního tlaku při rychlosti 5 m/s je možné získat interpolací, stejně jako hodnotu diferenčního tlaku získanou pro centrickou clonu při rychlosti 10 m/s. Aby bylo možné provést srovnání, je nutné ostatní hodnoty extrapolovat.

Tabulka 6: Tlakové difference zjištěné na základě měření.

v [m/s]	Δp –Clona [Pa]	Δp –Annubar[Pa]	Δp –Čtvercová sonda[Pa]	Δp –Kruhová sonda[Pa]
5	81,65	45,10	52,25	16,27
10	326,60	170,17	194,21	56,89
15	734,85	377,07	420,32	124,58
20	1306,40	665,81	730,58	219,34

8.3 Seznam použitého vybavení

měřicí trať

frekvenční měnič COMMANDER SE

multimetr BARGRAPH D.D.D. TRUE RMS 737

zdroj AUL310, SAP: 1000056303

zdroj AAT, SAP: 1000016442

multimetr METEX M-3890 D USB, 1000057290

multimetr METEX M-3890 D USB, 1000057296

teploměr Pt100 ZPA, v.č. 405112809202711112

Annubar 485, s.č. 0092452

dif. tlakoměr ROSEMOUNT 3051CD v. č. HAD11CL002Q rozsah 0-600 Pa

dif. tlakoměr ROSEMOUNT 3051CD v. č. HAD11CL001Q rozsah 0-800 Pa

9 VÝSLEDKY SIMULACÍ

Podle zadání byly provedeny simulace na šesti geometrických modelech: modelu potrubí s vloženou centrickou clonou, s rychlostními sondami s kruhovým a čtvercovým průřezem a sondou typu Annubar 485 a modelech potrubí o průměru 81,5 mm a 100 mm bez vložených překážek (výsledky těchto simulací jsou využity pro předpověď trvalých tlakových ztrát). Pro každý z těchto modelů byly provedeny simulace proudícího vzduchu při rychlostech 5, 10, 15 a 20 m/s pomocí čtyř různých turbulentních modelů: k-epsilon, k-omega, Reynolds Stress Model, Transition SST model.

Tyto modely byly vybrány z následujících důvodů: modely k – epsilon a k - omega byly vybrány, protože jsou obecně považovány za nejběžněji používané v technické praxi a navíc i jejich výsledky bývají poměrně často srovnávány. Také tvary jejich rovnic se formálně příliš neliší.

Modely Reynolds Stress a Transition SST byly vybrány naopak proto, že využívají při řešení většího počtu rovnic a jejich formální tvar je od předchozích modelů odlišný.

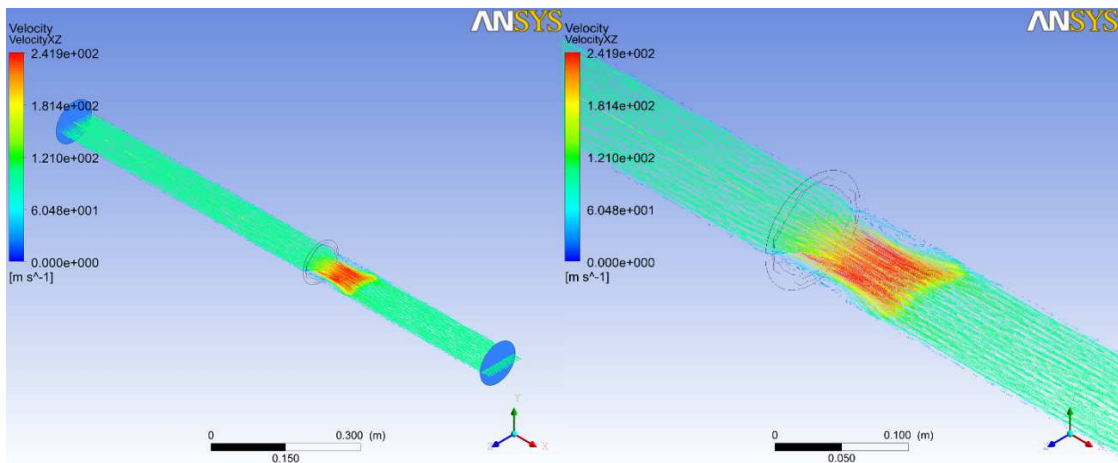
Nebyly naopak testovány modely z kategorie URANS, LES a DES. Jejich výstupy totiž poskytují také časovou informaci a ta není v případě hledání ustálených hodnot nezbytná a používání těchto modelů pro zadaný problém není opodstatněné.

9.1 Popis proudění v okolí primárního prvku

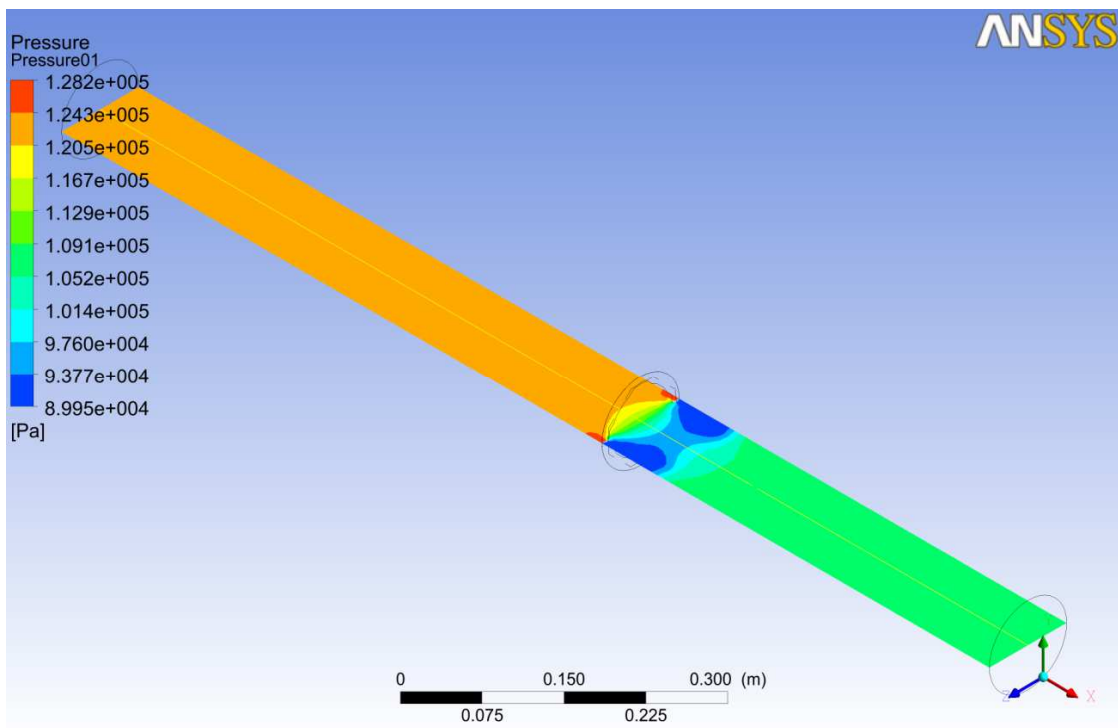
9.1.1 Centrická clona

Proudění mezi vstupem potrubí a clonou je v téměř celé délce konstantní bez výraznějších změn rychlosti nebo tlaku. Rychlost začíná narůstat až v těsné blízkosti clony. Proud plynu se zužuje a největší kontrakce je dosaženo ve vzdálenosti přibližně $1/2D$ za clonou. Za clonou pak vzniká toroidní vír, jehož velikost je závislá na rychlosti proudění.

Vliv víru je dobře patrný na rozložení tlaku. Nejnižší tlak je právě v oblasti těsně za clonou, nejvyšší tlak je naopak před clonou v místě koutového odběru.



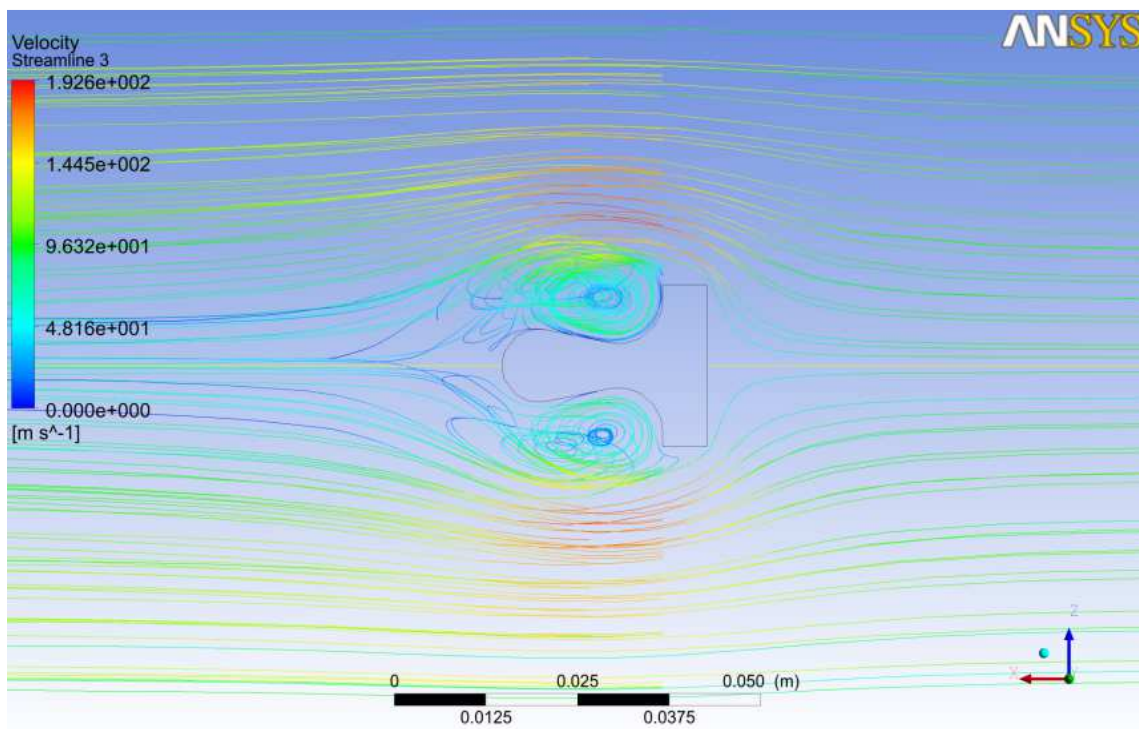
Obrázek 16: Proudění vzduchu v okolí centrické clony.



