

TECHNICKÁ UNIVERZITA LIBEREC

FAKULTA STROJNÍ

OBOR 23 - 17 - 08

KONSTRUKCE STROJŮ A ZAŘÍZENÍ

Zaměření
Tepelná technika

KATEDRA ENERGETICKÝCH ZAŘÍZENÍ

Diplomová práce

**Aerodynamika radiálních přechodů a její numerické aspekty
vzhledem k optimalizaci jejich konstrukce**

Vypracoval:

Karel Fraňa

Vedoucí diplomové práce:

Doc. Ing. Jiří Unger , CSc.

Konzultant diplomové práce:

Ing. Pavel Václavík

Rozsah diplomové práce:

Počet stran..... 72

Počet obrázků..... 46

Počet tabulek..... 9

Počet grafů 32



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní

Katedra energetických zařízení

Studijní rok: 1998/99

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení

Karel Fraňa

obor

23 - 17 - 8 Konstrukce strojů a zařízení

zaměření

Tepelná technika

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje diplomová práce na téma:

Aerodynamika radiálních přechodů a její numerické aspekty vzhledem k optimalizaci jejich konstrukce.

Zásady pro vypracování:

(uveďte hlavní cíle diplomové práce a doporučené metody pro vypracování)

1. Rešeršní část: hydrodynamika radiálních toků, formulace lokálních extrémů toku.
2. Numerická predikce tlakových ztrát ve válcovém kanálu, ověření platnosti Hagen-Poiseillova zákona, stanovení maxim Re-kriterií pro stabilitu numerického řešení.
3. Experimentální určení charakteristik výstupních difuzorů (pro přetlakovou ventilaci) a vstupních konfuzorů (průtahová ventilace).
4. Numerická predikce radiálních toků vzhledem k celkové tlakové bilanci a experimentálním výsledkům zjištěných termoanemometricky.

V 93/99 S

KEZ/TT
42 s.

Anotace

Aerodynamika radiálních přechodů a její numerické aspekty vzhledem k optimalizaci jejich konstrukce

Hlavním cílem je nalezení lokálního minima aerodynamického odporu radiálních toků s použitím numerického řešení a experimentálních metod a stanovení parametrů numerického řešení k získání správných výsledků, které jsou ověřeny podle výsledků zjištěných teoretickým výpočtem.

Dalším cílem je vypracování hlukové analýzy proudění v radiálních difusorech.

Annotation

Aerodynamic radial transition and their numerical aspects with regard to optimization of their construction.

The main object of the work is determination of the local minimal value of aerodynamic drag of radial flow with the use of numerical solutions and experimental methods and to designation the main parameters of the numeric solution to gain correct results, which are verified by theoretical calculation.

Continued object consists in working out of noise analysis of the flow in radial diffusers.

Prohlášení

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vykonal samostatně
s použitím uvedené literatury.

v Liberci dne 25.5.1999

Karel Fraňa

Karel Fraňa

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval Doc.Ing.Jiřímu Ungrovi,CSc. za jeho neocenitelnou pomoc , kterou mi poskytl během vypracování mé diplomové práce. Dále bych také rád poděkoval Ing. Pavlovi Václavíkovi za jeho hodnotné připomínky k diplomové práci a p.Petrovi Jerjemu za jeho spolupráci a praktické rady v experimentálním měření a všem , kteří se přičinili k úspěšnému dokončení mé diplomové práce.

Seznam používaných veličin	9
1. ÚVOD.....	11
1.1 VENTILAČNÍ SYSTÉM ELEKTRICKÝCH TOČIVÝCH STROJŮ	13
1.1.1 Ventilační ztráty zdrojů tlaku v točivých elektrických strojích.....	15
1.1.2 Zdroje hluku	16
1.2 ANEMOSTATY	17
2. NUMERICKÉ ŘEŠENÍ PROUDĚNÍ.....	22
2.1 POPIS PROGRAMU ALGOR.....	22
2.1.1 Základní přehled	22
2.1.2 Struktura souborů	23
2.1.3 Vlastnosti Procesoru a Dekodéru.....	24
2.1.4 3D elementy pro 3D analýzu proudění.....	25
2.2 FORMULACE NAVIEROVY-STOKESOVY ROVNICE PRO NESTLAČITELNÉ PROUDĚNÍ	26
2.2.1 Metoda konečných prvků FEM v nestlačitelném proudění.....	28
2.2.2 Trestní metoda (Penalty method)	29
2.3 ANALÝZA PROUDĚNÍ VE VÁLCOVÉM KANÁLU.....	29
2.3.1 Posouzení vlivu hodnoty residuální normy.....	30
2.3.2 Vliv délky modelu na tlakové a rychlostní pole.....	32
2.3.2.1 Vliv délky válcového kanálu na vývoj tlaku.....	32
2.3.2.2 Vliv délky válcového kanálu na rychlostní profil.....	32
2.3.3 Stanovení oblasti vlivu okrajových podmínek.....	33
2.3.3.1 Vliv počáteční podmínky na tlakové pole	33
2.3.3.2 Vliv počáteční podmínky na rychlostní pole	34
2.3.3.3 Vývoj rychlostního profilu	35
2.3.4 Vliv počtu elementů na výsledek řešení modelu	36
2.3.4.1 Změna hustoty sítě dělením délky válcového kanálu	36
2.3.4.2 Změna hustoty sítě rozdělení poloměru kanálu.....	37
2.3.4.3 Změna hustoty sítě dosažená změnou úhlu rotace	38

2.3.5 Způsoby ovlivnění konvergence modelů.....	38
2.3.5.1 Ovlivnění konvergence parametrem ' Load curve'	38
2.3.5.2 Residuální a inkrementální norma.....	39
2.3.6 Obecné shrnutí poznatků numerického řešení	39
2.4 SIMULACE PROUDĚNÍ V DIFUZORU	41
2.4.1 Řešení modelu 1	41
2.4.2 Řešení modelu 2	44
2.4.3 Řešení modelu 3.....	45
2.4.4 Visualizace proudění v difuzoru.....	47
3. EXPERIMENTÁLNÍ METODY.....	52
3.1 MĚŘENÍ MODELU DIFUZORU	52
3.1.1 Popis měřicí trati	52
3.1.1.1 Použitá označení.....	53
3.1.1.2 Měření na clonce.....	53
3.1.2 Měření modelu	54
3.1.2.1 Měření s proměnnými otáčkami turbodmychadla	54
3.1.2.2 Měření pro různé uspořádání vnitřního válce.....	56
3.1.2.3 Měření difuzoru s vnitřním válcem nekonečně daleko	59
3.1.2.4 Měření difuzoru v nekonečné vzdálenosti clonící desky	60
3.1.2.5 Měření difuzoru se stálou hodnotou průtoku	61
3.1.2.6 Proměření difuzoru při malém průtoku	62
3.2 MĚŘENÍ HLUKU	64
3.2.1 Základní veličiny a pojmy	64
3.2.2 Měření hluku radiálního difuzoru	66
3.2.2.1 Měření hluku při proměnné vzdálenosti desky h	66
3.2.2.2 Měření hluku pro proměnné průtočné objemy	67
3.2.2.3 Hladina hluku u difuzoru mimo lokální minimum	68
4. ZÁVĚR	69
5. POUŽITÁ LITERATURA.....	72

Přehled používaných veličin

A	[dB]	hladina hluku
b	[m]	vzdálenost vnitřního válce od clonky
d	[m]	průměr válcového kanálu
D _{cf}	[m]	průměr clonky difuzoru
D _d	[m]	průměr clonící desky
D _p	[m]	průměr potrubí
D _v	[m]	průměr válce
D _{tr}	[m]	průměr válcového kanálu
D _{clv}	[m]	průměr potrubí clonky
D _{clm}	[m]	vnitřní průměr clonky
F	[m ²]	průřez potrubí clonky
f	[Hz]	kmitočet
g	[m/s ²]	tíhové zrychlení
h	[m]	vzdálenost clonící desky
l	[m]	délka
L _{ovl}	[m]	délka ovlivnění okrajovou podmínkou
L _p	[m]	délka potrubí
L _{tr}	[m]	délka válcového kanálu
l _v	[m]	délka válce
M	[kg/s]	hmotnostní tok
m	[-]	poměr zúžení
n	[ot/min]	otáčky turbodmychadla
p _b	[Pa]	barometrický tlak
p _{std}	[Pa]	dynamický tlak clonky
p _{st-cl}	[Pa]	statický tlak před clonkou
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
r	[J/kg.K]	měrná plynová konstanta
r	[m]	poloměr válcového kanálu
t	[m]	tlouška clonky
t	[s]	čas

T	[K]	termodynamická teplota
V	[m ³ /s],[m ³ /hod]	objemový průtok
w	[m/s]	rychlost
u	[m/s]	rychlost
α	[-]	průtokový součinitel
φ	[%]	relativní vlhkost
φ	[-]	poměr průtočných objemů
ρ	[m ³ /kg]	hustota
ψ	[m ² /s]	proudová funkce
ψ	[-]	poměr statických tlaků
ω	[m ² /s]	funkce víření
ε	[-]	součinitel expanze
λ	[-]	součinitel třecích ztrát
ν	[m ² /s]	kinematická viskozita
μ	[Pas]	dynamická viskozita
Δ		konečný rozdíl dvou hodnot

1. Úvod

Stále větší požadavky kladené na úsporu a efektivnost zařízení si vynucují další zdokonalování a snižování ztrát spojené s efektivnějším využitím energie. Jedna z možností je snižování ztrát související s dopravou tekutin a to především optimalizací konstrukčního návrhu hydraulických odporů.

Jako příklad lze uvést nástup elektrických generátorů velkých výkonů v souvislosti s rozvojem jaderné energetiky. Zpočátku se používalo jako jediné chladivo vzduch a na návrh ventilačního systému nebyl brán zřetel, neboť generátory svým výkonem zpravidla nepřekročily hranici 250 MVA. Teprve vývoj jaderných reaktorů velkých výkonů kladl velký požadavek na zvýšení výkonů generátorů. Konstrukteři tak stáli před obtížným problémem, neboť už nebylo možné dále zvyšovat velikost stroje, poněvadž větší průměr rotoru by nutně vedl ke zvyšování odstředivých sil a tím zvyšoval nároky na ložiska. Ani prodloužení rotoru nepřicházelo v úvahu, neboť by se tím zvyšovala délka mezi ložisky, ve kterých je rotor uložen a to by vedlo zpětně opět k neúměrnému zatěžování ložisek. Jedinou schůdnou cestou tak zůstalo zvýšení proudové hustoty, která tak způsobovala zvýšení ztrát a tím zvyšovala nároky na odvod tepla z generátoru. Právě optimalizace proudění a výběr vhodnějšího chladiva (vodík, voda) umožnila uspokojivě vyřešit problém zajištění intenzivního chlazení generátoru. V posledních letech přispělo k optimalizaci tlakových ztrát stále větší využití numerických metod. Součástí diplomové práce je simulační program proudění Algor, který je blíže uveden v kapitole numerického řešení. Zde je možné naléznout také jeho aplikaci na proudění ve válcových kanálech nebo v konfuzorech či difuzorech. Optimalizace toku zahrnovala zlepšení proudění v radiálních kanálech statoru a rotoru, což umožnilo dosáhnout intenzivnějšího chlazení, ale také docílit zvýšení účinnosti stroje snížením hydraulických ztrát v kanálech a tím i spotřeby energie ventilátorů. Schéma ventilačního systému je obsažen v úvodní části diplomové práce. Poněvadž ventilační ztráty se podílejí asi 20 až 30 % na celkových ztrátách nejedná se u

generátorů s výkony až 1500 MVA o nijak zanedbatelnou hodnotu a tudíž zdokonalení ventilačního systému strojů zůstává i dnes stále ještě aktuální.

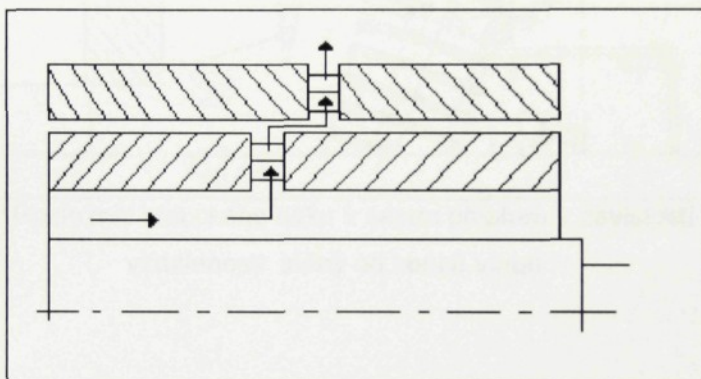
Optimalizace proudění radiálních přechodů může umožnit snížit aerodynamické ztráty anemostatu, které jsou hojně využívány k řešení stropních vyústek jež jsou neodmyslitelnou součástí rozvodu vzduchu u klimatizovaných a odvětrávaných budov, přičemž o některých typech anemostatu a jejich konstrukčním řešení bude dále pojednáváno.

Radiální toky lze také nalézt v celé řadě dalších energetických zařízení jako jsou např. kompresory nebo turbíny apod. Poněvadž přetrvává snaha o zvyšování výkonů, lze v budoucnu očekávat další nároky na optimalizaci proudění a snižování hydraulických ztrát.

Krom účinnosti zařízení je velký důraz kladen také na nehluknost strojů, který se v některých případech stal vůbec nutnou podmínkou pro úspěšný prodej výrobku. Poněvadž zvýšená hlučnost zpravidla často souvisí s aerodynamickými jevy, bylo věnováno této záležitosti patřičná pozornost také v rámci experimentálních metod, používaných v souvislosti s měřením na difuzorech a konfuzorech. V diplomové práci a příloze jsou uvedeny některé poznatky ohledně vlastností hluku aerodynamického původu.

1.1 Ventilační systém elektrických točivých strojů

Pro správnou funkci jakéhokoliv elektrického točivého stroje je zapotřebí dosáhnout rovnoměrného průběhu teplot (oteplení) podél celého vinutí a zároveň dosáhnout tepelné symetrie stroje. Stator i rotor je intenzivně chlazen pomocí kanálků, přičemž návrh těchto chladících kanálků musí být učiněn tak, aby jejich aerodynamický odpor byl co možná nejmenší a zároveň zajistit, aby každé místo v rotoru a statoru bylo vždy chlazené, jinak by mohlo dojít k přehřívání některých míst a eventuálně k poškození izolace vinutí.



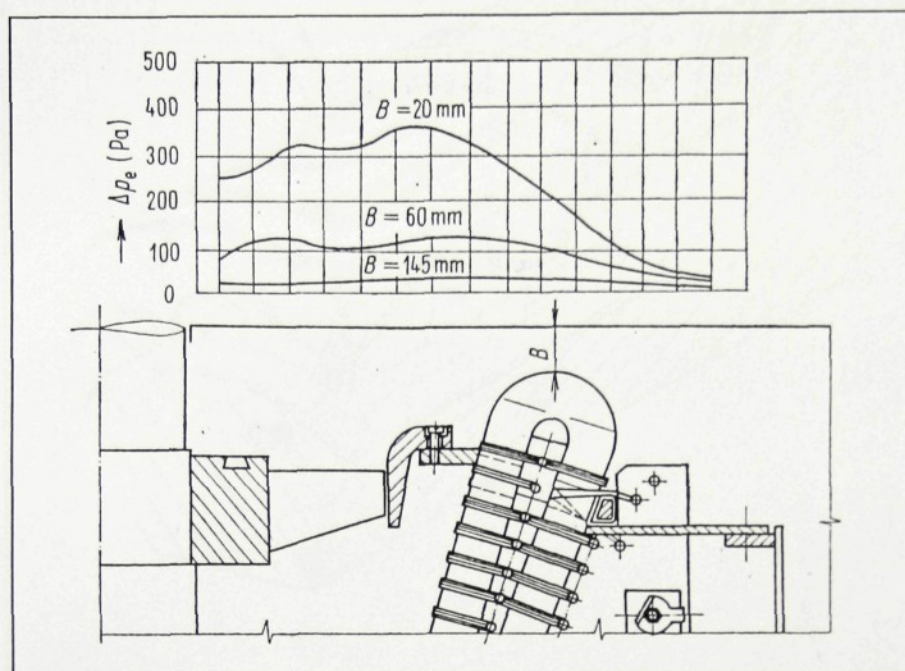
Obr.1. Přesazení radiálních kanálů statoru vzhledem k radiálním kanálům rotoru

Pro představu lze uvést, že podíl úbytku tlaku v elektrických strojích činí v radiálních kanálech statoru asi 45 % (30 až 60)%¹.

Ventilační systém elektrických strojů zahrnuje vnější a vnitřní ventilační systém. Součástí vnitřního ventilačního systému je prostor čel. U klasických konstruovaných krytů čel vinutí statoru má tato větev ventilačního systému velmi malý hydraulický odpor.² Lokální činitel aerodynamického odporu vzhledem k různým možnostem konstrukčního uspořádání se

¹ V závorkách jsou uvedeny extrémní hodnoty

uvažuje jako konstantní $\zeta=2$. Referenční rychlost je vztažena k volnému průřezu rovné části statorového vinutí na výstupu z drážky.



Obr.2. Rozložení statického tlaku v sacím prostoru v závislosti na vzdálenosti stěny od konců vinutí

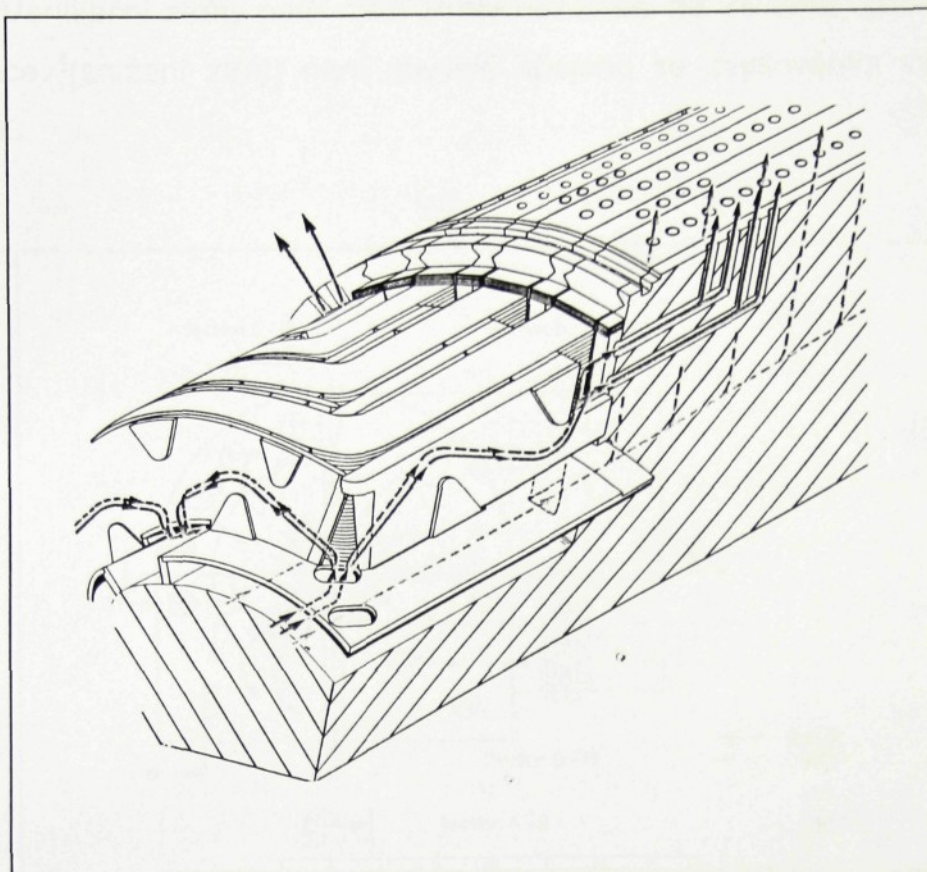
Aerodynamické odpory axiálních kanálů rotoru

V axiálních kanálech rotoru jsou úbytky tlaku vyvolány třením a rozšířením proudu za každou odbočkou, při němž zároveň dochází i ke zvýšení statického tlaku v axiálním kanálu vlivem postupného zmenšování rychlosti v tomto kanálu.

Aerodynamické odpory radiálních kanálů

Odpor se zpravidla skládá asi z pěti dílčích odporů, které zahrnují odbočení proudu z axiálního kanálu, odpor vyvolaný zpomalením proudu v důsledku nárůstu průřezu kanálu a kontrakce proudu.

