

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T013 Stavba energetických strojů a zařízení

## **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Experimentální výzkum proudění v modelu axiálního výstupního tělesa  
parní turbíny

Autor: **Bc. David Tupý**  
Vedoucí práce: **prof. Ing. Václav Uruba, CSc.**  
Konzultant práce: **Ing. Robert Kalista**

Akademický rok 2018/2019

**ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**  
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. David TUPÝ**  
Osobní číslo: **S17N0066P**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Stavba energetických strojů a zařízení**  
Název tématu: **Experimentální výzkum proudění v modelu axiálního výstupního tělesa parní turbíny**  
Zadávací katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

**Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :**

1. Na experimentálním modelu axiálního výstupního tělesa (umístěném v laboratoři DŠPW) vhodně určit zvolenou metodou vliv vybraných geometrických a proudových parametrů na součinitel zvýšení tlaku. Základními sledovanými parametry bude rychlostní profil na vstupu do tělesa a geometrická konfigurace vnitřních vestaveb výstupního tělesa.
2. Pro vybrané konfigurace výstupního tělesa provést empirický odhad součinitele zvýšení tlaku podle metodiky založené na využití empirických vzorců z publikace "Handbook of Hydraulic Resistance" od I. E. Idel'čika.
3. Změřené a vypočtené výsledky vhodně porovnat formou tabulek a grafů.
4. Získané poznatky shrnout a doporučit opatření pro snížení tlakové ztráty axiálních výstupních těles.

Rozsah grafických prací: **konstrukční návrh nízkotlakého dílu  
parní turbíny**

Rozsah kvalifikační práce: **50 - 70 stran**

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

- **Bečvář J.: Tepelné turbíny, SNTL Praha, 1968**
- **Idelchik I. E.: Handbook of hydraulic resistances, 3rd edition, Jaico publishing house, 2008**
- **Zarjankin A. E., Simonov B. P.: Vychlopnyye patrubki parovykh i gazovykh turbin, Izdatelstvo MEI, Moskva, 2002**

Vedoucí diplomové práce: **Prof. Ing. Václav Uruba, CSc.**  
Katedra energetických strojů a zařízení

Konzultant diplomové práce: **Ing. Robert Kalista**  
Doosan Škoda Power

Datum zadání diplomové práce: **30. října 2018**

Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2019**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.  
děkan



L.S.



Dr. Ing. Jaroslav Synáč  
vedoucí katedry

V Plzni dne 25. října 2018

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne: 24. 5. 2019

.....  
podpis autora

## **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu této diplomové práce prof. Ing. Václavu Urubovi, CSc. a konzultantu Ing. Robertu Kalistovi za poskytnuté konzultace, materiály a odborné rady, bez kterých by tato práce nemohla být realizována.

# ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Tupý	Jméno David	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	N2302 T013 „Stavba energetických strojů a zařízení“		
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) prof. Ing. Uruba, CSc.	Jméno Václav	
<b>PRACOVISŤE</b>	ZČU - FST - KKE		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<del><b>BAKALÁŘSKÁ</b></del>	<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Experimentální výzkum proudění v modelu axiálního výstupního tělesa parní turbíny		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKE	<b>ROK ODEVZD.</b>	2019
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

**POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)**

<b>CELKEM</b>	112	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	96	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	16
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b></p> <p><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>Tato práce se zabývá experimentálním měřením na modelu axiálního výstupního tělesa. Hlavním cílem je stanovit vliv vybraných geometrických a proudových parametrů na součinitel zvýšení tlaku. Měření je prováděno v experimentální laboratoři na vzduchovém tunelu. První část práce je věnována rešerši vybrané literatury a teorii výstupních těles. Dále je popsáno samotné experimentální měření. Důležitou částí je popis kalibrace měřicích sond a metodiky vyhodnocení získaných dat. Proveden je také empirický rozbor ztrát. Na závěr jsou uvedeny získané výsledky z měření.</p>
<p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p> <p style="text-align: center;"><b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b></p>	<p style="text-align: center;">axiální výstupní těleso, experimentální měření, součinitel zvýšení tlaku, měřicí aparatura, empirický rozbor ztrát</p>

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Tupý	Name David	
<b>FIELD OF STUDY</b>	N2302 T013 „Design of Power Machines and Equipment“		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) prof. Ing. Uruba, CSc.	Name Václav	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKE		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<del><b>BACHELOR</b></del>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Experimental research the movement of a fluid in the steam turbine axial exhaust hood		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Power System Engineering	<b>SUBMITTED IN</b>	2019
----------------	------------------------	-------------------	--------------------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	112	<b>TEXT PART</b>	96	<b>GRAPHICAL PART</b>	16
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	<p>This thesis is concerned with experimental measuring on an axial exhaust hood model. The ultimate goal is to determine how given geometrical and flow parameters effect the resulting pressure recovery coefficient. Measurements are carried out in the experimental laboratory conditions of a wind tunnel. The first part is dealing with the experimental measurements themselves. One important part is the description of the calibration of measuring probes and methodology used for processing of the measured data. Empirical loss analysis is also part of this work. In conclusion, results acquired from the experimental measurements are presented.</p>
<b>KEY WORDS</b>	axial exhaust hood, experimental measurement, pressure recovery coefficient, measuring equipment, loss empirical analysis

## Obsah

1	Úvod.....	10
2	Výstupní tělesa .....	11
2.1	Energetické ztráty výstupního tělesa .....	13
3	Možnosti snížení energetických ztrát .....	16
4	Rešerše vybrané literatury .....	19
5	Experimentální zařízení.....	24
6	Popis experimentálního měření.....	26
6.1	Schéma měření .....	26
6.2	Měřicí režimy .....	30
6.3	Měřicí aplikace .....	30
7	Měření a vyhodnocení dat v traverzovacím režimu .....	32
7.1	Vyhodnocení dat pomocí tříotvorové sondy .....	33
7.2	Vyhodnocení dat pomocí pětiotvorové sondy .....	39
7.3	Referenční poloha.....	42
7.4	Výpočet charakteristických parametrů lopatkové mříže .....	43
7.5	Střední hodnoty parametrů lopatkové mříže .....	44
7.5.1	Parametry lopatkové mříže $\zeta_m$ a $pp$ – prostý průměr.....	45
7.5.2	Parametry lopatkové mříže $\zeta_{mM}$ a $ppM$ – vážení hmotnostním token .....	46
7.5.3	Parametry lopatkové mříže $\zeta_{mH}$ a $ppH$ – vážení tokenem hybnosti.....	47
7.5.4	Parametry lopatkové mříže $\zeta_{mS}$ a $ppS$ – vážení průtočnou plochou .....	48
8	Měření a vyhodnocení dat v jednoduchém režimu .....	49
8.1	Vyhodnocení dat naměřených v jednoduchém režimu.....	49
8.2	Reynoldsovo číslo výstupního tělesa.....	49
8.3	Machovo číslo.....	50
8.4	Zpracování naměřených dat v rovinách statických odběrů .....	50
8.5	Ztrátový a tlakový součinitel výstupního tělesa .....	50
8.5.1	Statistické zpracování hodnot ztrátových součinitelů .....	51
9	Empirický rozbor ztrát .....	52
9.1	Prázdný difuzor.....	52
9.1.1	Porovnání výsledků .....	55
9.2	Difuzor s vestavbami .....	58
10	Postup měření.....	62
10.1	Kalibrace pneumatických sond .....	62
10.2	Statické odběry tlaků.....	63



10.3	Měření v traverzovacím režimu .....	64
10.4	Jednoduchý režim .....	68
11	Vyhodnocení měření .....	69
11.1	Statistické zpracování .....	69
11.2	Nejistoty měření.....	71
11.2.1	Odhad nejistoty měření teploty .....	71
11.2.2	Odhad nejistoty měření absolutního tlaku.....	71
11.2.3	Odhad nejistoty měření relativního tlaku .....	72
11.2.4	Nejistota úhlu náběhu $\alpha$ a rychlosti na výstupu z lopatkové mříže $w_1$ .....	74
11.3	Výsledky měření v traverzovacím režimu .....	74
11.4	Výsledky měření v jednoduchém režimu .....	79
11.4.1	Výsledky měření jednotlivých variant .....	79
11.4.2	Porovnání výsledků s empirickým rozborem dle Ideľchika .....	86
12	Výkresová část .....	87
13	Závěr.....	88
14	Literatura .....	90
15	Seznam obrázků .....	93
16	Seznam tabulek .....	96

## Použité symboly a zkratky

$c_p$	[-]	součinitel zvýšení tlaku
$D, d$	[m]	průměr
$h, H$	[J·kg <sup>-1</sup> ]	entalpie
$K^{ALPHA}, K^{BETA}$	[-]	kalibrační koeficienty
$K^{TOTAL}, K^{DYN}$	[-]	kalibrační koeficienty
$L, l$	[m]	délka
$Ma$	[-]	Machovo číslo
$\dot{m}$	[kg·s <sup>-1</sup> ]	průtočné množství
$n$	[-]	bezrozměrné rozevření difuzoru
$p$	[Pa]	tlak
$p_c, p_s, p_d, p_{bar}$	[Pa]	tlak celkový, statický, dynamický, barometrický
$p_c$	[Pa]	tlak kondenzační
$p_p$	[-]	poměr dynamických tlaků
$r$	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	univerzální plynová konstanta
$R, r$	[m]	poloměr
$r_{ref}$	[m]	referenční poloha
$Re$	[-]	Reynoldsovo číslo
$s$	[-]	směrodatná odchylka
$S$	[m <sup>2</sup> ]	plocha
$t$	[°C]	teplota
$T$	[K]	termodynamická teplota
$\dot{V}$	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	objemový průtok
$w_{ax}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	axiální výstupní rychlost
$w$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost
$x, y, z$	[m]	kartézské souřadnice
$y$	[m]	výška kanálu
$\alpha$	[°]	úhel rozevření difuzoru
$\alpha, \beta$	[°]	uhel náběhu
$\Delta$	[-]	přírůstek
$\eta$	[kg·m <sup>-1</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	dynamická vazkost
$\kappa$	[-]	Poissonova konstanta
$\lambda$	[-]	koeficient tření
$\vartheta$	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	kinematická viskozita
$\rho$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	hustota
$\zeta$	[-]	ztrátový součinitel
$\zeta_m$	[-]	ztrátový součinitel mříže
URL		„Upper range limit“ – horní mez rozsahu
$u_A, u_B, u_C$		standardní nejistota měření
$U_A, U_B, U_C$		rozšířená nejistota měření
$\delta$		složka nejistoty

# 1 Úvod

V současné době je kladen velký důraz na zvyšování účinnosti elektráren. Jedním z důvodů je snaha snížit množství spalovaného paliva a tím i provozní náklady. Dalším důvodem je současný trend snižování vznikajících škodlivých emisí. Jednou z možností, jak zvýšit výkon turbíny, respektive termodynamickou účinnost, je použití vhodného výstupního tělesa. Výstupní těleso je důležitou součástí turbostroje, jehož úkolem je odvést páru z posledního stupně turbíny do kondenzátoru a zvýšit entalpický spád na posledním stupni. Dosažení většího entalpického spádu se kladně podílí na navýšení účinnosti turbostroje. Aby byl dopad do účinnosti co nejvyšší, je nezbytné minimalizovat energetické ztráty vznikající na výstupu z lopatkové mříže posledního stupně turbíny, kde jsou nejvyšší rychlosti. Energetické ztráty jsou ovlivněny především tvarem difuzoru a velikostí a tvarem samotného výstupního tělesa. Výstupní těleso pracuje s tlakem nižším než atmosférickým. Z pevnostního a tuhostního hlediska tedy musí být výstupní těleso doplněno o vnitřní výztuhy a vestavby. Tělesem také bývá vedena řada technologických potrubí, například olejové, ucpávkové či regenerační odběrové. Právě velikost, tvar a počet vnitřních vestaveb má zásadní vliv na energetické ztráty výstupního tělesa. Hlavním úkolem konstrukčního návrhu je oddálit, případně eliminovat vznik odtržení mezní vrstvy, které má zásadní dopad na velikost energetických ztrát. Existuje také celá řada opatření, které se podílejí na snížení energetických ztrát, například se jedná o odsávání mezní vrstvy, či naopak vefukování do mezní vrstvy.

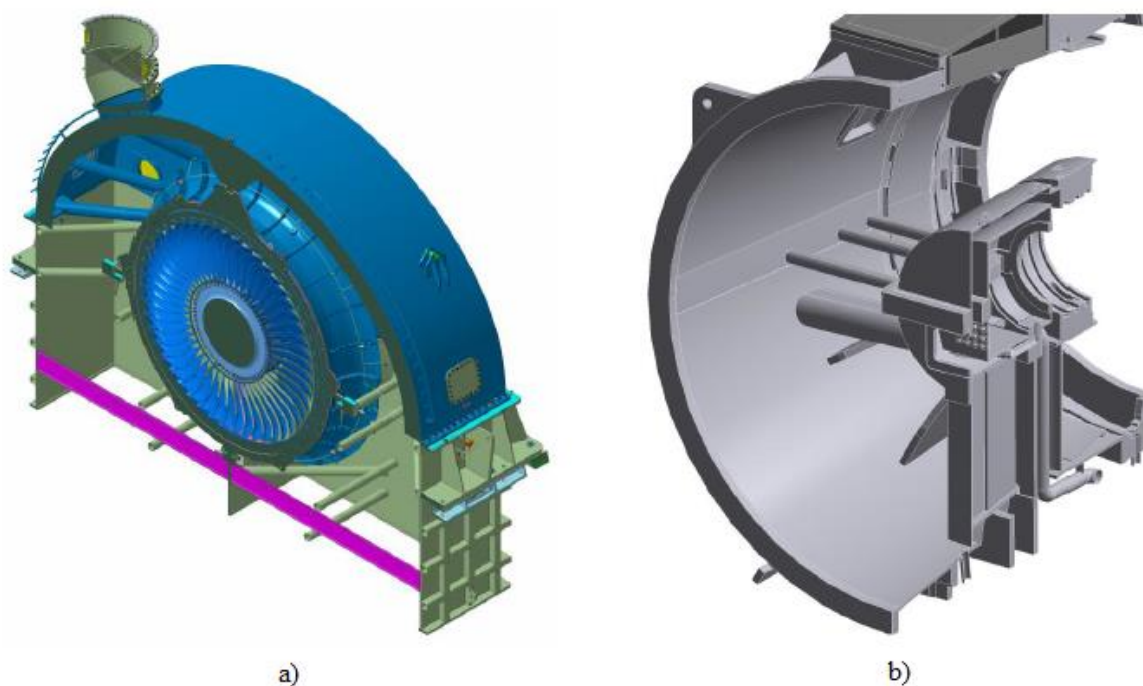
Tato práce se zabývá axiálním výstupním tělesem. Axiální výstupní tělesa jsou v současné době často využívaným typem výstupu z turbíny. Používají se především u turbín menších výkonů řádově do 180 MW, které mají kondenzátor umístěn na stejné výškové úrovni. Trendem poslední doby je vyrábět právě turbíny menších rozměrů, pro které se s výhodou využívá tento typ výstupních těles. Oproti radiálním tělesům jsou jednodušší konstrukce, což se pozitivně podílí na snížení energetických ztrát.

Hlavním cílem práce je na experimentálním modelu axiálního výstupního tělesa parní turbíny vhodně určit zvolenou metodou vliv vybraných geometrických a proudových parametrů na součinitel zvýšení tlaku. Experimentální zařízení je umístěno v laboratoři společnosti Doosan Škoda Power s.r.o. Základními sledovanými parametry jsou rychlostní profil na vstupu do tělesa a geometrická konfigurace vnitřních vestaveb výstupního tělesa. Dalším úkolem práce je provést pro vybrané konfigurace výstupního tělesa empirický odhad součinitele zvýšení tlaku podle metodiky založené na využití empirických vzorců vycházejících z publikace „Handbook of Hydraulic Resistance“ od I.E. Idel'chika.

Práce se na úvod zabývá popisem axiálních výstupních těles a možnostmi snížení energetických ztrát. Další část je věnována rešerši vybrané literatury, kde jsou uvedeny různé zajímavé poznatky týkající se výstupních těles. Následuje popis experimentálního zařízení a zapojení měřicí aparatury. Důležitou součástí práce je popis a vyhodnocení kalibrace pneumatických sond, které jsou použity pro sběr dat. Následuje popis metodiky měření a popis zpracování naměřených dat, doplněný o použité výpočetní vztahy. Další část je věnována empirickému rozboru tlakového součinitele. Poté se práce zabývá popisem postupu měření. V závěrečné části jsou shrnuty získané výsledky z měření jednotlivých variant formou tabulek a grafů získaných během experimentálního měření.

## 2 Výstupní tělesa

Důležitou součástí turbostrojů jsou difuzorová výstupní tělesa. Výstupní tělesa (pro nejčastější případ kondenzačních turbín) propojují poslední stupeň turbíny s kondenzátorem. Základním úkolem výstupního tělesa je převedení páry vystupující z posledního lopatkového stupně do kondenzátoru. Pára má po průchodu průtočnou částí turbíny již poměrně nízký tlak a teplotu. Při těchto parametrech má pára velký měrný objem. Z tohoto důvodu výstupní těleso nabývá mnohem větších rozměrů, než zbývající průtočná část parní turbíny, což má za následek výraznější konstrukční a technologické omezení. Proto jsou výstupní tělesa vyráběna převážně jako svařence s jednoduchým tvarem bez výraznějšího důrazu na aerodynamické vlastnosti. Kondenzační turbíny pracují s kondenzačním tlakem, který je výrazně nižší než tlak atmosférický. Z tohoto důvodu je výstupní těleso doplněno o vnitřní výztuhy a podpěry, aby nedošlo ke zborcení tělesa vlivem působení vnějšího přetlaku. Velmi často je také výstupním tělesem vedena celá řada potrubí (olejové, ucpávkové, regenerační odběrové) zajišťující požadované technologické vlastnosti. To vše je spojeno se značnými energetickými ztrátami proudící páry vystupující z posledního stupně. Na obr. 2-1 je možné pozorovat řez axiálně-radiálním a axiálním výstupním tělesem.