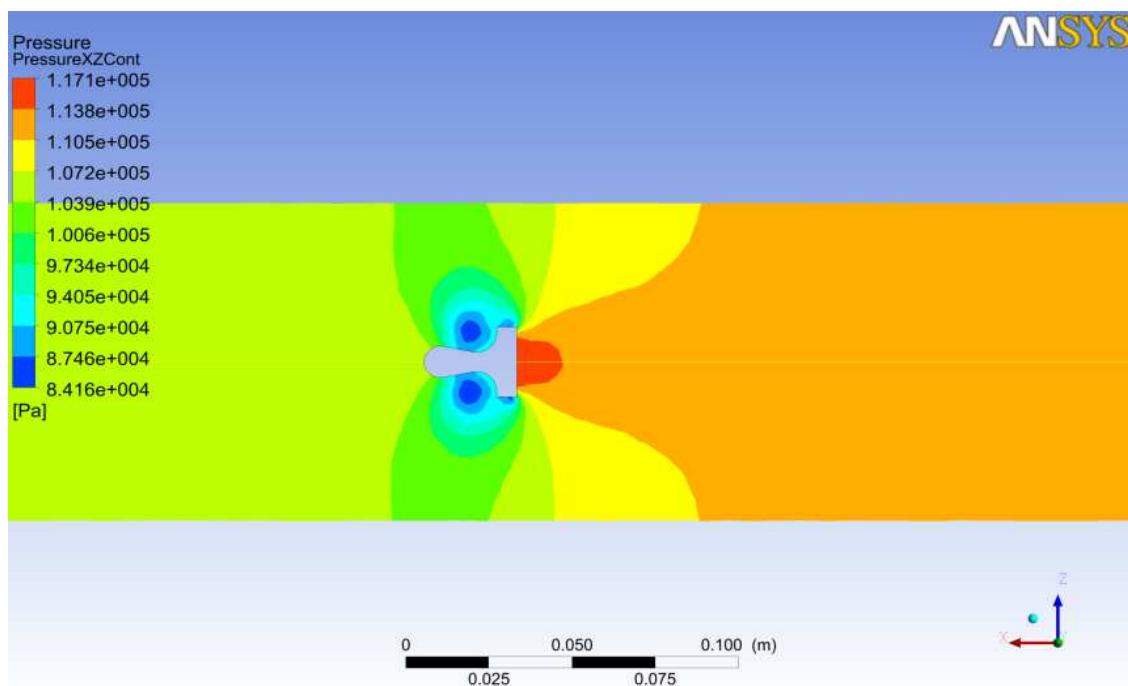
Obrázek 17: Rozložení tlaku v okolí centrické clony.

9.1.2 Annubar 485

Tvar proudnic v okolí sondy se odlišuje od ostatních rychlostních sond. Annubar 485 má na náběžné straně poměrně širokou rovnou plochu, která způsobuje velký nárůst tlaku v oblasti před sondou. Vybrání po stranách sondy způsobují vznik dvou válcových vírů v těsné blízkosti sondy. Samotné víry však způsobí, že i když se mezní vrstva na hranách sondy odtrhne, nedochází k tak velké kontrakci proudu jako u jiných sond a tím jsou zmenšeny celkové tlakové ztráty. Víry navíc způsobují pokles tlaku a tím zvyšují diferenciální tlak.

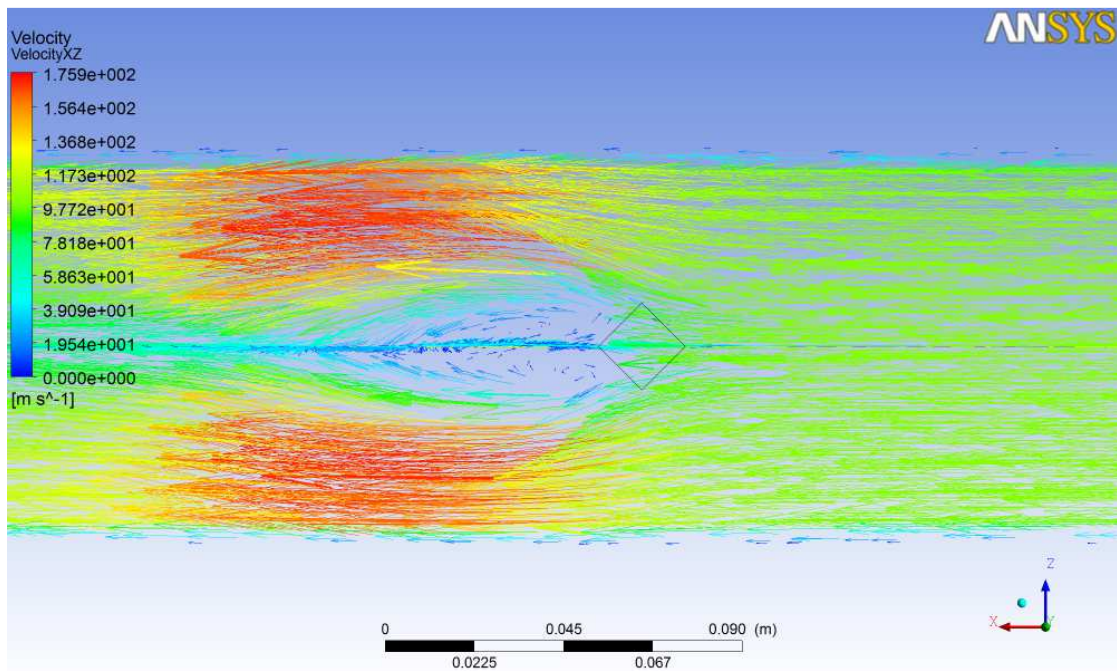


Obrázek 18: Proudění plynu v okolí sondy Annubar 485.



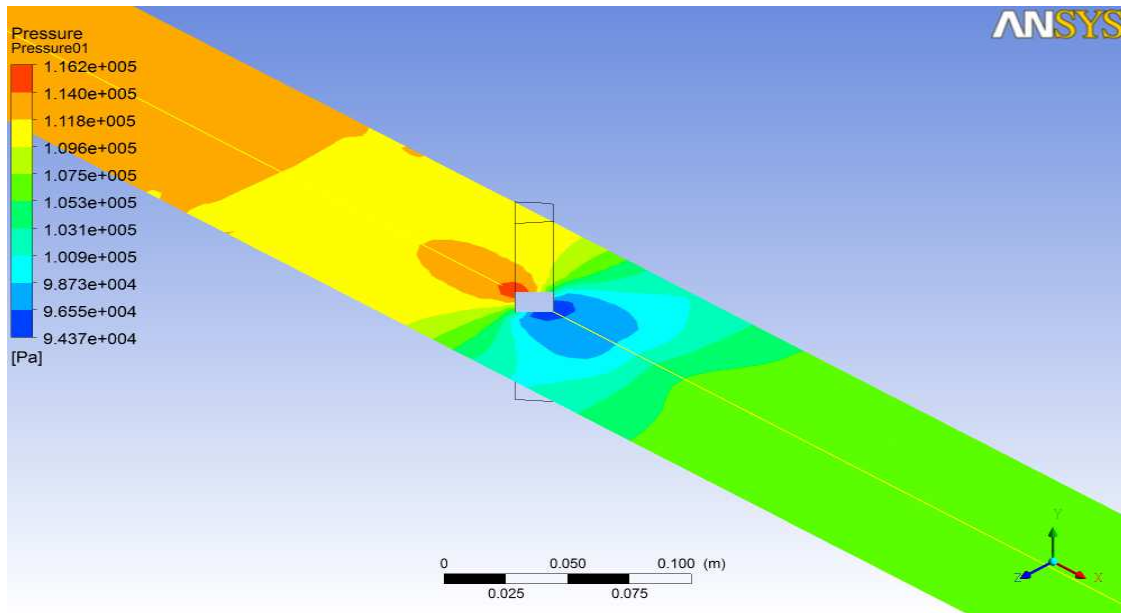
Obrázek 19: Rozložení tlaku v okolí sondy Annubar 485.

9.1.3 Čtvercová sonda



Obrázek 20: Rozložení rychlosti proudění v okolí rychlostní sondy čtvercového průřezu.

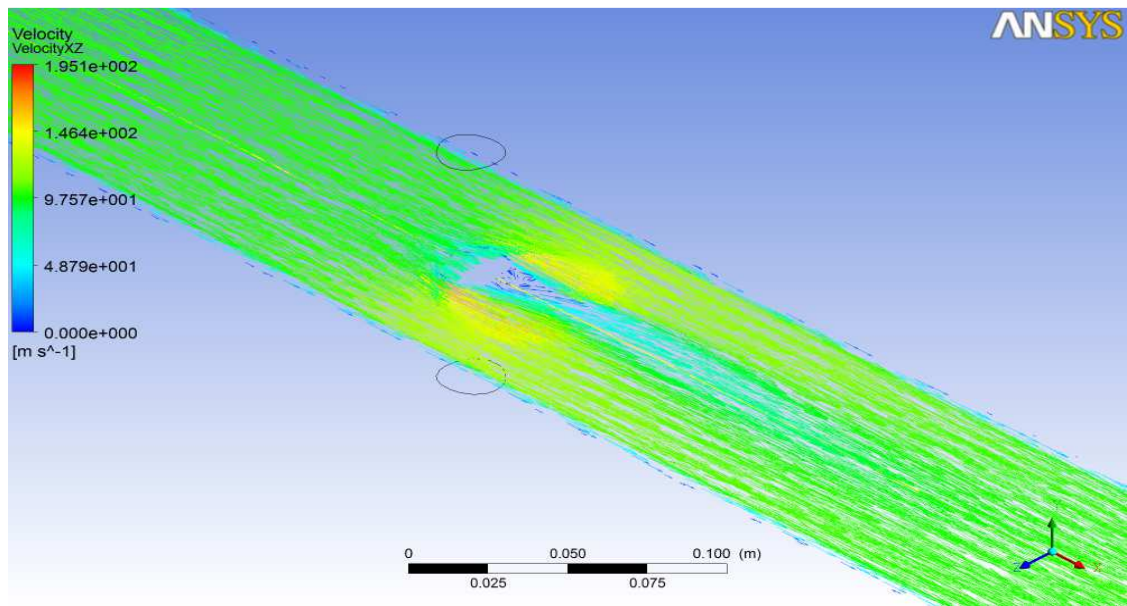
Podobně jako u ostatních sond jsou změny v proudění před sondou pouze malé. Jakmile se však plyn dostane do úrovně sondy, dochází ke kontrakci dvou proudů a vytvoření válcovitého víru v oblasti za sondou.



Obrázek 21: Rozložení tlaku v okolí čtvercové sondy.

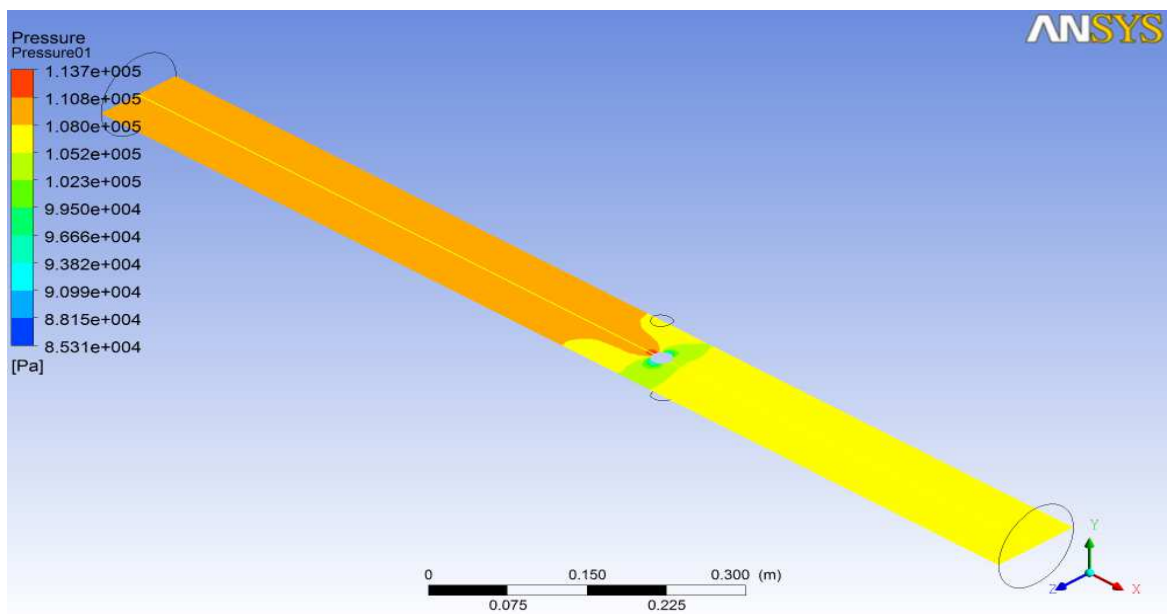
Vytvoření víru potvrzuje i rozložení tlaku. Před náběžnou hranou sondy je navíc dobře patrný velký nárůst tlaku.