² Hydraulický odpor představuje asi 5 % (maximálně 8 %) z celkového tlaku zdroje

Obr.3. Chlazení rotoru kanálky turbogenerátoru TLRI³

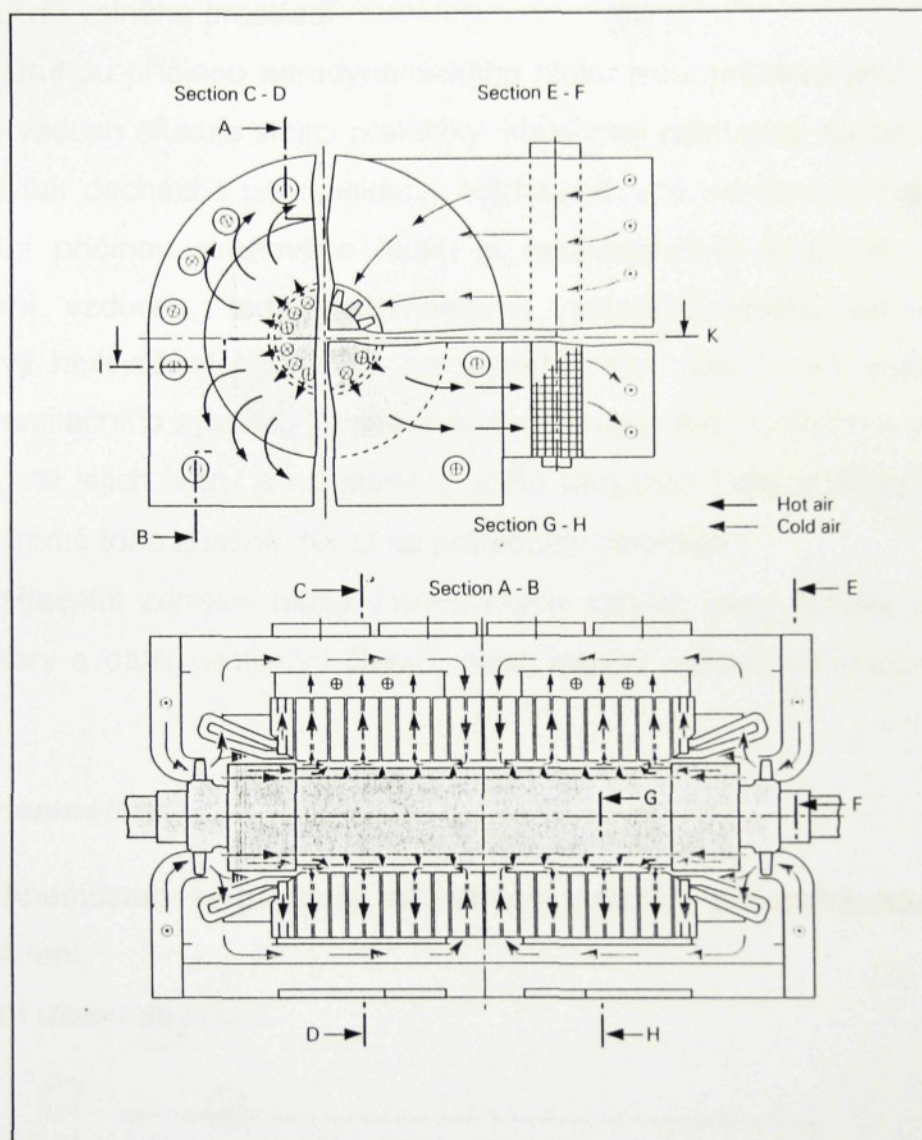
1.1.1 Ventilační ztráty zdrojů tlaku v točivých elektrických strojích

Účinnosti ventilačních ztrát:

1. U turboalternátoru se vzduchovým chlazením tvoří ventilační ztráty (30 až 40)% všech ztrát , přičemž se podílí asi (0,8 až 1)% na účinnosti stroje
2. U rychloběžných hydrogenerátorů velkých výkonů tvoří (25 až 35)% všech ztrát, (0,5 až 0,7)% účinnosti stroje.
3. U velkých 4p asynchronních a synchronních motorů velkých výkonů tvoří (15 až 25)% všech ztrát , (0,5 až 0,7)% účinnosti stroje.

³ TLRI - T= 3-fázový turbogenerátor , L=kostra chlazená vzduchem , R=přímé radiální chlazení rotoru vzduchem nebo vodíkem, I= nepřímé chlazení statoru vzduchem nebo vodíkem

Ventilační ztráty patří mezi ztráty nezávislé na zatížení. Zdokonalení ventilace ⁴(snížení ztrát) není obvykle spojeno se zvyšováním výrobních nákladů.



Obr. 4. Přímé radiální chlazení rotoru TLRI generátoru.

1.1.2 Zdroje hluku

Hluk v elektrickém stroji je původu mechanického, magnetického a aerodynamického.

⁴ Zdokonalení ventilačních ztrát může zahrnovat také volbu jiného chladiva např. vodíku. Přechodem na vodíkové chlazení u turbogenerátorů při tlaku nepatrně větším než atmosférický tlak se ventilační ztráty snížily asi na 1/10 ventilačních ztrát při chlazení vzduchem. Účinnost se přitom zlepšila asi o 1%.

Hluk vznikající aerodynamicky

Základní příčinou vzniku aerodynamického hluku je turbulence tekutiny, vznikající v proudu v blízkosti pevných stěn nebo při výtoku proudu tekutiny do volného prostředí.

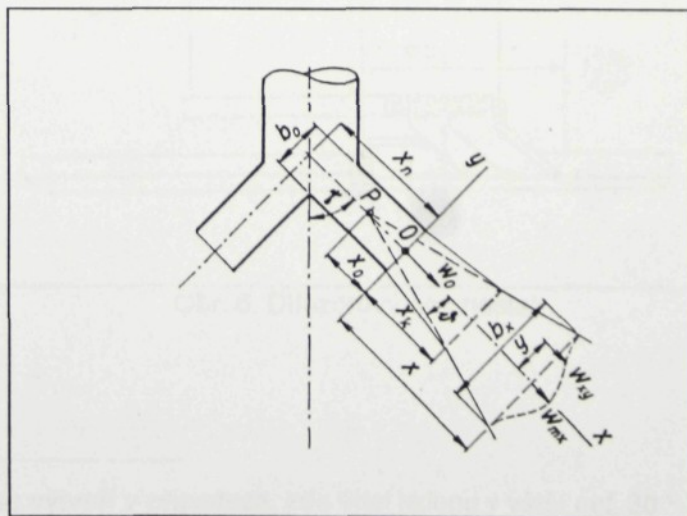
Druhou příčinou aerodynamického hluku jsou sirénové jevy. Vznikají tím, že vzduch ofukuje stojící překážky, které mají nevhodný aerodynamický tvar, a tak dochází k periodickému odtrhávání vírů od stojících překážek. Základní příčinou sirénového hluku je nerovnoměrné rozdělení rychlostí proudění vzduchu, tedy nerovnoměrné rychlostní profily za tělesem. Sirénový hluk závisí především na geometrickém uspořádání jednotlivých částí ventilačního systému, zvláště na vzdálenosti mezi stojícími a rotujícími částmi, na jejich tvaru a na poměru počtu rotujících částí k počtu stojících částí. Kromě toho značně závisí na průtočném množství.

Hlavním zdrojem hluku v elektrických strojích jsou radiální a axiální ventilátory a další ventilační členy, např. rotující radiální ventilační kanály atd.

1.2 Anemostaty

Anemostaty se používají jako stropní vyústky, přičemž existují v celé řadě variant.

Radiální izotermní proud

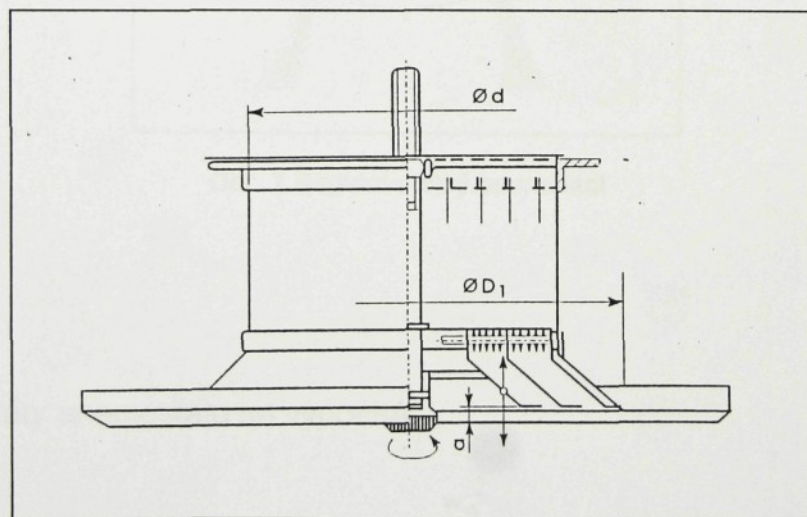


Obr. 5. Schéma radiálního proudu z kruhové štěrby

Z kruhové štěrby anemostatu vytéká tzv. radiální proud, který se šíří nejen ve směru hlavní osy vyústky, ale také ve směru kolmo na tuto osu.⁵

Parametry radiálního proudu z kruhové štěrby

Parametr proudu	Označení	Početní vztah
Šířka proudu	b_x	$0,44 x$
Délka krajní oblasti	x_k	$7,2 b_0$
Poměrná osová rychlost	$\frac{w_{mx}}{w_0}$	$2,68 \sqrt{\beta_0} \sqrt{\frac{b_0}{x(1 + \frac{x}{x_n})}}$
Poměrná střední rychlost	$\frac{w_{sx}}{w_0}$	$1,21 \sqrt{\beta_0} \sqrt{\frac{b_0}{x(1 + \frac{x}{x_n})}}$
Poměrný objemový průtok	$\frac{V_0}{V_x}$	$0,53 \sqrt{\beta_0} \sqrt{\frac{x(1 + \frac{x}{x_n})}{b_0}}$

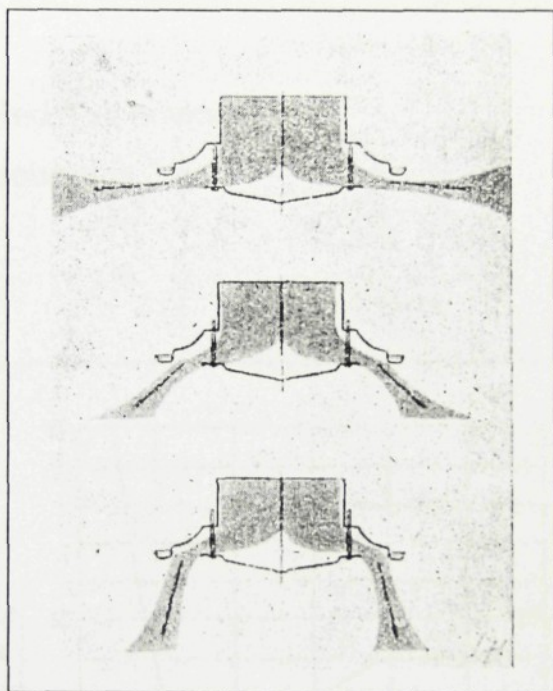


Obr. 6. Difuzorový anemostat

⁵ Radiální proud se vytvoří v případech, kde úhel sklonu γ větší než 30° . Je-li $\gamma < 30^\circ$, vznikne spojený přímý proud z mezikruhové vyústky, který se šíří jako proud z kruhové vyústky.

Nejrozšířenějším anemostatem je difuzorový anemostat, který se skládá z nosného kužele s příváděcím hrdlem a ze soustavy kuželových difuzorů, jejichž polohu lze v axiálním směru v určitých mezích měnit, a tím regulovat průtok vzduchu.

Na obr. 7. je anemostat s regulovatelným množstvím a směrem proudu.



Obr. 7. Regulovatelný anemostat

Tlaková ztráty anemostatu se vypočítá:

$$\Delta p_z = \zeta \frac{w_0^2}{2} \rho$$

Součinitel ζ se obvykle vztahuje k rychlosti w_0 v příváděcím hrdle anemostatu.

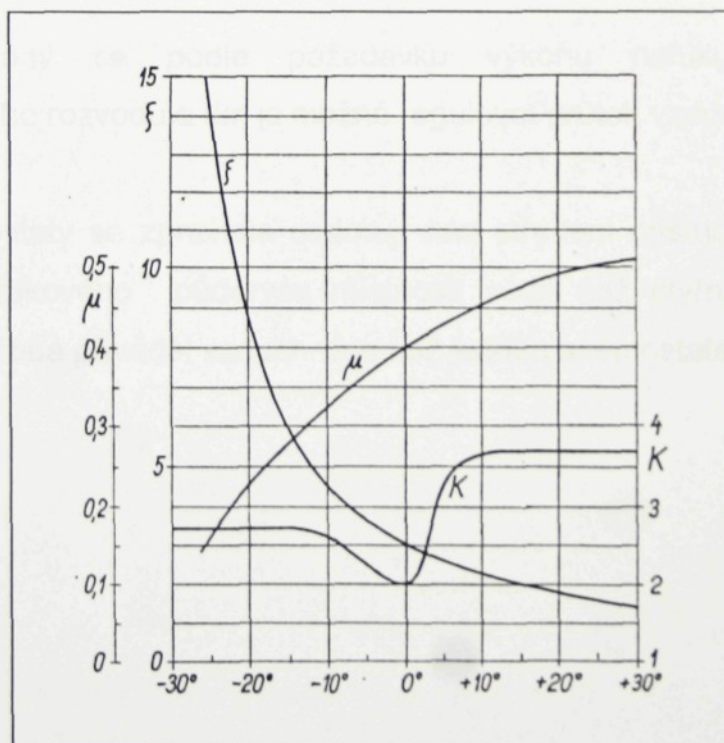
Součinitel ζ se obvykle vztahuje k rychlosti w_0 v příváděcím hrdle anemostatu.

Objemový průtok vzduchu anemostatem se vypočte dle vztahu:

$$V = 4,45 \mu d_0 \frac{b_0}{\cos \vartheta} \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}$$

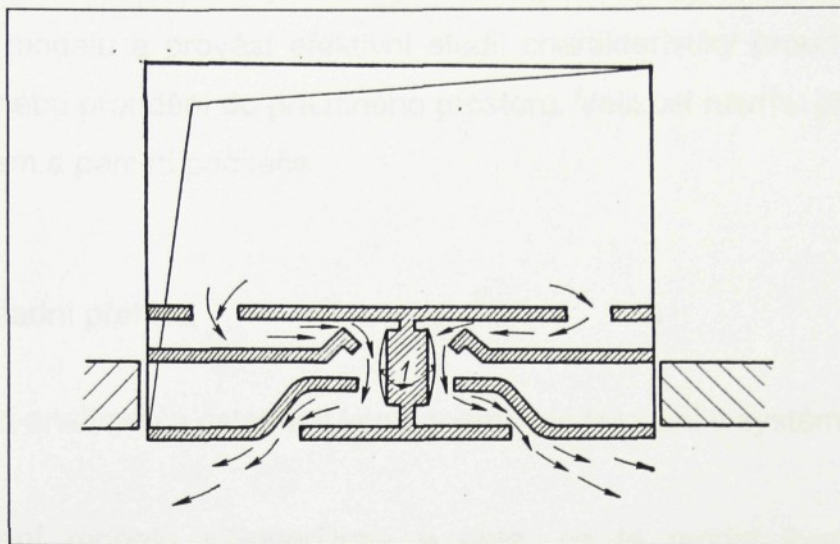
Δp - tlakový rozdíl před a za anemostatem

μ - výtokový součinitel



Obr. 8. Závislost charakteristických veličin difuzorového anemostatu podle úhlu otevření ϑ

Kromě kruhových a kuželových anemostatů se vyrábějí také čtyřhranné anemostaty (nejčastěji čtvercové) s difuzory jehlicovitého tvaru.



Obr. 9. Vyústka „Carrier Moduline“ pro regulaci průtoku vzduchu.

Membrány se podle požadavku výkonu nafukují vzduchem z vysokotlakého rozvodu a tím je možné regulovat průtok vzduchu vyústkou.

Anemostaty se zpravidla umísťují nad středem místnosti. Je-li delší strana obdélníkového půdorysu místnosti větší než čtyřnásobná výška místnosti, je třeba přivádět vzduch více než jedním anemostatem.

2. Numerické řešení proudění

2.1 Popis programu Algor

Analýza proudění programem Algor poskytuje kompletní systém analýzy pro dynamiku proudu. Systém zahrnuje ViziCard, úplné CAD modelování a vizualizační systém. Tyto nástroje umožňují vytvořit jak 2D tak 3D návrh modelu a provést efektivní studii charakteristiky proudění kolem překážky nebo proudění do prázdného prostoru. Velikost návrhu je omezena jen výkonem a pamětí počítače.

2.1.1 Základní přehled

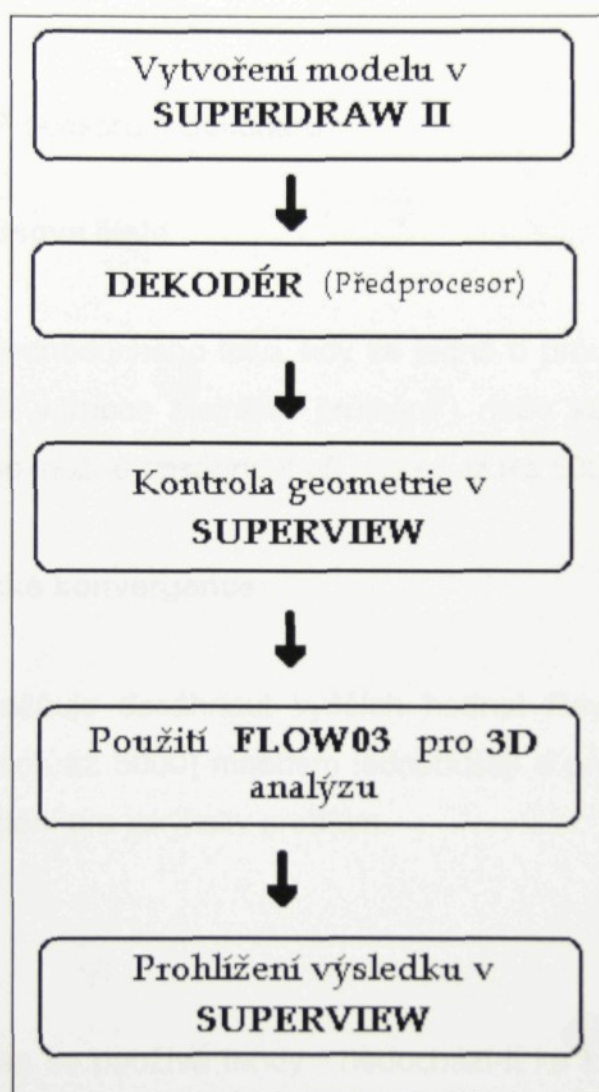
Vztah mezi analýzou a ostatními komponenty modelování v systému Algor

- ☐ Vytvoření modelu v SuperDraw a poté ,co je model kompletní se transportuje do dekodéru.
- ☐ V dekodéru je možné zadat parametry pro řešení jako jsou vlastnosti média, způsob matematického řešení, přesnost řešení, okrajové podmínky (tlaky) atd. Poté, co se dekóduje model je možné ho zkontrolovat v Superview⁶. Dekodér vytvoří výstupní soubor pro FEA procesor, přičemž data vložená v Superdraw nijak nemění a pouze přidává dodatečná data k modelu.
- ☐ Pro samotné řešení se v případě stacionárního proudění použije buď FLOW01 (pro 2D problém) nebo FLOW03 (pro 3D problém) a nebo FLOW02 (2D úloha) či FLOW04 (3D úloha) v případě nestacionárního proudění k analýze proudění modelu s podmínkami definovanými v Superdraw a v dekodéru.

⁶ Označuje se jako post-procesor

- Po vyřešení je možnost prohlédnout výsledky v **Superview** , přičemž je možné vykreslit tlakové , rychlostní či vektorové pole. Ve 2D úloze je navíc možnost vykreslení vířivosti a přesnosti.

Vývojový diagram ALGORU pro 3D stacionární analýzu



Obr. 10. Vývojový diagram

2.1.2 Struktura souborů

- *.pfn : vstupní asci soubor vytvořený dekodérem a jím používán
- *.tpi : soubor pro restartování vytvořený procesorem
- *.out : výstupní soubor vytvořený procesorem

- *.do :binární soubor vytvořený post-procesorem
- *.co1 :dočasný soubor pro výstup jádra řešiče
- *.co2 : dočasný soubor pro výstup jádra řešiče
- *.ro :binární soubor vytvořený post-procesorem
- *.nso :binární soubor vytvořený post-procesorem

2.1.3 Vlastnosti Procesoru a Dekodéru

Velikost Reynoldsova čísla

V případě jednoduchého toku, kdy se jedná o proudění v neměnném průřezu (proudění v trubce stejného průměru⁷) nebo kanálu bez náhlých změn geometrie je možné dosáhnout při řešení až $Re\ 5000$.

Řízení automatické konvergence:

Příkaz umožňuje dosáhnout vyšších hodnot Reynoldsova čísla (v některých případech až 5000) mnohem jednodušeji a provést test rozsahu laminárního proudění pro jakýkoliv problém.

Load Curve

Tento příkaz se používá tehdy , nedochází-li ke konvergenci řešení. Konvergentnost úlohy lze usnadnit snížením residuální a inkrementální normy , což sice umožní dopočítat model s přijatelnými hodnotami tlaku , ovšem rychlostní pole je velmi nepřesné a nebo dokonce žádné. V případě použití příkazu "Load Curve " je možné také dosáhnout konvergence, přičemž výsledky tlaků zůstanou nezměněny a nebo se budou lišit od

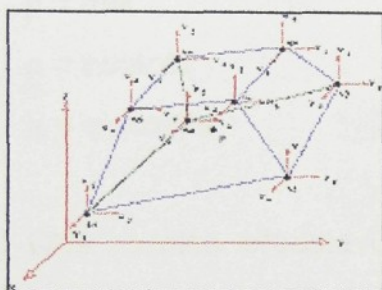
⁷ Součástí kapitoly proudění ve válcovém kanálu, kde se ale podařilo spočítat model pouze do hodnoty $Re\ 3000$.

modelu s menší residuální normou jen nepatrně, avšak rychlostní pole může být při vhodné zadané křivce prokresleno resp. vypočteno do detailu.

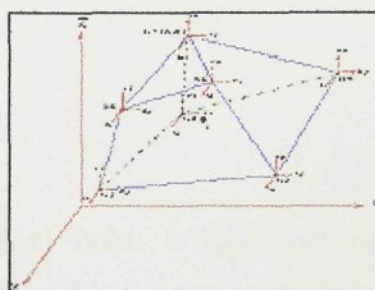
Pro 3D prostor jsou vyhrazeny elementy se 4 až 8 uzlovými body, které mají 3 stupně volnosti pro rychlost definovanou jako rychlost X, Y a Z a jeden stupeň volnosti pro tlak definovaný ve středu elementu.

2.1.4 3D elementy pro 3D analýzu proudění

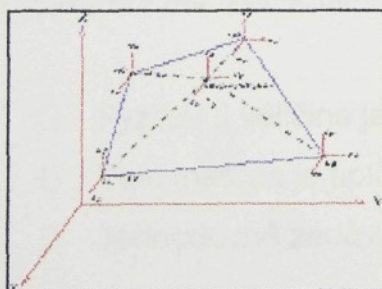
3D čtyřhranný element



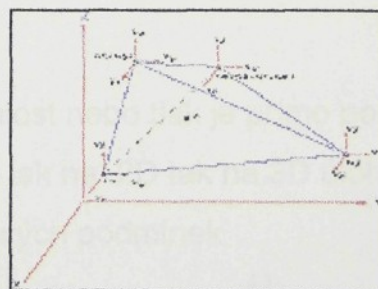
3D 7-uzlový element



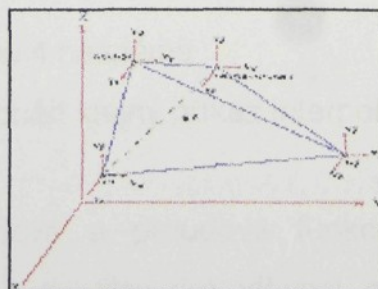
3D 6 - uzlový (klínový)
element



3D 5 -uzlový (pyramidový)
element



3D 4-uzlový element



2.2 Formulace Navierovy-Stokesovy rovnice pro nestlačitelné proudění

Rovnice jsou obvykle napsány ve tvaru:

$$\rho \left(\frac{\delta u}{\delta t} + u \cdot \nabla u \right) + \nabla p - \mu \nabla^2 u = 0 \quad [1]$$

$$\nabla \cdot u = 0 \quad [2]$$

u = rychlost

p = tlak

ρ = hustota

μ = viskozita

Obě rovnice představují formulaci tlaku a rychlosti (základní dvě proměnné). V případě 2D řešení vystupují v rovnici dvě neznámé složky rychlosti a jedna neznámá složka tlaku.