Obr. 2-1: Řez výstupním tělesem – a) axiálně-radiální výstupní těleso; b) axiální výstupní těleso [1]

Pára opouštějící průtočnou část již nekoná užitečnou práci, ale její parametry mohou mít výrazný vliv na účinnost a životnost turbosoustrojí. Jinak řečeno vhodným nastavením parametrů výstupního proudu a minimalizací ztrát je možné dosáhnout většího entalpického spádu na posledním stupni parní turbíny. Tvarování omezujících stěn, tvar, počet a umístění vnitřních výztuh či jiných prvků má zásadní vliv na aerodynamickou účinnost výstupního tělesa. Snaha je také dosáhnout zrovnoměrnění proudu vstupující páry do kondenzátoru, čímž dochází k zlepšení vibračních charakteristik obtékaných trubkových svazků. [1]

Snížení energetických ztrát a přeměna výstupní kinetické energie na energii potenciální má za následek prodloužení expanzní čáry (zvýšení entalpického spádu) mezi vstupem a výstupem posledního stupně. Toto zvýšení entalpického spádu se podílí na zvýšení účinnosti posledního

stupně, a tím i celého turbosoustrojí. K tomuto efektu dochází zpravidla při podzvukových rychlostech v kanálu (cca  $0,4 - 0,7 Ma$ ), jehož průřez se zvětšuje směrem k výstupu. V limitních operačních stavech při maximálních průtocích a velmi nízkém protitlaku se mohou rychlosti blížit k rychlosti zvuku a stavu tzv. aerodynamického ucpání. Tento stav nicméně neodpovídá běžným provozním podmínkám, a nebudou tak zde tyto extrémní stavy uvažovány.

Při konstrukčním návrhu výstupního tělesa je nutné brát v potaz obecné požadavky, které souvisí s dosažením odpovídající účinnosti a spolehlivosti stroje. Konstrukční návrh výstupního tělesa by měl zajistit:

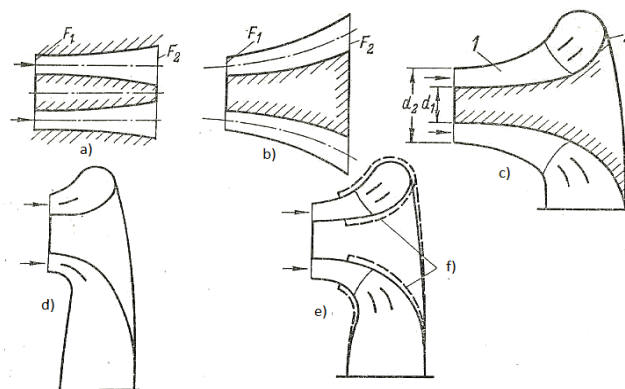
- odvod pracovního média z posledního stupně parní turbíny v požadovaném směru s minimálními aerodynamickými ztrátami,
- rovnoměrné tlakové pole za posledním stupněm turbíny,
- rovnoměrné rychlostní pole na výstupu z hrdla,
- stacionární a stabilní proudění pracovního média,
- vysokou tuhost výstupního hrdla,
- příjemné celkové rozměry konstrukce.

Konstrukční návrh posledního stupně lopatkového stroje má zásadní vliv na dosažení výše uvedených požadavků. Proudění ve výstupním tělese je závislé na výstupním proudovém poli z posledního lopatkového stupně turbíny. Mezi parametry, které mají zásadní vliv na proudové pole, patří rychlosti, výstupní úhly, profil celkového tlaku, turbulence atp. Tyto parametry se mění s provozním stavem stroje, který nemusí vždy pracovat v návrhovém režimu. S různým zatížením se mění především absolutní rychlosti a profil celkového tlaku. V neposlední řadě je proudění ovlivňováno tvarem tělesa a jeho vnitřním uspořádáním s ohledem na vnitřní výtzuhy tělesa. Tomuto komplexnímu problému je třeba věnovat zvýšenou pozornost. Navržení výstupního tělesa je poměrně složitý proces, při kterém se musí brát v potaz řada kompromisů.

Pracovní medium je odváděno z posledního stupně proudového lopatkového stroje v určitém směru. Podle tohoto směru je možné výstupní tělesa dělit na:

- axiální výstupní hrdlo,
- radiální výstupní hrdlo,
- diagonální výstupní hrdlo,
- axiálně-radiální výstupní hrdlo.

Jednotlivé typy výstupních těles jsou znázorněny na obr. 2-2.



Obr. 2-2: Typy výstupních těles [29]

První dva typy *a)*, *b)* jsou konstrukčně nejjednodušší a skládají se z mezikruhového přímého nebo zakřiveného difuzoru, který zajišťuje symetrický (osový nebo diagonální) odvod pracovního media z lopatkového stroje. Je přirozené, že takovéto uspořádání proudu umožňuje vysoké využití tlakové energie. Další tři provedení mají za úkol pootočit pracovní medium o  $90^\circ$  od osy otáčení lopatkového stroje. Výstupní hrdlo typu *c)* se skládá z mezikruhového difuzoru, který je označen číslem 1 a z krátkého radiálního difuzoru označeného číslem 2. Téměř veškerá kinetická energie pracovního media se přemění na energii potenciální již v mezikruhovém difuzoru. Radiální difuzor slouží v tomto případě pouze k pootočení media o  $90^\circ$  při již relativně nízkých rychlostech proudění. U provedení *d)* je proud nejprve pootočen o  $90^\circ$  a až poté v radiálním difuzoru dochází k přeměně kinetické energie na energii potenciální. Provedení *e)* je kombinované. K přeměně kinetické energie na potenciální dochází jak před pootočením pracovního media tak i po něm. Poslední typ *f)* představuje diagonální stupňovitý difuzor. Volba výstupního hrdla vždy závisí na konstrukčním uspořádání celého systému.

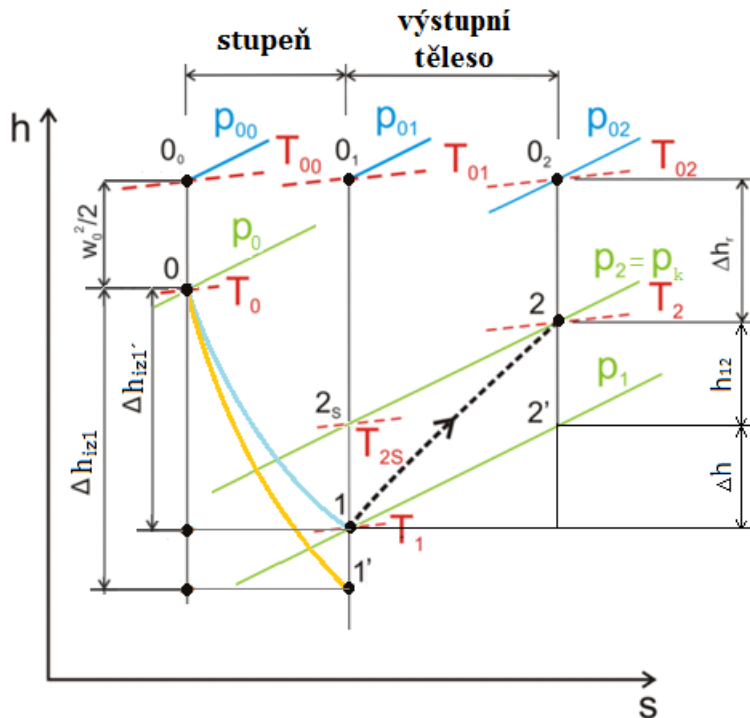
Axiální výstupní tělesa se používají u malých turbostrojů, které dosahují výkonu zhruba do 180 MW. Radiální výstupní hrdla se používají především u parních kondenzačních turbín větších výkonů, kde již velikost posledních stupňů neumožňuje použití jednoproudého výstupního tělesa s axiálním výstupem nebo kde je z dispozičních důvodů snazší použití vývodu admisní páry pod osu stroje. Omezujícím faktorem při použití daného typu výstupního tělesa může být i axiální rozměr strojovny. Radiální hrdla umožňují umístit kondenzátor pod turbínu, čímž se značně sníží nároky na velikost strojovny, na druhou stranu rostou nároky na výšku podlaží. Jejich účinnost v porovnání s ostatními typy je menší, ale správnou volbou geometrických parametrů je možné teoreticky přeměnit 60 až 65 % kinetické výstupní energie proudu na energii potenciální. [2]

Výstupní tělesa parních turbín je možné podle počtu proudů rozdělit na jednoproudá a dvouproudá. Tento způsob dělení souvisí se samotným konstrukčním provedením nízkotlakého dílu turbíny. Jednoproudé provedení výstupních těles se používá u turbín menších výkonů. U turbín větších výkonů se používá dvouproudé provedení. Objemový průtok zde dosahuje značných hodnot a v případě jednoproudého provedení nízkotlakého tělesa by koncové lopatky nabývaly značných rozměrů. U turbín velmi vysokých výkonů (např. Jaderná elektrárna Temelín - 1090 MW) je dokonce nutné mít více než jeden NT díl. I v tomto případě samozřejmě nelze axiální výstupní těleso použít.

## 2.1 Energetické ztráty výstupního tělesa

Aby výstupní těleso pracovalo správně, musí být navrženo jako rozšiřující se kanál, jinak řečeno jako difuzor. Pokud bude uvažováno výstupní těleso jako specifický typ difuzoru, je možné termodynamické děje odehrávající se ve výstupním tělese znázornit v  $h-s$  diagramu, viz obr. 2-3. Zelené křivky představují izobary, které odpovídají statickým tlakům v daném místě. Bod  $0_0$  je označován jako tzv. stagnační stav před posledním lopatkovým stupněm. Bod  $0$  udává vstup do posledního stupně lopatkového stroje. Proud vstupuje do stupně s kinetickou energií  $w_0^2/2$ . Expanze páry v posledním stupni turbíny je dána křivkou 0-1. Expanzi odpovídá izoentropický spád  $\Delta h_{iz1}$ . Pára po expanzi vstupuje do výstupního tělesa (difuzoru), kde dochází k její kompresi. Při kompresi dochází k tlakovému nárůstu. Tento děj je znázorněn pomocí křivky 1-2. V případě kondenzační turbíny je tlak po kompresi ve výstupním hrdle  $p_2$  roven tlaku v kondenzátoru  $p_k$ . Tlak v kondenzátoru závisí na teplotě chladicí vody a je udržován jejím průtokem a vývěvami. Bod  $0_0$  odpovídá stagnačnímu bodu v kondenzátoru. Čím větší je nárůst tlaku ve výstupním tělese, tím je možné dosáhnout nižšího statického tlaku za posledním stupněm, a tedy většího entalpického spádu v turbíně. Pomocí křivky 0-1' je

znázorněno navýšení entalpického spádu na  $\Delta h_{iz1'}$ , tedy snížení ztrát vlastního výstupního tělesa.



Obr. 2-3: Termodynamické děje ve výstupním tělese [23]

Jak již bylo uvedeno výše, tlak v kondenzátoru závisí na teplotě chladicí vody a při návrhu turbíny je jeho hodnota stanovena na počátku výpočtů. Pokud difuzor pracuje správně a s minimálními ztrátami, dochází v něm k poměrně značnému navýšení tlaku. Toto navýšení tlaku nám umožní při návrhu posledního stupně turbíny nastavit takové výstupní podmínky, při kterých má výstupní proud značnou kinetickou energii, respektive statický tlak nabývá nízkých hodnot. Pokud by za posledním stupněm turbíny nebylo umístěné výstupní těleso, tato kinetická energie proudu by byla dále nevyužitelná a byla by považována za ztrátu.

Základním parametrem axiálního výstupního difuzoru je ztrátový součinitel  $\zeta_D$ . Ztrátový součinitel difuzoru pro případ nestlačitelného proudění je možné zapsat pomocí vztahu (2.1). Zatímco ztrátový součinitel pro stlačitelné proudění je definován vztahem (2.2). Nestlačitelné proudění je s jistotou možné uvažovat do hodnoty cca  $Ma \leq 0,3$ . V praxi se nicméně ukazuje, že tato hranice je cca  $0,7 Ma$ , což potvrdily i první numerické simulace proudění v modelu výstupního tělesa. Při výpočtu ztrátového součinitele byl použit jak vztah (2.1), tak i (2.2) a do hodnoty  $Ma = 0,7$  se v podstatě neprojevil rozdíl. Od této hranice dále docházelo k odchylkám v řádu procent a se zvyšující se vstupní rychlostí se rozdíl zvětšoval. Numerická simulace proudění ve výstupním tělese nicméně není součástí této práce a nebude více rozebírána. Nejvyšší očekávaná rychlost na vstupu do difuzoru během měření se očekává na úrovni přibližně  $Ma = 0,4$ . Z tohoto důvodu lze v celém rozsahu měření uvažovat pouze vztahy týkající se nestlačitelného proudění. Odvození jednotlivých vztahů je detailněji rozebráno například v literatuře [3] nebo [4].

$$\zeta_D = \frac{p_{01} - p_2}{p_{d1}} \quad (2.1)$$

$$\zeta_{D_{compr}} = \frac{1 - \left(\frac{p_2}{p_{01}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - \left(\frac{p_1}{p_{01}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (2.2)$$

Nechť je ztrátový součinitel celého výstupního tělesa označen jako  $\zeta_C$ . K navýšení potenciální energie dochází v případě, kdy  $\zeta_C < 1$ . V případě, že  $\zeta_C = 1$  je tlakový zisk roven vzniklým ztrátám a platí  $p_1 = p_2 = p_k$ . Pokud celkový ztrátový součinitel  $\zeta_C > 1$ , pak  $p_1 > p_k$ . Hlavním úkolem je navrhnout výstupní těleso, které bude mít minimální ztrátový součinitel  $\zeta_C$ .

Schopnost difuzoru přeměnit dynamický tlak vstupujícího proudu na energii tlakovou udává tlakový součinitel  $c_p$ . Tlakový součinitel je definován následujícím vztahem:

$$\begin{aligned} c_p &= 1 - \zeta_D, \\ c_{p_{compr}} &= 1 - \zeta_{D_{compr}}. \end{aligned} \quad (2.3)$$

Ideální hodnota tlakového součinitele je  $c_p = 1$ . Jinak řečeno veškerý dynamický tlak vstupujícího proudu se přeměnil na energii tlakovou. Této hodnoty prakticky nelze dosáhnout. Difuzor by v tomto případě musel při minimálních třecích ztrátách dosahovat neobyčejné délky. Velmi často se zavádí tzv. teoretická maximální hodnota tlakového součinitele  $c_p$ , která je definována vztahem:

$$c_{p_{max}} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{S_2}{S_1}\right)^2}. \quad (2.4)$$

V praxi je snaha dosáhnout co nejvyšší hodnoty tlakového součinitele. Hodnota vždy závisí na konstrukčním provedení difuzoru. Závislost mezi koeficientem celkových ztrát a tlakovým součinitelem pro nestlačitelné proudění je možné stanovit pomocí vztahu:

$$\zeta_C = \frac{p_{01} - p_2}{p_{d1}} = 1 - \frac{p_2 - p_1}{p_{d1}} = 1 - c_p. \quad (2.5)$$



### 3 Možnosti snížení energetických ztrát

Při proudění pracovního media výstupním tělesem dochází ke vzniku energetických ztrát. Celkové ztráty ve výstupním tělese se skládají ze ztrát ve výstupním tělese samotném  $\Delta h$  a ztrát výstupní rychlostí  $\Delta h_r$ . Ztráty  $\Delta h$  jsou tvořeny ze ztrát třením a ztrát odtržením proudu. Pro snížení energetických ztrát je třeba zmenšit jednu nebo několik těchto dílčích ztrát. Ztrátová energie výstupního tělesa je vždy stanovena pomocí součinitele celkových ztrát  $\zeta_c$ .

Existuje několik způsobů, jak je možné snížit vzniklé ztráty při proudění s odtržením proudu. Jedná se o metody, které se snaží odstranit či posunout místo odtržení proudu. Proudící medium a konstrukce výstupního tělesa (počet a plocha stěn, případných vnitřních vestaveb atp.) zásadním způsobem ovlivňují třecí ztráty a s nimi související i ztráty výstupní rychlosti. Přidáním sít nebo mříží na výstupu z tělesa je možné snížit výstupní rychlost proudu, tím ale dojde zároveň ke zvýšení ztrát třením. Je důležité posoudit jednotlivé aspekty a následně zvolit, která z možných ztrát bude převládat.

Mezi používané metody snižování energetických ztrát patří:

- odsávání mezní vrstvy,
- tangenciální vefukování do mezní vrstvy,
- příčné vefukování do mezní vrstvy,
- zavedení syntetizovaného paprsku,
- odřezávání mezní vrstvy.

#### Odsávání mezní vrstvy

Před místem, ve kterém se očekává odtržení proudu od stěny výstupního tělesa, se umístí řada otvorů, viz obr. 3-1 a). Otvory jsou opatřeny zdrojem nižšího tlaku. Díky tomu je možné odsávat určité množství proudu. V praxi se odsávané množství pohybuje v rozmezí 2 ÷ 5 %, viz [5]. Tato metoda tedy oddaluje odtržení mezní vrstvy, s čímž souvisí snížení energetických ztrát ve výstupním hrdle.

#### Tangenciální vefukování do mezní vrstvy

Tangenciální vefukování do mezní vrstvy se používá pro opětovné urychlení zpomaleného hlavního proudu. Vefukování napomáhá překonat nepříznivě se zvyšující tlakový gradient, který vzniká ve směru proudu. Metoda je znázorněna na obr. 3-1 b). Vefukované množství se pohybuje opět v rozmezí 2 ÷ 5 %, viz [5] a [6].