9.1.4 Kruhová sonda



Obrázek 22: Rozložení rychlosti v okolí kruhové sondy.

Proudění v okolí kruhové sondy je podobné jako u sondy čtvercové. Obtékání je však díky absenci hran plynulejší a vlnkové ztráty jsou menší. Důsledkem toho je však i menší diferenciální tlak.



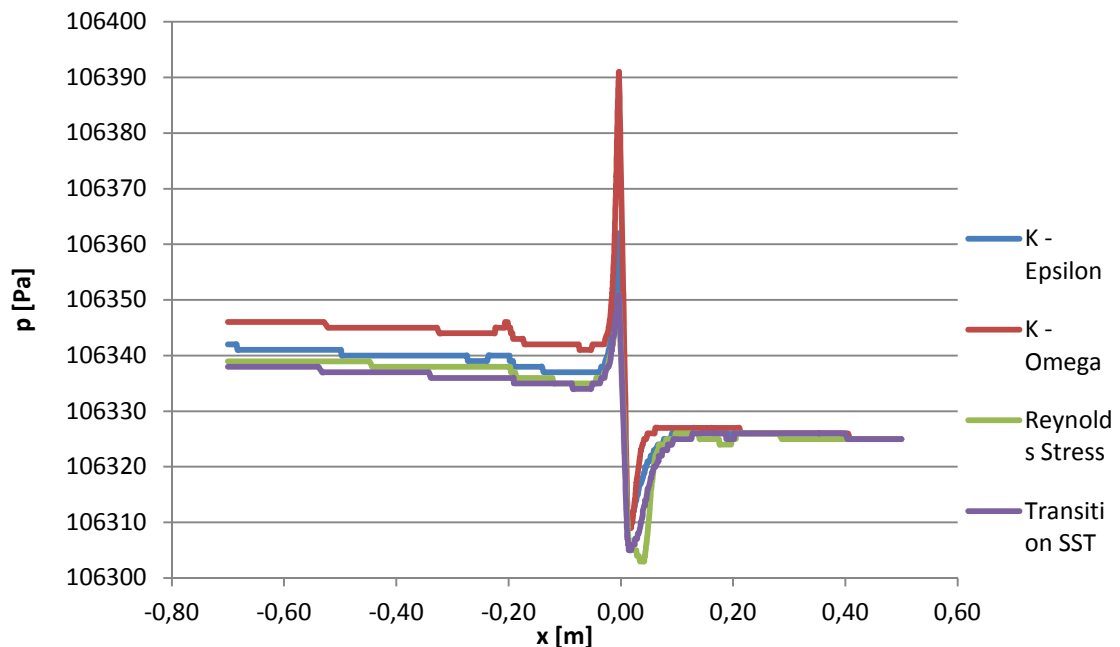
Obrázek 23: Rozložení tlaku v okolí kruhové sondy.

9.2 Porovnání turbulentních modelů

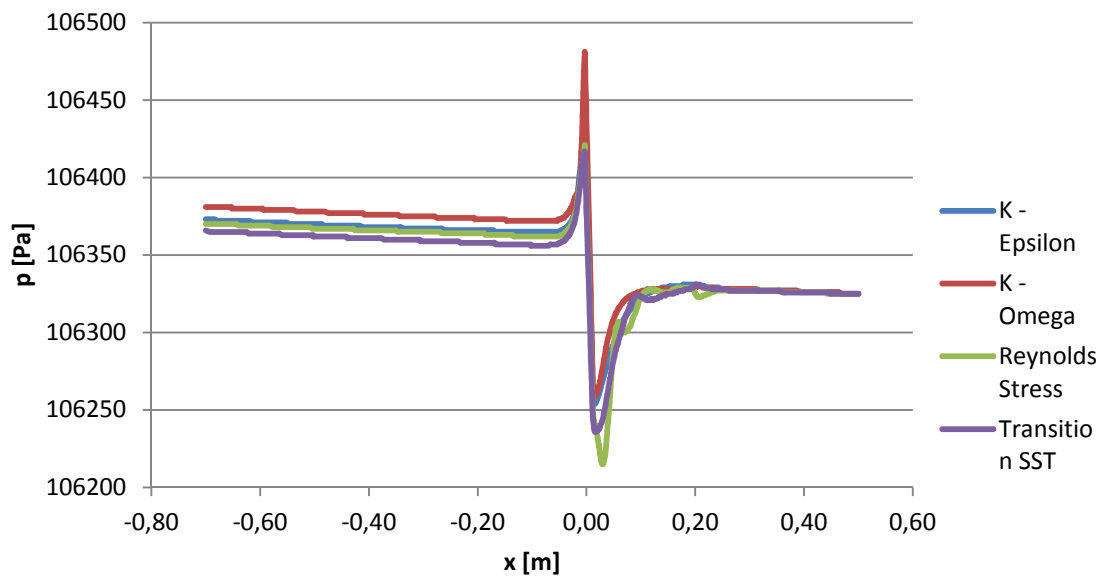
9.2.1 Tlakové profily

V grafech 2 – 5 jsou zobrazeny tlakové profily vypočítané použitými turbulentními modely pro potrubí s vloženou sondou Annubar 485. Z grafů je patrné, že různé modely předpovídají v různých situacích různé výsledky. Model k – omega předpovídá nejvyšší nárůst tlaku na náběžné straně sondy a zároveň s tím také nejmenší pokles v oblasti za sondou. S tím souvisí také to, že model k – omega předpovídá nejvyšší tlakovou ztrátu, model Reynolds Stress naopak předpovídá největší pokles tlaku v oblasti za sondou.

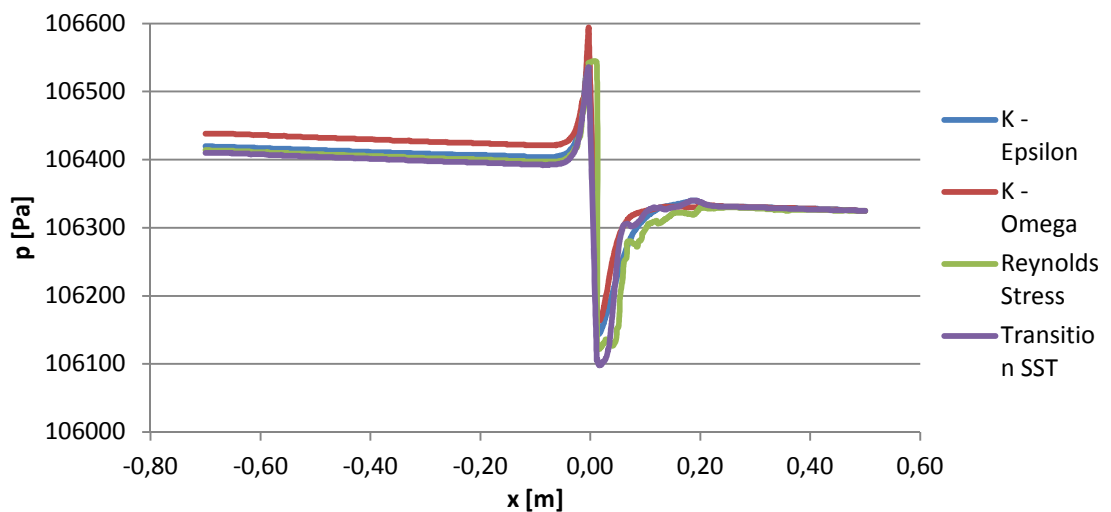
Při srovnání je vidět, že vztahy mezi hodnotami předpovězenými různými turbulentními modely jsou při všech rychlostech velmi podobné a žádný model nepředpovídá při některé rychlosti výrazně odlišné hodnoty.



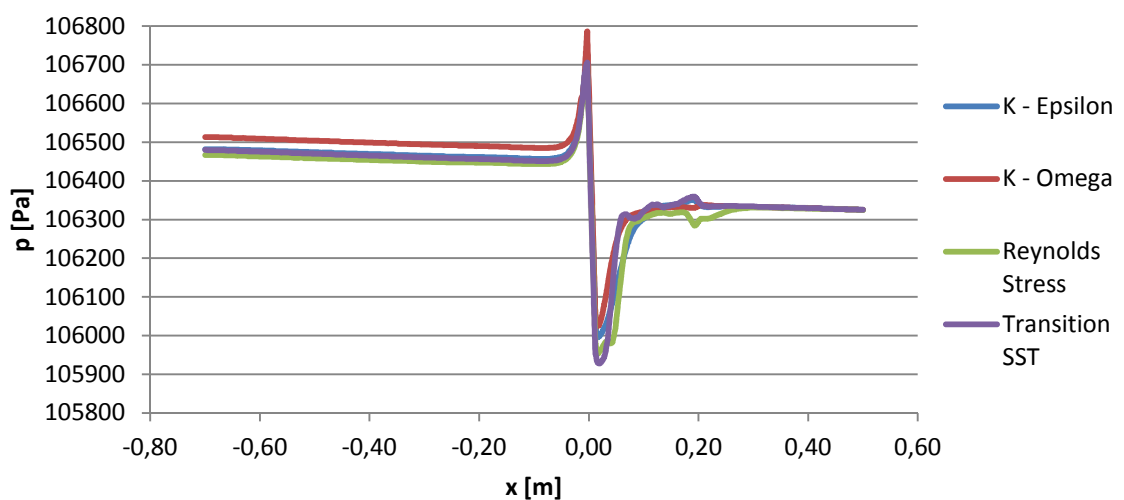
Graf 2: Tlakové profily potrubí se sondou Annubar 485 při rychlosti proudění 5 m/s.



Graf 3: Tlakové profily potrubí se sondou Annubar 485 při rychlosti proudění 10 m/s.



Graf 4: Tlakové profily potrubí se sondou Annubar 485 při rychlosti proudění 15 m/s.



Graf 5: Tlakové profily potrubí se sondou Annubar 485 při rychlosti proudění 20 m/s.