Toto vyjádření má následující výhody:

- ☐ Fyzikální veličina jako je rychlost nebo tlak je přímo počítána.
- ☐ Tato metoda je aplikovatelná jak na 2D tak na 3D úlohu
- ☐ Jednoduché zadávání okrajových podmínek

Nevýhody:

- ☐ V 3D úloze jsou 4 neznámé
- ☐ Není možné použít stejný příkaz interpolace pro rychlost a tlak

2D formulace vírové a proudové funkce Navier-Stokes rovnice zahrnují difusní rovnice proudění pro vířivost a Poisson-ovu rovnici pro proudové funkce.

$$\rho \left(\frac{\delta \omega}{\delta t} + u \cdot \nabla \omega \right) - \mu \nabla^2 \omega = 0 \quad [3]$$

$$\nabla^2 \psi + \omega = 0 \quad [4]$$

proudové funkce (ψ) a funkce víření (ω) jsou definovány:

$$u = \nabla x \psi = \left\{ \frac{\delta \psi}{\delta x_2}, -\frac{\delta \psi}{\delta x_1} \right\} \quad [5]$$

$$\omega = \frac{\delta u_2}{\delta x_1} - \frac{\delta u_1}{\delta x_2} \quad [6]$$

Skalární transportní rovnice (3) je získána dosazením rotace do rovnice (1), zatímco rovnice (4) je získána substitucí rovnice (5) dosazené do rovnice (2). Tato metoda má následující výhody:

- ☐ Existují jen 2 neznámé
- ☐ Rovnice kontinuity postačí k definování proudové funkce

nevýhody:

- ☐ Formulace je obtížně řešitelná ve 3D kromě asymetrických případů
- ☐ Rychlost a tlak nejsou přímo počítanými veličinami
- ☐ Okrajové podmínky vztahující se na vířivost jsou komplikované

Pro 2D prostor je formulace proudové funkce odvozena substitucí ω a u do rovnice (3):

$$\rho \left(\frac{\delta \nabla^2 \psi}{\delta t} + \frac{\delta \psi}{\delta x_2} \frac{\delta \nabla^2 \psi}{\delta x_1} - \frac{\delta \psi}{\delta x_1} \frac{\delta \nabla^2 \psi}{\delta x_2} \right) - \mu \nabla^4 \psi = 0 \quad [7]$$

Výhodou této formulace je existence jen jedné neznámé a formulace má následné nevýhody:

- Vířivost, rychlost a tlak nejsou přímo počítány
- Od rovnice (7) je PDE (parciální diferenciální rovnice) 4 řádu vyžadující vyšší řád elementů , který znamená zvláštní výpočtový čas.

Formulace rychlosti a tlaku je jednoduše rozšiřitelná na 3D úlohy a umožňuje tak simulování praktických problémů. Formulace prostřednictvím vířivé a proudové funkce je omezena na 2D úlohy a může tak být aplikovatelná pouze na jednoduché problémy ve 2D. Formulace pomocí proudové funkce je už méně těžkopádná použitím konečných diferencí avšak je také omezena na 2D úlohy.

2.2.1 Metoda konečných prvků FEM v nestlačitelném proudění

Jakákoliv snaha v numerické simulaci s využitím formulace rychlosti a tlaku vyžaduje diskretizaci určujících rovnic. S využitím počítačů existuje mnoho metod, jak PDE převést na algebraické rovnice (v případě ustálené analýzy). Metoda konečných prvků FEM platí všeobecně a může tak být použita jak na ustálené proudění tak na přechodové lineární a nelineární problémy zahrnující složitou geometrii.

V současné době existují dvě techniky simulací formulované rychlostí a tlakem. První způsob využívá různých metod, které zahrnují řešení jednak pro rychlost, tak pro tlak. Druhá metoda je tzv. „Trestní metoda“ (penalty Method).

2.2.2 Trestní metoda (Penalty method)

Systém analýzy proudění je založena na metodě konečných prvků používaná k řešení nestlačitelných viskózních toků s použitím trestní metody. Nestlačitelné omezení $\nabla \cdot \mathbf{u} = 0$ je eliminováno užitím tzv. trestního parametru. Je možné v tomto případě řešit jen rychlosti. Tlak může být odvozen od vztahu:

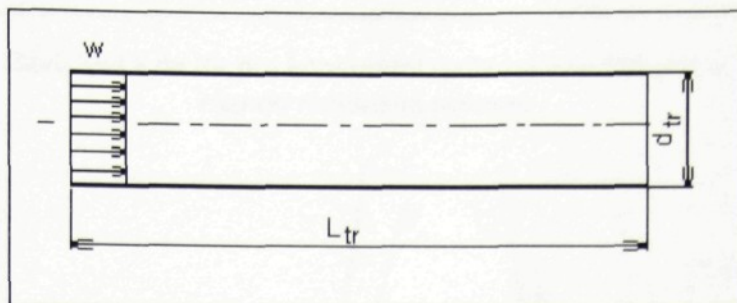
$$\mathbf{p} = -\lambda \nabla \cdot \mathbf{u} \quad [8]$$

λ = trestní parametr

2.3 Analýza proudění ve válcovém kanálu

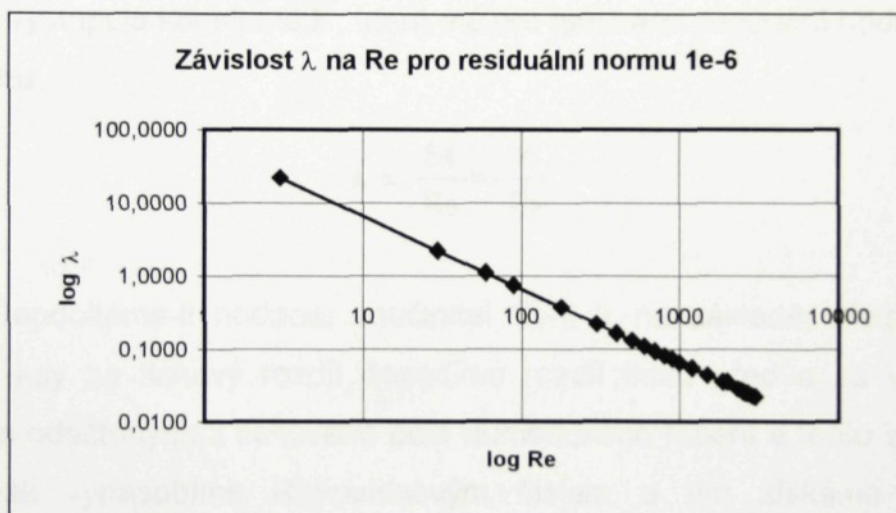
Model představuje jednoduchý válcový kanál o průměru 30 mm a délky 0,3 m, přičemž na jednom konci je zadáno proudění pomocí okrajové podmínky $w = 0,001$ m/s. Z tlakového pole se odečte tlaková ztráta a následně se může určit součinitel tření λ dle vztahu:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho$$



Obr. 11. Model válcového kanálu

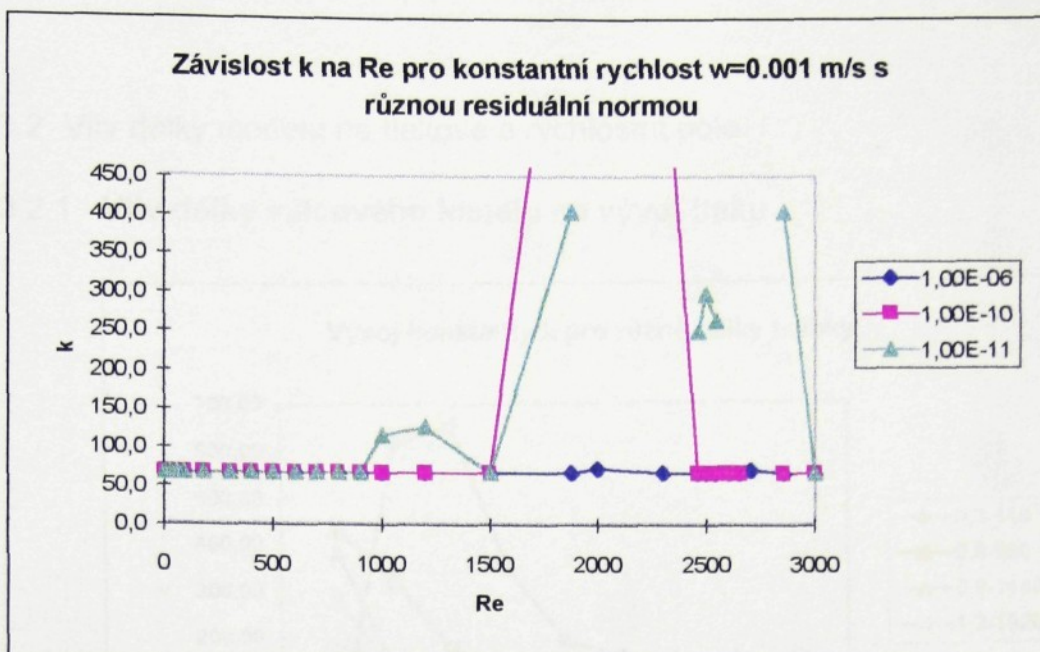
Graf 1 zobrazuje součinitel tření spočítaný na základě hodnot tlaků vypočtených teoreticky pomocí numerického řešení. Závislost součinitele tření na velikost Reynoldsova čísla, která je v logaritmických souřadnicích lineární je obecně známa například z Nikuradseho diagramu pro laminární oblast proudění ve válcovém kanálu.



Graf .1. Numerické řešení válcového kanálu

2.3.1 Posouzení vlivu hodnoty residuální normy

Aby bylo možné posoudit vliv parametru residuální normy na řešení, bylo numerické řešení zvoleno na modelu, jehož jednoduchý tvar a jednoduché proudění umožňuje stanovit důležité parametry proudění teoreticky a porovnat je s výsledky numerického řešení.



Graf . .2. Vliv residuální normy

V grafu vystupuje konstanta k , která má pro laminární proudění hodnotu 64 ve vztahu:

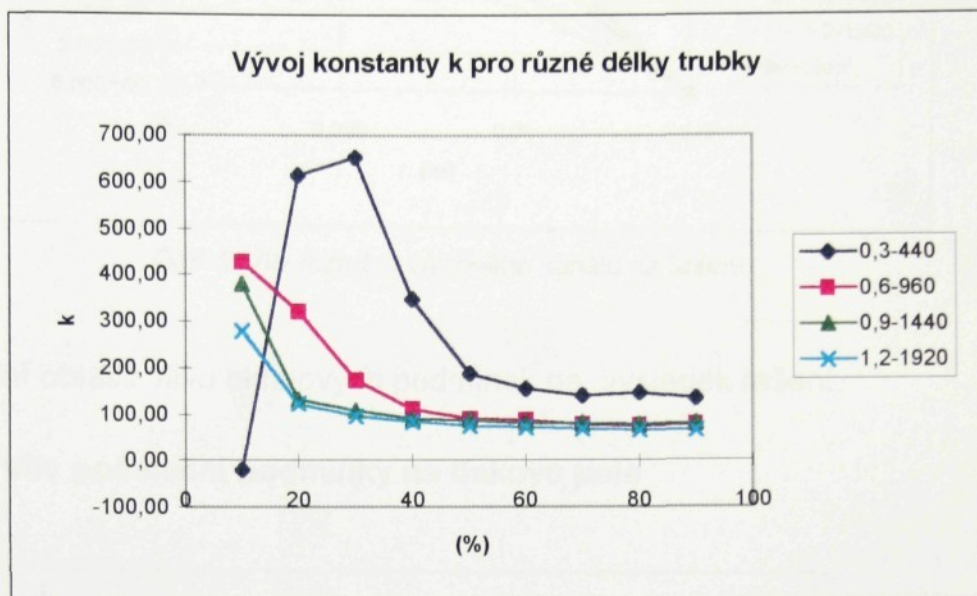
$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{k}{Re}$$

Dopočítáme-li hodnotu součinitel tření λ na základě Weisbachova vztahu, kdy za tlakový rozdíl dosadíme rozdíl tlaků před a za válcovým kanálem odečtených z tlakového pole numerického řešení a tento součinitel tření pak vynásobíme Reynoldsovým číslem a tím získáme nějakou konstantu označenou jako k , která musí být pro laminární proudění rovna 64. Modely, u nichž konstanta k nebude rovna 64 můžeme považovat za nesprávně řešené.

Graf 2 využívá zmíněných vztahů a obecných poznatků pro posouzení výsledků řešení v souvislosti s parametrem numerické simulace tzv. residuální normou, přičemž se ukazuje, nakolik odpovídalo řešení teoretickému výpočtu, přičemž stojí za povšimnutí, že čím vyšší bylo Re číslo, tím vliv residuální normy byl výraznější.

2.3.2 Vliv délky modelu na tlakové a rychlostní pole

2.3.2.1 Vliv délky válcového kanálu na vývoj tlaku

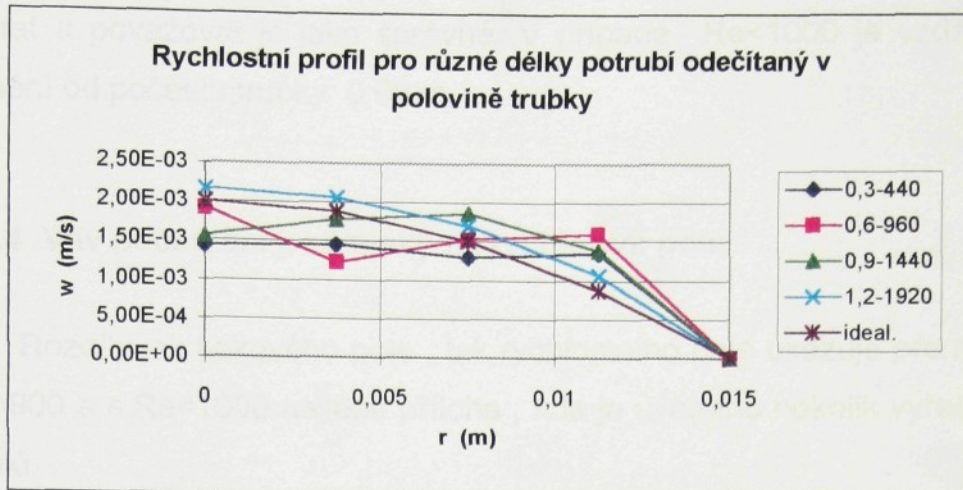


Graf.3. Vliv rozměru modelu na řešení

Konstanty k byly vypočteny z tlaků odečtených v určitém místě. Například hodnota tlaku v místě 0,03 m od začátku trubky s délkou 0,3 m (10%) je porovnaná s hodnotou v 0,06 m u trubky 0,6 m dlouhou apod.. Z grafu 3 je zřejmé, že čím menší je délka trubky, tím horší je vývoj konstanty k . Nejlépe navržený model ze všech zde uvedených modelů je model s délkou trubky 1.2 m.

2.3.2.2 Vliv délky válcového kanálu na rychlostní profil

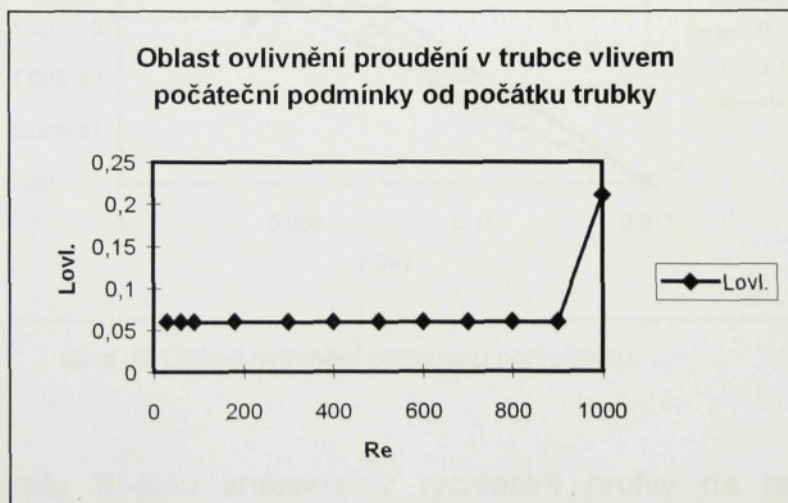
Graf 4 ukazuje rychlostní profil pro různé délky trubky odečítaný vždy v polovině trubky. Model s délkou 1,2 m jehož rychlostní profil asi nejlépe kopíruje ideální rychlostní profil a také v předchozí kapitole tentýž model vykázal nejlepší hodnoty tlaku, je možné ho považovat za správně navržený model pro numerickou simulaci.



Graf.4. Vliv rozměru válcového kanálu na řešení

Stanovení oblasti vlivu okrajových podmínek na výsledek řešení

2.3.2.3 Vliv počáteční podmínky na tlakové pole



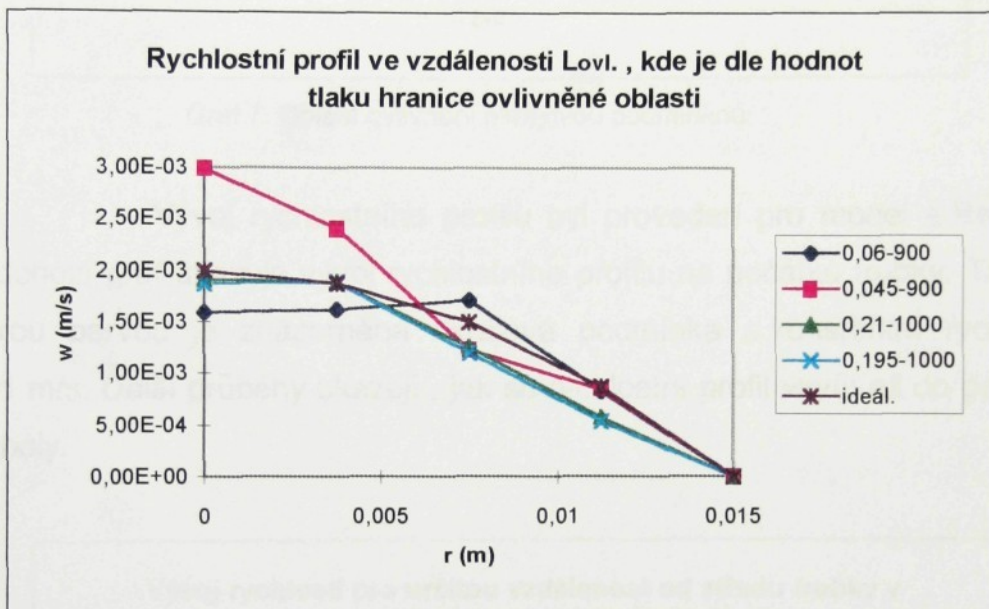
Graf 5. Oblast ovlivnění okrajovou podmínkou

Graf 5 znázorňuje velikost oblasti ovlivněnou počáteční podmínkou. Nejprve se určí tlakový rozdíl mezi dvěma rovinami vzdálené 0.015 m v různé vzdálenosti od počátku trubky. Z těchto hodnot se podle Weisbachova vztahu určí konstanta k , která by se měla pohybovat kolem hodnoty 64. Graf 5 tudíž ukazuje, od které vzdálenosti od počátku trubky je k rovna 64. Z této podmínky se určí velikost ovlivněné oblasti. Z grafu dále vyplývá, že u modelů nad $Re=1000$ není možné dosáhnout správných hodnot tlaku. $Re=1000$ odpovídá vzdálenost 0,21 m za kterou je možno hodnoty tlaku

odečítat a považovat je jako správné. V případě $Re < 1000$ je vzdálenost ovlivnění od počátku trubky 0.06 m.

2.3.2.4 Vliv počáteční podmínky na rychlostní pole

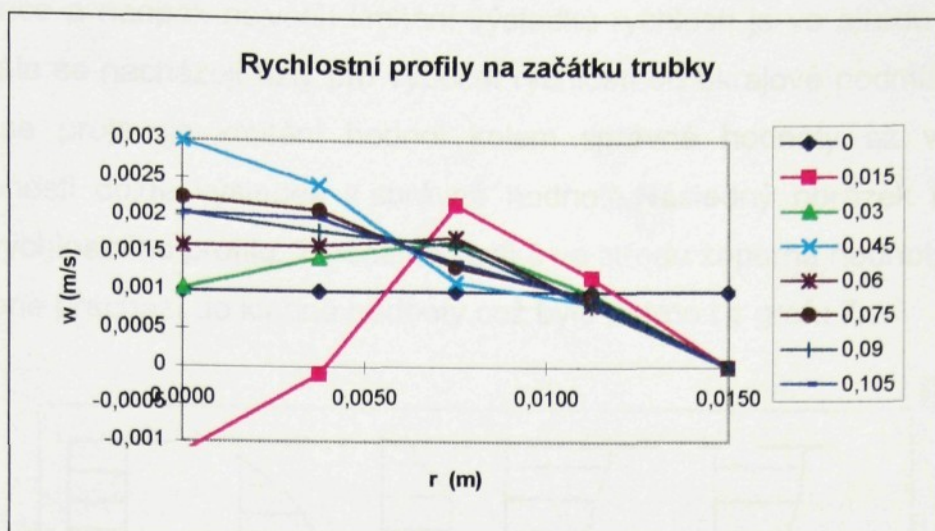
Rozdíly jak tlakového pole, tak rychlostního pole ukazuje pro modely s $Re=900$ a s $Re=1000$ nejlépe příloha, kde je uvedeno několik vyřešených modelů.