#### Příčné vefukování do mezní vrstvy

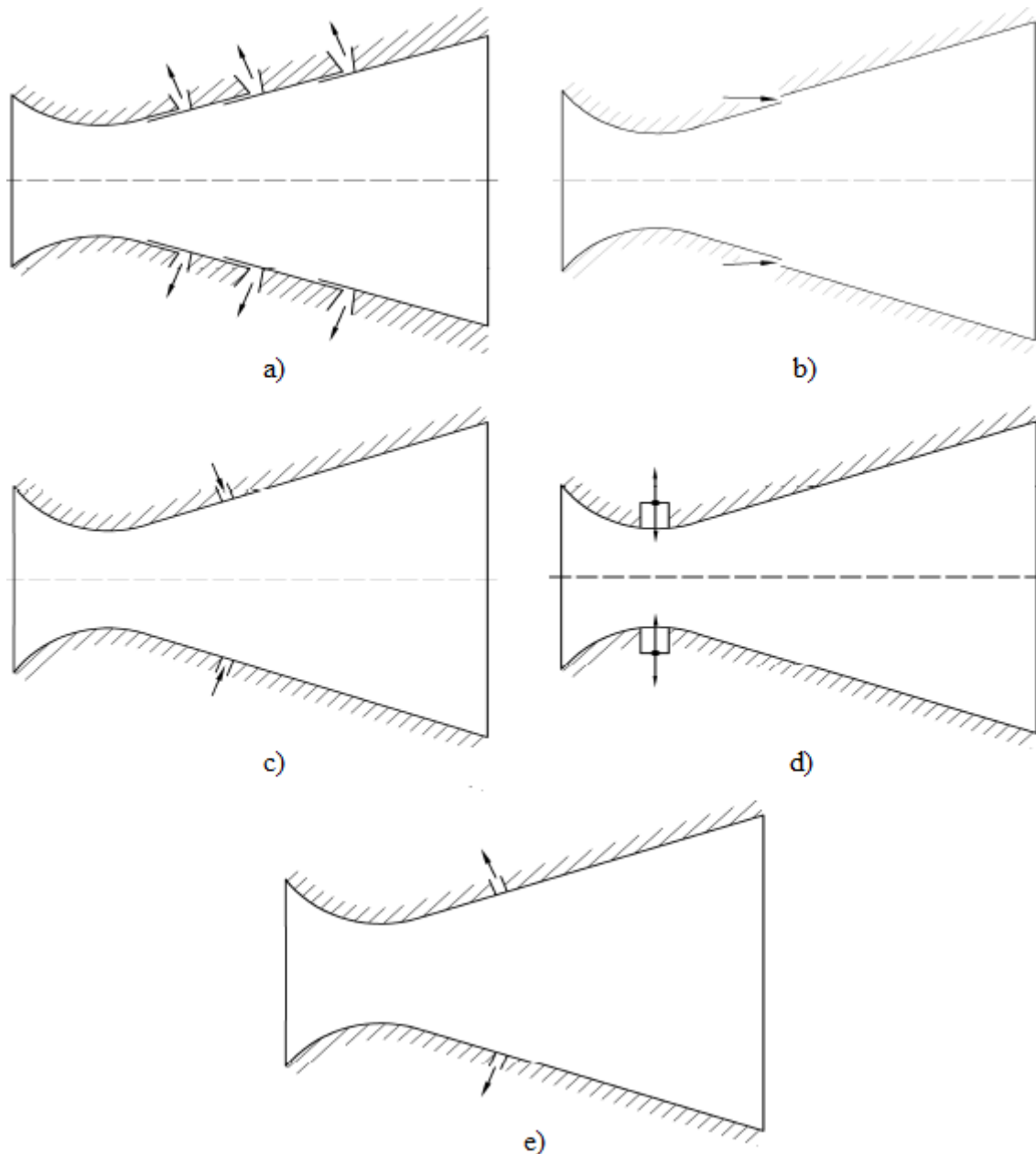
Při této metodě dochází k vefukování do mezní vrstvy pod úhlem desítek stupňů, viz obr. 3-1 c). Mezní vrstva přechází do turbulentního stavu a laminární rychlostní profil se mění na turbulentní. Mezní vrstva odolává vlivu tření a kladného tlakového gradientu, díky větší přiléhavosti turbulentního profilu k obtékané stěně.

#### Zavedení syntetizovaného paprsku

Syntetický paprsek je zařízení, které je umístěno v nejužším místě difuzoru, viz obr. 3-1 d). Hlavním úkolem je periodické vefukování a vyfukování proudu z a do komory. Komora se nachází pod nejužším průřezem s nulovým průměrným průtočným množstvím vzduchu během delšího časového intervalu. Díky této metodě je možné použít difuzor s úhlem rozevření až 50 °, aniž by došlo k odtržení proudu od stěny, viz [7].

### Odřezávání mezní vrstvy

Odřezávání mezní vrstvy je způsob, při kterém dochází k odstraňování zpomalených částí mezní vrstvy v blízkosti rozevírané stěny. K odstranění se používá buď sada desek, nebo otvorů, viz obr. 3-1 e). Umístění desek nebo otvorů je v místě (nebo před místem) předpokládaného odtržení mezní vrstvy.



Obr. 3-1: Metody snižování energetických ztát [3]

- a) Odsávání mezní vrstvy; b) Tangenciální vefukování do mezní vrstvy; c) Příčné vefukování do mezní vrstvy; d) Syntetický paprsek; e) Odřezávání mezní vrstvy

Další alternativou je použití výstupních těles, které mají:

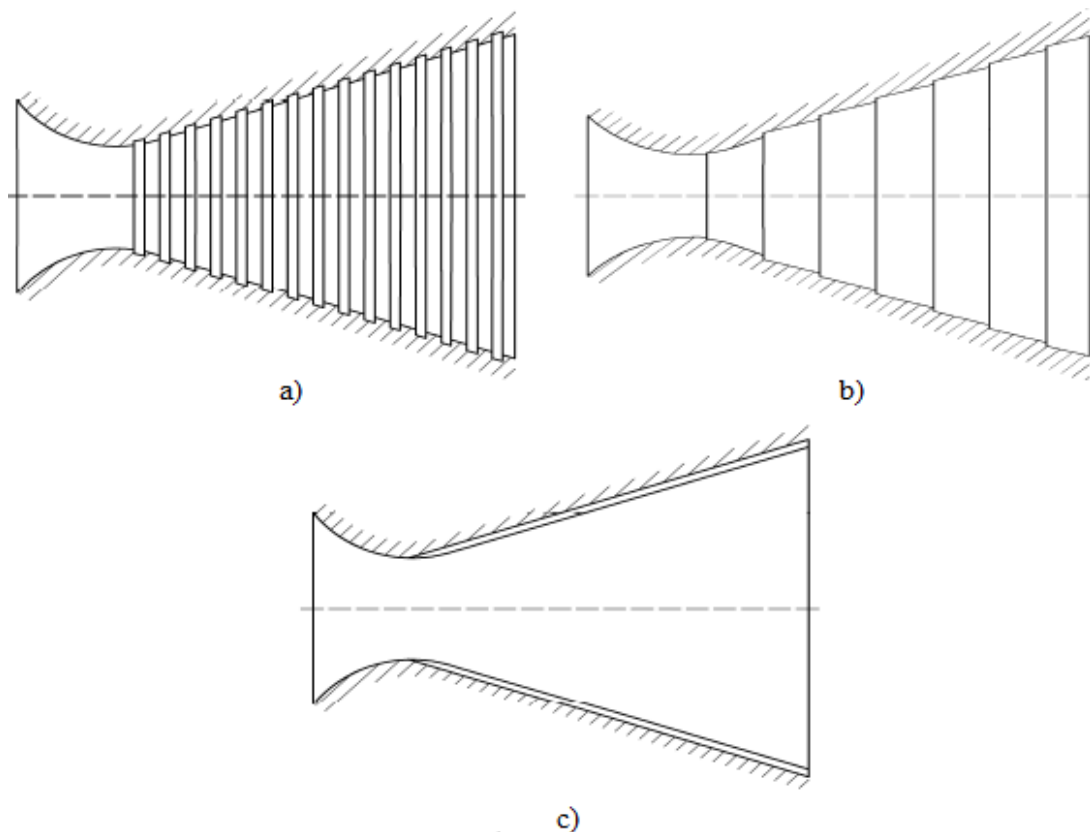
- příčně drážkované či stupňované stěny,
- podélně drážkované stěny.

### Příčně drážkované či stupňované stěny

Principem metody je vytvoření umělé drsnosti na obtékaných stěnách difuzoru. K vytvoření drsnosti se používají příčné drážky (obr. 3-2 a)) nebo stupňované stěny (obr. 3-2 b)). Drážky slouží k zvýšení stupně turbulizace mezní vrstvy. Pozitivní vliv turbulence, byl zmíněn již v kapitole 2.

### Podélně drážkované stěny

Ve stěnách difuzoru jsou vytvořeny podélné drážky malých rozměrů, viz obr. 3-2 c). Podélné drážky napomáhají k oddálení odtržení mezní vrstvy. Pro úhly rozevření  $20 \div 25^\circ$  se tato metoda jeví jako vysoce efektivní. Při těchto úhlech nedochází k odtržení mezní vrstvy. Pro úhly rozevření do cca  $40^\circ$  je odtržení mezní vrstvy malé se ztrátovým součinitelem menším o přibližně 30 % oproti difuzoru s hladkými stěnami, viz [3].



Obr. 3-2: a) Příčně drážkované stěny; b) Stupňované stěny; c) Podélně drážkované stěny [3]

Další možností jak snížit energetické ztráty je použití tvarovaného difuzoru (Vysočinského dýza), tvarovaného difuzoru s odsáváním mezní vrstvy (Griffitsův difuzor), difuzoru s vestavěnými vnitřními deflektory, difuzoru se samoodsáváním nebo difuzoru s vírovými komorami. Tyto difuzory jsou výrobně značně náročné, proto se v praxi využívají pouze ve speciálních případech. [3]

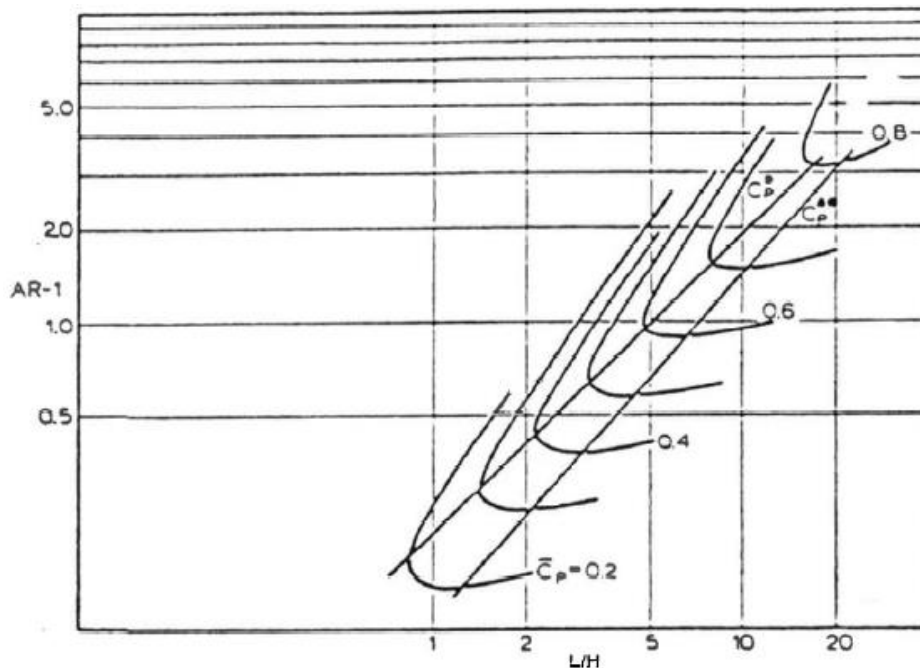
## 4 Rešerše vybrané literatury

Výstupní tělesa jsou spojována především s paroplynovými cykly. Kombinované cykly elektráren mají obrovskou výhodu z hlediska vyšší účinnosti celého cyklu. Plyny vystupující z plynové turbíny se podílejí na výrobě páry, která následně expanduje v parní turbíně. Výstupní plyny mají značnou kinetickou energii. Výstupní těleso je u kombinovaných cyklů umístěno právě na výstupu z plynové turbíny a jeho úkolem je přeměnit kinetickou energii proudu na energii tlakovou. Výstup z plynové turbíny je často zpomalován difuzorem před vstupem do tepelného výměníku pro dosažení optimální výkonnosti. Toto zpomalení je zdrojem tlakových ztrát, které zde mohou vznikat z různých důvodů. Proud vystupující z plynové turbíny interaguje se vzpěrami, jejichž primární funkcí je podepření ložiska hřídele rotoru. Většími vzpěrami bývá také například veden olej k ložisku. Vzpěry tvoří překážku proudícímu mediu, ale v určitých případech mohou sloužit i pozitivně s ohledem na zrovnoměnění a usměrnění proudu.

Prozatím je k dispozici velmi omezené množství literatury týkající se výstupních těles parních turbín. Z tohoto důvodu existuje pouze omezené množství informací, které se věnují této problematice. Nicméně existuje značné množství informací o výstupních tělesech kombinovaných cyklů. Principiálně i uspořádáním jsou si výstupní tělesa obou cyklů do jisté míry podobná. Z tohoto důvodu je možné čerpat inspiraci právě z literatury, která je věnována výstupním tělesům paroplynového cyklu. Je ale vždy zapotřebí brát v potaz několik důležitých odlišností mezi výstupními tělesy obou cyklů. V obou případech je první část tvořena mezikruhovým difuzorem, kde vnitřní část zahrnuje ložisko rotoru nízkotlaké části turbíny. U plynových turbín se z konstrukčního hlediska využívá několika relativně velkých vzpěrových struktur. U parních turbín je konstrukčně dostačující nižší počet menších vzpěr, které jsou u koncepce Doosan obvykle umístěné ve spodní části prstence. Prostor nad dělicí rovinou je obvykle bez výztuh z důvodu snazší demontáže ložiskového stojanu a zpřístupnění ložiska z důvodu montážních nebo servisních prací. Dále se zde nachází olejové potrubí, které je nezbytné pro mazání ložiska. V případě výstupních těles parních turbín jsou tyto překážky umístěné poměrně daleko od poslední lopatkové řady, proto ucpání, obvodová nerovnoměrnost a interakce s úplavy jsou méně výrazné, než tomu je u plynových turbín. U parních systémů následuje za ložiskovým pouzdem relativně krátká kuželová difuzorová část. U plynových turbín se nachází delší kuželová část, která je ve své podstatě mnohem více účinná. [8]

Již dříve bylo provedeno několik studií, jejichž cílem bylo stanovit výkonnostní charakteristiky mezikruhových a kuželových difuzorů. Kleine [9] byl průkopníkem ve vývoji optimálního tvaru difuzoru s přímými stěnami. Následně Sovran a Klomp [10] vytvořili pomocí rozsáhlých, systematických experimentů výkonnostní diagramy pro široké spektrum mezikruhových difuzorů. Tyto výkonnostní diagramy se používají dodnes. Příklad takového diagramu je znázorněn na obr. 4-1, kde  $AR$  představuje poměr vstupní a výstupní plochy z difuzoru a  $L/H$  představuje poměr délky k výšce difuzoru. Diagram vychází z experimentálního měření na mezikruhovém difuzoru bez turbíny s rovnoměrným proudem na vstupu pro  $Ma < 0,3$ . Vstupní proud během experimentu byl čistě axiální, zatímco ve skutečné turbíně obsahuje všechny tři směrové složky. Křivka označená jako  $c_p^*$  představuje maximální tlakový součinitel pro danou poměrnou délku difuzoru. Steven a Williams [11] zkoumali vliv vstupních podmínek na výkonnost mezikruhového difuzoru. Bylo vytvořeno několik vstupních podmínek, které se lišily úrovní turbulence. Na základě poznatků z těchto experimentů byla hodnocena výkonnost difuzoru. Sultanian a Sakomato [12] experimentálně a numericky studovali charakteristiky proudu na desetinasobně zmenšeném modelu výstupního tělesa plynové turbíny. Analýza byla provedena za podmínek, které odpovídaly provozu při plném a částečném zatížení.

Při částečném zatížení byl proud na vstupu do mezikruhového difuzoru značně zavířen, což způsobilo odtržení proudu i v oblasti mezi vzpěrami.

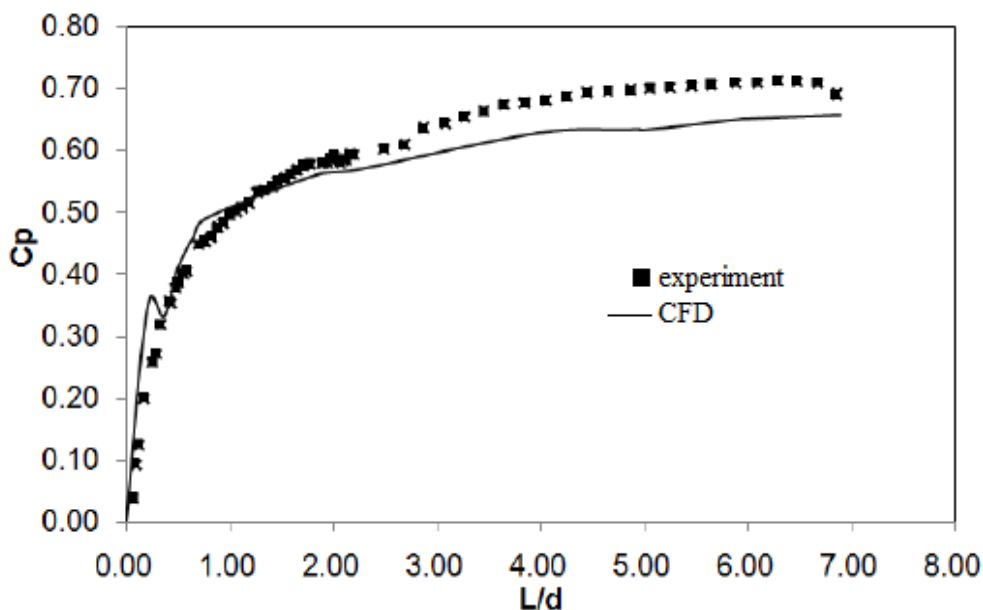


Obr. 4-1: Výkonnostní diagram [10]

Ubertini a Desideri [13], [14] zkoumali fyzikální charakteristiky proudění a rozměry turbulencí uvnitř mezikruhového difuzoru umístěného na výstupu z turbíny. Dále ve svém textu popsali vliv vzpěr umístěných v difuzoru připojeného k výstupu z plynové turbíny na výkonost turbíny. Bylo ověřeno, že přítomnost vzpěr v proudu vede ke zvýšení celkových tlakových ztrát. Nárůst ztrát úzce souvisí se zvýšením třecích efektů. Vassiliev [15], [16] provedl výpočty na difuzorech, jejichž geometrie byla stanovena v textu od Sovrana a Klompa [10]. K výpočtům použil komerční CFD programy. V těchto výpočtech bylo otestováno několik turbulentních modelů. Bylo zjištěno, že model  $\kappa - \varepsilon$  dává nejlepší výsledky v porovnání s provedenými experimenty. Fleige [17] popsal, jaký vliv má zavíření proudu a tzv. tip-leakage flow na výkonost kuželového difuzoru. Tip-leakage flow je termín, který označuje indukční proudění přes špičku lopatky, ke kterému dochází vlivem rozdílu tlaků na jednotlivých stranách lopatky. Bylo zjištěno, že při interakci vstupního silně zavířeného proudu se vzpěrami dochází k nárůstu celkových tlakových ztrát. Feldcamp a Brick [18] vyšetřovali, jaký vliv má zavíření vstupujícího proudu na výkonost difuzoru. Pro vyhodnocení používali různé CFD turbulentní modely.