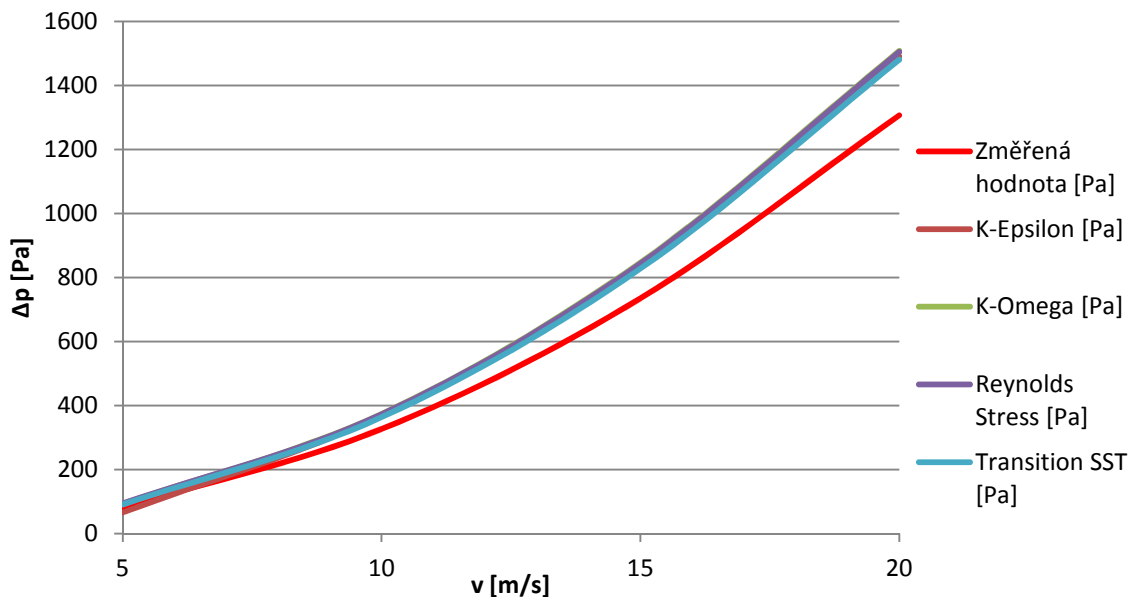
9.2.2 Tlakové difference

Tabulky 7 - 10 a grafy 6 – 9 zobrazují změřené hodnoty tlakových diferencí (respektive hodnoty stanovené na základě interpolací a extrapolací) a hodnoty tlakových diferencí, které předpověděly jednotlivé turbulentní modely.

Předpovědi pro centrickou clonu jsou (s výjimkou nejnižší rychlosti) velmi podobné, při rychlosti 5 m/s se mírně odchyľuje pouze předpověď modelu k – epsilon. Všechny vypočítané hodnoty jsou však o něco vyšší než tlakové difference stanovené na základě měření.

Tabulka 7: Porovnání tlakových diferencí změřených a předpovězených turbulentními modely pro potrubí s centrickou clonou.

v [m/s]	Změřená hodnota [Pa]	K-Epsilon [Pa]	K-Omega [Pa]	Reynolds Stress [Pa]	Transition SST [Pa]
5	81,65	66	93	94	91
10	326,6	370	374	373	364
15	734,85	836	847	844	828
20	1306,4	1490	1508	1505	1481

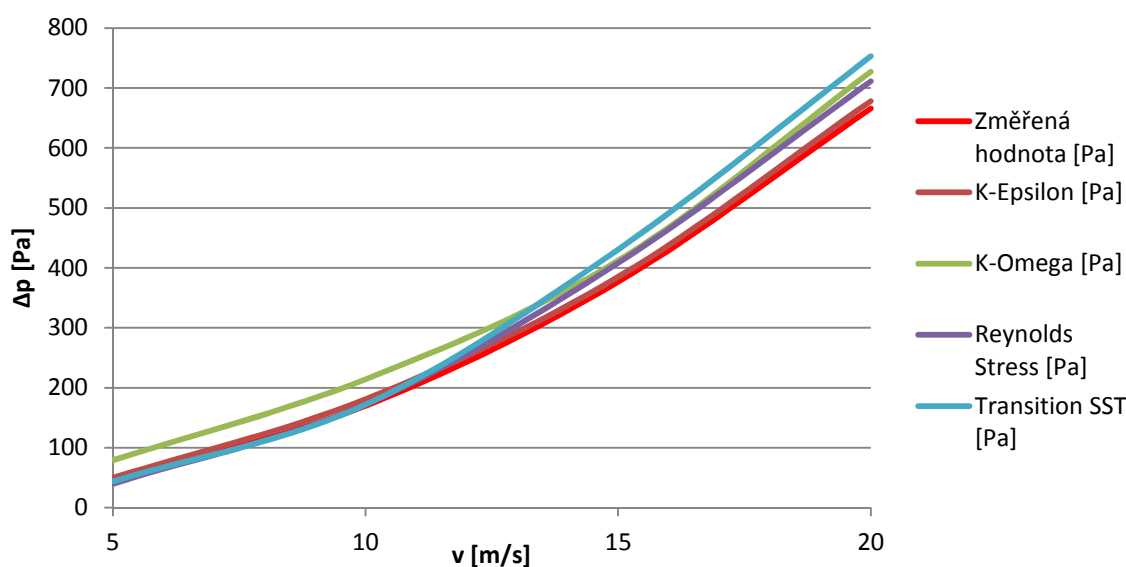


Graf 6: Porovnání tlakových diferencí změřených a předpovězených použitými turbulentními modely pro potrubí s centrickou clonou.

U sondy Annubar 485 je rozptyl hodnot vypočtených různými turbulentními modely větší než u centrické clony. V oblasti nejnižších rychlostí se zde nejvíce odchyľuje model k – omega, v oblasti vyšších rychlostí se od hodnot zjištěných měřením nejvíce odchyľuje model Transition SST. Model k – epsilon vrací nejpřesnější výsledky při vyšších rychlostech, při malých rychlostech je o něco lepší Reynolds Stress model. U malých rychlostí jsou ovšem rozdíly mezi vypočtenými hodnotami minimální.

Tabulka 8: Porovnání tlakových diferencí změřených a předpovězených použitými turbulentními modely pro potrubí se sondou Annubar 485.

v [m/s]	Změřená hodnota [Pa]	K-Epsilon [Pa]	K-Omega [Pa]	Reynolds Stress [Pa]	Transition SST [Pa]
5	45,1	50	79	40	44
10	170,17	181	214	172	172
15	377,07	385	412	408	431
20	665,81	678	727	711	753

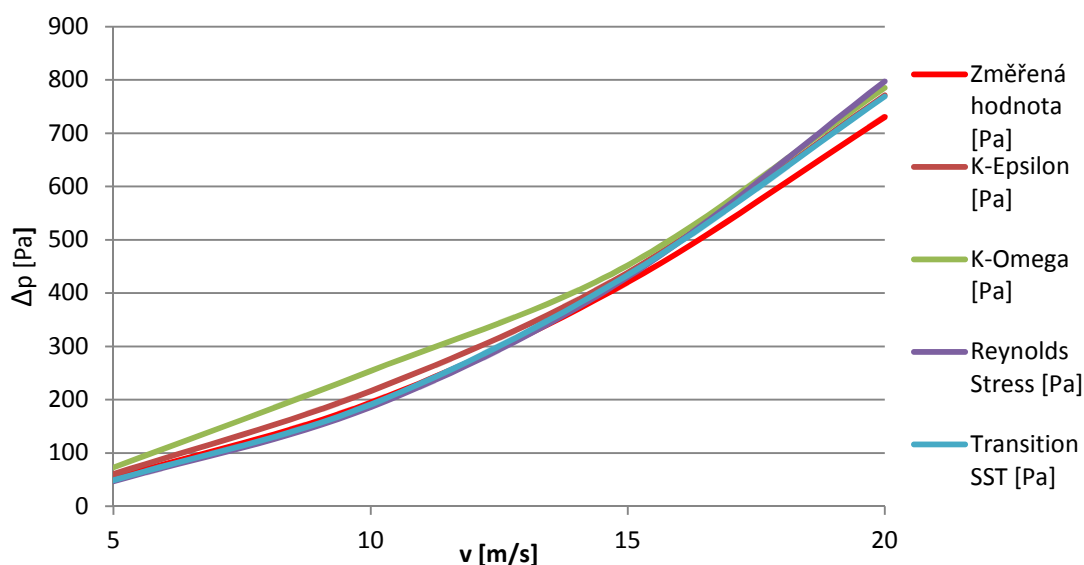


Graf 7: Porovnání tlakových diferencí změřených a předpovězených použitými turbulentními modely pro potrubí se sondou Annubar 485.

U modelu čtvercové sondy předpovídá při nejmenších rychlostech největší tlakovou diferencí opět model k – omega. Předpovědi pro vyšší rychlosti jsou podobné, a opět větší než hodnoty získané měřením.

Tabulka 9: Porovnání tlakových diferencí změřených a předpovězených použitými turbulentními modely pro potrubí s čtvercovou sondou.

v [m/s]	Změřená hodnota [Pa]	K-Epsilon [Pa]	K-Omega [Pa]	Reynolds Stress [Pa]	Transition SST [Pa]
5	52,25	60	73	47	49
10	194,21	216	254	186	191
15	420,32	438	452	430	434
20	730,58	771	785	797	769



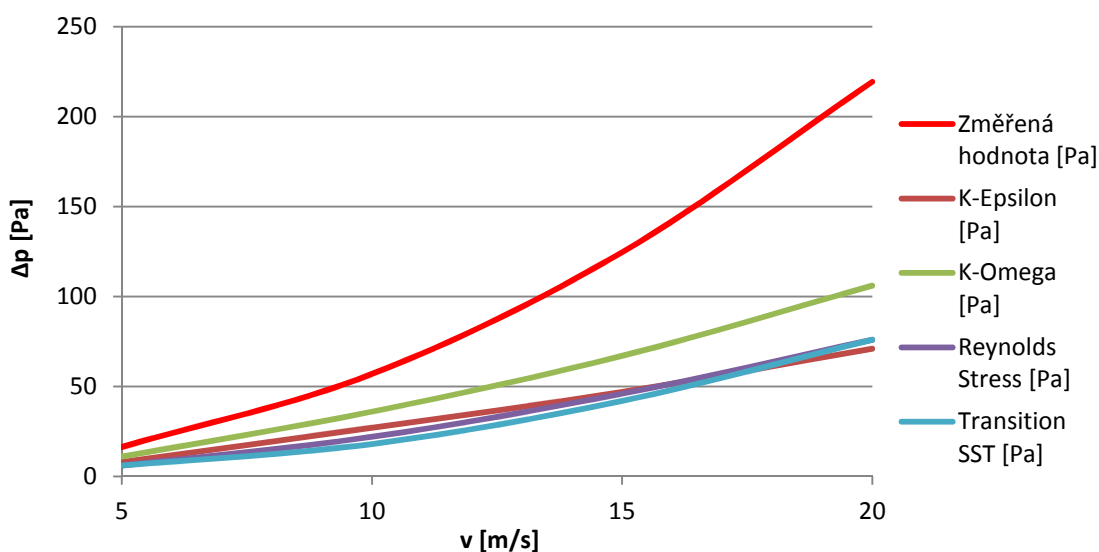
Graf 8: Porovnání tlakových diferencí změřených a předpovězených použitými turbulentními modely pro potrubí s čtvercovou sondou.

Na rozdíl od předchozích modelů jsou diferenciální tlaky získané měřením v okolí kruhové sondy podstatně vyšší, než diferenciální tlaky předpovězené simulacemi. Model k – omega sice předpověděl diferenciální tlaky o něco vyšší než ostatní modely, přesto je velmi vzdálen od tlaků naměřených. Výsledky ostatních modelů jsou pak velice podobné.

Jako vysvětlení se nabízí fakt, že odběrové kanály použité při měření s kruhovou sondou jsou umístěny přibližně v místech, kde začínají tlaky prudce narůstat. Jakákoli nepřesnost, ať už se jedná o umístění odběrných míst případně ne dostatečně jemnou výpočetní síť, tedy může způsobit velké zkreslení výsledků.

Tabulka 10: Porovnání tlakových diferencí změřených a předpovězených použitými turbulentními modely pro potrubí s kruhovou sondou.

v [m/s]	Změřená hodnota [Pa]	K-Epsilon [Pa]	K-Omega [Pa]	Reynolds Stress [Pa]	Transition SST [Pa]
5	16,27	8	11	6	6
10	56,89	27	36	22	18
15	124,58	47	67	46	42
20	219,34	71	106	76	76



Graf 9: Porovnání tlakových diferencí změřených a předpovězených použitými turbulentními modely pro potrubí s kruhovou sondou.