Graf 6. Oblast ovlivnění okrajovou podmínkou

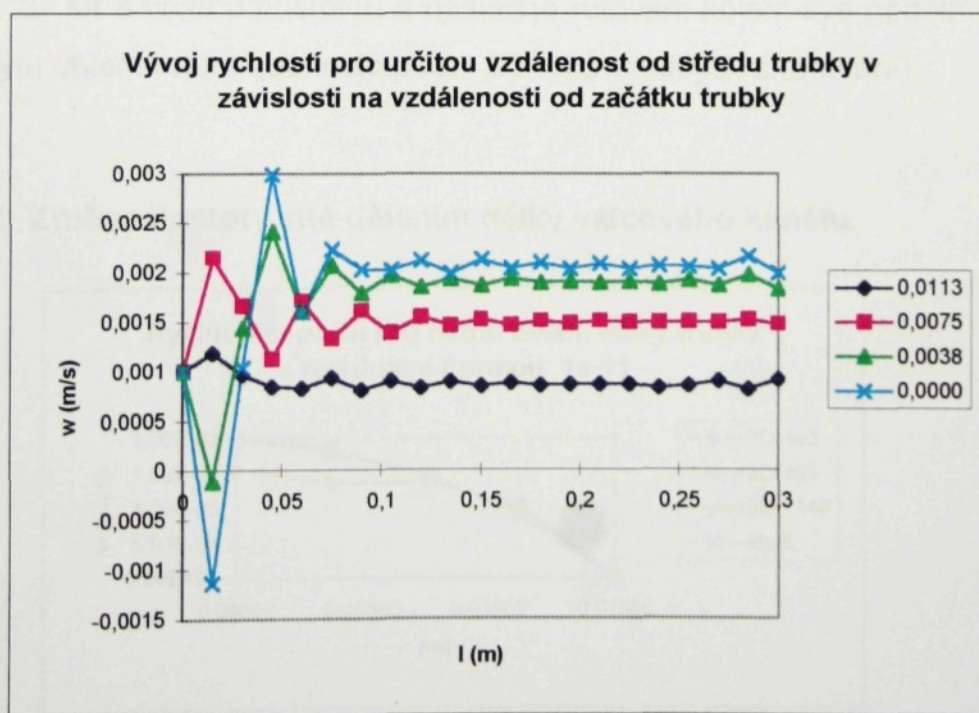
V grafu 6 jsou znázorněny rychlostní profily na hranici tlakem ovlivněné oblasti a rychlostní profily o 0.015 m do oblasti ovlivnění pro dva případy s $Re=900$ a $Re=1000$. Porovnáním s ideálním průběhem se ukazuje, že tlakem stanovená hranice ovlivnění proudění okrajovou vstupní podmínkou ($w=0,001$ m/s na vstupu do trubky) není shodná s hranicí oblasti pro rychlosti, neboť např. u modelu s $Re=900$ ve vzdálenosti 0.06 m od počátku jsou hodnoty tlaku zhruba odpovídající skutečnému proudění, ale rychlostní profil je od ideálního výrazně odlišný. Rychlostní profil pro vzdálenost 0.045 m a 0.06 m téhož modelu vykazuje výrazný rozdíl, avšak tento rozdíl není u modelu s $Re=1000$. Nelze tudíž určit oblast ovlivnění shodnou jak pro tlak, tak pro rychlost.

2.3.2.5 Vývoj rychlostního profilu



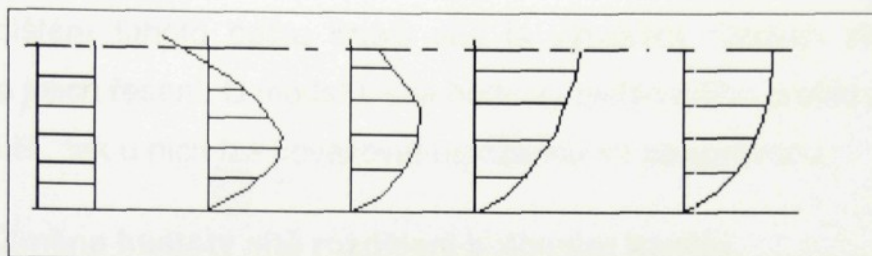
Graf 7. Oblast ovlivnění okrajovou podmínkou

Vývoj rychlostního profilu byl proveden pro model s $Re=900$. Předchozí graf ukazuje vývoj rychlostního profilu na počátku trubky. Tmavě modrou barvou je znázorněna okrajová podmínka s konstantní rychlostí 0,001 m/s. Další průběhy ukazují, jak se rychlostní profil vyvíjí až do podoby paraboly.



Graf 8. Vývoj rychlostního pole

Z grafu 8 je patrné, že nejmenší kmitání rychlosti je poblíž zadané okrajové podmínky a naopak největší kmitání výsledků rychlosti je ve středu trubky. Čím dále se nacházejí uzly pro výpočet rychlosti od okrajové podmínky, tím větší se projevuje kmitání hodnot kolem správné hodnoty až v určité vzdálenosti dojde výsledek k správné hodnotě. Následný obrázek ukazuje vývoj rychlostního profilu. Z počátku vzniká ve středu záporná hodnota, která postupně přechází do kladné hodnoty, což bylo patrné i z grafu 7.

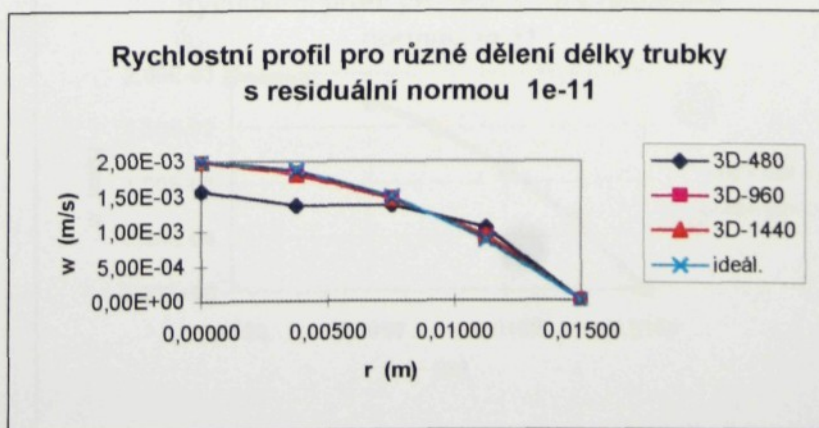


Obr. 12 Vývoj rychlosti

2.3.3 Vliv počtu elementů na výsledek řešení modelu

Sít' modelu trubky je vytvořena rozdělením délky a poloměru trubky tvořící 2D sít' s určitou hustotou a následné rotování kolem své podélné osy s určitým úhlem rotace (definuje počet 2D řezů vzniklých z rotování).

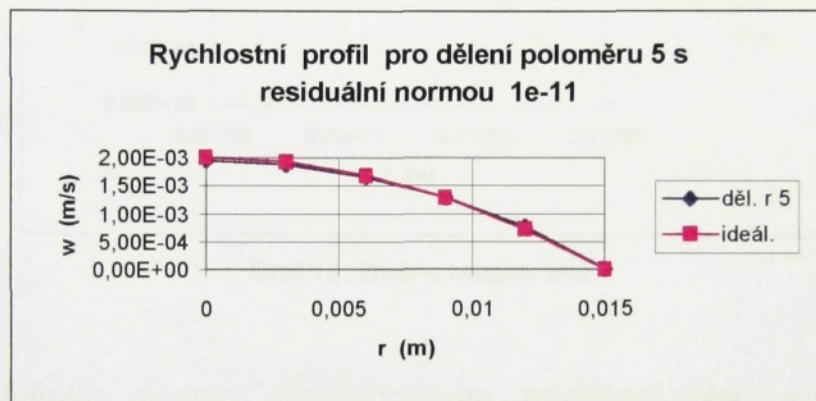
2.3.3.1 Změna hustoty sítě dělením délky válcového kanálu



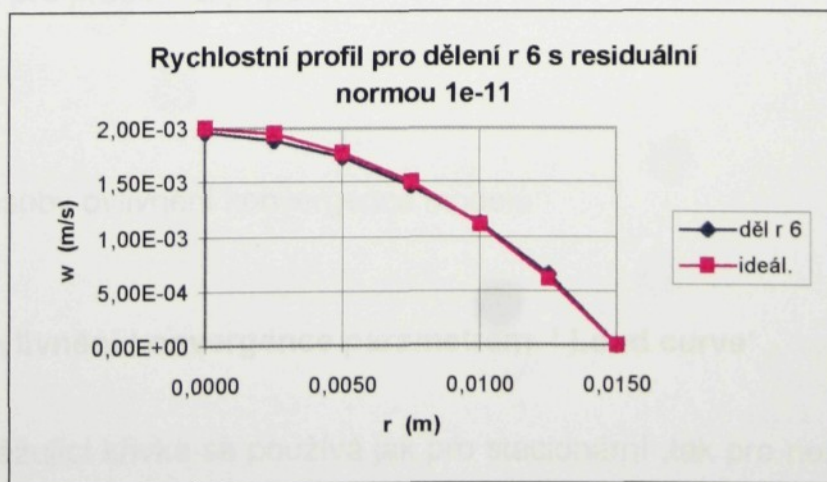
Graf 9. Změna hustoty sítě

Modrá křivka znázorňující model s 480 elementy ,jemuž odpovídá rozdělení délky 0,3 na 10 částí. Rychlostní profil neodpovídá ideálnímu rychlostnímu profilu. Hodnota konstanty $k=297$ se výrazně liší od hodnoty 64. Další modely řešené za stejných podmínek , jen s rozdílným dělením už výraznějšího rozdílu mezi ideálním a skutečným rychlostním profilem nevykazují. Hodnoty konstanty k jsou okolo 65 a vzájemně se skoro neliší. Tyto výsledky by mohly naznačovat existenci určitého minimálního počtu dělení sítě ve směru hlavního předpokládaného proudění. Jako schůdné řešení zjištění tohoto počtu kroků sítě je vytvoření různých zkušebních modelů a jejich řešení. U modelů, kde hodnoty rychlostního profilu a tlaků se příliš neliší , tak u nich lze považovat navrženou síť za správnou.

2.3.3.2 Změna hustoty sítě rozdělení poloměru kanálu



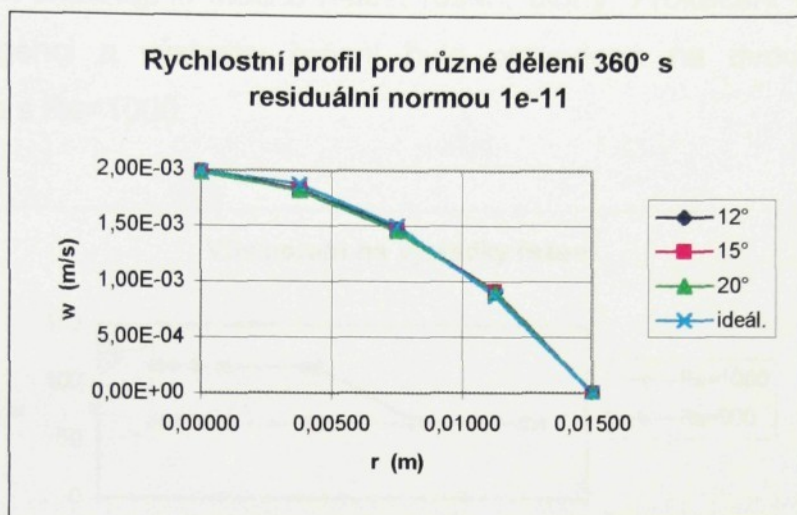
Graf 10. Poloměr dělení 5



Graf 11. Poloměr dělení 6

U modelů s dělením poloměru trubky na 5 a 6 dílů nebyla zjištěna žádná výraznější odchylka. Rychlostní profily se zhruba kryjí s ideálním profilem a hodnoty k jsou pro $r_5=65,8$ a $r_6=66,6$. Na základě těchto výsledků řešených modelů se nedá určit vliv způsobu rozdělení poloměru na výsledky řešení. Výsledky obou modelů lze považovat za totožné.

2.3.3.3 Změna hustoty sítě dosažená změnou úhlu rotace



Graf 12. Změna hustoty sítě

Zhuštěním modelu prostřednictvím zmenšení úhlu rotace nebyl prokázán vliv na konečné výsledky řešení modelu. Lze konstatovat prakticky totéž, jako pro předchozí případ.

2.3.4 Způsoby ovlivnění konvergence modelů

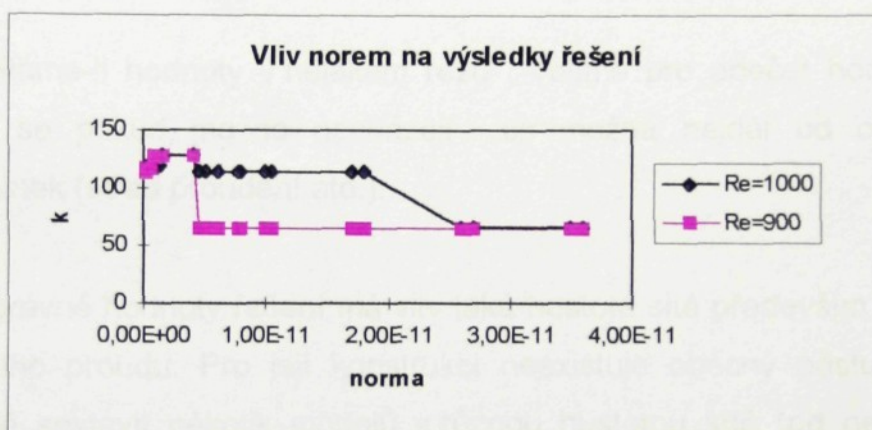
2.3.4.1 Ovlivnění konvergence parametrem 'Load curve'

Zatěžující křivka se používá jak pro stacionární, tak pro nestacionární proudění. U stacionárního proudění umožňuje poskytnout pořadí odhadů pro nelineární rovnice rovnováhy a tím je možné dosáhnout snadněji

konvergence, která nemůže být jinak možná. Předepsané okrajové rychlosti jsou násobeny zatěžujícím faktorem používaném na každém časovém kroku.

2.3.5.2 Residuální a inkrementální norma

Hodnotou inkrementální a residuální normy lze ovlivnit konvergenci úlohy. Obecně platí, že čím menší je hodnota obou norem stanovených pro výpočet, tím snadněji je možné nalézt řešení úlohy. Prokázání vlivu norem na konvergenci a výsledky řešení bylo provedeno na dvou modelech s $Re=900$ a s $Re=1000$.



Graf 13. Vliv residuální a inkrementální normy

2.3.6 Obecné shrnutí poznatků numerického řešení

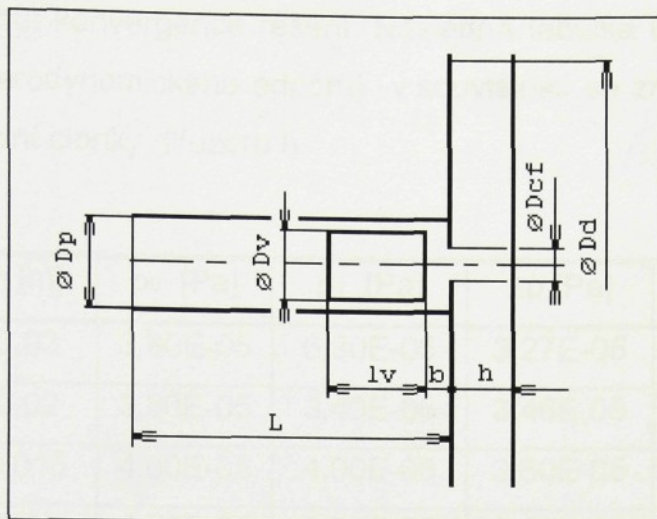
- ☐ Velikost residuální normy ovlivňuje konvergenci řešení, přičemž snížením residuální normy dochází k nepřesnosti řešení. Vliv residuální normy je výraznější u vyšších Reynoldsových číslech.
- ☐ Při návrhu modelu je nutné brát zřetel na dostatečnou délku modelu , potřebnou pro vyvinutí proudění, jinak by výsledné tlakové a rychlostní pole neodpovídalo realitě.

- Hodnoty rychlostí a tlaků je nutné odečítat v oblasti , kde výsledky numerické simulace nejsou zkresleny okrajovou podmínkou rychlosti na vstupu do modelu. Hranice mezi ovlivněnou a neovlivněnou oblastí zadanou okrajovou podmínkou (dále jen hranice) závisí na velikosti Re a na tom, zda-li je hledaným výsledkem řešení tlakového nebo rychlostního pole. Poněvadž rychlostní pole je citlivější na okrajovou podmínku , musí se místo pro odečet hodnot rychlosti volit podle vlivu na rychlostní pole. (Je-li hledanou hodnotou numerického řešení jenom tlak, je možné využít těchto poznatků k návrhu geometricky menšího modelu) Další podrobnější údaje jsou uvedeny v kapitole vliv okrajových podmínek na proudění .
- Odečítáme-li hodnoty v nějakém řezu , volíme pro odečet hodnot uzly, které se pokud možno nacházejí co možná nejdál od okrajových podmínek (střed proudění atd.).
- Na správné hodnoty řešení má vliv také hustota sítě především ve směru hlavního proudu. Pro její konstrukci neexistuje obecný postup, ale je možné sestavit několik modelů s různou hustotou sítě (od nejhrubšího k nejjemnějšímu dělení). Model , jehož hodnoty tlaku a rychlosti se neliší od hodnot modelu s jemnějším dělením sítě, lze použít k dalšímu řešení.
- Hustota sítě ve směru jiném než je hlavní směr proudu výrazně neovlivňuje výsledek řešení.
- Hodnoty numerického řešení je možné ovlivnit také prostředky pro podporu konvergence (např. příkaz „Load Curve“). Tento parametr buď postihne tlakové nebo rychlostní pole a to bude záležet na tvaru vložené křivky⁸.

⁸ Vlivu parametru Load Curve na výsledek řešení je možné nalézt v projektu II.

2.4 Simulace proudění v difuzoru

2.4.1 Řešení modelu 1



Obr. 13. Difuzor - model1

Model používaný v Algoru je rozměrově shodný se skutečným modelem používaným k měření. Rozměr délky potrubí je volen v souvislosti s poznatky zjištěné při simulaci proudění v trubce.

Název	Označení	Rozměr [m]
Průměr potrubí	D_p	0,18
Průměr vnitřního válce	D_v	0,159
Průměr clonky difuzoru	D_{cf}	0,03
Průměr desky	D_d	1,2
Délka potrubí modelu	L	1,8
Délka vnitřního válce	l_v	0,349

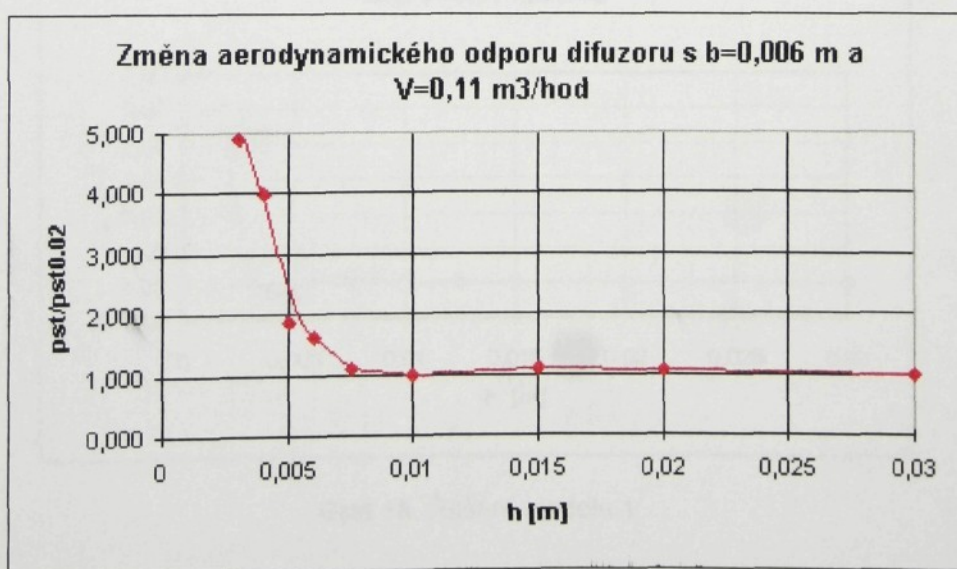
Tab. 1. Rozměry modelu 1

Simulace je provedena v závislosti na rozměru h popisující vzdálenost desky od výstupní clonky difuzoru v oblasti délek (1 až 30) mm vždy pro určitou stálou hodnotu polohy vnitřního válce vůči výstupní clonce difuzoru. Další rozměry jsou uvedeny v tabulce.

Výsledky numerického řešení tab. 2 byly získány simulací v Algoru pro vstupní rychlost 0,001 m/s a dynamickou viskozitu 1e-7 Ns/m^2 a hustotu 1kg/m^3 . Jelikož se jedná o 3D řešení, je nutné volit malé rychlosti, aby bylo možné dosáhnout konvergence řešení. Následná tabulka ukazuje závislost změny tlaku (aerodynamického odporu) v souvislosti se změnou odlehlosti desky od výstupní clonky difuzoru h.