Pradeep, Bhasker a další [19] se zabývali výkoností výstupního tělesa na plynové turbíně a její zlepšení pomocí různých tvarových modifikací. Výstupní těleso, na kterém se prováděly experimenty, bylo tvořeno mezikruhovým difuzorem s pěti radiálními vzpěrami, na který byl připojen kuželový (kónický) difuzor. Na výstupu z plynové turbíny byly odděleně simulovány dva případy vstupujícího proudu, které odpovídají provozu při plném zatížení (nízké zavíření proudu) a provozu při částečném zatížení (vysoké zavíření proudu). Postupně byly porovnávány dvě tvarové modifikace základního difuzoru, které se lišily úhlem rozevření. Výkonost difuzoru byla hodnocena pomocí ztrátového součinitele celkového tlaku a tlakového součinitele  $c_p$ . Tlaky byly měřeny Kielovou a tříotvorovou sondou. Výkonost referenčního difuzoru byla hodnocena jak pomocí CFD, tak pomocí experimentů. Na obr. 4-2 je možné vidět

závislost tlakového součinitele  $c_p$  na  $L/d$  základní geometrie difuzoru. Tento nárůst tlakového součinitele odpovídá prudkému navýšení statického tlaku, který je způsoben velkým úhlem rozevření. Následně dochází k poklesu statického tlaku, což je způsobeno přítomností radiálních vzpěr. Vzpěry zmenší průřez difuzoru, což se projeví místním nárůstem rychlosti proudu. Statický tlak se obnovuje a strmě narůstá ve zbývající části mezikruhového difuzoru. Tlakový součinitel v kuželovém difuzoru se již zvyšuje mírněji. Celkový ztrátový součinitel narůstá po celé délce difuzoru. Tyto trendy jsou stejné pro oba typy vstupní vířivosti. Podobný průběh je možné očekávat i pro axiální výstupní těleso zkoumané v této práci.



Obr. 4-2: Závislost  $c_p$  na  $L/d$  [19]

Na základě článku [19] je možné napsat řadu poznatků, které je důležité brát v potaz při návrhu výstupního tělesa. Velký úhel rozevření v kombinaci se vstupním zavíráním může způsobit odtržení mezní vrstvy uvnitř mezikruhového difuzoru, což vede k značné nerovnoměrnosti proudění v kuželovém difuzoru. Tato skutečnost výrazně ovlivňuje výkonnost difuzoru. Vždy je nutné najít optimální rozevření difuzoru. Velké rozevření zvyšuje poměr ploch a dochází k větší difuzi kinetické energie, ale je náchylnější na odtržení mezní vrstvy. Místo odtržení mezní vrstvy nicméně silně závisí na parametrech daného proudění a nalezení optima rozevření je tak v podstatě individuální záležitost pro daný typ výstupního tělesa. Geometrie s mírnějším počátečním rozšířením, po kterém následuje výraznější rozevření difuzoru až k rovině maximální tloušťky vzpěr, dává nejlepší výsledky s ohledem na tlakový součinitel a celkový ztrátový součinitel.

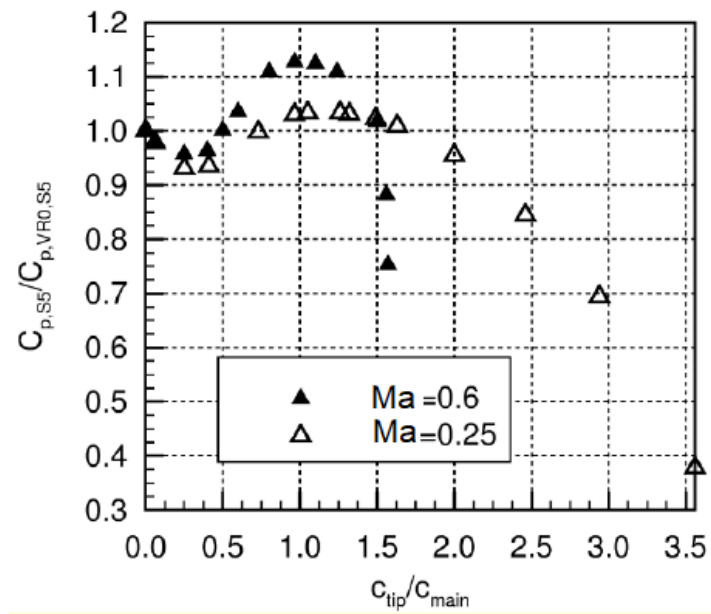
Výstupní tělesa pracují s nerovnoměrným vstupním profilem celkového tlaku a s vysokou hodnotou vstupního Machova čísla 0,6 i více. Při malých protitlacích lze dosahovat až hodnot  $Ma = 1$ , kdy již nastává aerodynamické ucpání posledního stupně. Vliv těchto parametrů na výkonnost vysoce zatíženého axiálního tělesa plynové turbíny byl zkoumán v článku [20]. Nerovnoměrnost profilu celkového tlaku může být způsobena např. únikem pracovního média mezi špičkou lopatky posledního stupně a statorovou částí turbíny, nebo nerovnoměrností profilu celkového tlaku, který vystupuje z posledního lopatkového stupně turbíny. Výsledky studie ukázaly, že profil celkového tlaku má zásadní vliv na místo odtržení proudu od stěny, přičemž tzv. hub-strong profil celkového tlaku má tendenci způsobit separaci proudu na vnější

stěně výstupního tělesa, zatímco tzv. tip-strong profil na vnitřním náboji výstupního tělesa. Pro porovnání byl vyhodnocen také případ s rovnoměrným profilem celkového tlaku na vstupu. Simulace byly provedeny pomocí CFD programu s využitím SST turbulentního modelu. Tyto simulace podávají poměrně dobré výsledky s ohledem na predicki odtržení proudu v tělese. Separální oblasti ale často přetrvávají déle, než jak udávají CFD simulace. Z tohoto důvodu se vypočtený tlakový součinitel  $c_p$  může lišit až o 30 %.

Numerickými výpočty 3D proudového pole ve výstupním axiálním tělese parní turbíny a následným porovnáním s experimentálními daty se zabývali Daccà, Canelli a Cecchi [8]. Měření bylo provedeno na výstupním tělese, které bylo připojeno k poslednímu stupni turbíny s délkou lopatek 48 palců. Poslední stupeň turbíny musí být vždy navrhován společně s výstupním tělesem. Jak již uvedl Vasiliev ve své studii [15], výkonnost tělesa silně závisí na aerodynamických parametrech za posledním stupněm turbíny. Mezi tyto parametry patří: výstupní absolutní Machovo číslo, výstupní absolutní úhel proudu, radiální rozložení celkového tlaku, Reynoldsovo číslo a stupeň turbulence. Srovnání s naměřenými daty umožnilo ověřit provedení CFD simulací a poskytnout tak kompletní spolehlivou výkonovou křivku výstupního tělesa. Důležitým výsledkem práce bylo také stanovení všeobecné metody pro co nejpřesnější vyhodnocení výkonu axiálního výstupního tělesa. Úloha byla optimalizována použitím zjednodušených 3D výpočtů na axiálně symetrickém výstupním tělese. Použitá metoda je dostačující pro minimalizaci odtržení proudu, které se může objevit na stěnách. Metoda však neumí predikovat ztráty způsobené odtržením proudu a úplavy vznikající na vzpěrách.

Rychlost indukčního proudění přes špičky lopatek  $c_{tip}$  ovlivňuje tlakový součinitel  $c_p$ . Touto skutečností se mimo jiné zabývali Volkmer, Hirschmann, Casey a Montgomery [21]. Experiment byl proveden na obecném axiálním výstupním tělese plynové turbíny. Indukční proudění posledního stupně turbíny bylo nahrazeno vstřikováním přídavného proudu do mezikruhové části difuzoru. Efekt vstřikovaného proudu na tlakový součinitel může být na základě studií rozdělen do tří oblastí. Při nízkých rychlostech vstřikovaného proudu nejprve dochází k poklesu tlakového součinitele a minimální hodnota součinitele je dosažena při rychlostním poměru  $c_{tip}/c_{main} = 0,25$ . Druhá oblast se nachází v rozmezí  $c_{tip}/c_{main} = (0,25; 1,2)$ . K významnému navýšení výkonnosti difuzoru dochází v případě, kdy rychlostní poměr se nachází v rozsahu od 1 do 1,2. V této oblasti nedochází k odtržení mezní vrstvy od stěny difuzoru. Třetí oblastí je dosaženo, když indukční proudění dosahuje vysokých rychlostí. Rychlostní poměr nabývá hodnoty 1,6 a vyšší. V tomto případě také nedochází k odtržení mezní vrstvy na stěně difuzoru, ale výrazným způsobem je ovlivněno odtržení proudu na vnitřním náboji, což se projeví značným nárůstem celkových tlakových ztrát. Závislost poměru  $c_{p,S5}/c_{p,VR0,S5}$  na poměru  $c_{tip}/c_{main}$  v rovině S5 při dvou různých rychlostech vstřikovaného proudu je znázorněna na obr. 4-3, kde:

- S5 - rovina nacházející se v blízkosti výstupu z axiálního tělesa,
- $c_{p,S5}$  - tlakový součinitel v rovině S5 při vstřikování proudu,
- $c_{p,VR0,S5}$  - tlakový součinitel v rovině S5 při nulovém rychlostním poměru (bez vstřikování proudu),
- $c_{tip}$  - rychlost vstřikovaného přídavného proudu,
- $c_{main}$  - rychlost hlavního proudu.



Obr. 4-3: Závislost poměru  $c_{p,S5}/c_{p,VR0,S5}$  na poměru  $c_{tip}/c_{main}$  [21]



## 5 Experimentální zařízení

Měření bylo prováděno na zkušebním zařízení, které je umístěno v laboratoři experimentálního výzkumu proudění ve společnosti Doosan Škoda Power s.r.o. (dále DŠPW). Experimentální zařízení představuje zmenšený model vzduchového axiálního výstupního tělesa. Model je připevněn k výstupu z aerodynamického tunelu, viz obr. 5-1. Popis vzduchového tunelu je uveden například v literatuře [4]. Hlavním účelem experimentálního zařízení je výzkum proudění v axiálních výstupních tělesech. U reálného stroje je velmi obtížné měnit geometrii tělesa, uspořádání vnitřních výztuh nebo aplikovat nejrůznější experimentální metody pro výzkum proudění. Právě z tohoto důvodu byl zhotoven model axiálního výstupního tělesa. V experimentálních podmínkách je velmi složité nastavit podmínky tak, aby se alespoň přibližovaly skutečnému provozu. Je prakticky nemožné dosáhnout shody. Navzdory tomu jsou však výsledky z experimentálního měření nezbytné pro verifikaci souběžně běžících numerických výpočtů. Pomocí numerických výpočtů je poté možné modelovat stavy, kterých není možné dosáhnout v laboratorních podmínkách.

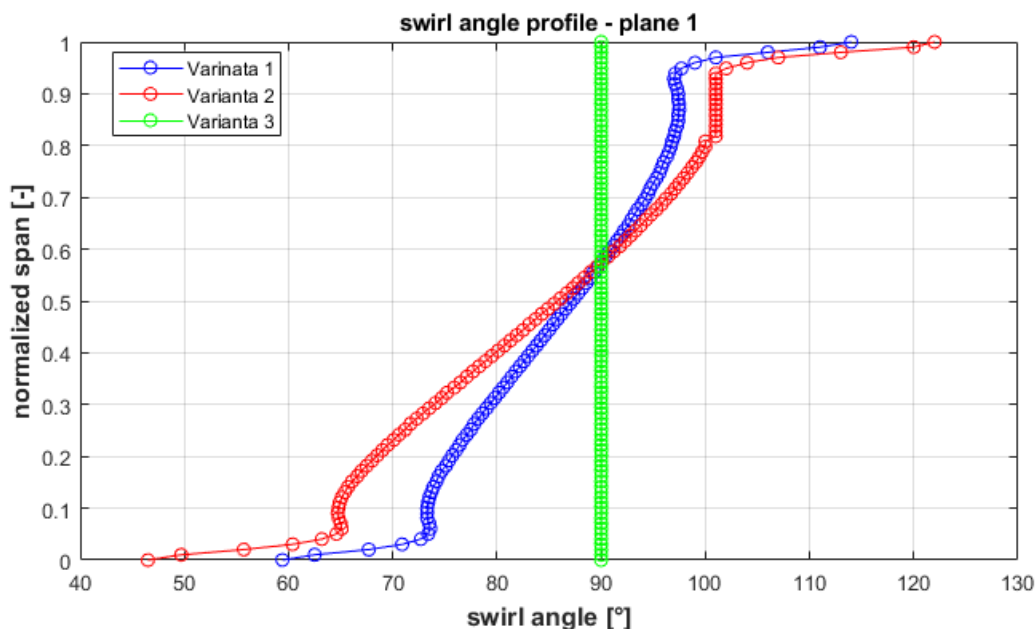


Obr. 5-1: Model výstupního tělesa s prodlužovacím potrubím

Geometrie výstupního tělesa představuje zmenšený model odpovídající skutečné koncepci, která byla navržena společností DŠPW pro turbínu o výkonu 35 MW. Parní turbína bude provozována s možností experimentálního ověření provozních vlastností. Na základě dostupných informací bude možné následně provést srovnání dat z reálného stroje a vzduchového modelu. Toto již nicméně není součástí této práce.

Mezi základní parametry vstupního proudu patří Machovo a Reynoldsovo číslo. Tyto parametry jsou výrazným způsobem limitovány možnostmi experimentální základny především výkonem ventilátoru vzduchového tunelu. Hlavním úkolem při návrhu experimentálního modelu bylo zajistit požadovaný úhel natočení proudu na vstupu do výstupního tělesa. Úhel natočení proudu po výšce vstupního kanálu má významný vliv na interakci proudu s vnitřními výztuhami. V reálném stroji se nachází radiální výstupní úhel proudu, který vzniká rotací lopatek oběžného kola posledního stupně parní turbíny. Tento úhel je velmi obtížné simulovat na zkušebním zařízení. Z tohoto důvodu byl model navržen tak, aby se dosáhlo požadovaných úhlu v obvodovém směru. Celkem byly navrženy dva typy rozváděcích lopatkových mříží, které

mají obvodově tvarované listy lopatek. První lopatkový profil (varianta 1) je navržen tak, že požadovaný profil obvodového úhlu je ve shodě s referenčním reálným strojem. V druhém případě (varianta 2) je dosaženo 1,5 násobku obvodového úhlu. Aby bylo možné kvantifikovat vliv obvodového úhlu proudu na chování výstupního tělesa, byla navržena lopatková mříž s pouze axiální složkou rychlosti (varianta 3). Požadovaný profil obvodového úhlu  $\alpha$  (tzv. swirl angle) po výšce kanálu pro všechny tři typy lopatkové mříže a rychlost na vstupu do difuzoru  $0,18 Ma$  je možné pozorovat na obr. 5-2. [1]



Obr. 5-2: Profil obvodového úhlu po výšce kanálu

V rámci této práce bude nejprve provedeno měření na referenční variantě prázdného výstupního tělesa pro dva typy stacionárních lopatkových mříží. Jedná se o variantu 1 a 3. Varianta 2 nebude v rámci této práce proměřena, jelikož výroba lopatkové mříže prozatím nebyla započata z kapacitních důvodů. Následně bude provedeno měření, kdy výstupní těleso bude doplněno o modely jednotlivých podpěr a výztuh. Tyto modely výztuh, podpěr či olejového potrubí budou umístěny ve spodní rovině pod ložiskovým stojanem. Hlavním úkolem práce je kvantifikovat vliv těchto výztuh společně s obvodovým úhlem na vstupu do difuzoru na proudění ve výstupním traktu (vyčísleno hodnotou součinitele zvýšení tlaku  $c_p$ ).

## 6 Popis experimentálního měření

V této kapitole je uvedeno schéma měření včetně popisu jednotlivých měřicích kanálů. Dále je zde popsán použitý hardware a způsob zapojení měřicí aparatury. Během experimentu byly použity dva základní typy měření, které jsou zde stručně popsány.