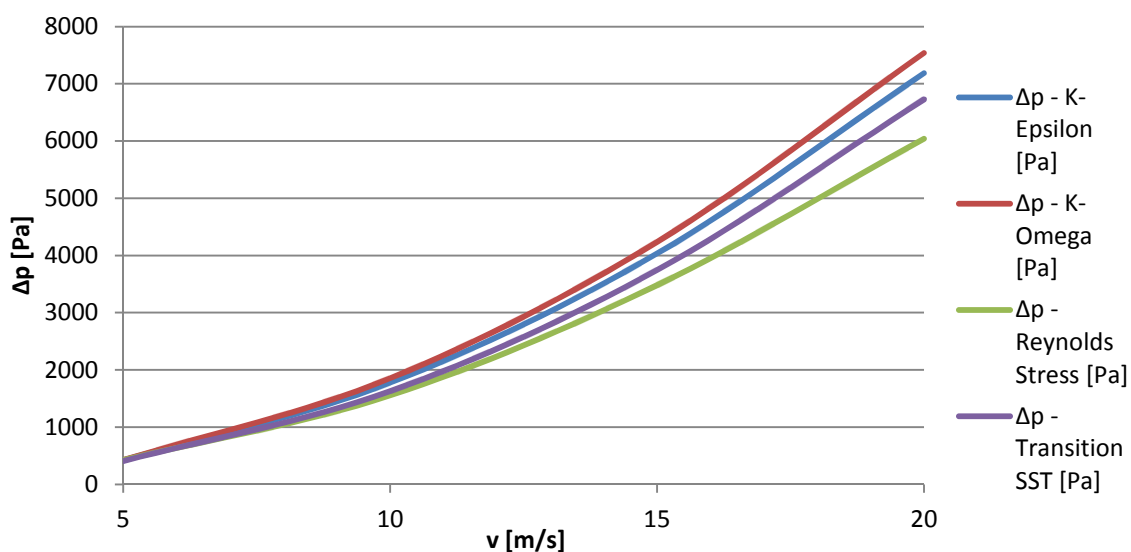
9.2.3 Tlakové ztráty

Měřicí trať je bohužel vybavena poměrně malým počtem odběrných míst. Při splnění zadaných délek ustalovacích potrubí se poslední z nich nachází ve vzdálenosti $D/2$ za rychlostní sondou. Za centrickou clonou už žádné místo pro odběr tlaku není. Z tohoto důvodu jsou tlakové ztráty určeny pouze pomocí turbulentních modelů. Ztráty byly určeny tak, že byly vytvořeny dva modely stejného potrubí: jeden s vloženou sondou a druhý bez ní, a proudění uvnitř bylo nasimulováno s pomocí stejně nastavených modelů. U obou simulací byla určena tlaková ztráta mezi počátkem a koncem a rozdíl těchto ztrát je tlaková ztráta způsobená samotnou sondou.

U centrické clony předpovídá nejvyšší tlakovou ztrátu model k – omega. Předpovědi jednotlivých modelů, i když se liší, jsou však konzistentní.

Tabulka 11: Předpověď tlakových ztrát způsobených centrickou clonou.

v [m/s]	Δp - K-Epsilon [Pa]	Δp - K-Omega [Pa]	Δp - Reynolds Stress [Pa]	Δp - Transition SST [Pa]
5	420	424	425	410
10	1779	1855	1556	1630
15	4035	4235	3482	3745
20	7187	7536	6042	6725

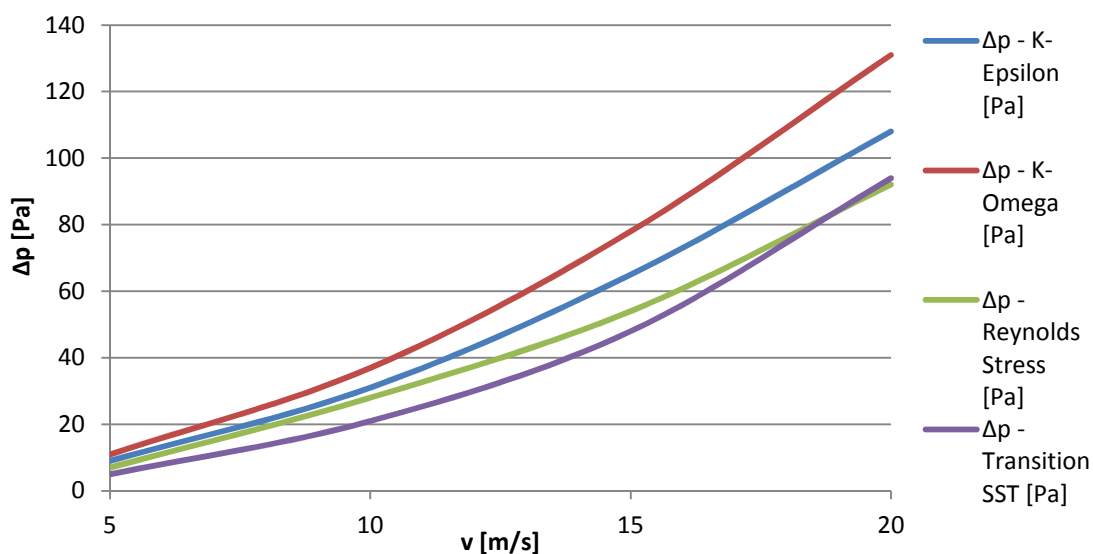


Graf 10: Předpověď tlakových ztrát způsobených centrickou clonou.

U sondy Annubar 485 předpovídá nejvyšší tlakovou ztrátu opět model k – omega. U modelů Reynolds Stress a Transition SST dochází mezi rychlostmi 15 a 20 m/s k protnutí charakteristik.

Tabulka 12: Předpověď tlakových ztrát způsobených sondou Annubar 485.

v [m/s]	Δp - K-Epsilon [Pa]	Δp - K-Omega [Pa]	Δp - Reynolds Stress [Pa]	Δp - Transition SST [Pa]
5	9	11	7	5
10	31	37	28	21
15	65	78	54	48
20	108	131	92	94

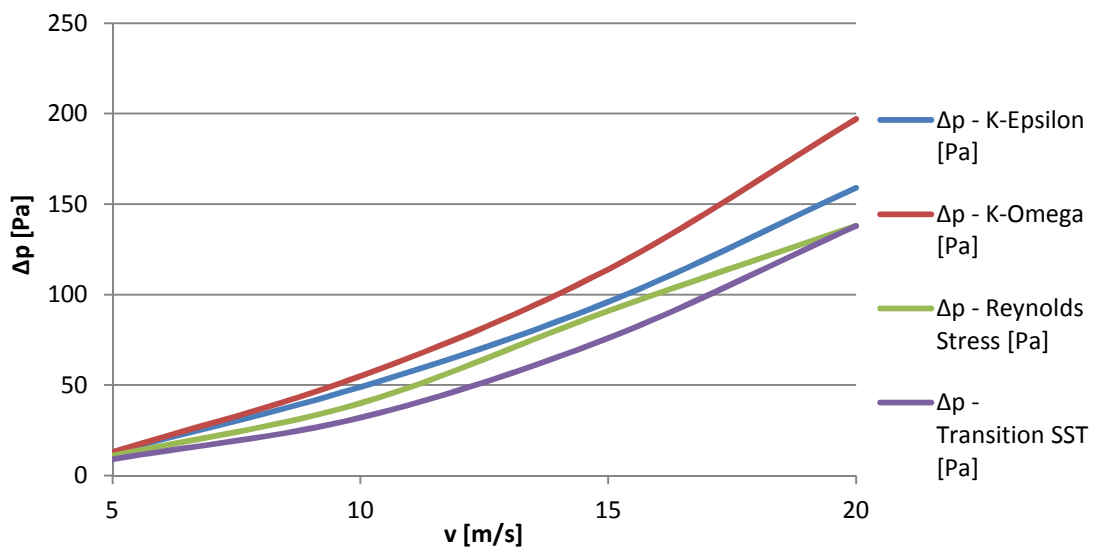


Graf 11: Předpověď tlakových ztrát způsobených sondou Annubar 485.

U modelu se čtvercovou sondou předpovídá nejvyšší tlakové ztráty opět model k – omega. Nejbližše je mu model k – epsilon. Při rychlostech 20 m/s se vyrovnaly předpovědi modelů Reynolds Stress a Transition SST.

Tabulka 13: Předpověď tlakových ztrát způsobených čtvercovou sondou.

v [m/s]	Δp - K-Epsilon [Pa]	Δp - K-Omega [Pa]	Δp - Reynolds Stress [Pa]	Δp - Transition SST [Pa]
5	13	13	11	9
10	49	55	40	32
15	96	114	91	76
20	159	197	138	138

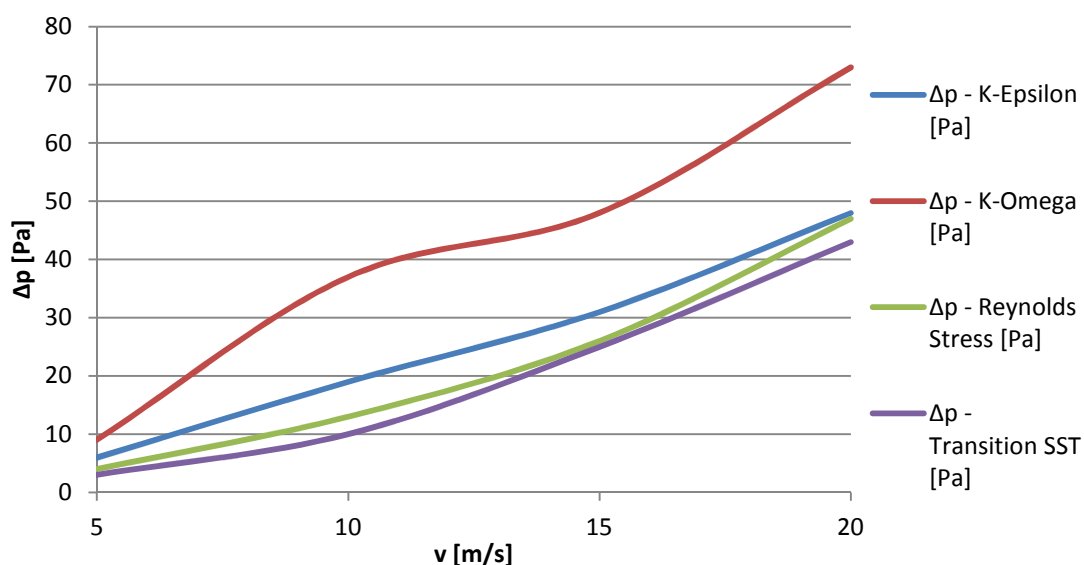


Graf 12: Předpověď tlakových ztrát způsobených čtvercovou sondou.

U kruhové sondy předpovídá nejvyšší tlakovou ztrátu opět model k – omega. U rychlosti 10 m/s je u něj ovšem vidět poměrně značné nadhodnocení tlakové ztráty. Rozdíl mezi ním a ostatními modely je v tomto případě značný.

Tabulka 14: Předpověď tlakových ztrát způsobených kruhovou sondou.