č.m.	h [m]	p_0 [Pa]	p_1 [Pa]	Δp [Pa]	ψ [-]
1	0,03	3,90E-05	6,30E-06	3,27E-05	1,000
2	0,02	3,80E-05	3,40E-06	3,46E-05	1,058
3	0,015	4,00E-05	4,00E-06	3,60E-05	1,101
4	0,01	4,50E-05	1,30E-05	3,20E-05	0,979
5	0,0075	7,20E-05	3,60E-05	3,60E-05	1,101
6	0,006	1,10E-04	5,70E-05	5,30E-05	1,621
7	0,005	1,60E-04	9,90E-05	6,10E-05	1,865
8	0,004	3,10E-04	1,80E-04	1,30E-04	3,976
9	0,003	6,10E-04	4,50E-04	1,60E-04	4,893
10	0,002	0,00196	0,00141	5,50E-04	16,820

Tab. 2. Výsledky numerického řešení

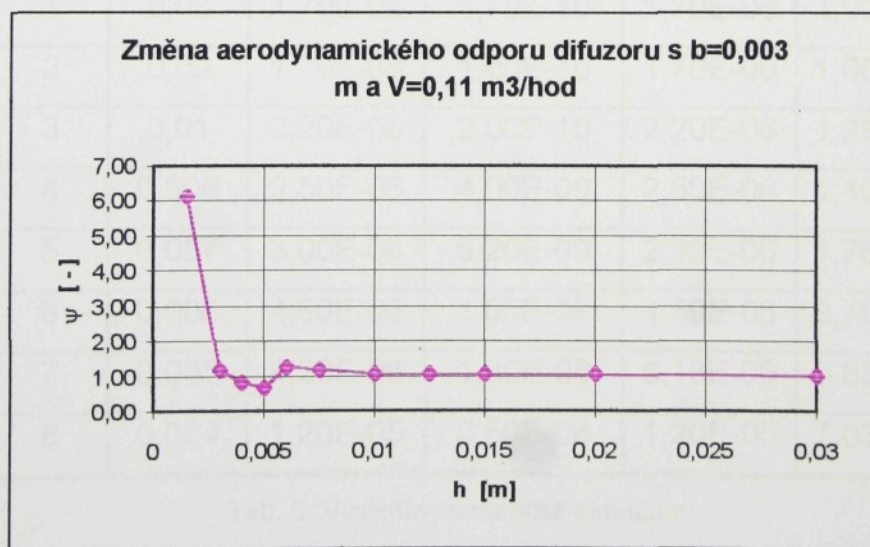


Graf 14. Řešení modelu 1

Tab. 3 obsahuje výsledky řešení difuzoru se vzdáleností vnitřního válce $b=0,003$ m od výstupní clonky.

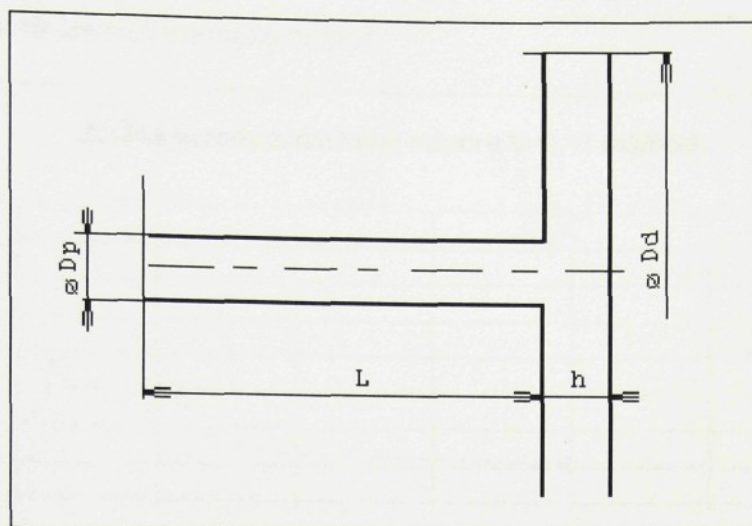
č.m.	h [m]	p_0 [Pa]	p_1 [Pa]	Δp [Pa]	ψ [–]
1	0,03	1,60E-04	4,70E-05	1,13E-04	1,00
2	0,02	1,60E-04	4,60E-05	1,14E-04	1,01
3	0,015	1,60E-04	4,40E-05	1,16E-04	1,03
4	0,0125	1,60E-04	4,40E-05	1,16E-04	1,03
5	0,01	1,60E-04	4,50E-05	1,15E-04	1,02
6	0,0075	1,80E-04	5,10E-05	1,29E-04	1,14
7	0,006	2,00E-04	6,40E-05	1,36E-04	1,20
8	0,005	2,20E-04	1,50E-04	7,00E-05	0,62
9	0,004	3,60E-04	2,70E-04	9,00E-05	0,80
10	0,003	6,90E-04	5,60E-04	1,30E-04	1,15
11	0,0015	0,00489	0,0042	6,90E-04	6,11
12	0,001	0,1537	0,0132	1,41E-01	1243,36

Tab. 3. Numerické řešení modelu 1



Graf 15. Řešení modelu 1

2.4.2 Řešení modelu 2



Obr. 14. Difuzor-model 2

Název	Označení	Rozměr [m]
Průměr potrubí	D_p	0,03
Průměr desky	D_d	1,2

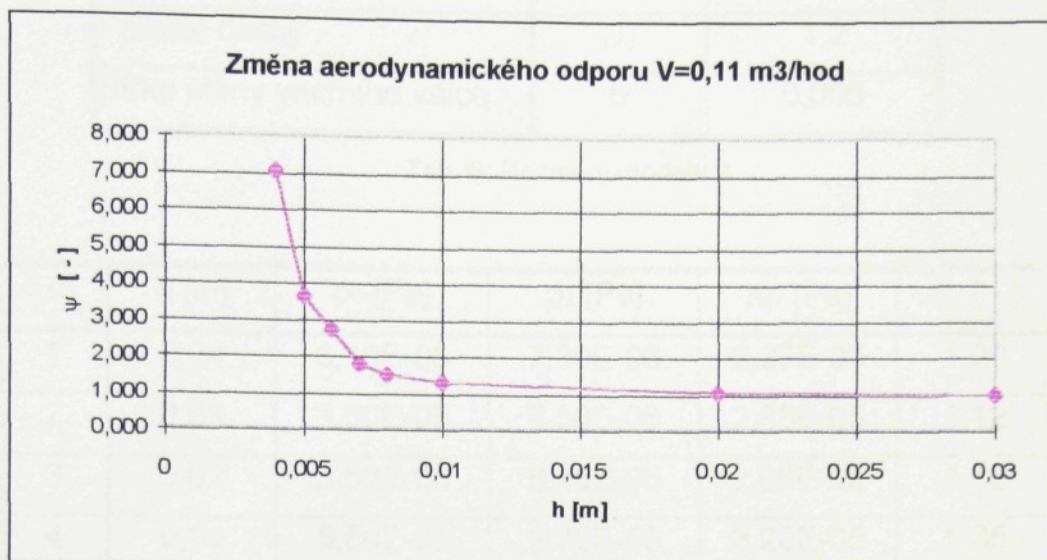
Tab. 4. Rozměry modelu 2

č.m.	h [m]	p_0 [Pa]	p_1 [Pa]	Δp [Pa]	ψ [-]
1	0,03	1,70E-06	1,70E-10	1,70E-06	1,000
2	0,02	1,70E-06	1,40E-10	1,70E-06	1,000
3	0,01	2,20E-06	2,00E-10	2,20E-06	1,294
4	0,008	2,50E-06	4,00E-09	2,50E-06	1,468
5	0,007	3,00E-06	6,20E-09	2,99E-06	1,761
6	0,006	4,60E-06	1,00E-08	4,59E-06	2,700
7	0,005	6,20E-06	1,80E-08	6,18E-06	3,637
8	0,004	1,20E-05	3,50E-08	1,20E-05	7,039

Tab. 5. Výsledky numerické simulace

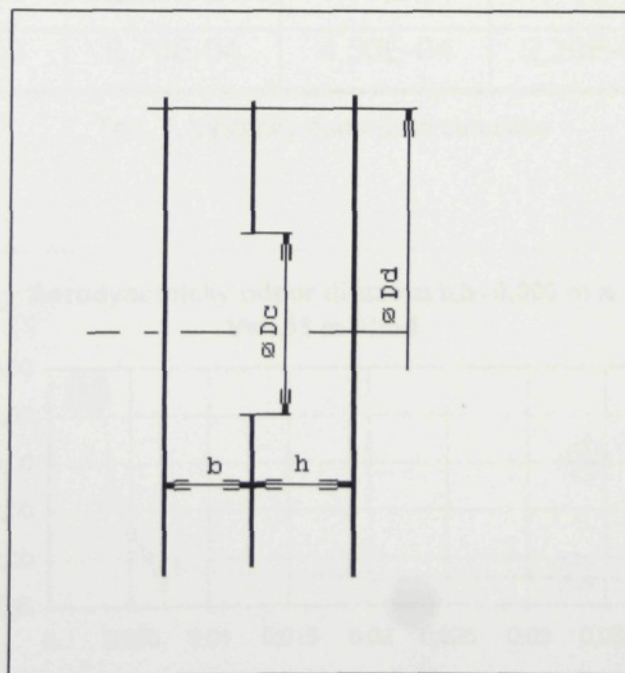
Model 2 představuje vlastně trubku , která ústí do otevřeného prostředí , přičemž výstupní průřez je dán vzdáleností clonící desky h vůči ústí trubky. Model tak představuje nejjednodušší radiální difuzor u něhož se

zjišťuje rychlostní pole a tlakové pole, z něhož se dá dále určit vliv parametru h na aerodynamický odpor.



Graf 16. Výsledky numerické simulace modelu 2

2.4.3 Řešení modelu 3



Obr. 15. Model 3

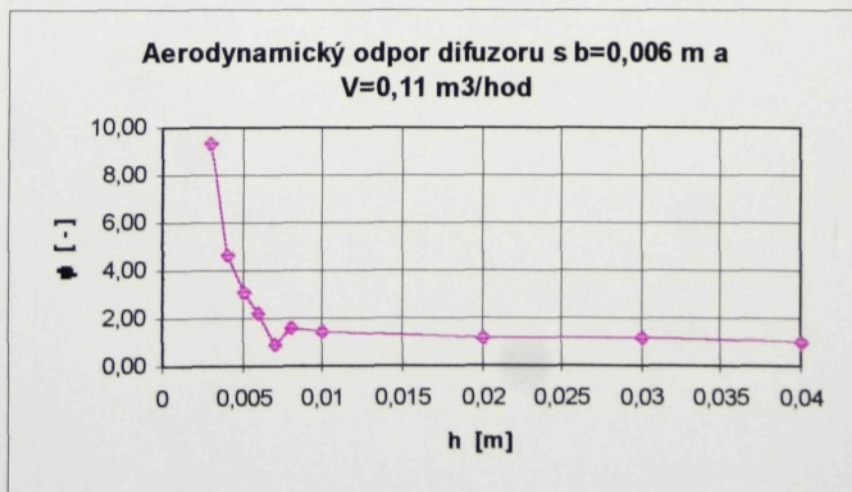
Model 3 představuje část měřeného modelu, která byla vyjmuta z celého modelu z důvodu zmenšení počtu prvků a tím se vytvořil prostor pro zjemnění sítě.

Název	Označení	Rozměr [m]
Průměr clonky difuzoru	D_{cf}	0,03
Průměr desky	D_d	1,2
Šířka stěny vnitřního válce	b	0,006

Tab. 6. Rozměry modelu 3

č.m.	h [m]	p_0 [Pa]	p_1 [Pa]	Δp [Pa]	ψ [-]
1	0,04	3,10E-05	7,30E-06	2,37E-05	1,00
2	0,03	3,60E-05	9,50E-06	2,65E-05	1,12
3	0,02	3,50E-05	8,40E-06	2,66E-05	1,12
4	0,01	5,50E-05	2,30E-05	3,20E-05	1,35
5	0,008	6,30E-05	2,60E-05	3,70E-05	1,56
6	0,007	7,10E-05	5,00E-05	2,10E-05	0,89
7	0,006	1,10E-04	5,90E-05	5,10E-05	2,15
8	0,005	1,50E-04	7,80E-05	7,20E-05	3,04
9	0,004	2,80E-04	1,70E-04	1,10E-04	4,64
10	0,003	6,70E-04	4,50E-04	2,20E-04	9,28

Tab. 7. Výsledky numerické simulace



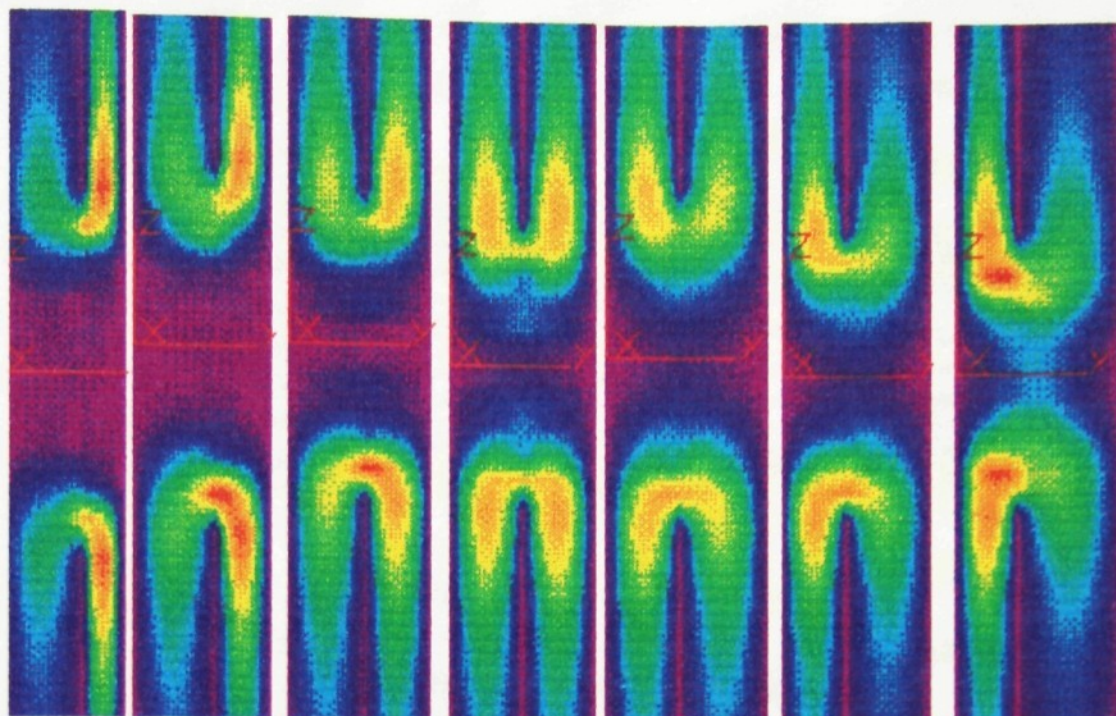
Graf 17. Výsledky numerického řešení modelu 3

Model byl řešen za podmínek konstantní rychlosti na vstupu a při změně odlehlosti desky od clonky difuzoru.

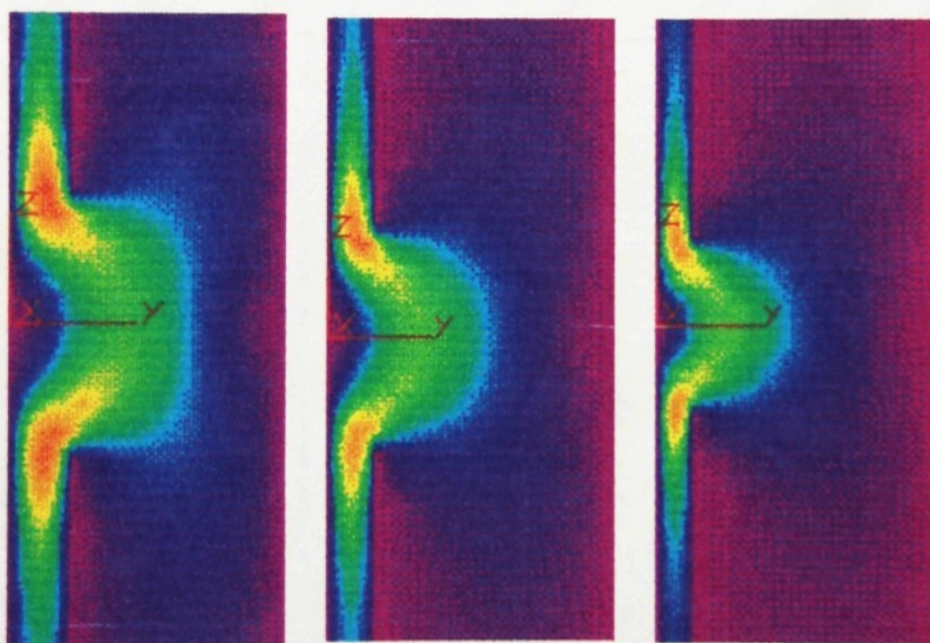
2.4.4 Visualizace proudění v difuzoru

Na obrázků rychlostních polí modelů difuzoru je názorně vidět oddělení proudu s tím jak se zmenšuje vzdálenost clonící desky, která jednak umožňuje, že proud ustoupí ze středu, ale také do určité hodnoty zabrání vzniku víru. Opětovný nárůst odporu je zapříčiněn vznikem víru v oblasti, ze které proudy ustoupily. Poněvadž vznik víru nevzniká ihned poté, co proud ustoupí ze středu, je oblast mezi oddělením proudů a jejich ústupem ze středu proudění a vznikem víru v této oblasti doprovázena poklesem aerodynamického odporu a vznikem lokálního minima. Vznik víru je dále možné vidět na následných modelech.

V příloze je možné nalézt další výsledky numerické simulace radiálního difuzoru a konfuzoru. Kromě tlakových a rychlostních polí výřezů modelu je možné vidět i vývoj proudění v kanálu válcového průřezu.

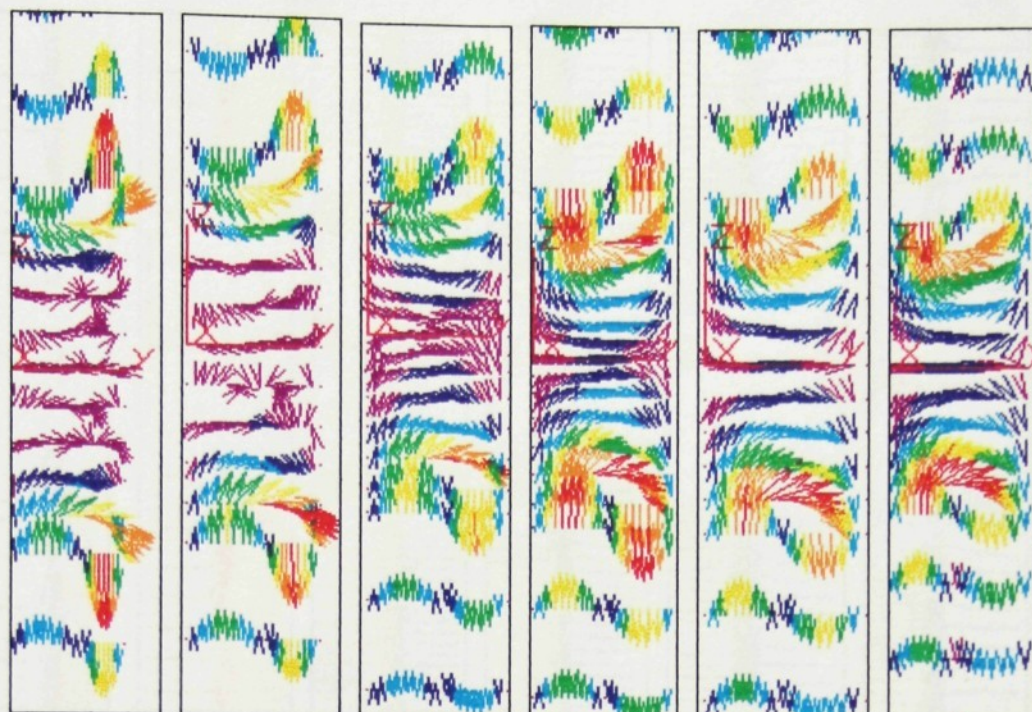


h: 0,003 0,004 0,005 0,006 0,007 0,008 0,010
[m]

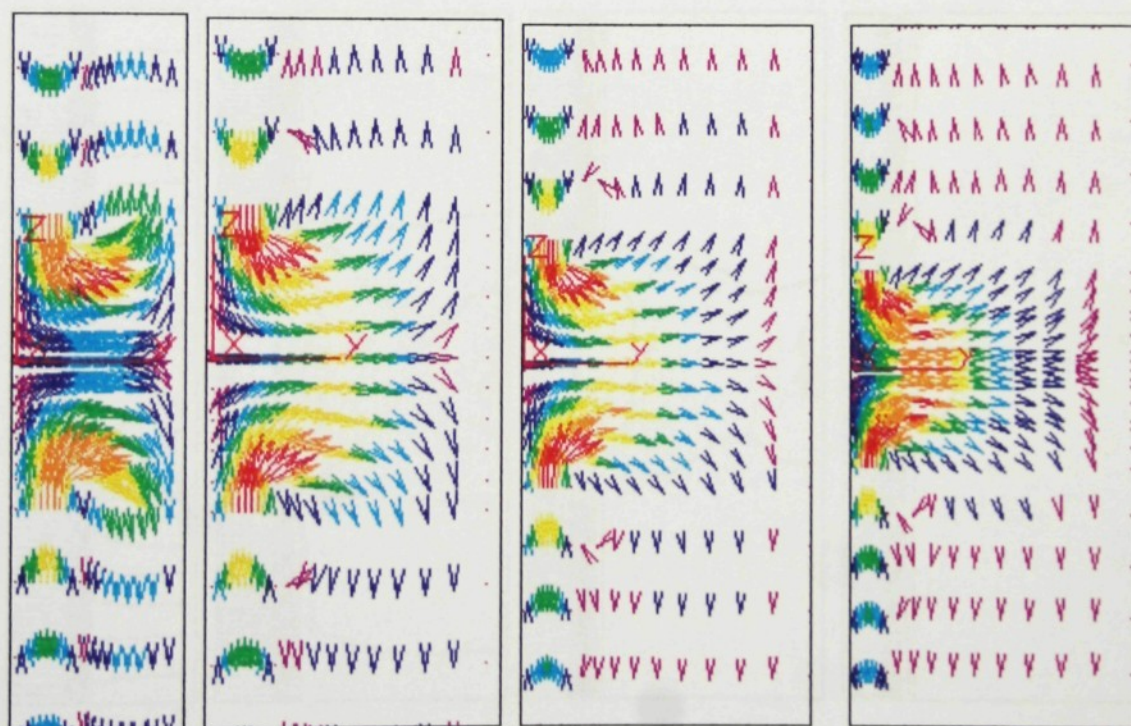


h: 0.02 0.03 0.04 [m]

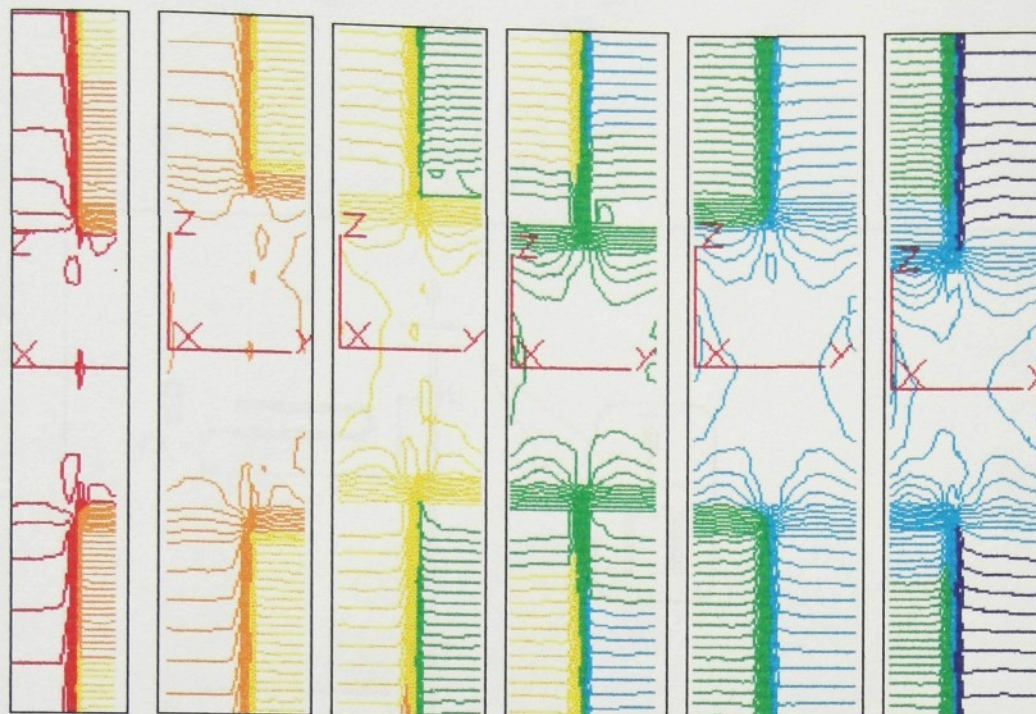
Obrázky vektorového pole ukazují vznik víru jednak v oblasti mezi proudy u modelů s $h=0,003$, $0,004$, $0,005$ a ještě částečně $0,006$ m. Naopak u radiálního difuzoru s h větší než $0,01$ m se vír vytváří na levé vnější straně clonky difuzoru.