### 6.1 Schéma měření

Na obr. 6-1 je znázorněno měřicí schéma s vyznačenými důležitými měřicími rovinami:

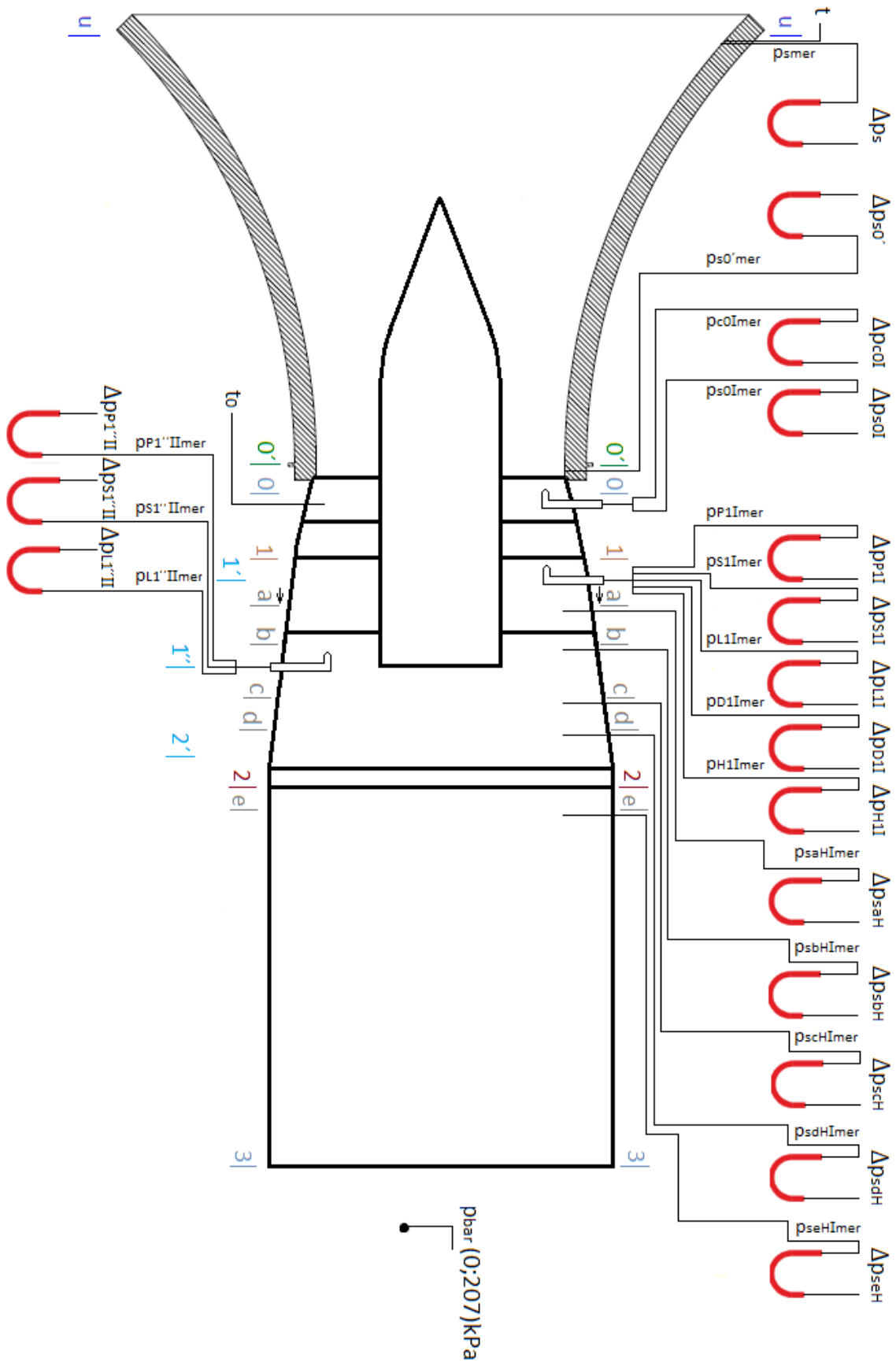
- rovina 0 – rovina před lopatkovou mříží,
- rovina 1 – rovina za lopatkovou mříží,
- rovina 2 – výstup z axiálního tělesa,
- rovina 3 – výstup z prodlužovacího kruhového potrubí do volného prostoru.

Rovina 0 a 1 je po obvodu rozdělena do čtyř měřicích úseků, ve kterých je možné měřit víceotvorovými pneumatickými sondami a Prandtlovo sondou. Úseky jsou označeny římskými číslicemi od I do IV ve směru proudění. Pneumatickými sondami je také možné měřit v rovině 1' a 1'' a 2'. Tyto roviny jsou opět po obvodu rozděleny do čtyř měřicích úseků. Na obr. 6-2 je možné pozorovat rozmístění odběrů statického tlaku v rovině  $a$  po obvodu výstupního hrdla. Obdobně jsou zhotoveny statické odběry v rovině –  $a, b, c, d, e$ . Díky takto zhotoveným odběrům je možné získat informaci o hodnotě statického tlaku v horní a dolní polovině výstupního tělesa. Na výstupním tělese jsou měřeny celkem dvě teploty. První teplota je snímána v uklidňovací komoře aerodynamického tunelu a druhá teplota je snímána v rovině před lopatkovou mříží (rovina 0).

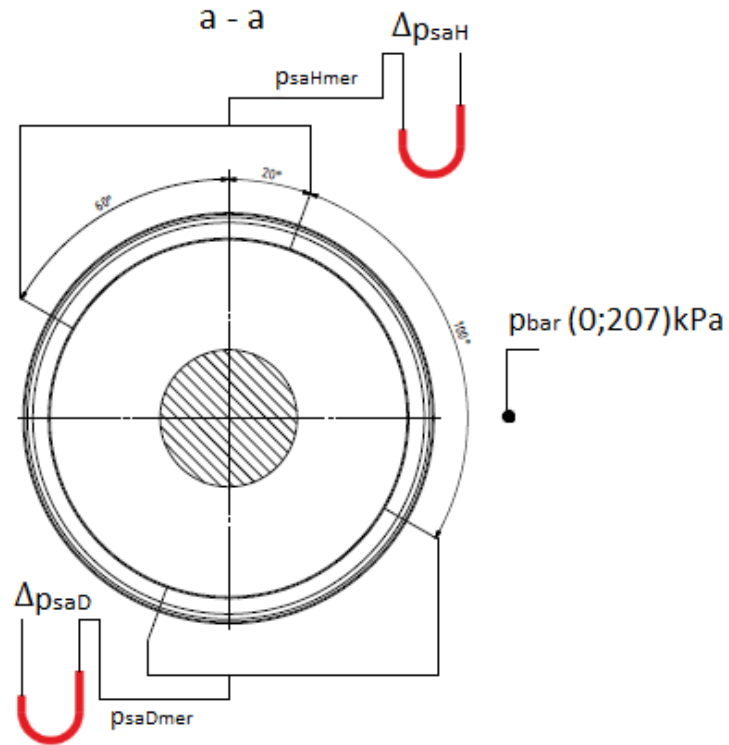
Pro měření tlaků na modelu výstupního tělesa jsou využity tři inteligentní tlakové převodníky NetScanner 9116 s rozsahem 15 psi, 1 psi a 10 palců vodního sloupce, které jsou vybaveny 16 samostatnými piezorezistivními tlakovými snímači. Barometrický tlak je měřen pomocí tlakového převodníku Rosemount 3051S provedení ultra s měřicím rozsahem  $0 \div 207$  kPa. Tento převodník disponuje možností přímé digitální komunikace, tedy v tzv. HART protokolu, což výrazným způsobem snižuje nejistotu měření barometrického tlaku. Tlakový převodník Rosemount komunikuje se síťovým vyhodnocovacím a zobrazovacím zařízením VEGAMET 624. Digitální signál je dále veden ze zařízení do ethernetové sítě. Teploty jsou snímány pomocí odporového teploměru Pt100 s využitím A/D převodníku od společnosti National Instrument, které nese označení NI 9217. Převodníky jsou osazeny v šasi NI cDAQ 9178. Jednotlivá zařízení komunikují s měřicím počítačem přes ethernetovou síť s komunikačním protokolem TCP/IP. Komunikační rozhraní bylo vytvořeno v prostředí LabVIEW. [1] Na obr. 6-3 možné pozorovat schéma propojení jednotlivých měřicích členů s počítačem.

V tabulce 6-1 jsou zaznamenány měřené tlaky, teploty, ale také tlakové diference. V tabulce je také uveden krátký popis měřené veličiny a předpokládaný maximální rozsah dané veličiny. Měření bylo v rámci práce provedeno pro dvě hodnoty rychlosti na vstupu do difuzoru ( $0,2 Ma$  a  $0,4 Ma$ ). Všechny měřené tlaky se vztahují k barometrickému tlaku.

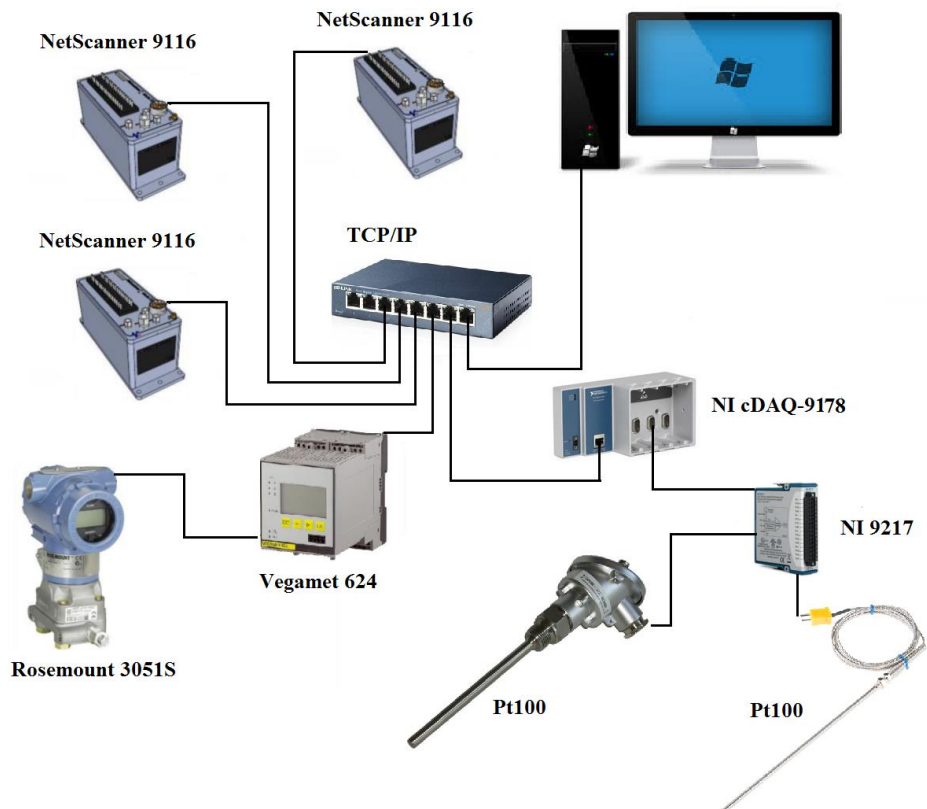
Pro zvýšení přesnosti měření, byly do převodníku zapojeny i vzájemné tlakové diference jednotlivých odběrů víceotvorových sond. Pravý tlakový odběr byl vztažen k levému odběru a horní tlakový odběr k dolnímu. Obdobně byly zapojeny i tlakové odběry Prandtlovy sondy. Pro přehlednost již nejsou tyto odběry vyznačeny v měřicím schématu.



Obr. 6-1: Měřicí schéma



Obr. 6-2: Odběry statického tlaku – řez *a - a*



Obr. 6-3: Schéma zapojení měřicí aparatury

Tabulka 6-1: Přehled měřených veličin

Měřená veličina	Popis veličiny	Max. rozsah [kPa]	
		0,2 <i>Ma</i>	0,4 <i>Ma</i>
$p_{bar}$	barometrický tlak	110	
$\Delta p_s = p_{smer} - p_{bar}$	tlaková diference na vstupu do kontrakční dýzy	1	4
$\Delta p_{c0} = p_{c0mer} - p_{bar}$	diference celkového tlaku před lopatkovou mříží		
$\Delta p_{s0'} = p_{s0'mer} - p_{bar}$	tlaková diference na vstupu do tělesa	4	11
$\Delta p_{s0} = p_{s0mer} - p_{bar}$	diference statického tlaku před lopatkovou mříží		
$p_{d0} = \Delta p_{c0} - \Delta p_{s0}$	vzájemná diference celkového a statického tlaku před lopatkovou mříží	5	15
$\Delta p_{P1'II} = p_{P1'IImer} - p_{bar}$	tlaková diference na levém tlakovém odběru tříotvorové sondy	1,8	9
$\Delta p_{S1'II} = p_{S1'IImer} - p_{bar}$	tlaková diference na středním tlakovém odběru tříotvorové sondy	0,9	4
$\Delta p_{L1'II} = p_{L1'IImer} - p_{bar}$	tlaková diference na pravém tlakovém odběru tříotvorové sondy	2,5	6
$p_{PL1'II} = \Delta p_{P1'II} - \Delta p_{L1'II}$	vzájemná diference pravého a levého odběru tříotvorová sonda	2	8
$\Delta p_{S1I} = p_{1Imer} - p_{bar}$	tlaková diference na středním tlakovém odběru pětiotvorové sondy	0,8	4
$\Delta p_{P1I} = p_{2Imer} - p_{bar}$	tlaková diference na pravém tlakovém odběru pětiotvorové sondy	2,5	9
$\Delta p_{L1I} = p_{3Imer} - p_{bar}$	tlaková diference na levém tlakovém odběru pětiotvorové sondy	1,7	6
$\Delta p_{H1I} = p_{4Imer} - p_{bar}$	tlaková diference na horním tlakovém odběru pětiotvorové sondy	2	5,5
$\Delta p_{D1I} = p_{5Imer} - p_{bar}$	tlaková diference na dolním tlakovém odběru pětiotvorové sondy	1,5	4,5
$p_{PL1I} = \Delta p_{P1I} - \Delta p_{L1I}$	vzájemná diference pravého a levého odběru - pětiotvorová sonda	2,5	8
$p_{HD1I} = \Delta p_{H1I} - \Delta p_{D1I}$	vzájemná diference horního a dolního odběru - pětiotvorová sonda	1,5	5
$\Delta p_{saH} = p_{saHmer} - p_{bar}$	tlaková diference – rovina <i>a</i>	0,5	1,8
$\Delta p_{sbH} = p_{sbHmer} - p_{bar}$	tlaková diference – rovina <i>b</i>	0,3	1,1
$\Delta p_{scH} = p_{scHmer} - p_{bar}$	tlaková diference – rovina <i>c</i>	0,2	0,8
$\Delta p_{sdH} = p_{sdHmer} - p_{bar}$	tlaková diference – rovina <i>d</i>	0,1	0,5
$\Delta p_{seH} = p_{seHmer} - p_{bar}$	tlaková diference – rovina <i>e</i>	0,05	0,2
$t$	teplota proudícího media na vstupu do kontrakční dýzy	35 [°C]	
$t_0$	teplota proudícího media před lopatkovou mříží		

## 6.2 Měřicí režimy

Lopatková mříž je umístěna na vstupu do samotného difuzoru výstupního tělesa. Pro měření rozložení tlaků před a za mříží byla použita tříotvorová, respektive pětiotvorová sonda. Tlaky byly měřeny v rovině 0 a 1, viz měřicí schéma na obr. 6-1. Měření bylo provedeno pomocí dvou základních režimů:

### 1. Traverzovací režim

Na začátku měření je nutné stanovit tzv. „traverzovací plán“. Na základě plánu je následně traverzováno v obou měřicích rovinách, tedy před a za lopatkovou mříží. Pro vyhodnocení charakteristik lopatkové mříže jsou v každém měřeném bodě sbírána příslušná data. Po získání odpovídajících charakteristik je možné měřit jednoduchým režimem.

### 2. Jednoduchý režim

Pokud jsou již známy charakteristiky lopatkové mříže, postačí sbírat data pouze v rovině před lopatkovou mříží (rovinou 0). Pneumatická sonda je umístěna v tzv. referenční poloze. Na základě charakteristik mříže je možné získaná data přepočítat do roviny za lopatkovou mříží (rovinou 1). Data z této roviny lze využít pro vyhodnocení charakteristik výstupního tělesa.

Z výše uvedeného plyne, že díky měření jednoduchým režimem se výrazným způsobem zkracuje celková délka měření, jelikož odpadá časově velmi náročné traverzování sondami.

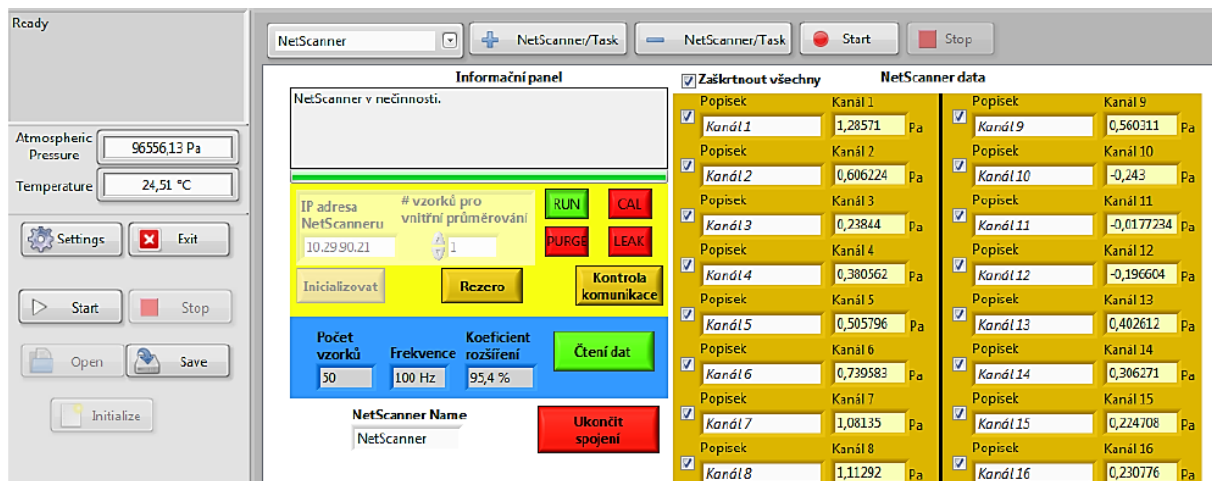
Před začátkem měření víceotvorovými pneumatickými sondami je vždy nutné stanovit kalibrační rovnice, ze kterých je možné následně dopočítat parametry proudícího média. [22]

## 6.3 Měřicí aplikace

Experimentální data byla snímána a ukládána pomocí aplikace, která byla vytvořena ve vývojovém prostředí LabVIEW od firmy National Instruments, a to především z důvodu převahy měřicích karet od této firmy. Tímto způsobem se výrazně zjednodušuje řízení sběru dat. Měřicí aplikace je tvořena modulárně. Díky tomu je možné snadněji zasahovat do konfigurace měřicích zařízení a například tak měnit počet a druh měřicích karet. Sběr dat z měřicích NI karet je řešen způsobem online konfigurace libovolné úlohy (tzv. Task) pomocí programu NI MAX (Measurement & Automation Explorer). Díky tomu je možné před každým měřením navolit libovolný počet virtuálních měřicích kanálů se zvoleným časováním, spouštěním a dalšími vlastnostmi.