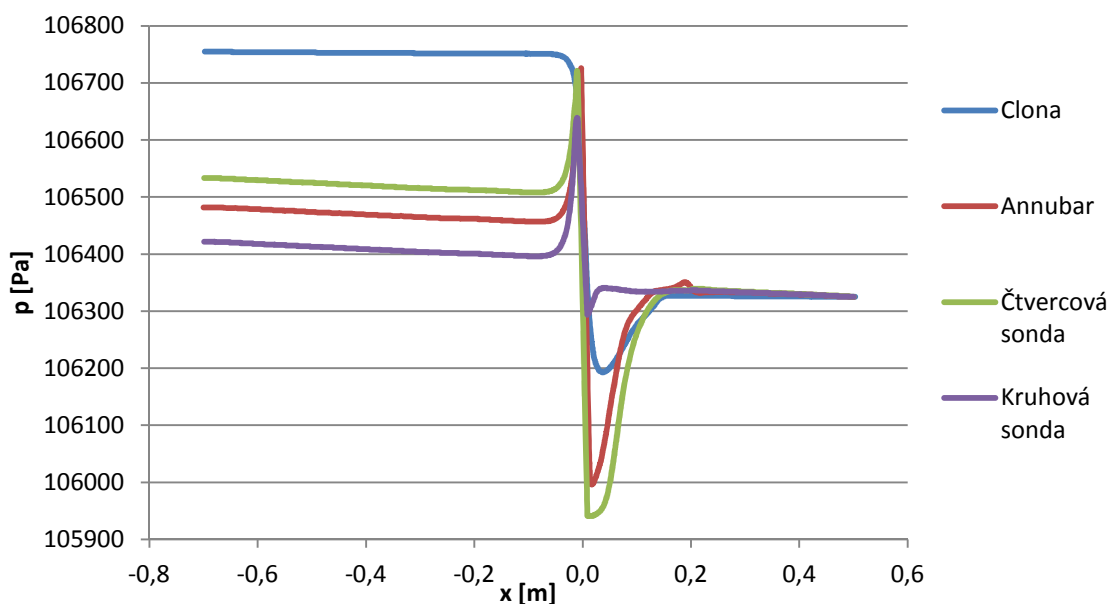
v [m/s]	Δp - K-Epsilon [Pa]	Δp - K-Omega [Pa]	Δp - Reynolds Stress [Pa]	Δp - Transition SST [Pa]
5	6	9	4	3
10	19	37	13	10
15	31	48	26	25
20	48	73	47	43



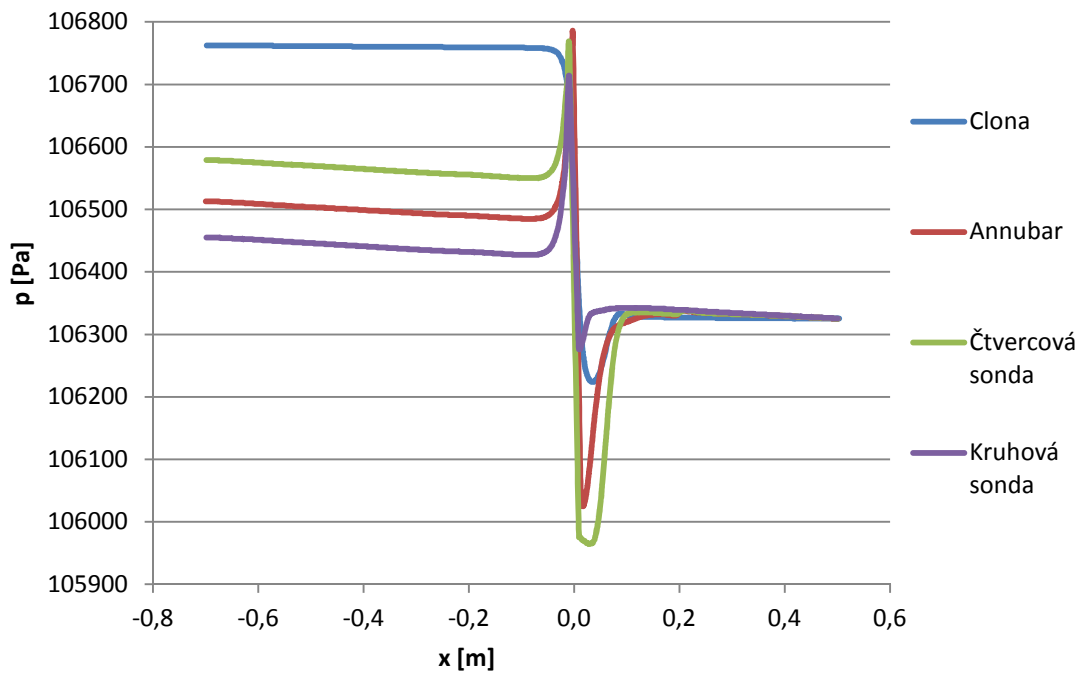
Graf 13: Předpověď tlakových ztrát způsobených kruhovou sondou.

9.3 Porovnání tlakových profilů různých primárních prvků

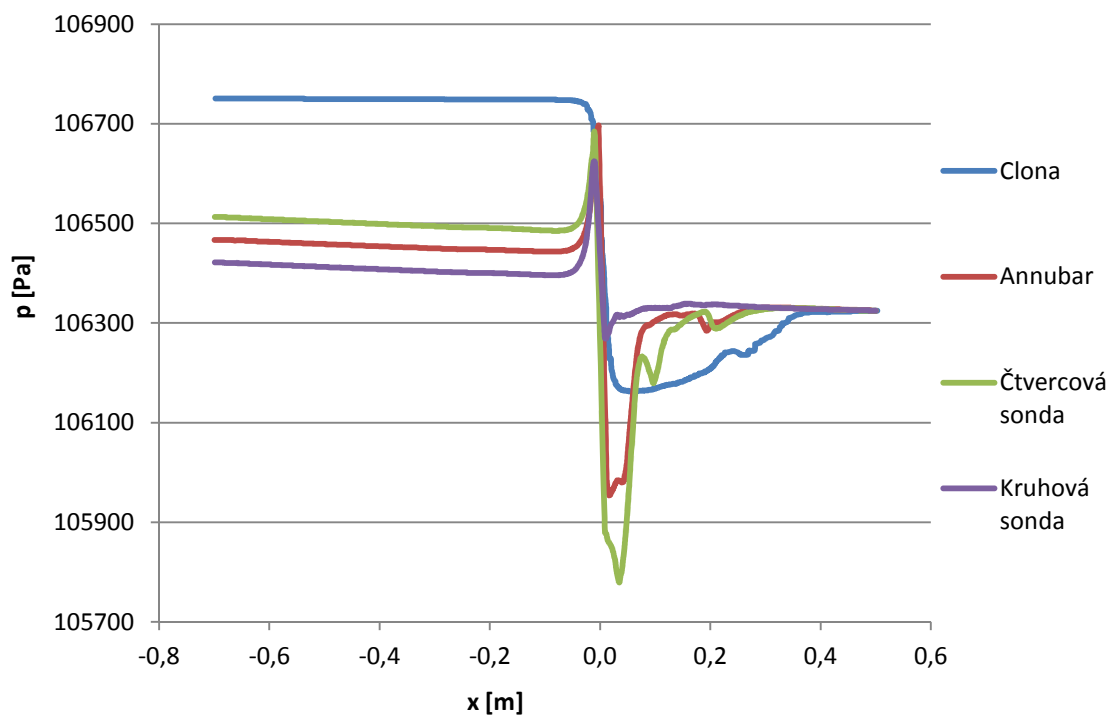
Grafy 14 - 17 zobrazují porovnání tlakových profilů různých primárních prvků za použití všech čtyř testovaných turbulentních modelů (profil centrické clony je stanoven pro rychlost proudění 5 m/s, ostatní jsou stanoveny pro rychlost 20 m/s). Všechny turbulentní modely v tomto případě předpovídají podobné vztahy mezi tlakovými profily v okolí jednotlivých primárních prvků. Jediný výraznější rozdíl je vidět u modelů Reynolds Stress a Transition SST, které předpovídají kontrakci proudového paprsku centrické clony delší než ostatní modely.



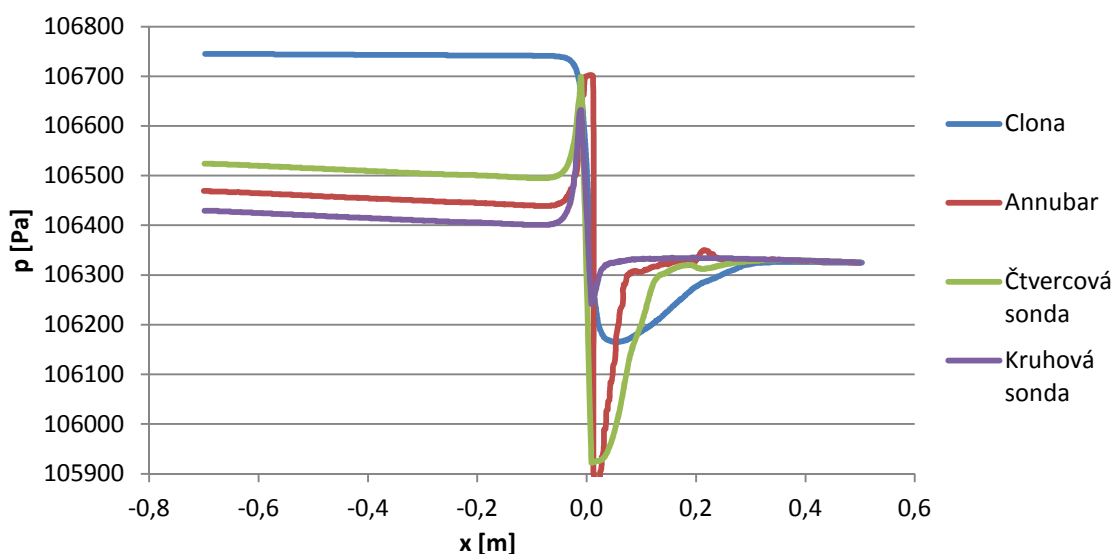
Graf 14: Tlakové profily různých primárních prvků vytvořené modelem k-epsilon při rychlosti 5 m/s (profil clony) a 20 m/s (ostatní sondy).



Graf 15: Tlakové profily různých primárních prvků vytvořené modelem k-omega při rychlosti 5 m/s (profil clony) a 20 m/s (ostatní sondy).



Graf 16: Tlakové profily různých primárních prvků vytvořené modelem Reynolds Stress při rychlosti 5 m/s (profil clony) a 20 m/s (ostatní sondy).



Graf 17: Tlakové profily různých primárních prvků vytvořené modelem Transition SST při rychlosti 5 m/s (profil clony) a 20 m/s (ostatní sondy).