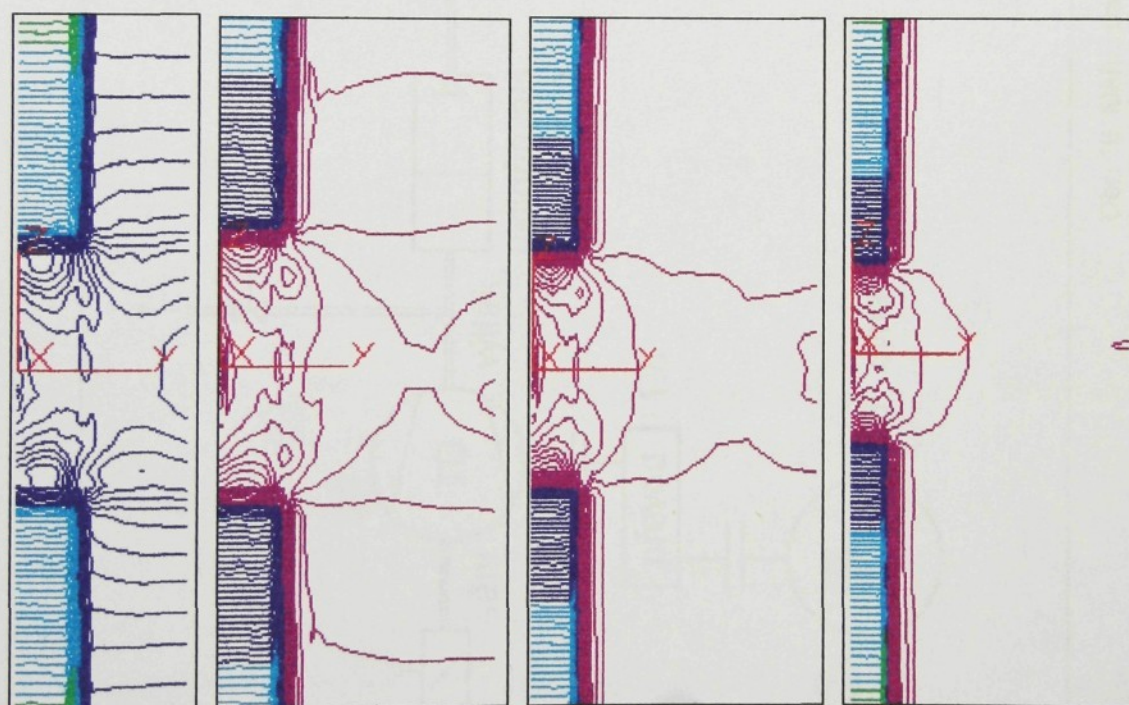
h: 0.003 0.004 0.005 0.006 0.007 0.008 [m]



h: 0.01 0.02 0.03 0.04 [m]

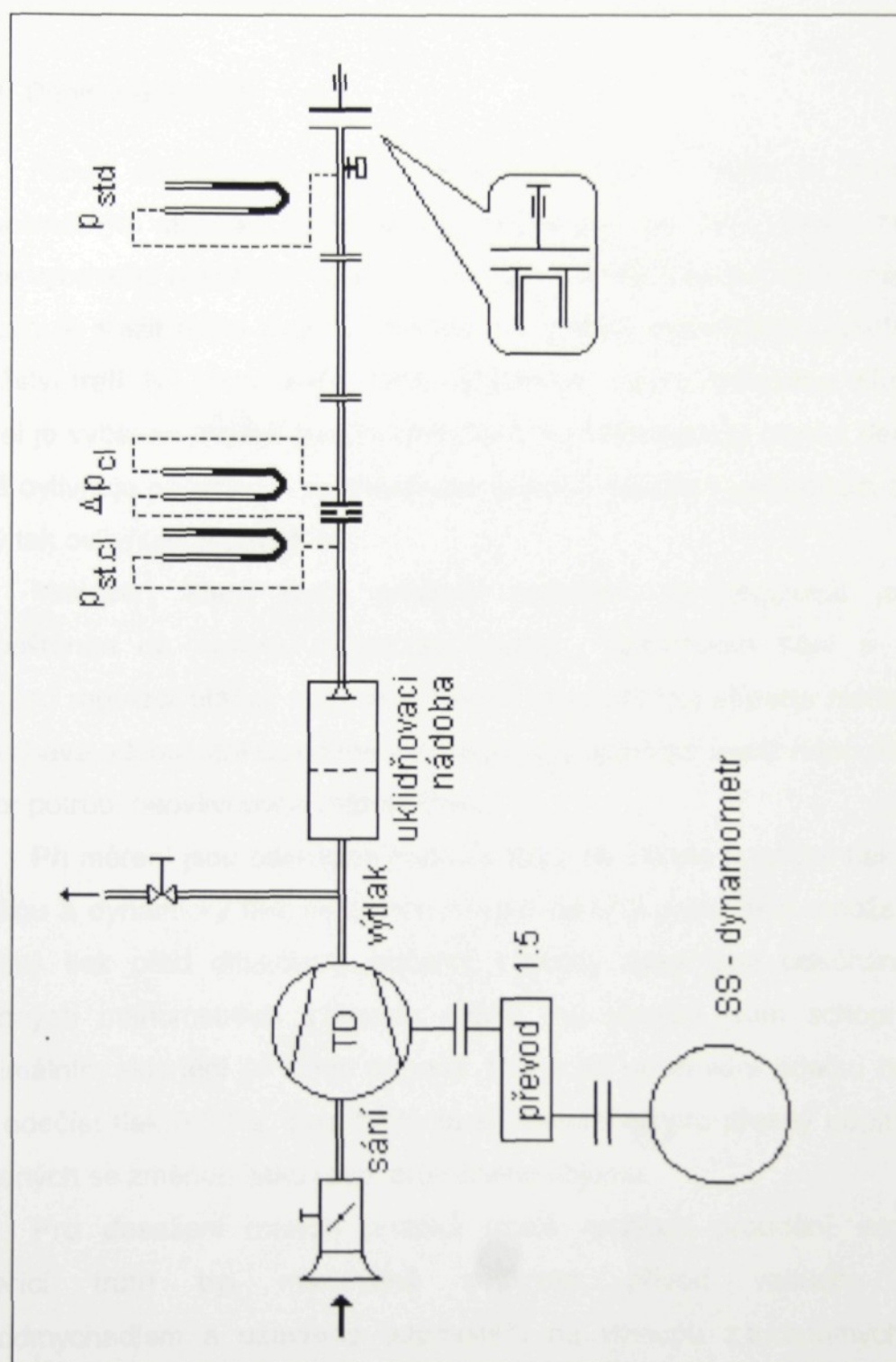


h : 0,003 0,004 0,005 0,006 0,007 0,008 [m]



h : 0.01 0.02 0.03 0.04 [m]

U radiálního difuzoru , kde se odečtením tlaků objevilo lokální minimum $h=0,007\text{m}$ odpovídá podle čar s konstantním tlakem symetrické rozložení tlaků. Tento jev se objevuje u poměru $h/b=1,16$.



Obr. 16. Měřicí trať

3. Experimentální metody

3.1 Měření modelu difuzoru

3.1.1 Popis měřicí trati

Proud vzduchu je vyvíjen turbodmychadlem, který je poháněn stejnosměrným motorem, u kterého je možné plynule měnit otáčky. Měřicí trati je vybavena uklidňující nádobou, která je umístěna za turbodmychadlem (umožňuje snížit délku tratě) a clonkou pro měření okamžitého průtočného množství trati. Na konci měřicí tratě se nachází model radiálního difuzoru. Model je vybaven dvěma pohyblivými členy a to pohyblivou clonící deskou, která ovlivňuje parametr h a pohyblivým vnitřním válcem v potrubí difuzoru, který tak ovlivňuje parametr b^9 .

Množství, které bude protékat modelem lze regulovat jednak odpouštěním na výstupu z turbodmychadla, seškrcením sání a nebo plynulou regulací otáček turbodmychadla¹⁰. Pro většinu případů měření se ponechává odpouštění uzavřené z důvodu, aby uzavírací ventil odpouštění a odpor potrubí neovlivňovaly měření tlaku.

Při měření jsou odečítány hodnoty tlaku na clonce (statický tlak před clonkou a dynamický tlak na clonce z nichž se určí protékající množství) a statický tlak před difuzorem, přičemž všechny tlaky jsou odečítány na sklonných manometrech s lihovou náplní, na kterých jsem schopni při maximálním sklonění (v tomto případě 1/8) a při uvažování odečtu na 1/2 mm odečíst tlak 0,5 Pa. Tato hodnota je dostatečná pro přesný popis dějů spojených se změnou tlaku resp. průtočného objemu.

Pro dosažení malých průtoků (malé rychlosti proudění vzduchu v měřicí trati) byl maximálně seškrcen přívod vzduchu před turbodmychadlem a uzavřeno odpouštění na výstupu z turbodmychadla.

⁹ Rozměry modelu difuzoru na měřicí trati je shodný s modelem 1 použitým při numerickém výpočtu.

¹⁰ Regulace otáček turbodmychadla je omezena spodní hranicí 200 ot/min, pod kterou stejnosměrný motor obtížně udržuje konstantní otáčky při měření. Pro přesnější experiment je lepší volit otáčky vyšší než 300 ot/min stejnosměrného motoru.

Seškrcení sání mělo nejen za cíl snížit protékající množství ,ale zabránit při uzavření odpouštění pumpování a tím zhoršení podmínek měření.

3.1.1.1 Použitá označení

ψ poměr statických tlaků

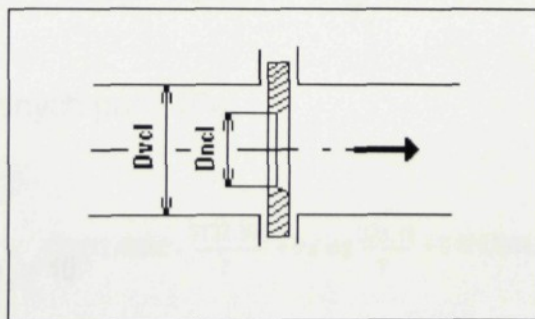
$$\psi = \frac{p_{st}}{p_{st \text{ ref.}}}$$

φ poměr objemů:

$$\varphi = \frac{V}{V_{\text{ref.}}}$$

Referenční hodnotou veličiny je hodnoty veličiny pro případ clonící desky nejdále vzdálené.

3.1.1.2 Měření na clonce



Obr. 16. Měřicí clonka

Clonka je tzv. průřezové měřidlo při kterém se seškrtí proud na známý průřez a z rozdílu tlaků měřených před zúženým průřezem a za ním se vypočte protékající množství. Průřezová měřidla mohou být výtoková (nejčastěji jde o proud vytékající do ovzduší) a průtoková , jež bývají vestavena do potrubí tak, že měřená látka proudí nepřerušeně dále.

Objemový průtok:

$$V = \alpha \cdot \varepsilon \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2g\Delta p_{12}}{\rho_1}} \quad [m^3/s]$$

f průřez clonky $[m^2]$

α průtokový součinitel $\alpha=f(m)$

ε součinitel expanze

$$\varepsilon = 1 - [0.41 + 0.35 \cdot m^2] \cdot \frac{\Delta p_{12}}{p_1} \cdot \frac{1}{\kappa}$$

Tlak před clonou: $p_1 = p_{1m\ddot{e}r} + p_B$

ρ_s měrná hmotnost suchého vzduchu

$$\rho_s = \frac{p_1}{r \cdot T_1}$$

ρ_v měrná hmotnost vlhkého vzduchu

$$\rho_v = \rho_s - \frac{0.001317 \cdot p_d'' \cdot \varphi}{T_1}$$

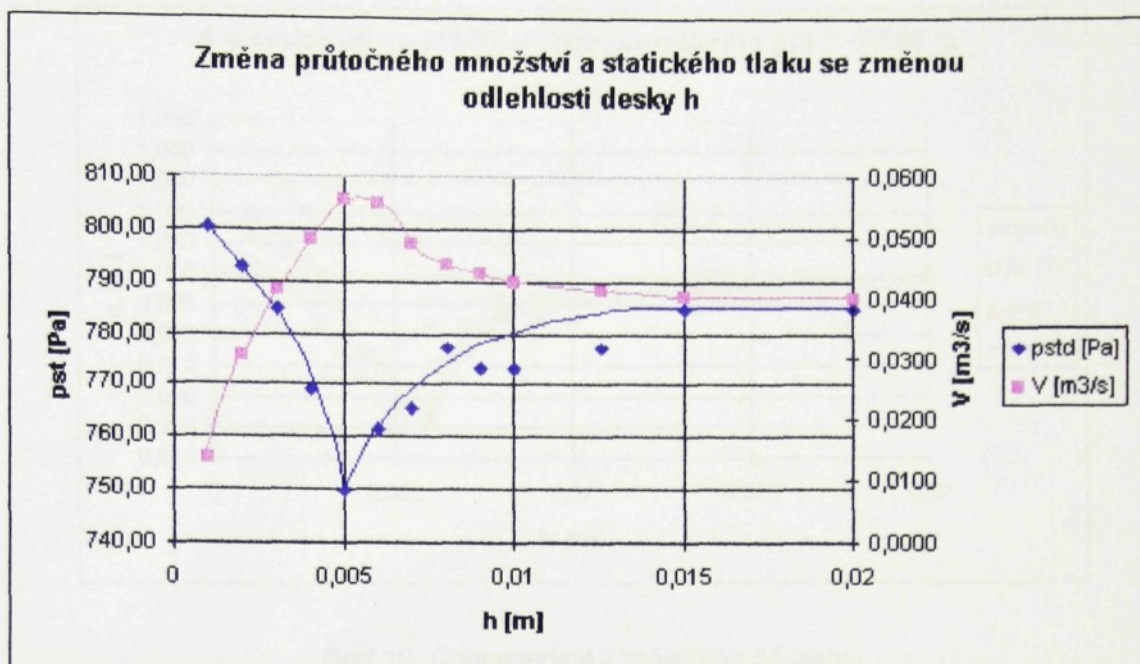
Parciální tlak nasycených par: $[Pa]$

$$p_d'' = 10^{(12.48688 - \frac{3132.305}{T} + 8.2 \log \frac{373.16}{T} + 0.0024804 \cdot T)}$$

3.1.2 Měření modelu

3.1.2.1 Měření s proměnnými otáčkami turbodmychadla

Proměření charakteristiky radiálního difuzoru $V=V(h)$ a $p_{st}=p_{st}(h)$ pro stále stejnou hodnotu vzdálenosti vnitřního válce $b= 0,006 \text{ m}$, při změně otáček turbodmychadla a prisouvání clonící desky k otvoru difuzoru.

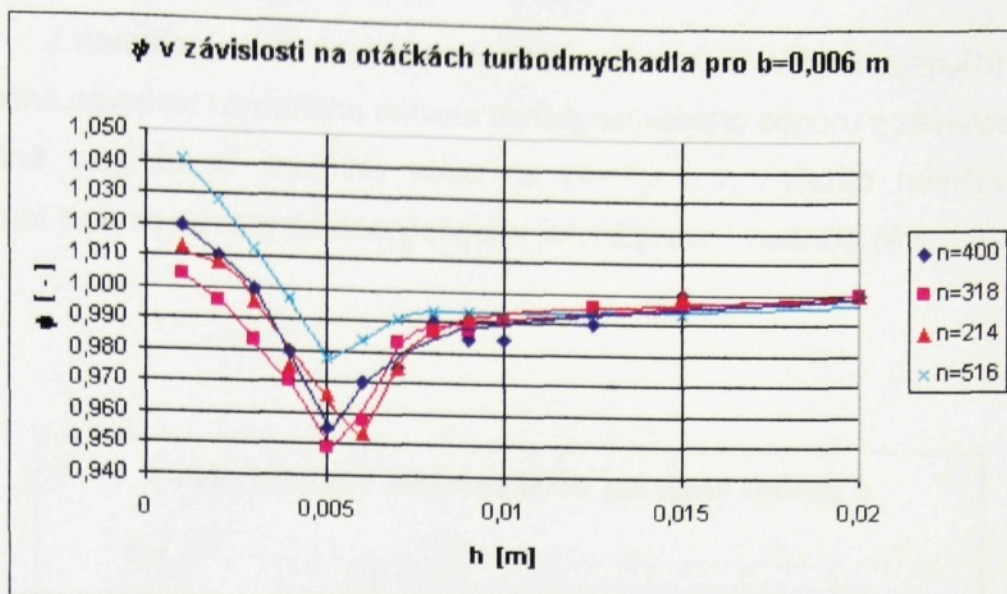


Graf 18. Charakteristika difuzoru

Z grafu 18 je patrné, že přisouváním clonící desky (zmenšování hodnoty h) dochází k poklesu aerodynamického odporu a zvýšení průtočného množství vzduchu protékajícího difuzorem. Při překročení určitého minima (lokální minimum aerodynamického odporu) dojde opět k nárůstu aerodynamického odporu a poklesu průtočného množství. Jev vznikající v oblasti lokálního minima aerodynamického odporu je doprovázen sirénovým hlukem.¹¹

Z výsledků měření dále vyplývá, že pokles statického tlaku na minimální hodnotu je doprovázeno vzrůstem průtočného množství, který nezávisí na otáčkách a tudíž také ne na protékajícím množství vzduchu. Změnou průtočného množství vzduchu dochází pouze ke změně polohy lokálního minima odporu.

¹¹ Bližší informace jsou v kapitole měření hluku v oblasti lokálního minima.



Graf 19. Charakteristika radiálního difuzoru

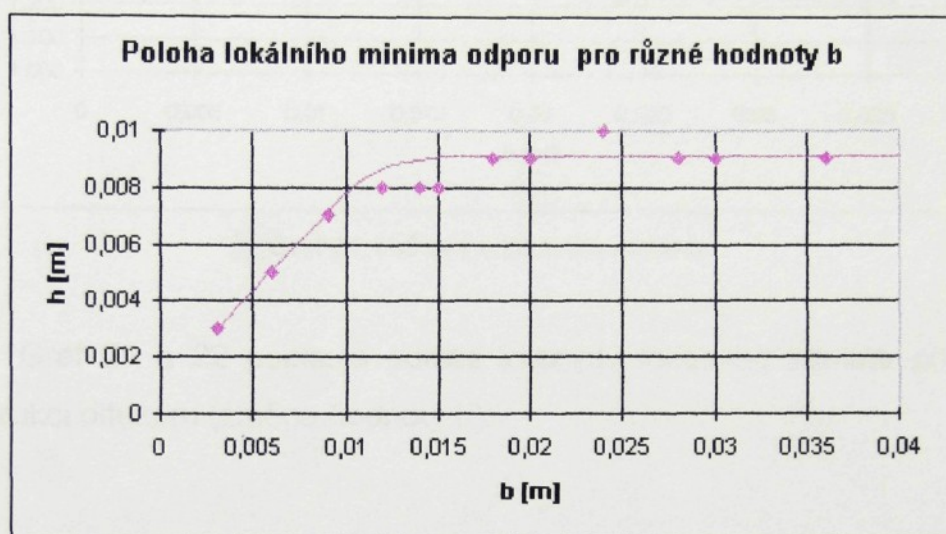
3.1.2.2 Měření pro různé uspořádání vnitřního válce

Aby bylo možné reálně posoudit vztah mezi konstrukcí radiálního difuzoru na polohu a intenzitu lokálního minima byly naměřeny charakteristiky radiálního difuzoru $V=V(h)$ a $p_{st}=p_{st}(h)$ pro různé vzdálenosti vnitřního válce b .

b [m]	$h_{lok.}$ [m]	ψ [-]	ϕ [-]
0,003	0,003	0,9817	1,963
0,006	0,005	0,9780	1,400
0,009	0,007	0,9594	1,357
0,012	0,008	0,9561	1,292
0,014	0,008	0,979	1,26
0,015	0,008	0,9589	1,264
0,018	0,009	0,9713	1,253
0,02	0,009	0,958	1,237
0,024	0,01	0,9650	1,222
0,028	0,009	0,955	1,224
0,03	0,009	0,9626	1,222
0,036	0,009	0,9467	1,210

Tab. 8. Poloha lokálního minima

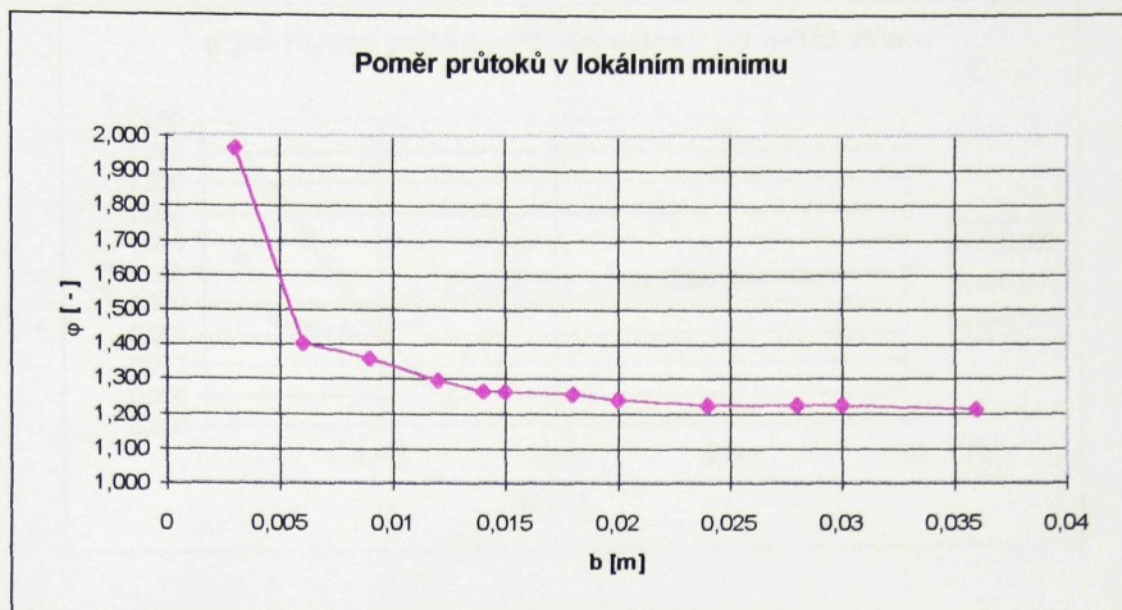
Z naměřených hodnot charakteristik difuzoru $V=V(h)$ a $p_{st}=p_{st}(h)$ byla zjištěna závislost hledaného minima aerodynamického odporu v závislosti na změně vzdálenosti vnitřního válce od clonky b a z těchto naměřených hodnot jsou sestaveny následující grafy jejichž přesné hodnoty jsou v tabulce 8.