Jak již bylo uvedeno v kapitole 6.1, pro měření tlaků jsou využity tlakové převodníky NetScanner 9116. Komunikace mezi tlakovým scannerem a vzdáleným počítačem je umožněna pomocí TCP/IP protokolu a ethernetového rozhraní převodníku. K dispozici je tak sada příkazů odesílající NetScanneru pro nastavení a řízení snímání. Podle potřeby daného experimentu je tak možné pro účely měření inicializovat libovolný počet tlakových Scannerů a jeho jednotlivých kanálů. Každému tlakovému převodníku je přidělena jedinečná IP adresa.

Nedílnou součástí měřicí aplikace je také sběr barometrického tlaku. Jak již bylo zmíněno výše, všechna zařízení komunikují s měřicím počítačem přes ethernetovou síť s komunikačním protokolem TCP/IP. Náhled na měřicí aplikaci v záložce sběru tlaků pomocí NetScanneru 9116 je zobrazen na obr. 6-4. [1]

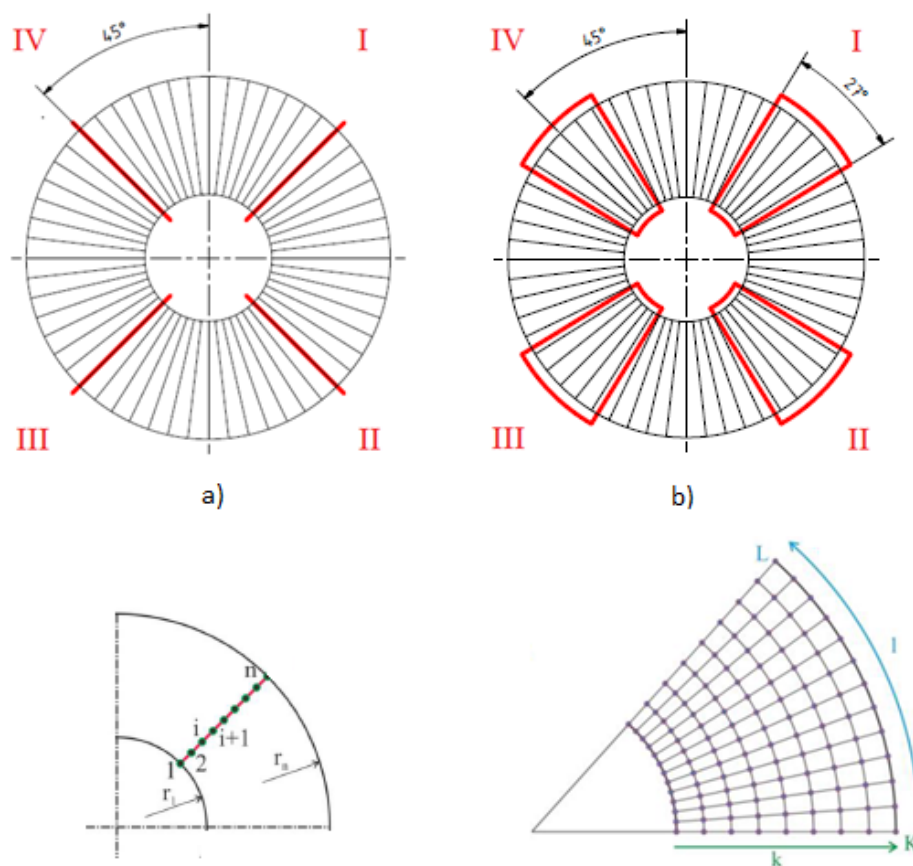


Obr. 6-4: Náhled na prostředí měřicí aplikace [1]



## 7 Měření a vyhodnocení dat v traverzovacím režimu

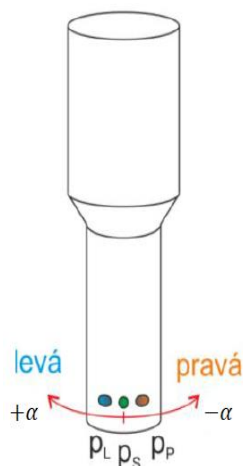
Jak již bylo uvedeno v kapitole 6.2, měření v traverzovacím režimu se především využívá pro zjištění charakteristických parametrů lopatkové mříže. Tyto parametry jsou použity jako konstanty do rovnic sloužících pro vyhodnocení dat získaných měřením v jednoduchém režimu. Lopatková mříž je umístěna na vstupu do samotného difuzoru výstupního tělesa. Před a za lopatkovou mříží jsou sbírána data pomocí víceotvorových pneumatických sond. V rámci tohoto měření byly před lopatkovou mříží zhotoveny čtyři otvory po obvodu. Otvory jsou zhotoveny s rozestupem  $90^\circ$ , viz obr. 7-1 a). Otvory v rovině před lopatkovou mříží umožňují měření pouze po jedné radiále (pro každý otvor), tedy ve směru kolmém na osu výstupního tělesa, viz obr. 7-1 c). Je to z toho důvodu, že před lopatkovou mříží se dá očekávat dostatečně obvodově symetrický profil a proměření 4 radiál po obvodě tělesa by mělo proudění v této rovině dostatečně charakterizovat. Za lopatkovou mříží lze traverzovat pneumatickou sondou jak v radiálním tak obvodovém směru, a to vždy ve výseči  $27^\circ$  v každém ze 4 kvadrantů, jak je patrné ze schématu na obr. 7-1 b). V této rovině již bude proudění výrazně ovlivněno lopatkovou mříží. Aby bylo možné zachytit vliv přítomnosti lopatkové mříže, nestačí již traverzování pouze v jedné radiále, jako tomu je v rovině 0. Traverzování přes celou lopatkovou mříž by bylo značně časově náročné. Z tohoto důvodu bylo proměřeno pouze několik vybraných výsečí neboli segmentů, na základě předem stanoveného „traverzovacího plánu“. Každý segment je rozdělen rovnoměrnou sítí na jednotlivé oblasti. V každém uzlovém bodě jsou následně odebírána data. Měřicí síť je znázorněna na obr. 7-1 d). Poloha sondy v radiálním směru je označena indexem  $k$  a poloha sondy v obvodovém směru indexem  $l$ . V rámci práce byly proměřeny celkem čtyři segmenty, které jsou označeny indexem  $m = I, II, III$  a  $IV$ .



Obr. 7-1: Proměřované segmenty lopatkové mříže [22]

## 7.1 Vyhodnocení dat pomocí tříotvorové sondy

Jak již bylo uvedeno výše, pro snímání dat před a za lopatkovou mříží byly použity víceotvorové pneumatické sondy. Jedním z typů je tříotvorová pneumatická měřicí sonda. Z kalibračních rovnic získaných během kalibrace sondy lze vypočítat všechny potřebné parametry proudícího média. Pomocí vhodných kalibračních koeficientů je možné získat informaci o statickém a celkovém tlaku, ale i o úhlu náběhu proudu na sondu v rovině odběrů tlaků. Na základě znalostí těchto údajů je možné následně vypočítat modul rychlosti, případně jeho dvě složky rychlosti. Schéma tříotvorové sondy s odpovídajícím označením jednotlivých odběrů je znázorněno na obr. 7-2.



Obr. 7-2: Schéma tříotvorové sondy [22]

Tříotvorová sonda byla kalibrována pro tzv. nenulovací režim měření. Při tomto režimu měření nedochází k natáčení sondy do proudu. Tato metoda oproti tzv. nulovací metodě výrazným způsobem zkracuje čas potřebný pro natáčení sondy. Celkový a dynamický tlak, rychlost a směr proudění  $\alpha$  je stanoven pomocí bezrozměrných kalibračních koeficientů  $K^{ALPHA}$ ,  $K^{TOTAL}$  a  $K^{DYN}$ . Kalibrační koeficienty jsou určeny pomocí následujících vztahů:

$$p_{k,l,m} = \frac{\Delta p_{P0_{k,l,m}} + \Delta p_{L0_{k,l,m}}}{2}, \quad (7.1)$$

$$K_{k,l,m}^{ALPHA} = \frac{\Delta p_{P0_{k,l,m}} - \Delta p_{L0_{k,l,m}}}{\Delta p_{S0_{k,l,m}} - p_{k,l,m}}, \quad (7.2)$$

$$K_{k,l,m}^{TOTAL} = \frac{\Delta p_{c0_{k,l,m}} - \Delta p_{S0_{k,l,m}}}{\Delta p_{S0_{k,l,m}} - p_{k,l,m}}, \quad (7.3)$$

$$K_{k,l,m}^{DYN} = \frac{\Delta p_{S0_{k,l,m}} - p_{k,l,m}}{\Delta p_{d0_{k,l,m}}}. \quad (7.4)$$

Je třeba si dávat pozor na označení jednotlivých tlaků, aby nedošlo k záměně. Toto upozornění se týká tlaku  $\Delta p_{S0_{k,l,m}}$ , který představuje tlak snímáný ze středního odběru měřicí sondy a tlaku  $\Delta p_{s0_{k,l,m}}$ , který označuje statický tlak v příslušném měřeném bodě. Index 0 označuje rovinu, která se nachází před lopatkovou mříží. Do uvedených rovnic by měly být dosazovány absolutní hodnoty. Jak je ale možné pozorovat v rovnicích vystupují relativní hodnoty tlaků. Všechny tlaky jsou snímány jako diference vůči barometrickému tlaku. Z rovnic je zřejmé, že při

dosazování absolutních hodnot by došlo k vzájemnému odečtení barometrického tlaku. Z tohoto důvodu není zapotřebí barometrický tlak při výpočtech uvažovat. Měřené relativní hodnoty budou dosazovány i v dalších vztazích, pokud to bude možné.

Z výše uvedených kalibračních koeficientů je možné stanovit relativní celkový a dynamický tlak, pomocí následujících rovnic:

$$\Delta p_{c0_{k,l,m}} = \Delta p_{s0_{k,l,m}} + K_{k,l,m}^{TOTAL} \cdot (\Delta p_{s0_{k,l,m}} - p_{k,l,m}), \quad (7.5)$$

$$\Delta p_{d0_{k,l,m}} = \frac{\Delta p_{s0_{k,l,m}} - p_{k,l,m}}{K_{k,l,m}^{DYN}}. \quad (7.6)$$

Následně je možné určit absolutní tlaky, viz rovnice:

$$\Delta p_{s0_{k,l,m}} = p_{s0_{mer_{k,l,m}}} - p_{bar}, \quad (7.7)$$

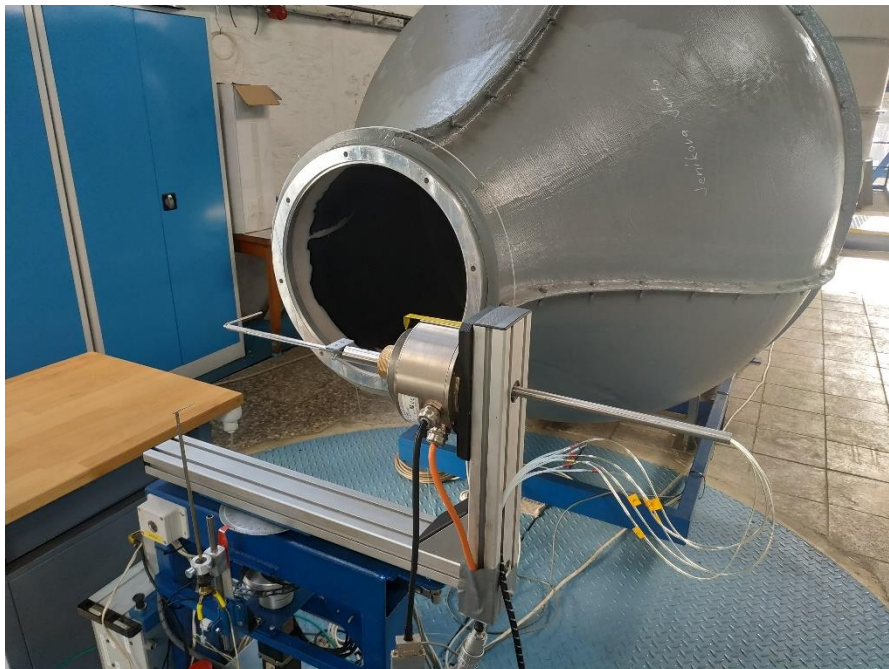
$$p_{s0_{k,l,m}} = \Delta p_{s0_{k,l,m}} + p_{bar}, \quad (7.8)$$

$$\Delta p_{c0_{k,l,m}} = p_{c0_{mer_{k,l,m}}} - p_{bar}, \quad (7.9)$$

$$p_{c0_{k,l,m}} = \Delta p_{c0_{k,l,m}} + p_{bar}, \quad (7.10)$$

$$p_{d0_{k,l,m}} = \Delta p_{c0_{k,l,m}} - \Delta p_{s0_{k,l,m}}. \quad (7.11)$$

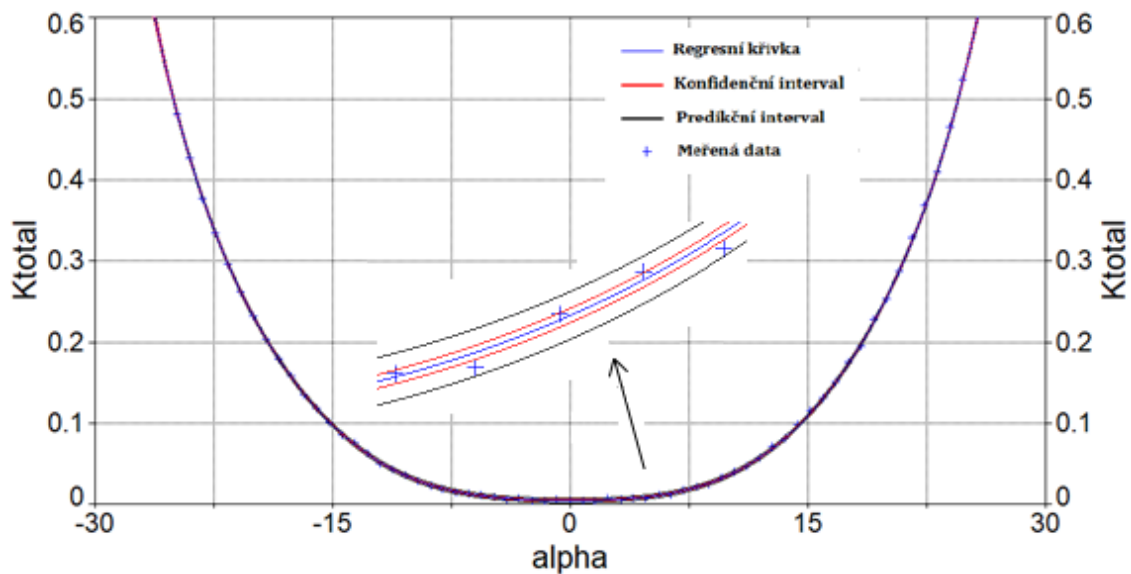
Uchycení kalibrované sondy do proudu je možné pozorovat na obr. 7-3



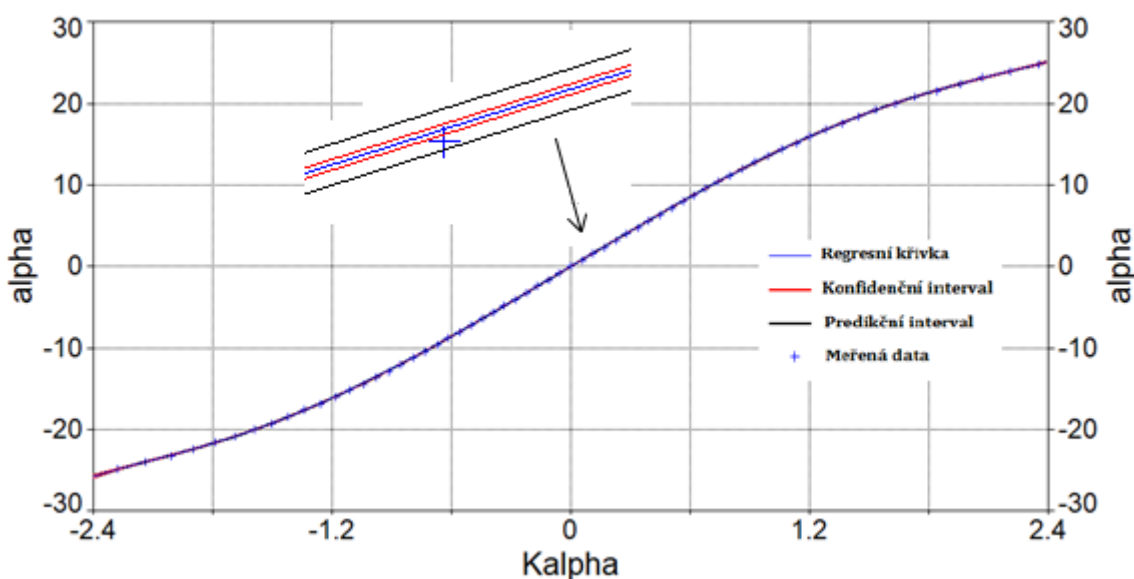
Obr. 7-3: Uchycení kalibrované sondy

Hlavním cílem směrové kalibrace je stanovit tři regresní funkce  $\alpha(K^{ALPHA})$ ,  $K^{TOTAL}(\alpha)$  a  $K^{DYN}(\alpha)$ . Aby mohlo dojít ke kalibraci pneumatické sondy, je zapotřebí sondu vyrovnat do proudu. Tlak v pravém odběru by měl být v ideálním případě roven tlaku v levém odběru ( $p_P \cong p_L$ ), čímž je nastaven počáteční stav  $\alpha = 0$ , respektive  $90^\circ$ . Během kalibrace je postupně vždy nastaven určitý úhel  $\alpha$  pomocí natáčecího zařízení. V daném bodě jsou poté snímány jednotlivé hodnoty. Natáčecí zařízení je poháněno krokovým motorem.