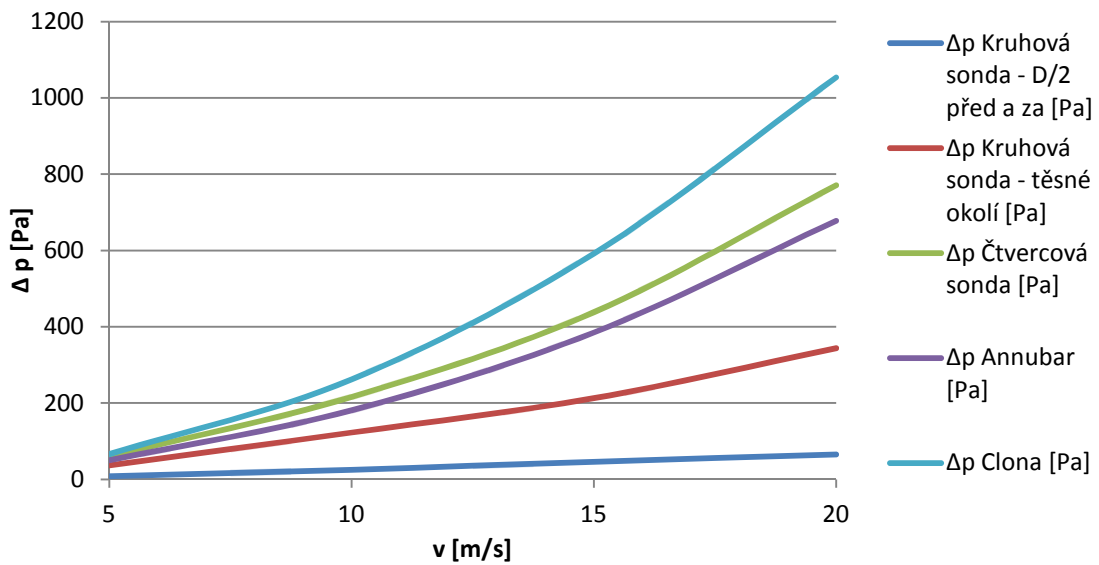
9.4 Porovnání tlakových diferencí různých primárních prvků

Tlakové difference jsou velmi důležité pro přesnost měření. Větší tlakové difference totiž znamenají, že odchylky dalších částí měřicího systému způsobí menší chybu měření. Nevýhodou však je, že sonda s větší tlakovou diferencí má obvykle také vyšší tlakové ztráty.

V grafech 18 – 21 jsou zobrazeny tlakové difference stanovené pro různé primární prvky různými turbulentními modely (hodnoty: viz tabulky 15 - 18. Z grafů je patrné, že ačkoliv nejsou výsledky různých modelů zcela totožné, všechny modely předpověděly podobný vzájemný vztah mezi tlakovými differencemi různých primárních prvků i různých rychlostí.

Tabulka 15: Porovnání tlakových diferencí vypočtených modelem k-epsilon pro různé primární prvky.

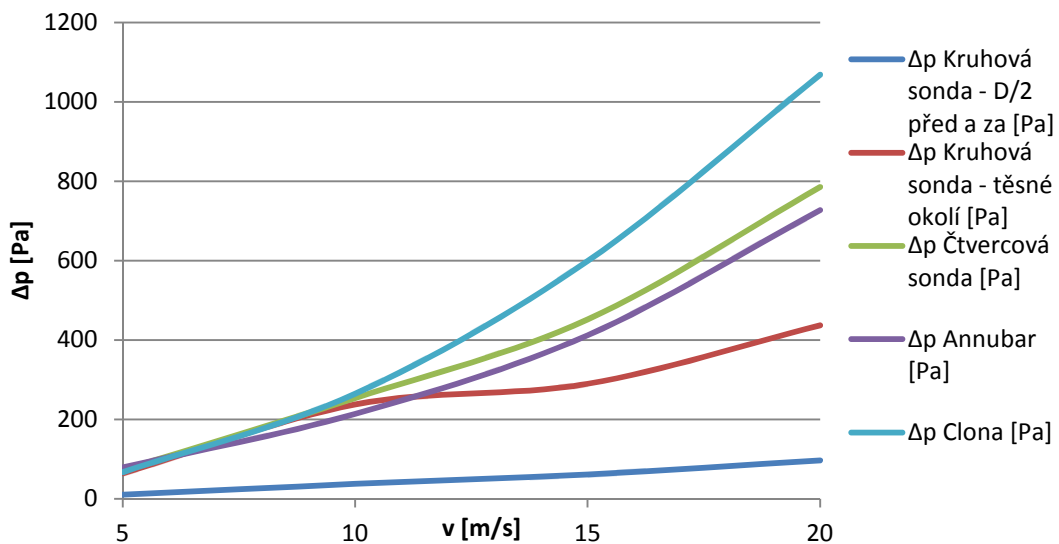
v [m/s]	Δp Kruhová sonda - D/2 před a za [Pa]	Δp Kruhová sonda - těsné okolí [Pa]	Δp Čtvercová sonda [Pa]	Δp Annubar [Pa]	Δp Clona [Pa]
5	8	37	60	50	66
10	25	123	216	181	262
15	46	213	438	385	592
20	65	344	771	678	1054



Graf 18: Porovnání tlakových diferencí vypočtených modelem k-epsilon pro různé primární prvky.

Tabulka 16: Porovnání tlakových diferencí vypočtených modelem k-omega pro různé primární prvky.

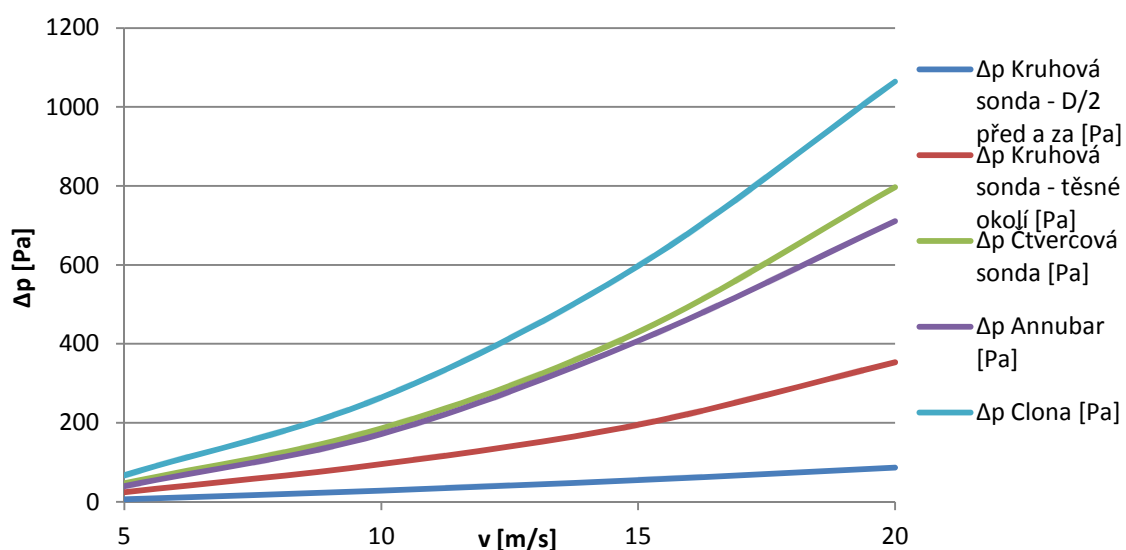
v [m/s]	Δp Kruhová sonda - D/2 před a za [Pa]	Δp Kruhová sonda - těsné okolí [Pa]	Δp Čtvercová sonda [Pa]	Δp Annubar [Pa]	Δp Clona [Pa]
5	11	65	73	79	67
10	38	238	254	214	265
15	62	290	452	412	599
20	97	437	785	727	1068



Graf 19: Porovnání tlakových diferencí vypočtených modelem k-omega pro různé primární prvky.

Tabulka 17: Porovnání tlakových diferencí vypočtených modelem Reynolds Stress pro různé primární prvky.

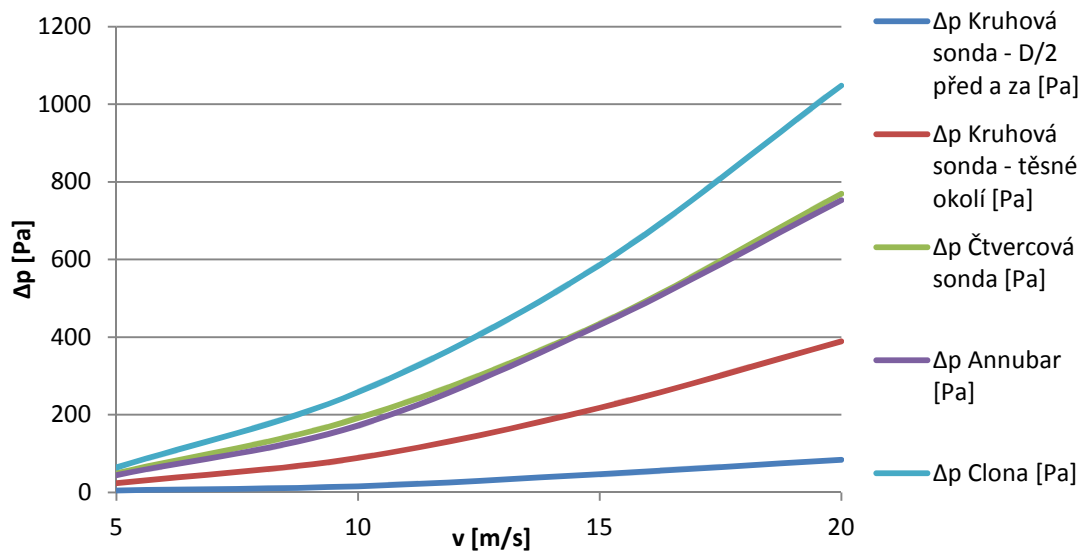
v [m/s]	Δp Kruhov \acute{a} sonda - D/2 před a za [Pa]	Δp Kruhov \acute{a} sonda - těsné okolí [Pa]	Δp Čtvercov \acute{a} sonda [Pa]	Δp Annubar [Pa]	Δp Clona [Pa]
5	6	24	47	40	67
10	28	95	186	172	264
15	55	195	430	408	597
20	87	353	797	711	1064



Graf 20: Porovnání tlakových diferencí vypočtených modelem Reynolds Stress pro různé primární prvky.

Tabulka 18: Porovnání tlakových diferencí vypočtených modelem Transition SST pro různé primární prvky.

v [m/s]	Δp Kruhov \acute{a} sonda - D/2 před a za [Pa]	Δp Kruhov \acute{a} sonda - těsné okolí [Pa]	Δp Čtvercov \acute{a} sonda [Pa]	Δp Annubar [Pa]	Δp Clona [Pa]
5	5	24	49	44	64
10	16	89	191	172	258
15	47	218	434	431	586
20	84	389	769	753	1048



Graf 21: Porovnání tlakových diferencí vypočtených modelem Transition SST pro různé primární prvky.

Z Grafu je patrné, že nejnižší tlaková diference je u kruhové sondy s odběrnými místy $\frac{1}{2} D$ „před“ a $\frac{1}{2} D$ „za“. Nízká tlaková diference je v tomto případě způsobena právě odběrovými místy, protože tlak za sondou je sice odebírán v blízkosti minima, ale tlak před sondou je odebírán v místě, kde ještě nedochází k nárůstu tlaku.

10 ZÁVĚR

Byl proveden literární průzkum v oblasti primárních prvků sloužících pro měření rychlosti průtoku tekutin. Bylo popsáno několik typů primárních prvků, jejich výhody a nevýhody.

Dále byly popsány teoretické vztahy popisující jednak průtok, a jednak také některé turbulentní modely implementované v prostředí Ansys Fluent. Výstupy z těchto modelů byly následně konfrontovány s měřením na měřicí trati.

V této práci byly testovány čtyři primární prvky vložené do potrubí: centrická clona a rychlostní sondy čtvercového a kruhového průřezu a sonda typu Annubar 485. V rámci měření byly u těchto primárních prvků stanoveny tlakové difference. U centrické clony byla difference měřena pomocí koutových odběrů, u čtvercové sondy a sondy Annubar 485 byla měřena difference tlaků v kanálech uvnitř sondy a u kruhové sondy byla měřena difference tlaků ve vzdálenostech $D/2$ před a $D/2$ za primárním prvkem. Tabulky 4 a 5 obsahují naměřená data. Čtvercovou a kruhovou sondu nebylo bohužel možné při měření dokonale utěsnit, z toho důvodu je zde možnost, že měření nebylo zcela přesné. V měřicí trati také nebylo možné dosáhnout maximálních rychlostí simulace (bylo dosaženo rychlostí 12 m/s v potrubí o průměru 80 mm a 8 m/s v potrubí o průměru 100 mm). Z toho důvodu bylo nutné výsledky měření ve velké míře extrapolovat.