Graf 20. Poloha lokálního minima

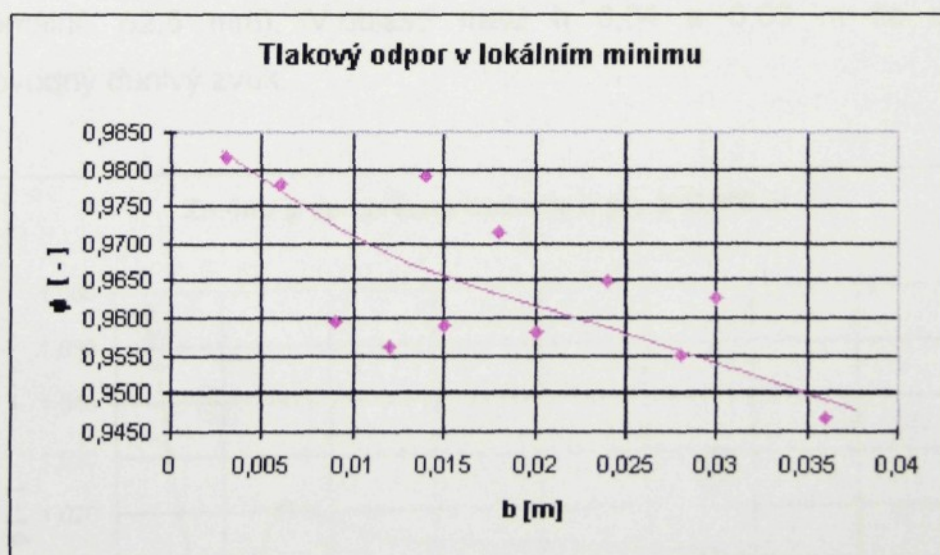
Pro malé hodnoty b lze říci, že hledané minimum statického tlaku je přibližně ve stejné vzdálenosti h clonící desky, jako je vzdálenost vnitřního válce od výstupní clony, až do určité hodnoty b , kdy lokální minimum odporu už nemění výrazně svoji polohu a navíc dosažení extrému není už spojeno se sirénovým hlukem, jako to bylo u hodnot s malým b . U velké vzdálenosti vnitřního válce od clonky dochází k výskytu dalšího aerodynamického hluku, který není spojen s výskytem lokálního minima odporu.¹²

¹² Bližší informace lze nalézt v kapitole měření hluku mimo lokální minimum.



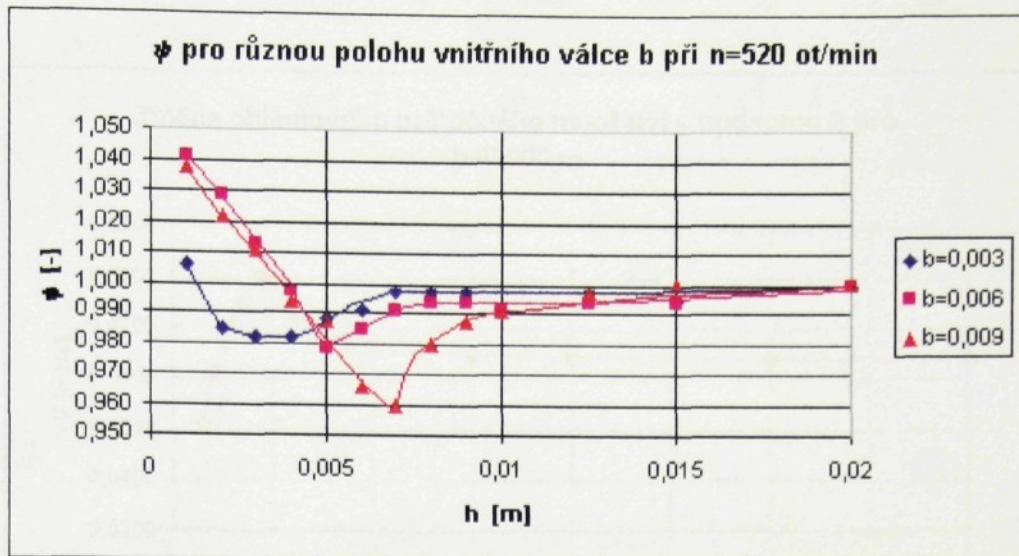
Graf 21. Průtoky v lokálním minimu

Graf 21 a 22 popisuje pokles intenzity lokálního minima při různé konstrukci difuzoru (změna hodnoty b).



Graf 22. Tlaky v lokálním minimu

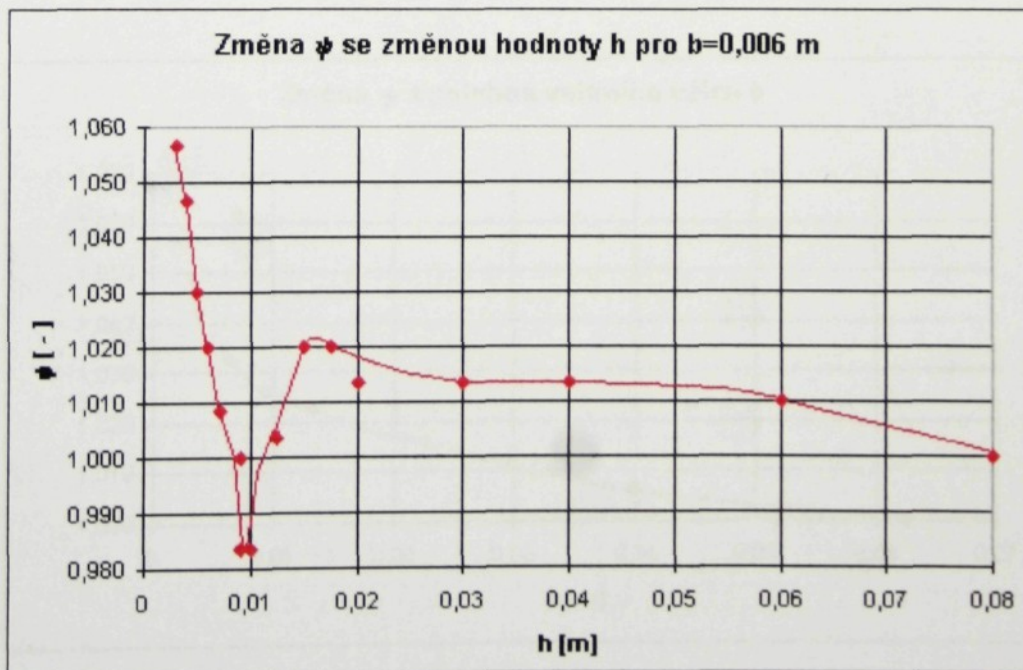
Naměřené charakteristiky p_{st} pro různé vzdálenosti vnitřního válce b difuzoru jsou uvedeny v grafu 22. Jev lokálního minima se stává s nárůstem hodnoty b výraznější, což koresponduje s výsledky předešlých grafů.



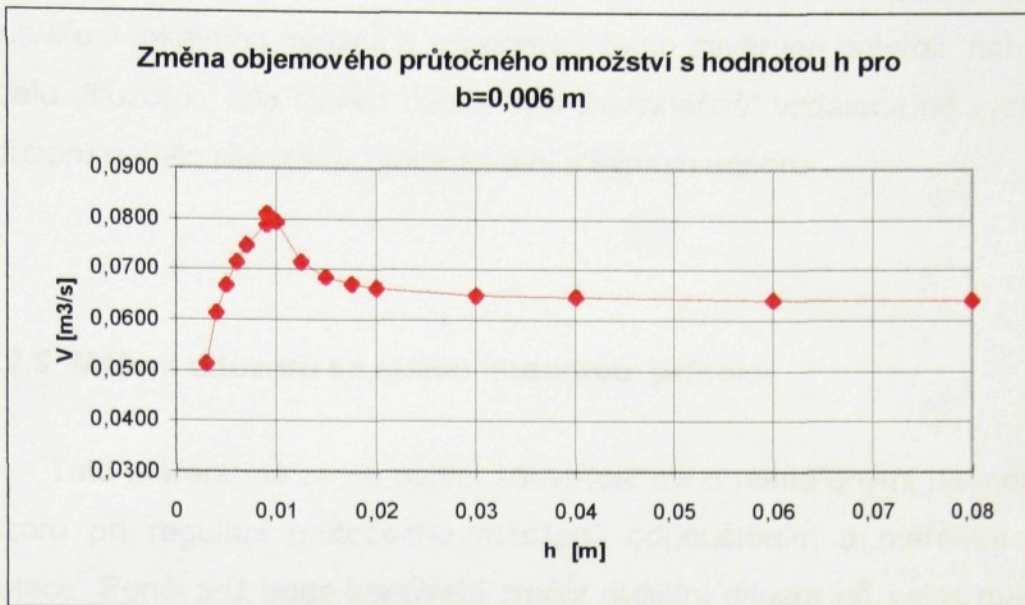
Graf 23. Charakteristika radiálního difuzoru

3.1.2.3 Měření difuzoru s vnitřním válcem nekonečně daleko

Proměření difuzoru v případě, že vnitřní válec je velmi daleko (maximálně 62,5 mm). V oblasti mezi h 0,04 a 0,03 m se objevuje doprovodný dunivý zvuk.



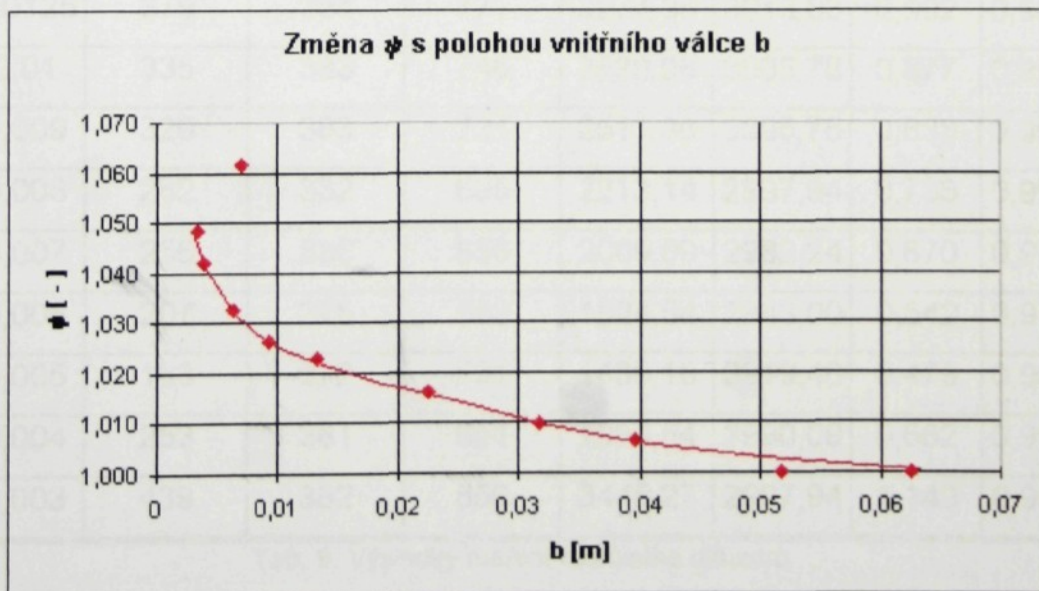
Graf 24. Charakteristika radiálního difuzoru



Graf 25. Charakteristika radiálního difuzoru

3.1.2.4 Měření difuzoru v nekonečné vzdálenosti clonící desky

Měření difuzoru pro co možná nejvíce vzdálenou desku od clonky difuzoru (maximálně 0,26 m). Cílem bylo nalézt vliv vzdálenosti vnitřního válce od clonky difuzoru b na eventuální výskyt aerodynamického minima odporu.



Graf 26. Charakteristika radiálního difuzoru

Už numerické řešení difuzoru ukázalo na rozhodující vliv clonící desky při utváření lokálního minima a experiment tento závěr jen potvrdil, neboť u modelu difuzoru, kde clonící deska byla „nekonečně“ vzdálená od výstupu z difuzoru nebylo nalezeno žádné lokální minimum odporu.

3.1.2.5 Měření difuzoru se stálou hodnotou průtoku

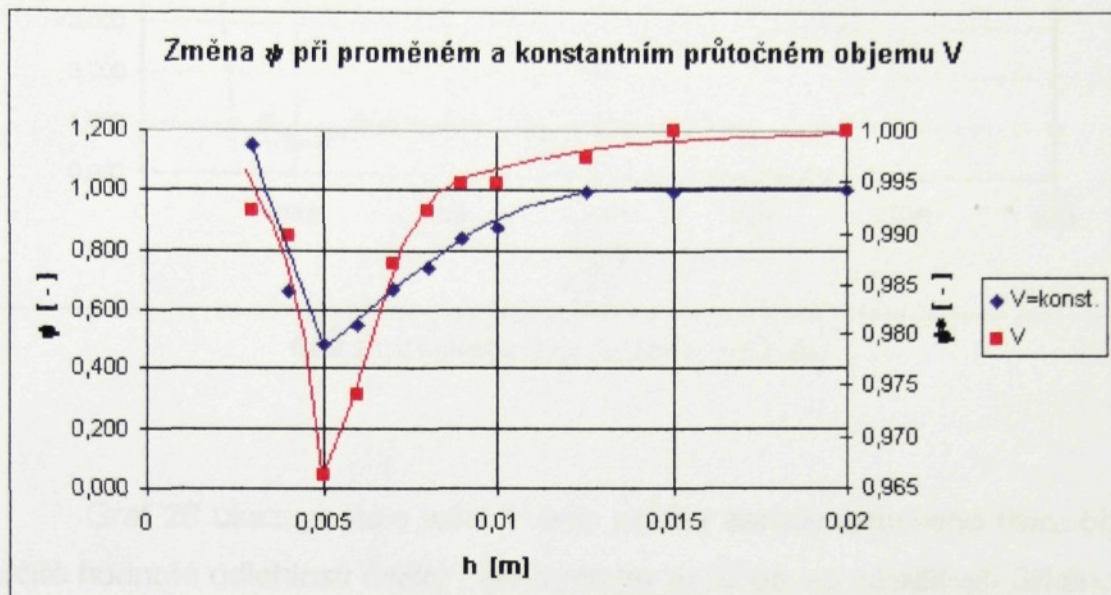
Toto měření má za cíl nalézt souvislost mezi naměřenými hodnotami difuzoru při regulaci průtočného množství odpouštěním a měřením bez regulace. Poněvadž bude zapotřebí změřit radiální difuzor při velmi malých rychlostech, stane se odpouštění nezbytným pro regulaci průtočného množství.

h [m]	pstd*[mm]	pstd [mm]	n [ot/min]	pstd* [Pa]	pstd [Pa]	ψ^* [-]	ψ [-]
0,02	382	385	799	2997,94	3021,48	1,000	1,000
0,015	380	385	795	2982,24	3021,48	0,995	1,000
0,0125	379	384	771	2974,39	3013,63	0,992	0,997
0,01	335	383	746	2629,08	3005,78	0,877	0,995
0,009	320	383	731	2511,36	3005,78	0,838	0,995
0,008	282	382	695	2213,14	2997,94	0,738	0,992
0,007	256	380	656	2009,09	2982,24	0,670	0,987
0,006	207	375	593	1624,54	2943,00	0,542	0,974
0,005	183	372	561	1436,18	2919,46	0,479	0,966
0,004	253	381	651	1985,54	2990,09	0,662	0,990
0,003	439	382	856	3445,27	2997,94	1,149	0,992

Tab. 9. Výsledky měření radiálního difuzoru

* ... hodnoty odečtené při konstantním protékajícím množství

Měření statického tlaku před difuzorem bylo uskutečněno za podmínky stálého průtočného množství vzduchu protékající difuzorem. Výsledky ukazují, že v případě konstantního průtoku se jev aerodynamického odporu stává intenzivnější.

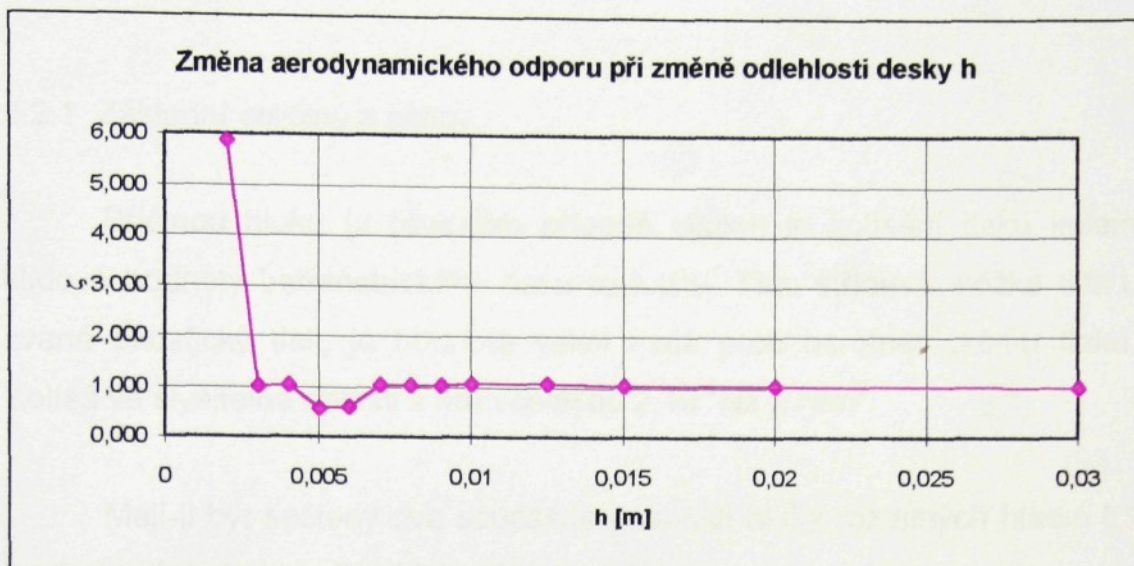


Graf 27. Charakteristika radiálního difuzoru

3.1.2.6 Proměření difuzoru při malém průtoku

Proto, aby bylo možné srovnat hodnoty zjištěné při numerické simulaci s hodnotami reálně naměřenými na difuzoru, bylo přikročeno k experimentu, při kterém bylo cílem dosáhnout co možná nejmenšího průtoku v měřící trati.

Poněvadž turbodmychadlo špatně drží otáčky při otáčkách menších než 300 ot/min, bylo nezbytně nutné kvůli zachování dostatečné přesnosti udržovat turbodmychadlo při otáčkách vyšších než 300 ot/min a tudíž protékající množství vzduchu bylo možné regulovat pouze zvýšením otáček, regulací sání a regulací odpouštění. Z důvodu odpouštění bylo nutné měření provádět za konstantního průtočného objemu, které bylo regulováno již zmíněnými třemi možnostmi.



Graf 28. Charakteristika radiálního difuzoru

Graf 28 ukazuje stále ještě trvající pokles aerodynamického tlaku při určité hodnotě odlehlosti desky, ale tento jev je už pouze záležitostí úzkého intervalu hodnot h . Zbývá už jen podotknout, že minimální průtok byl $V=0,0115 \text{ m}^3/\text{s}$ s využitím manometru se sklonem 1:50 a maximální rychlost ve středu trubky¹³ byla $w=0,0102 \text{ m/s}$.

Jev lokálního minima byl posouzen z hlediska naměřeného statického tlaku a průtočného množství na clonce. Poněvadž jev souvisí s výskytem sirénového hluku, bude další postup zaměřen na klasifikaci tohoto hluku a obecně na stanovení hluku v souvislosti s provozem a návrhem radiálního difuzoru.

¹³ Průměr trubky je $d=0,18 \text{ m}$.

3.2 Měření hluku

3.2.1 Základní veličiny a pojmy

Příčinou hluku (v obecném případě zvuku) je kolísání tlaku kolem klidové hodnoty barometrického tlaku vzduchu. Tato střídavá složka tlaku, zvaná akustický tlak, je hodnota velmi malá proti barometrickému tlaku. Kolísá ve slyšitelné oblasti s hranicemi od $2 \cdot 10^{-5}$ až 2 N/m^2 .