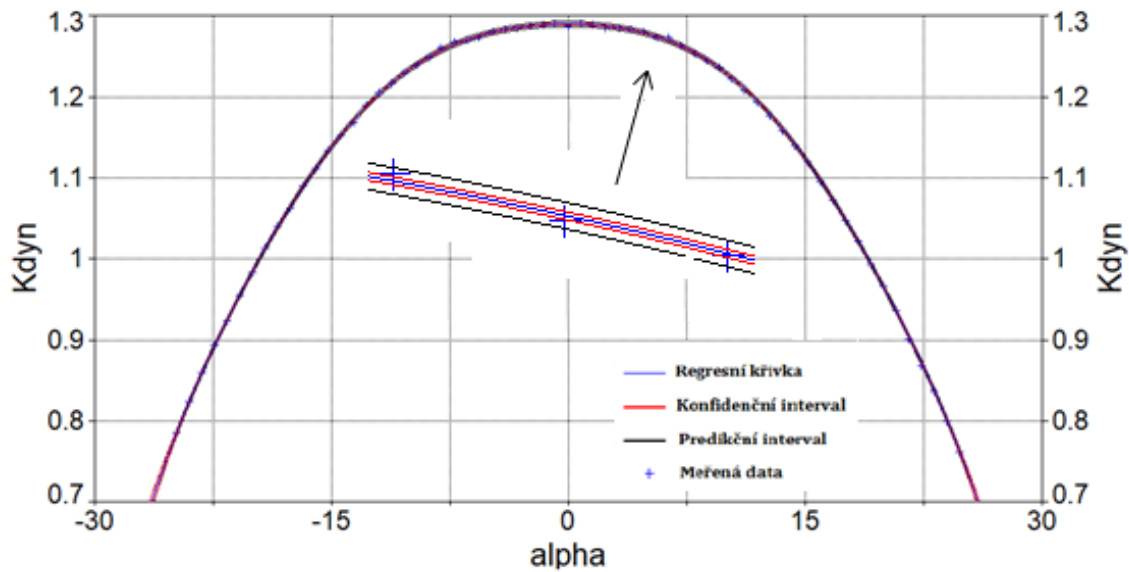
V rámci této kalibrace byl úhel  $\alpha$  měněn plynule v rozsahu  $\alpha = \langle -25^\circ; 25^\circ \rangle$  pro různé rychlosti proudění. Během kalibrace bylo postupně nastaveno 5 hladin výstupní rychlosti. Data získaná během kalibrace byla následně proložena vhodnými regresními funkcemi. Kalibrační charakteristiky tříotvorové sondy pro výstupní rychlost 50 m/s jsou znázorněny, viz obr. 7-4, obr. 7-5 a obr. 7-6. Na obrázcích jsou také vyznačeny konfidenční intervaly pravděpodobné chyby a predikční intervaly.



Obr. 7-4: Závislost kalibračního koeficientu  $K^{TOTAL}$  na úhlu náběhu  $\alpha$



Obr. 7-5: Závislost úhlu náběhu  $\alpha$  na kalibračním koeficientu  $K^{ALPHA}$



Obr. 7-6: Závislost kalibračního koeficientu  $K^{DYN}$  na úhlu náběhu  $\alpha$

Kalibrační rovnice s odpovídajícími koeficienty pro tříťvorovou sondu (50 m/s) jsou uvedeny, viz tabulka 7-1.

Tabulka 7-1: Kalibrační koeficienty pro tříťvorovou sondu – 50 m/s

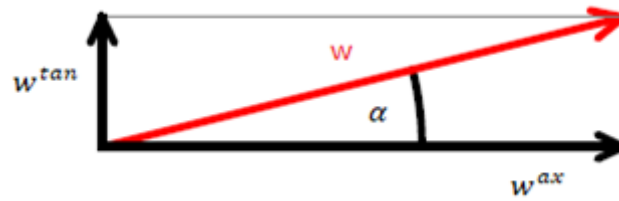
$y = a + b \cdot x + c \cdot x^2 + d \cdot x^3 + e \cdot x^4 + f \cdot x^5 + g \cdot x^6 + h \cdot x^7 + i \cdot x^8$			
	$\alpha$	$K^{TOTAL}$	$K^{DYN}$
$a$	-0,03929	5,07579E-03	1,29030
$b$	14,54868	-1,41524E-05	-3,10346E-05
$c$	-0,04987	1,41719E-04	-4,21337E-04
$d$	-0,79743	2,33811E-06	-3,42540E-06
$e$	-0,02401	1,72179E-06	-1,89487E-06
$f$	-0,02711	-2,90904E-09	7,83732E-09
$g$	0,01212	-2,23000E-09	3,30089E-09
$h$	0,00811	2,31028E-12	-5,68464E-12
$i$	-0,00139	1,94292E-12	-2,15442E-12

Z regresních rovnic je následně možné stanovit úhel náběhu  $\alpha$ , dynamický a celkový tlak, respektive statický tlak. Na základě znalosti těchto veličin je již možné vypočítat modul rychlosti a jeho složek, viz následující rovnice a obr. 7-7:

$$w_{0k,l,m} = \sqrt{\frac{2 \cdot (\Delta p_{c0k,l,m} - \Delta p_{s0k,l,m})}{\rho_{k,l,m}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{d0k,l,m}}{\rho_{k,l,m}}}, \quad (7.12)$$

$$w_{0k,l,m}^{ax} = w_{0k,l,m} \cdot \cos \alpha_{k,l,m}, \quad (7.13)$$

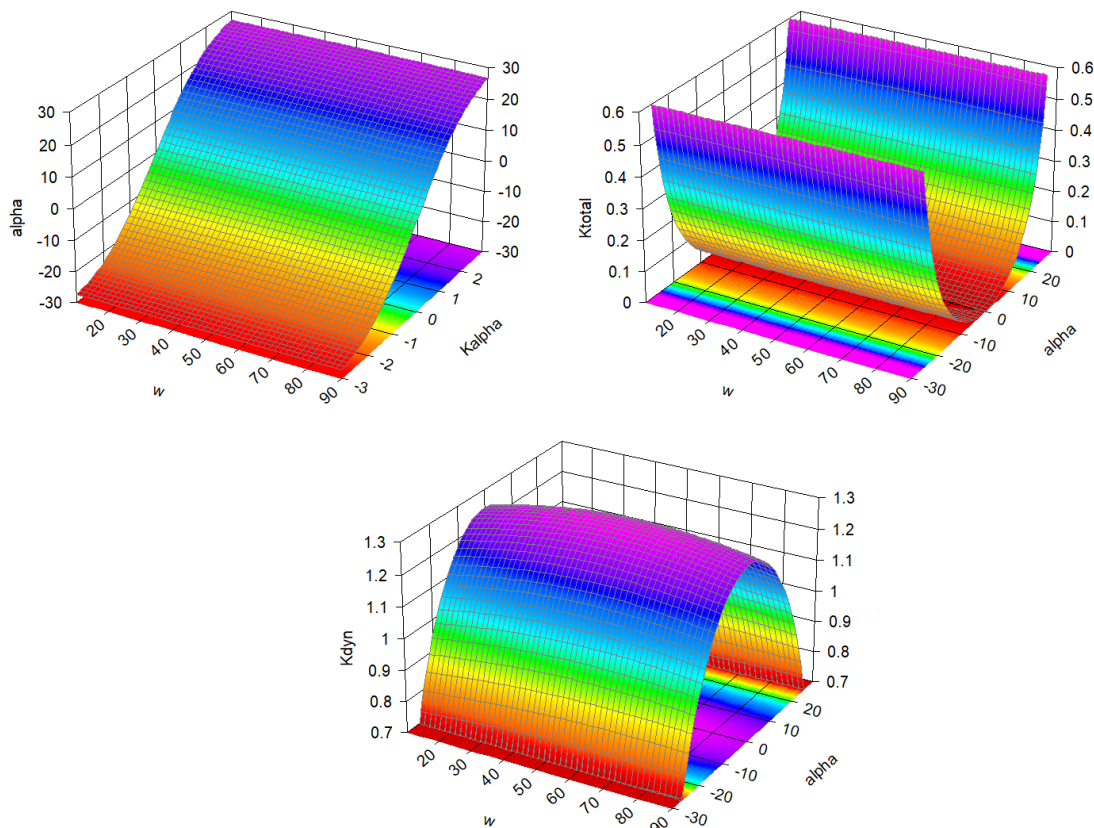
$$w_{0k,l,m}^{tan} = w_{0k,l,m} \cdot \sin \alpha_{k,l,m}. \quad (7.14)$$



Obr. 7-7: Rozklad vektoru rychlosti do dvou složek [22]

Při vyhodnocení jsou použity regresní rovnice pro všechny kalibrované rychlosti. I když kalibrační koeficienty jsou bezrozměrné a na rychlosti tak v podstatě nezávislé, v praxi se mohou malé odchylky objevit, především při vyšších rychlostech. Z důvodu zpřesnění výsledků tak byl naprogramován jednoduchý iterační postup v programu Matlab R2018a, který zajistí použití nejvhodnějších regresních rovnic odpovídající hladině skutečné měřené rychlosti. Při určení hodnot regresních koeficientů pro daný měřený bod je využito prosté lineární interpolace.

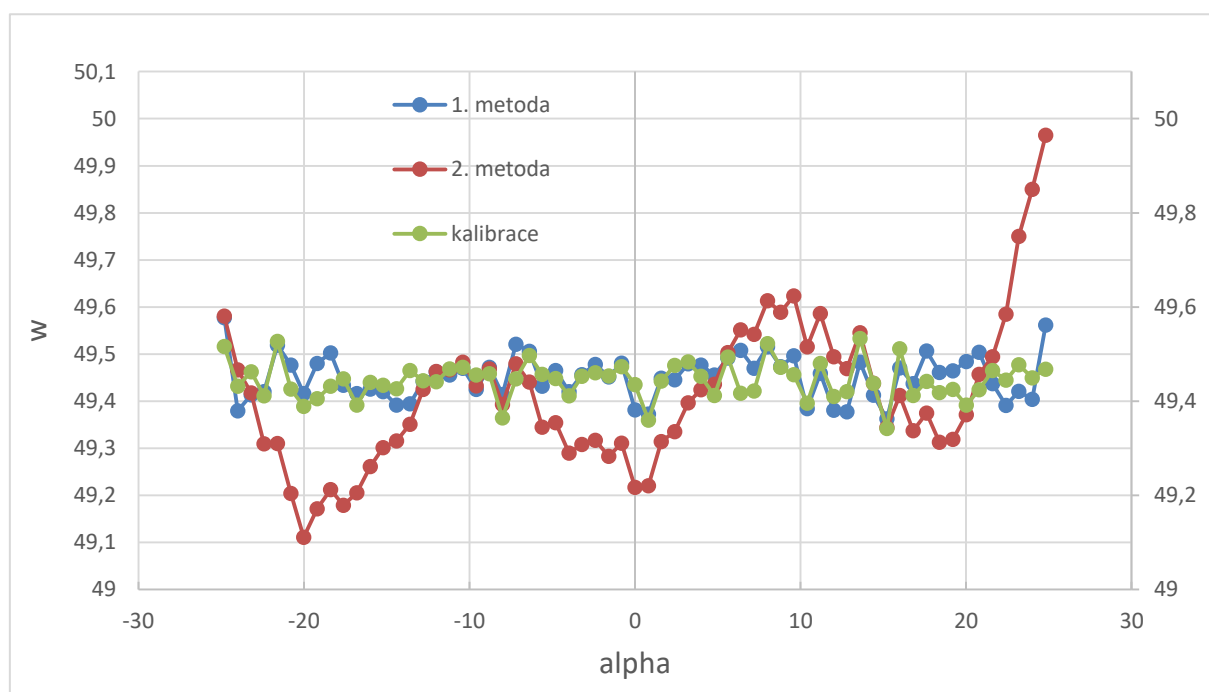
Další způsob, jak lze stanovit modul rychlosti a jeho složek, spočívá opět v určení příslušných bezrozměrných kalibračních koeficientů pro všechny kalibrované rychlosti a jejich následným proložením vhodnou regresní funkcí. Cílem je tedy stanovit tři regresní funkce, a to  $\alpha(w, K^{ALPHA})$ ,  $K^{TOTAL}(w, \alpha)$  a  $K^{DYN}(w, \alpha)$ . Průběhy kalibračních koeficientů jsou znázorněny na obr. 7-8. Z regresních rovnic je následně možné opět stanovit úhel náběhu  $\alpha$ , dynamický a celkový tlak. Z těchto veličin lze vypočítat modul rychlosti a jeho složek pomocí výše uvedeného vztahu (7.12). Výhodou tohoto způsobu je použití sofistikovanější regresní



Obr. 7-8: Regresní plochy tříotvorové sondy

funkce, která by mohla lépe vystihnout průběh regresních koeficientů s měnící se rychlostí (oproti prosté lineární interpolaci používané v předchozím způsobu). Zároveň také dojde ke zjednodušení a zrychlení iteračního vyhodnocení.

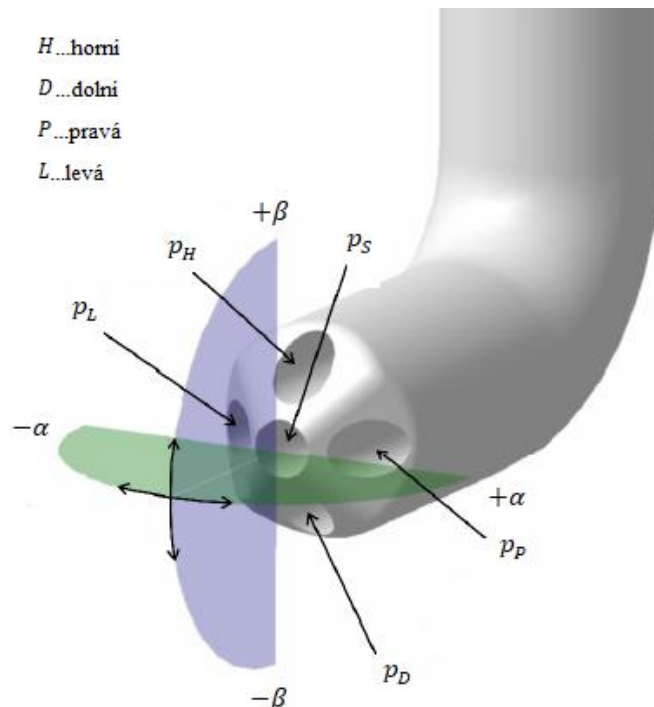
Na obr. 7-9 je porovnávána závislost rychlosti  $w$  na úhlu náběhu  $\alpha$ , který byl během kalibrace měněn pomocí natáčecího zařízení. Modrá křivka představuje rychlosti, které byly stanoveny pomocí prvního způsobu vyhodnocení. Červená křivka reprezentuje rychlosti určené druhým způsobem. Zeleně jsou pak vyneseny skutečné rychlosti, které byly vypočteny z dat naměřených během kalibrace. Na obrázku je možné pozorovat, jak využití jedné regresní funkce v celém rozsahu rychlostí přináší relativně horší výsledky oproti lineární interpolaci mezi dvěma body. Také je tento způsob citlivější na náběžný úhel proudu. Na druhou stranu rozdíl v určené rychlosti je nepatrný (v řádu desetin m/s) a běžnými rychlostními sondami prakticky neměřitelný. Výhodou tohoto způsobu je snazší vyhodnocení. Oba průběhy nicméně potvrzují to, že v uvažovaném rychlostním rozmezí jsou kalibrační koeficienty prakticky nezávislé na rychlosti. Rozdíly i po iteračním zpřesnění jsou nepatrné. To by nemuselo platit při vyšších rychlostech nebo v případě jiné, nevhodně konstruované sondy. Z tohoto důvodu je důležité o této problematice vědět a zabývat se jí.



Obr. 7-9: Porovnání závislosti rychlosti  $w$  na úhlu náběhu  $\alpha$

## 7.2 Vyhodnocení dat pomocí pětiotvorové sondy

Pětiotvorová sonda na rozdíl od tříotvorové sondy poskytuje plnou informaci o poloze vektoru rychlosti v prostoru. Schéma pětiotvorové sondy s odpovídajícím označením jednotlivých odběrů je znázorněno na obr. 7-10.



Obr. 7-10: Schéma pětiotvorové sondy [24]

Kalibrace sondy byla opět provedena pro tzv. nenulovací režim měření, obdobně jako tomu bylo u tříotvorové sondy. Celkový a dynamický tlak, rychlost a směr proudění  $\alpha$  a  $\beta$  je stanoven pomocí bezrozměrných kalibračních koeficientů  $K^{ALPHA}$ ,  $K^{BETA}$ ,  $K^{TOTAL}$  a  $K^{DYN}$ .