Simulace byly prováděny pro všechny zadané primární prvky při rychlostech 5, 10, 15 a 20 m/s pomocí modelů $k - \epsilon$, $k - \omega$, Reynolds Stress model a Transition SST model (modely $k - \epsilon$ a $k - \omega$ byly zvoleny kvůli své oblíbenosti a formální podobnosti rovnic, modely Reynolds Stress a Transition SST byly zvoleny naopak kvůli odlišnému tvaru a počtu rovnic). Při přípravě simulací byl proveden chybný předpoklad a jako parametr byl zadán tlak na výstupu z potrubí 106,325 kPa. Skutečný tlak v potrubí byl pravděpodobně nižší, ovšem tento fakt by neměl zásadním způsobem ovlivnit přesnost měření. Na základě hodnot změřených na trati dříve byla pro simulace určena teplota 30 °C. V současné konfiguraci trati byla dosahována teplota vyšší.

Výsledky simulací a jejich porovnání s hodnotami získanými na základě naměřených dat jsou uvedeny v tabulkách 7 – 10 a grafech 6 – 9. U clony, čtvercové sondy a sondy annubar 485 je dosažena dobrá shoda mezi turbulentními modely, jejich výsledky jsou vyšší než měřené hodnoty. U kruhové sondy je rozdíl podstatně větší. Tento rozdíl může být způsoben netěsností v okolí sondy umístěné do potrubí, případně ne zcela přesným umístěním odběrného místa. Toto místo se navíc nachází v oblasti, ve které dochází ke zlomu profilu tlaku v potrubí. Proto může i malá nepřesnost znamenat velké rozdíly.

Pomocí turbulentních modelů byly dále předpovězeny tlakové ztráty zkoumaných primárních prvků. Na základě zjištěných dat je možné konstatovat, že primární prvky,

které jsou schopny vytvořit velkou tlakovou diferencí, způsobují obecně větší tlakové ztráty.

Z výsledků je možné stanovit určité závěry ohledně použitých turbulentních modelů. Všechny modely předpovídaly podobné hodnoty tlakových diferencí, žádný model nepředpovídal vyšší nebo nižší hodnoty častěji než ostatní modely. U tlakových ztrát hlásil nejvyšší hodnotu vždy model $k - \omega$.

Obecně je možné tvrdit, že pro porovnávání variant jsou všechny testované turbulentní modely vhodné a dosahují podobných výsledků. Při hledání konkrétních hodnot předpověděly všechny testované turbulentní modely podobné výsledky. Z naměřených hodnot je ovšem zřejmé, že i když jsou výsledky výpočtů podobné, je velmi vhodné je porovnat se srovnatelnou aplikací.

Literatura

- [1] URUBA, Václav. *Turbulence*. Vyd. 1. V Praze: České vysoké učení technické, 2009, 130 s. ISBN 978-80-01-04330-1.
- [2] ĎAĎO, Stanislav a Marcel KREIDL. *Senzory a měřicí obvody*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1996.
- [3] ANSYS FLUENT Theory Guide. In: *Technische Universität Wien* [online]. 2011 [cit. 2014-01-06]. Dostupné z: http://cdlab2.fluid.tuwien.ac.at/LEHRE/TURB/Fluent.Inc/v140/flu_th.pdf
- [4] Ansys FLUENT User's Guide. In: *Technische Universität Wien* [online]. 2011 [cit. 2014-01-06]. Dostupné z: http://cdlab2.fluid.tuwien.ac.at/LEHRE/TURB/Fluent.Inc/v140/flu_ug.pdf
- [5] ČSN ISO 5167-1. *Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku*. Praha: Český normalizační institut, 1993.
- [6] BARDINA, J. E., P. G. HUANG a T. J. COAKLEY. Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development. In: *Rensselaer Polytechnic Institute* [online]. 1997 [cit. 2014-01-06]. Dostupné z: http://www.ewp.rpi.edu/hartford/~ferraj7/ET/Other/References/nasa_techmemo_110446.pdf
- [7] MIKYŠKOVÁ, Marcela. *Měření průtoku škrticími orgány: 1. díl - obecná část*. Praha: Dům techniky Praha, 1990. ISBN 80-00-00484-1.
- [8] MILLER, Richard. *Flow measurement engineering workbook*. 2nd. ed. New York: McGraw Publishing Company, 1989. ISBN 0-07-042046-7.
- [9] HRUBÝ, Mirko. *Proudění tekutin I*. Praha: Institut pro výchovu vedoucích pracovníků ministerstva průmyslu ČR, 1983.
- [10] TEPLÝ, Břetislav. *Metoda konečných prvků*. 4. vyd. Brno: VUT, 1991, 98 s. ISBN 80-214-0234-2.
- [11] BLEJCHAŘ, Tomáš. *Turbulence-Modelování proudění - CFX*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2010. Dostupné z: www.338.vsb.cz/PDF/Turbulence_ESF_v4.pdf
- [12] BOJKO, Marian. *3D Proudění – ANSYS Fluent*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2010. Dostupné z: www.338.vsb.cz/PDF/3D-Proudeni-ANSYS-Fluent.pdf
- [13] Měření průtoku. [online]. [cit. 2012-05-04]. Dostupné z: <http://www.maryshfmmi.webzdarma.cz/mppak.htm>
- [14] ORLÍKOVÁ, Soňa. Měření průtoku tekutin: Principy průtokoměrů. *TZB info* [online]. 2008 [cit. 2012-05-04]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/4624-mereni-prutoku-tekutin-principy-prutokomeru>
- [15] Proudění. *Cojeco.cz* [online]. 2006 [cit. 2012-05-04]. Dostupné z: http://www.cojeco.cz/index.php?detail=1&id_desc=77176&s_lang=2
- [16] UKTN. *Usługi Komputerowe* [online]. [cit. 2012-05-04]. Dostupné z: <http://www.uktn.com/index.html>
- [17] Laminární a turbulentní proudění. MFF UK. *Kurzy fyziky: Fyzika kontinua* [online]. [cit. 2014-05-17]. Dostupné z: http://physics.mff.cuni.cz/kfpp/skripta/kurz_fyziky_pro_DS/display.php/kontinuum/4_5
- [18] Laminar Flow. KTF SPLIT. *KEMIJSKO - TEHNOLOŠKI FAKULTET* [online]. 2014. vyd. [cit. 2014-05-17]. Dostupné z: <http://glossary.periodni.com/glossary.php?en=laminar+flow>
- [19] IMAHA. *Imaha.cz* [online]. 2012 [cit. 2014-05-17]. Dostupné z: www.imaha.cz
- [20] EMERSON. *Emerson Process Management* [online]. 2014 [cit. 2014-05-17]. Dostupné z: <http://www2.emersonprocess.com/>
- [21] ORLESKIE. *Differential Pressure Measuring Probe With Bottoming Indicator* [patent]. USA. Schválení, US8448515 B2. Uděleno 28. květen 2013. Dostupné z: <http://www.google.com/patents/US20110146405>

- [22] EMERSON. *Rosemount 485 Annubar® Flow Handbook*. 2006, 84 s. Dostupné z:
<http://www2.emersonprocess.com/siteadmincenter/PM%20Rosemount%20Documents/00809-0100-1191.pdf>
- [23] ŠIMÁK, J. *Měření průtoku vzduchu pomocí víceotvorových rychlostních sond*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2011. 75 s. Vedoucí diplomové práce byla Ing. Soňa Šedivá, Ph.D.

Seznam příloh

Příloha 1. Výpis z datového listu centrické clony

Příloha 2. Nastavení konstant turbulentních modelů v prostředí Ansys Fluent

Příloha 3. CD. Toto CD obsahuje elektronickou verzi této práce a soubory programu Ansys Fluent: Geometrický model potrubí s vloženou sondou Annubar 485 a Mesh tohoto modelu.

Výpis z datového listu centrické clony

Zadané hodnoty		
Tekutina	:	vzduch suchý
Absolutní tlak	[Pa]:	102000
Teplota provozní	[°C]:	20,00
Měrná hmotnost	[kg.m ⁻³):	1,212665
Dynamická viskozita	[10 ⁻⁶ Pa.s):	18,07064
Izentropický exponent Cp/Cv	:	1,410
Průměr potrubí při 20 °C	[mm]:	81,500
Průtok provozní	[m ³ .hod ⁻¹):	350,00
Průtok maximální	[m ³ .hod ⁻¹):	450,00
Průtok minimální - zadaný	[m ³ .hod ⁻¹):	80,00
Diferenční tlak maximální	[Pa]:	2400
Materiál clony dle ČSN	:	17021
Materiál potrubí dle ČSN	:	11373
Mezivýsledky		
Průměr potrubí při provozních podmínkách	[mm]:	81,50
Reynoldsovo číslo při provozním průtoku	:	108662
Rychlost při provozním průtoku	[m.s ⁻¹):	19,87
Reynoldsovo číslo při maximálním průtoku	:	139708
Rychlost při maximálním průtoku	[m.s ⁻¹):	25,54
Reynoldsovo číslo při minimálním průtoku	:	24837
Výsledné hodnoty		
Součinitel průtoku C _p	:	0,6021
Součinitel expanze ε	:	0,9947
Poměr průměrů β = d/D při provozních podmínkách	:	0,7491
Průměr otvoru clony při provozních podmínkách	[mm]:	61,050
Průměr otvoru clony při 20 °C	[m.s ⁻¹):	61,050
Přímé délky před clonou		
Jednoduché koleno nebo T kus	:	28,0D
Přímá délka za clonou do nejbližší tvarovky	:	7,0D
Tlaková ztráta při maximálním průtoku		
Tlaková ztráta při maximálním průtoku	[Pa]:	1009
Reynoldsovo číslo maximální povolené	:	10000

Nastavení konstant turbulentních modelů prostředí Ansys Fluent

k-epsilon		k-omega		Transition SST		Reynolds Stress	
Cmu	0,09	Alpha*_inf	1	Alpha*_inf	1	Cmu	0,09
C1-Epsilon	1,44	Alpha_inf	0,52	Alpha_inf	0,52	C1-Epsilon	1,44
C2-Epsilon	1,92	Beta*_inf	0,09	Beta*_inf	0,09	C2-Epsilon	1,92
TKE Prandtl Number	1	Beta_i	0,072	a1	0,31	C1-PS	1,8
TDR Prandtl Number	1,3	Zeta*	1,5	Beta_i	0,083	C2-PS	0,6
Energy Prandtl Number	0,85	Mt0	0,25	Ca1	2	C1'-PS	0,5
Wall Prandtl Number	0,85	TKE Prandtl Number	2	Ca2	0,06	C2'-PS	0,3
		SDR Prandtl Number	2	Ce1	1	TKE Prandtl Number	1
		Energy Prandtl Number	0,85	Ce2	50	TDR Prandtl Number	1,3
		Wall Prandtl Number	0,85	C_thetat	0,03	Energy Prandtl Number	0,85
				C_s1	2	Wall Prandtl Number	0,85
				TKE (inner) Prandtl #	1,176		
				TKE (Outer) Prandtl #	1		
				SDR (inner) Prandtl #	2		
				SDR (Outer) Prandtl #	1,168		
				Intermit. Prandtl #	1		
				Re_theta. Prandtl #	2		
				Energy Prandtl Number	0,85		
				Wall Prandtl Number	0,85		