Mají-li být sečteny dva současně působící hluky rozdílných hladin L_1 a L_2 , je výsledná hladina hluku dána vztahem:

$$L = 10 \log \left(10^{\frac{L_1}{10}} + 10^{\frac{L_2}{10}} \right)$$

Nejdůležitější kvantitativní veličiny, jimiž lze charakterizovat akustické děje jsou:

$p \text{ (Pa)}$	akustický tlak, tj. střídavý tlak s akustickou frekvencí superponovaný k barometrickému tlaku: vyjadřuje se efektivní hodnotou, to znamená fiktivní stálou hodnotou, která má stejný energetický účinek jako skutečný, časově proměnný akustický tlak,
$v \text{ (m/s)}$	akustická rychlost tj. proměnlivá rychlost, s níž kmitají částice pružného prostředí kolem své klidové polohy
$P \text{ (W)}$	akustický výkon, tj. akustická energie vyzářená zdrojem zvuku za jednotku času

I (W/m^2) intenzita zvuku, definována jako podíl časově střední hodnoty akustického výkonu procházejícího plochou, kolmo ke směru šíření a obsahu této plochy.

L_I hladina zvuku, vyjadřuje se v decibelech dB. Decibel je jednotkou desetinasobku logaritmického poměru dvou hodnot téže veličiny, přičemž logaritmická stupnice neobsahuje žádný vztažný bod.

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad I_0 = 10^{-12} \text{ W.m}^{-2} \text{ je prahová intenzita zvuku při tónu s kmitočtem 1000 Hz}$$

L hladina akustického tlaku, která je nejsnáze v praxi měřitelná.

$$L = 20 \log \frac{p}{p_0} \quad p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa je referenční akustický tlak, odpovídající u postupné rovinné vlny prahové intenzitě } I_0$$

L_p hladina akustického výkonu, která vyjadřuje hluk, je nezávislá na vzdálenosti od měřeného zdroje hluku.

$$L_p = 10 \log \frac{P}{P_0} \quad P_0 = 10^{-12} \text{ W prahový akustický výkon}$$

Váhové filtry

Mikrofon zvukoměru není zařízení adekvátní lidskému uchu, neboť měří zásadně nezávisle na frekvenci a jeho údaj je lineární funkcí skutečné hodnoty změny akustického tlaku. Aby bylo možné hodnotit hluk v souladu s fyziologickými zvláštnostmi lidského ucha, měl by údaj zvukoměru odpovídat co nejblíže odezvě lidského ucha. K tomu mají měřicí přístroje zabudovány mezinárodně normalizované váhové filtry A,B,C, které upravují citlivost zvukoměru (zeslabují zvuk v pásmech s nižší frekvencí přibližně

v souladu s křivkami hlasitosti). Hladiny akustického tlaku, měřeného s těmito filtry se nazývají hladiny zvuku. Nejvíce se dává přednost používání váhového filtru A a proto se výsledek nazývá hladina hluku A v dB(A).

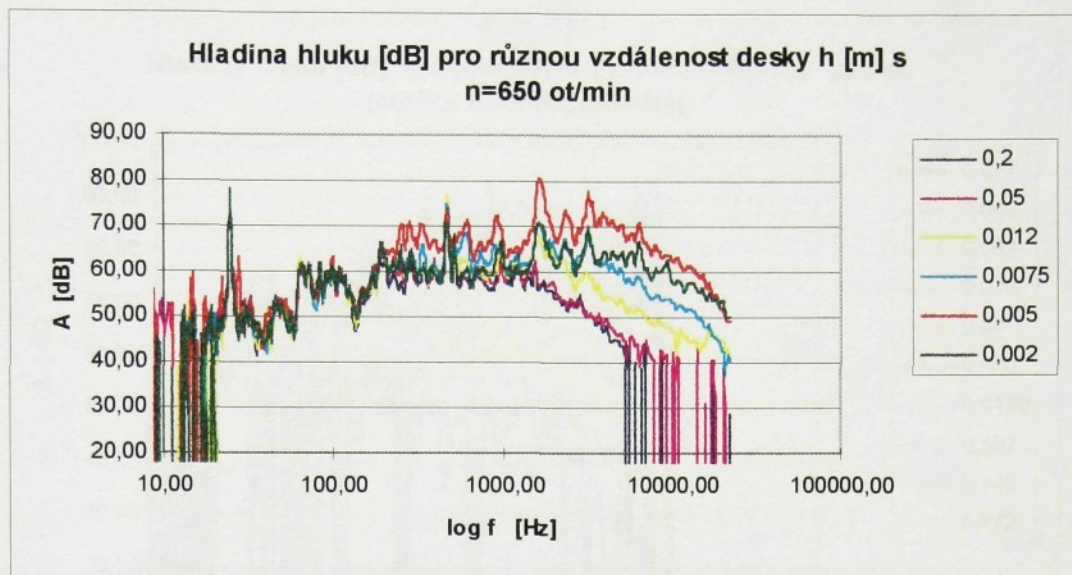
Oktávová analýza a spektrum hluku: umožňuje zjistit, z kterých složek se hluk skládá. To vyžaduje znalost úrovně hluku pro jednotlivé frekvence u každého stroje a zařízení. Měřením se určuje hladina akustického tlaku v jednotlivých oktávových pásmech. Střední frekvence oktávových pásem jsou f_m [63 , 125 , 250 , 500 , 1000 , 2000 , 4000 a 8000] Hz. Každé oktávové pásmo obsahuje frekvence mezi $f_m/\sqrt{2}$ a $f_m\sqrt{2}$, takže se šířka oktávového pásma u každé následující vyšší oktávy zdvojnásobuje. Analýza ještě v užších pásmech (např. v 1/3 oktávy) se provádí pro výzkumné účely.

Spektrum hluku : hluk se skládá z množství složek s různou frekvencí. Jsou-li tyto složky z hlediska intenzity zvuku, akustického tlaku nebo jiné akustické veličiny vyneseny v závislosti na frekvenci, vytvoří se obraz tzv. hlukového spektra. Existují dva typy frekvenčních složek hluku. Jsou-li tyto složky rovnoměrně spojitě rozloženy po celé oblasti slyšitelných frekvencí zvuku, mluvíme o spojitém spektru hluku neboli šumu. Při nespojitých složkách hluku jde o diskrétní (čárové) spektrum. Obsahuje-li spektrum vedle spojitě rozložených frekvenčních složek i složky diskrétní, nazývá se smíšeným spektrem.

3.2.2 Měření hluku radiálního difuzoru

3.2.2.1 Měření hluku při proměnné vzdálenosti desky h

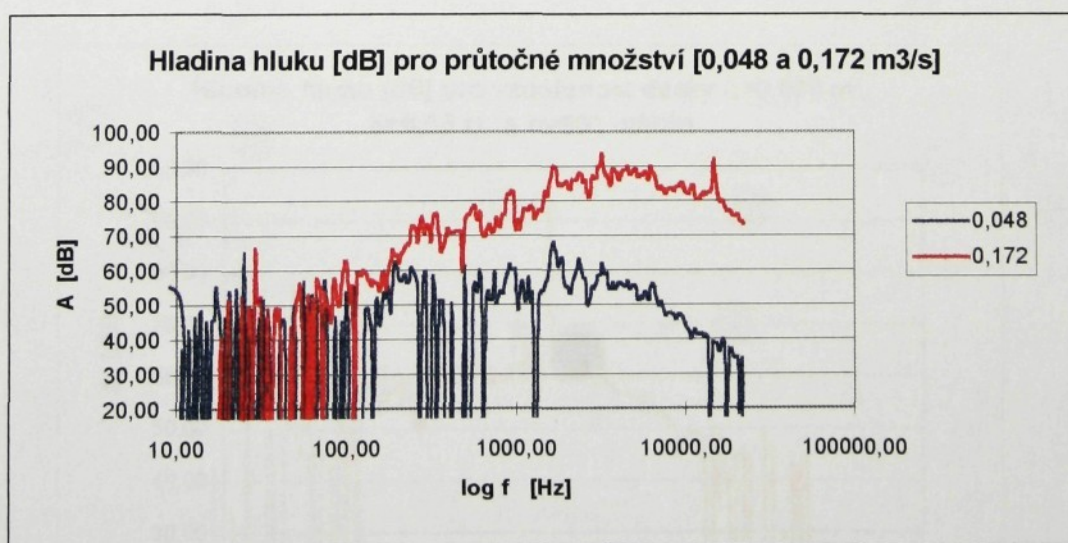
Hladiny hluku jsou naměřeny u modelu se vzdáleností vnitřního válce od výstupní clonky $b=0,006$ m , při konstantních otáčkách turbodmychadla $n=650$ ot/min a vzdálenosti přítlačné desky h [0.2 , 0.05 , 0.012 , 0.0075 , 0.005 , 0.002 m].



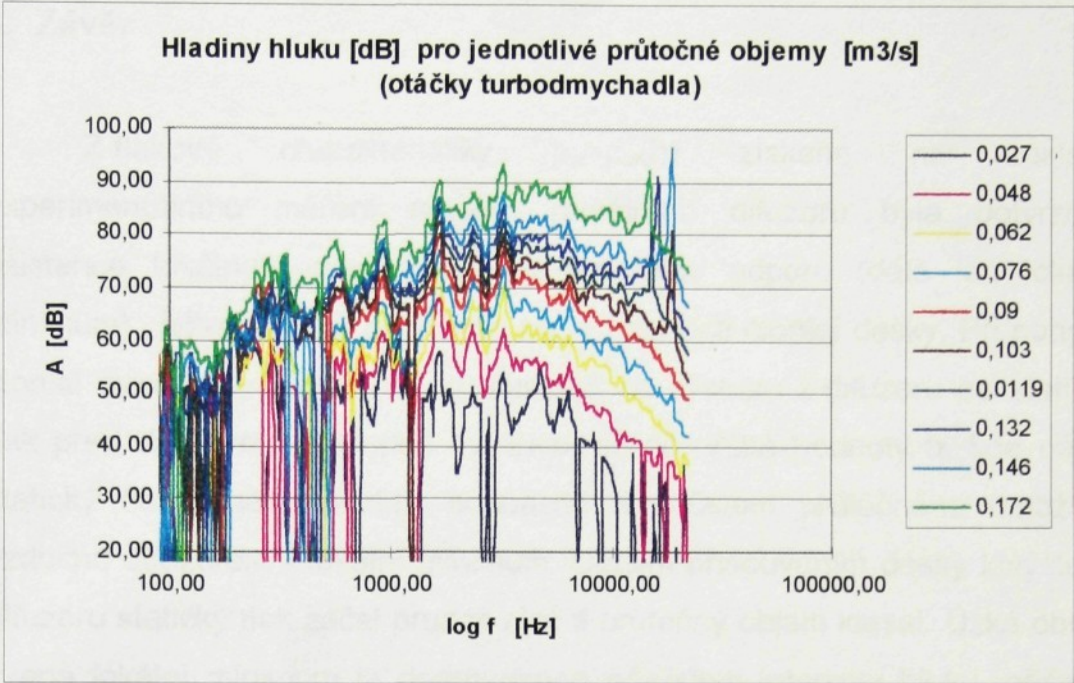
Graf 29. Analýza hluku

3.2.2.2 Měření hluku pro proměnné průtočné objemy

Hladiny hluku byly měřeny pro n [250 , 350 , 450 , 550 , 650 , 750 , 850 , 950 , 1100 , 1300 ot/min] s průtokem [0.027 , 0.048 , 0.06 , 0.076 , 0.09 , 0.103 , 0.119 , 0.13 , 0.146 , 0.172 m³/s]. Nejprve byly zjištěny hladiny hluku v lokálním minimu při jednotlivých průtocích a od těchto hladin hluku byly odečteny příslušné hladiny hluku jednotlivých pozadí naměřené při nekonečné vzdálenosti desky od výstupní clonky.



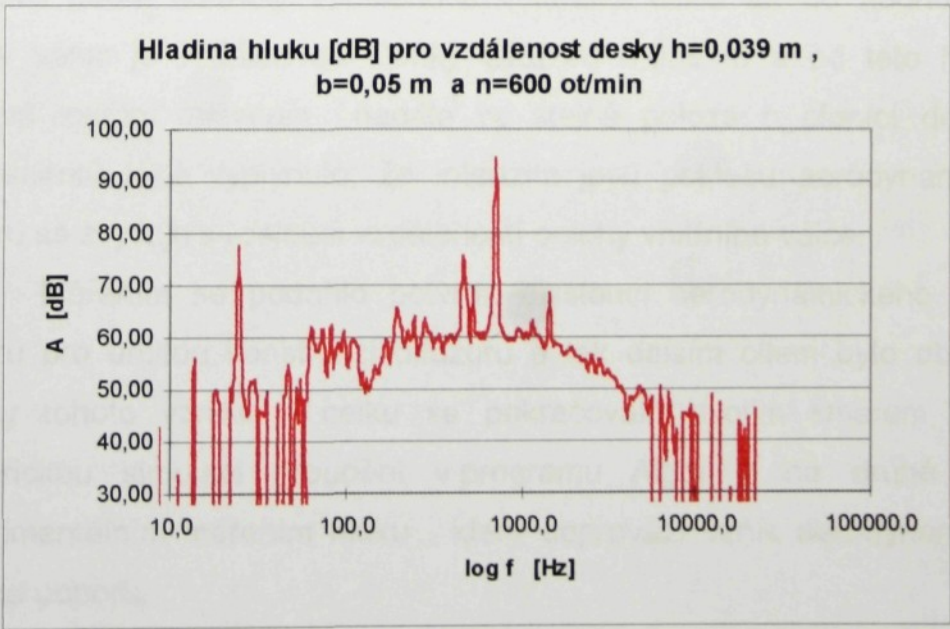
Graf 30. Analýza hluku



Graf 31. Analýza hluku

3.2.2.3 Hladina hluku u difuzoru mimo lokální minimum

Proudění vzduchu radiálním difuzorem je doprovázeno při určitých podmínkách dunivým hlukem, který nesouvisí s lokálním minimem. Tento hluk se začíná objevovat, pakliže vzdálenost vnitřního válce od clonky je větší než 0,007 m a vzdálenost přitlačné desky h je v rozmezí (0,03-0,04) m od výstupní clonky difuzoru. Frekvence je 718 Hz s 94 dB.



Graf 32. Analýza hluku

4. Závěr

Z tlakové charakteristiky $p_{st}=p_{st}(h)$ získané na základě experimentálního měření modelu radiálního difuzoru byla potvrzena existence lokálního minima aerodynamického odporu (dále jen lokální minimum) , jehož poloha se měnila se vzdáleností clonící desky. Při pohybu clonící desky z „nekonečné“ vzdálenosti od výstupu z difuzoru se statický tlak před difuzorem postupně zvyšoval až do určité hodnoty h , kde náhle statický tlak prudce poklesl současně s nárůstem průtočného množství vzduchu difuzorem - lokální minimum. Dalším přisouváním desky k výstupu difuzoru statický tlak začal prudce růst a průtočný objem klesal. Úzká oblast zvaná lokální minimum je doprovázena nárůstem intenzity hluku, přičemž poloha minima závisí na konstrukčním uspořádání radiálního difuzoru.

Dodatečné měření uskutečněné za cílem určení polohy lokálního minima ukázalo, že úloha clonící desky je rozhodující , neboť difuzor, u kterého byla clonící deska nastavena na relativně nekonečnou vzdálenost , při měření nevykázal existenci lokálního minima odporu a to ani v případech různé vzdálenosti polohy vnitřního válce. Jeho aerodynamický odpor se snižováním vzdálenosti mezi vnitřním válcem difuzoru a clonkou zvyšoval dle hyperbolické závislosti. Naopak lokální minimum se objevilo při jakékoliv hodnotě vzdálenosti vnitřního válce b , přičemž jeho poloha se posouvá podle hodnoty vzdálenosti vnitřního válce až do hodnoty, kdy vnitřní válec je vzdálen od clonky difuzoru 0,009 m a od této hodnoty zůstává lokální minimum nadále ve stejné poloze h clonící desky. Z experimentů také vyplynulo, že intenzita jevu poklesu aerodynamického odporu se zvyšuje s rostoucí vzdáleností polohy vnitřního válce.

Měřením se podařilo potvrdit existenci aerodynamického minima odporu pro určitou konstrukci difuzoru a tak dalším cílem bylo objasnění příčiny tohoto vzniku. V celku se pokračovalo dvojím směrem, jednak numerickou simulací proudění v programu Algor a na druhé straně experimentálním měřením hluku , který doprovází vznik aerodynamického minima odporu.

Aby bylo možné věrohodně použít výsledky získané numerickou simulací, bylo nezbytně nutné je podpořit experimentem. Poněvadž simulátor proudění Algor je postaven jen na velmi malé rychlosti proudění do $Re=1000$, byl model difuzoru změřen při podmínkách, kdy odpouštěním a přiškrcením sání turbodmychadla bylo dosaženo velmi malých průtoků vzduchu přes radiální difuzor. Měřením se potvrdila existence minima odporu i když toto minimum bylo v mnohem užším intervalu poloh clonící desky, než při měření s většími průtoky. Poněvadž se potvrdilo, že lokální minimum nezávisí na průtoku a objevuje se i při nižších rychlostech proudění, bylo možné pro další numerické řešení využít právě dostupný simulační program Algor.

Z numerického řešení bylo zjištěno, že pokud přítlačná deska se nachází daleko od výstupu z difuzoru pak proti sobě postupující radiální proudy se spojí v jeden proud a tento spojený proud pak vytéká z difuzoru a představuje tak výtok do neomezeného otevřeného prostředí. Posouváním clonící desky směrem k výstupu difuzoru dochází zpočátku k nárůstu aerodynamického odporu, přičemž současně se vytváří ve středu proudu klín představující zastavený proud, který se postupně rozšiřuje s tím, jak se snižuje vzdálenost clonící desky h od clonky difuzoru až do okamžiku, kdy dochází k oddělení spojeného proudu a vznikají proudy dva, které se postupně posouvají ze středu, přičemž mezi nimi vzniká zastavený proud a dochází tak k výskytu lokálního minima. Dalším zmenšováním vzdálenosti clonící desky se v zastaveném prostoru začnou vytvářet víry, jejichž intenzita poroste s tím, jak se snižuje vzdálenost clonící desky. Od okamžiku vzniku vírů dochází opět k nárůstu aerodynamického odporu.

Jelikož vznik aerodynamického odporu je doprovázen vznikem hluku, byla následně provedena hluková analýza. Z naměřeného spektra hluku bylo patrné, že jak se posouvá clonící deska směrem k výstupu difuzoru, narůstají hladiny hluku ve frekvenčním rozsahu (500 Hz až 22 kHz), přičemž maximální hladiny hluku jsou právě v lokálním minimu. Aby bylo možné posoudit vliv průtočného množství na intenzitu hluku v lokálním minimu, byla naměřena spektra hluku také pro různé hodnoty otáček turbodmychadla. S nárůstem průtočného množství vzduchu rostly také

hodnoty hladin hluku ve frekvenčním rozsahu (100 až 22 kHz). Jak během měření hluku při změně vzdálenosti clonící desky, tak i při změně průtočného množství byla naměřená spektra typu smíšeného spektra, přičemž hodnota hladin hluku byla nejvyšší kolem frekvence 6 kHz a směrem na obě strany se hodnoty hluku snižovaly. Z hlukové analýzy dále vyplynul poznatek, že sirénový hluk, který doprovází výskyt lokálního minima postupně slábne s rostoucí vzdáleností vnitřního válce od clonky difuzoru.

Během měření byla zjištěna další poloha clonící desky, u které docházelo k výskytu zvýšeného hluku. Tento hluk sice nesouvisel s lokálním minimem odporu, ale jeho intenzita byla podstatně větší než v lokálním minimu odporu. Naměřené spektrum hluku odhalilo jednu výraznou frekvenci 718 Hz, kde hladina hluku dosáhla maximální hodnoty 94 dB. Hluková analýza tak nahradila původně zamýšlenou metodu termoanemometrie, kterou nebylo možné vzhledem k nedostupnosti měřeného místa uskutečnit.

Měřením radiálního difuzoru byly stanoveny a popsány vlastnosti minima aerodynamického odporu v souvislosti s konstrukcí difuzoru doplněné hlukovou analýzou. Jako další cíl byl učiněn krok k objasnění příčin vzniku lokálního minima, přičemž závěry výsledků numerické simulace odpovídaly závěrům zjištěných na hydrodynamické vaně v rámci výzkumné zprávy katedry energetických zařízení.

Budoucí práce by se mohly zabývat vlivem hran na vznik sirénového hluku a jejich vlivem na vznik a intenzitu vzniklého hluku, popřípadě sledovat korelaci mezi hlukem a turbulencí. Numerickou vizualizací lze také použít pro další sledování vzniku hluku, který vzniká mimo lokální minimum odporu. Zde by bylo na místě pokračovat ve stanovení vlivu polohy vnitřního válce na vznik hluku a jeho spektrum.

Jednou z dalších možností je řešení problému v programu Algor, ale s použitím jiného matematického schématu (Nicholsovo schéma) a nebo použít jiný numerický program např. Fluent, který by umožňoval řešit radiální toky za mnohem vyšších Reynoldsových čísel. Jelikož se v oblasti lokálního minima odporu objevuje periodické oscilace bylo by možné řešit tento případ jako nestacionární proudění a sledovat pulsace.

5. Použitá literatura

ALGOR: Pittsburgh (USA), Manuál ALGOR . 1997

Cihelka, J.: Vytápění a větrání. SNTL Praha 1975

Chyský, J.: Větrání a klimatizace. BOLIT Brno 1993

Hibš, M.: Podzvukové difuzory. SNTL Praha 1985

Ondruška, O., Maloušek, A.: Ventilace a chlazení elektrických strojů
točivých. SNTL Praha 1985

Unger, J.: Aeraulika stěny clonící radiální přechod./Výzkumná zpráva/.
Liberec, VŠST 1983

Unger, J.: Teoretický a experimentální výzkum vlivu clonící stěny na
přechod radiálním mezikružím. /Výzkumná zpráva/. Liberec,
VŠST 1983.

Maštovský, O.: Hydromechanika pro strojní inženýry. SNTL Praha 1956

SIEMENS, Erlangen (Německo): Turbogenerators. 1997

Markus, H.: Power journal, 2 , 1996 , s.38