Kalibrační koeficienty jsou dány pomocí následujících vztahů:

$$p_{k,l,m} = \frac{\Delta p_{L1k,l,m} + \Delta p_{P1k,l,m} + \Delta p_{H1k,l,m} + \Delta p_{D1k,l,m}}{4} \quad (7.15)$$

$$K_{k,l,m}^{ALPHA} = \frac{\Delta p_{P1k,l,m} - \Delta p_{L1k,l,m}}{\Delta p_{S1k,l,m} - p_{k,l,m}}, \quad (7.16)$$

$$K_{k,l,m}^{BETA} = \frac{\Delta p_{H1k,l,m} - \Delta p_{D1k,l,m}}{\Delta p_{S1k,l,m} - p_{k,l,m}}, \quad (7.17)$$

$$K_{k,l,m}^{TOTAL} = \frac{\Delta p_{C1k,l,m} - \Delta p_{S1k,l,m}}{\Delta p_{S1k,l,m} - p_{k,l,m}}, \quad (7.18)$$

$$K_{k,l,m}^{DYN} = \frac{\Delta p_{S1k,l,m} - p_{k,l,m}}{\Delta p_{d1k,l,m}}. \quad (7.19)$$



Z výše uvedených kalibračních koeficientů je možné vypočítat relativní celkový a dynamický tlak:

$$\Delta p_{c1_{k,l,m}} = \Delta p_{s1_{k,l,m}} + K_{k,l,m}^{TOTAL} \cdot (\Delta p_{s1_{k,l,m}} - p_{k,l,m}), \quad (7.20)$$

$$\Delta p_{d1_{k,l,m}} = \frac{\Delta p_{s1_{k,l,m}} - p_{k,l,m}}{K_{k,l,m}^{DYN}}. \quad (7.21)$$

Absolutní tlaky je možné stanovit pomocí následujících vztahů:

$$\Delta p_{c1_{k,l,m}} = p_{c1_{mer_{k,l,m}}} - p_{bar}, \quad (7.22)$$

$$p_{c1_{k,l,m}} = \Delta p_{c1_{k,l,m}} + p_{bar}, \quad (7.23)$$

$$\Delta p_{s1_{k,l,m}} = p_{s1_{mer_{k,l,m}}} - p_{bar}, \quad (7.24)$$

$$p_{s1_{k,l,m}} = \Delta p_{s1_{k,l,m}} + p_{bar}, \quad (7.25)$$

$$p_{d1_{k,l,m}} = \Delta p_{c1_{k,l,m}} - \Delta p_{s1_{k,l,m}}. \quad (7.26)$$

Kalibrační rovnice s odpovídajícími koeficienty pro pětiořivou sondu jsou uvedeny, viz tabulka 7-2.

Tabulka 7-2: Kalibrační koeficienty pro pětiořivou sondu – 50 m/s

	$z = \frac{a + c \cdot x + e \cdot y + g \cdot x^2 + i \cdot y^2 + k \cdot x \cdot y}{(1 + b \cdot x + d \cdot y + f \cdot x^2 + h \cdot y^2 + j \cdot x \cdot y)}$			
	$\alpha$	$\beta$	$K^{TOTAL}$	$K^{DYN}$
$a$	0,46646	-0,49649	-0,02737	0,83667
$b$	-0,11163	-0,16249	-4,83808E-03	-9,85160E-04
$c$	-16,28114	0,02987	2,86141E-03	-4,26923E-03
$d$	0,08036	0,13588	1,47729E-03	-3,03699E-03
$e$	-0,15879	-15,12318	-1,56841E-03	-4,83704E-04
$f$	0,06870	0,05389	-5,11541E-04	-7,44195E-05
$g$	0,55582	-0,09979	5,07340E-04	-4,07083E-04
$h$	0,03455	0,06008	-3,42583E-04	7,79979E-05
$i$	0,05746	-1,07778	5,64223E-04	-2,88347E-04
$j$	-8,46889E-03	-5,58513E-03	-1,02701E-05	-1,92001E-05
$k$	-0,59835	1,55460	-4,15798E-05	2,98983E-05

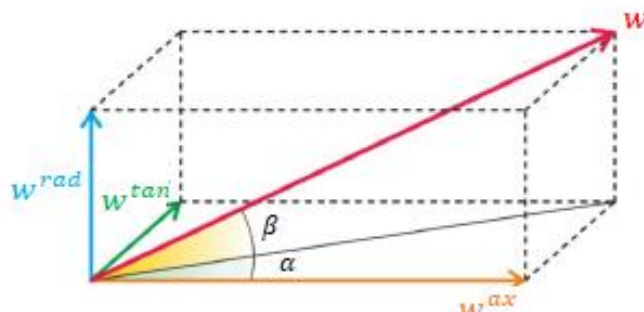
Z regresních rovnic je následně možné určit úhel náběhu  $\alpha$ ,  $\beta$ , dynamický a celkový tlak, respektive i statický tlak. Na základě znalosti těchto veličin je možné vypočítat modul rychlosti a jeho složky, viz následující rovnice a obr. 7-11:

$$w_{1_{k,l,m}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (\Delta p_{c1_{k,l,m}} - \Delta p_{s1_{k,l,m}})}{\rho_{k,l,m}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{d1_{k,l,m}}}{\rho_{k,l,m}}}, \quad (7.27)$$

$$w_{1_{k,l,m}}^{ax} = w_{1_{k,l,m}} \cdot \cos \alpha_{k,l,m} \cdot \cos \beta_{k,l,m}, \quad (7.28)$$

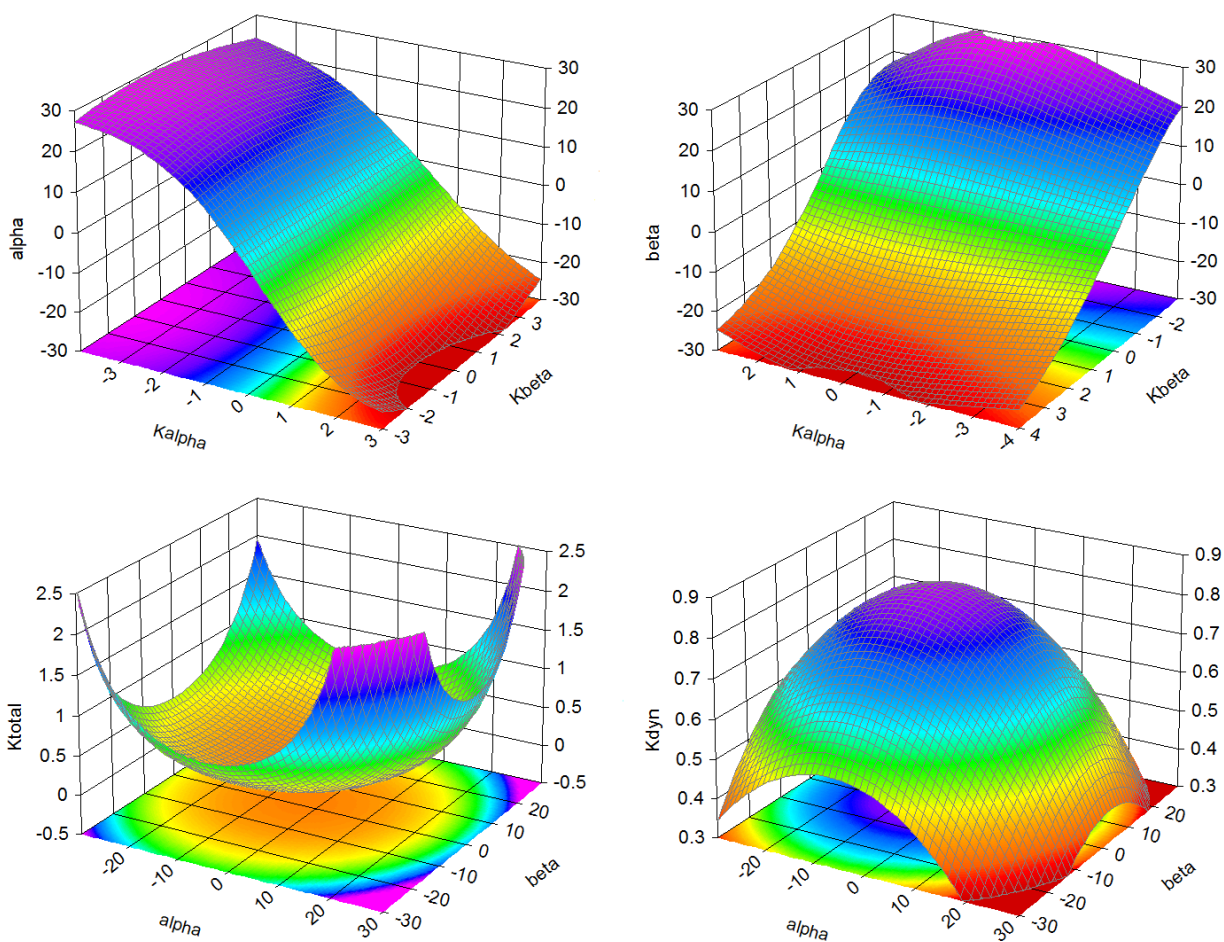
$$w_{1k,l,m}^{tan} = w_{1k,l,m} \cdot \sin\alpha_{k,l,m} \cdot \cos\beta_{k,l,m} \quad (7.29)$$

$$w_{1k,l,m}^{rad} = w_{1k,l,m} \cdot \sin\beta_{k,l,m} \quad (7.30)$$



Obr. 7-11: Rozklad vektoru rychlosti do tří složek [22]

Jednotlivé regresní plochy jsou znázorněny na obr. 7-12.

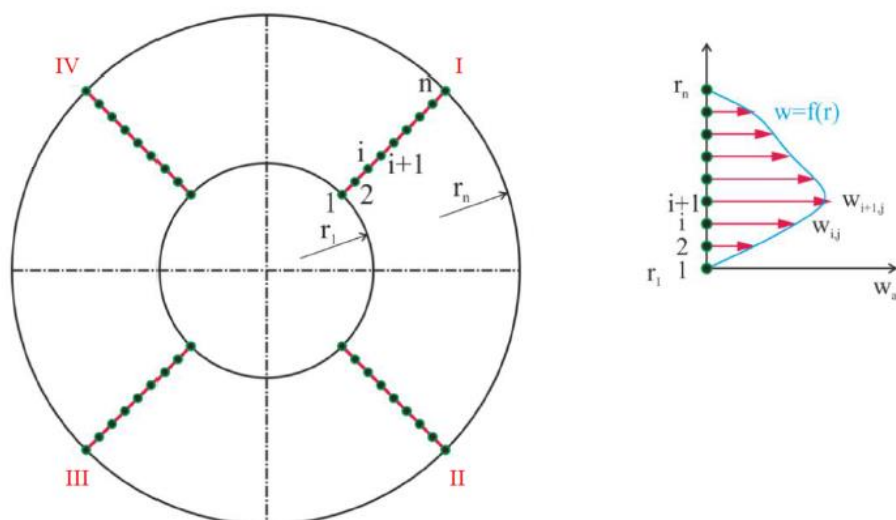


Obr. 7-12: Regresní plochy pětivotvorové sondy

Pozn.: V rámci této práce byla provedena také kalibrace pětiořtíkové kulové sondy. Použitelnost kulové sondy v radiálním směru je značně omezená, a to především ve směru  $-\beta$ . Z tohoto důvodu byla pro měření dat za lopatkovou mříží použita právě kuželová pětiořtíková sonda s rozsahem použitelnosti  $\alpha = \langle -25^\circ; 25^\circ \rangle$  a  $\beta = \langle -25^\circ; 25^\circ \rangle$ . Kulovou pětiořtíkovou sondu je tak možné použít jako alternativní náhradu tříořtíkové sondy, jelikož rozsah použitelnosti ve směru  $\alpha$  se také pohybuje v rozmezí  $\langle -25^\circ; 25^\circ \rangle$ . Průběhy kalibračních koeficientů pro kulovou sondu je možné pozorovat, viz příloha č. 1.

### 7.3 Referenční poloha

Pro měření v jednoduchém režimu je nezbytné stanovit referenční polohu sondy v rovině před lopatkovou mříží. Díky měření v referenční poloze se získá dostatečně reprezentativní hodnota proudového pole. Jak je znázorněno na obr. 7-13, pro určení referenční polohy je zapotřebí zpravidla proměřit 4 rychlostní profily v radiálním směru. Každý proměřovaný rychlostní profil odpovídá jednomu ze čtyř kvadrantů lopatkové mříže. Pomocí kalibračních rovnic je nejprve nutné vypočítat rychlosti v každém měřeném bodě. Na základě znalosti rychlostí je dále možné sestavit rychlostní profily pro každou měřenou radiálu v daném kvadrantu, viz obr. 7-13 vpravo.



Obr. 7-13: Určení referenční polohy [25]

Pro dodržení hmotnostního průtoku na dané radiále je nezbytné uvažovat pouze axiální složku rychlosti. Soudnou není možné měřit přímo u stěny. Z tohoto důvodu je zapotřebí dva body na patním a špičkovém průměru doplnit uměle. Na základě předpokladu existence bezskluzové podmínky mezní vrstvy po obtékané stěně lze očekávat rychlost v těchto bodech nulovou. Následně je možné pomocí numerické integrace jednoduchým obdélníkovým pravidlem určit integrální průtočné množství na dané radiále. Vychází se buď ze základní obecné rovnice aerodynamiky, popř. mechaniky tekutin pro hmotnostní, respektive objemový průtok, viz následující vztah:

$$\dot{V}_j = \sum_{i=1}^{n-1} \dot{V}_{i,j} = \sum_{i=1}^{n-1} w_{i,j} \cdot S_{i,j} = \sum_{i=1}^{n-1} \frac{w_{i+1,j} + w_{i,j}}{2} \cdot (r_{i+1} - r_i), \quad (7.31)$$

$$j = I, II, III, IV.$$

Je patrné, že nelze na základě měření stanovit objemový průtok celou plochou, ale pouze skrze úsečky dané délkou. Rozměr výsledného objemového průtočného množství je  $m^2/s$ .

Následně je již možné stanovit hodnotu střední rychlosti  $\bar{w}_j$ , tak aby byl dodržen objemový průtok danou radiálou. Střední rychlost je možné vypočítat na základě následujících vztahů:

$$\dot{V}_j = \bar{w}_j \cdot \sum_{i=1}^{n-1} S_{i,j}, \quad (7.32)$$

$$\bar{w}_j = \frac{\dot{V}_j}{\sum_{i=1}^{n-1} S_{i,j}} = \frac{\sum_{i=1}^{n-1} \dot{V}_{i,j}}{\sum_{i=1}^{n-1} S_{i,j}} = \frac{\sum_{i=1}^{n-1} \dot{V}_{i,j}}{r_n - r_1} = \frac{\sum_{i=1}^{n-1} \frac{w_{i+1,j} + w_{i,j}}{2} \cdot (r_{i+1} - r_i)}{r_n - r_1}. \quad (7.33)$$

Rychlost v referenčním bodě (poloměru) na dané radiále je rovna vypočtené hodnotě střední rychlosti. Změřený rychlostní profil je nutné proložit vhodnou regresní funkcí, kdy  $w_j = w_j(r)$ . Pomocí této funkce je možné dopočítat referenční polohu  $r_{ref,j}$  pro případ, že  $w_j = \bar{w}_j$ . Postup se provede pro všechny čtyři radiály příslušící jednotlivým kvadrantům. Tímto způsobem se stanoví 4 referenční polohy pro 4 proměřené řezy v radiálním směru. Pomocí váženého průměru se následně stanoví výsledná referenční poloha v rovině před lopatkovou mříží. V tomto případě je váženo objemovým průtočným množstvím, viz:

$$r_{ref} = \frac{\sum_{i=1}^N \dot{V}_j \cdot r_{ref,j}}{\sum_{i=1}^N \dot{V}_j}. \quad (7.34)$$

Pneumatická sonda je pro měření v jednoduchém režimu umístěna na jedné z radiál na poloměru  $r_{ref}$ . [22]

## 7.4 Výpočet charakteristických parametrů lopatkové mříže

Poměr dynamických tlaků před a za lopatkovou mříží  $p_p$  a ztrátový součinitel mříže  $\zeta_m$  patří mezi dva nejdůležitější parametry, pomocí kterých lze charakterizovat danou lopatkovou mříž. Odpovídající parametry jsou stanoveny pomocí následujících rovnic:

$$\zeta_{m_{k,l,m}} = \frac{\Delta p_{c0_{k,l,m}} - \Delta p_{c1_{k,l,m}}}{p_{d0_{k,l,m}}}, \quad (7.35)$$

$$p_{p_{k,l,m}} = \frac{p_{d0_{k,l,m}}}{p_{d1_{k,l,m}}}. \quad (7.36)$$

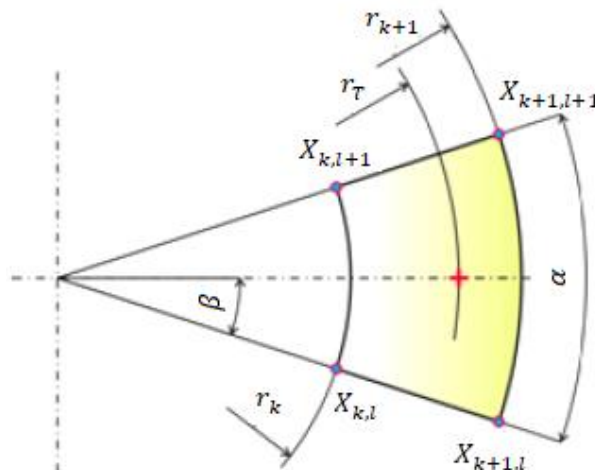
V rámci této práce nelze určit výše uvedené parametry z naměřených dat pro každý uzlový bod daného segmentu, jelikož nejsou k dispozici stejné měřicí mřížky v rovinách 0 a 1. V rovině před mříží je měřena pouze radiála, navíc o kratší délce, jelikož lopatková mříž je kuželového tvaru.

Vypočtena bude vždy pouze jedna střední hodnota dané veličiny pro danou oblast (segment nebo radiála). Následně bude tato hodnota přímo dosazena do rovnic (7.35) a (7.36). Nezávislá se tak matice hodnot ztrátových součinitelů a tlakových poměrů, ale pouze jedno číslo.

Důležitou součástí výpočtů je určení nejistoty měření ztrátového součinitele typu B. Rozbor nejistoty měření se nachází například v literatuře [22] nebo [23].

## 7.5 Střední hodnoty parametrů lopatkové mříže

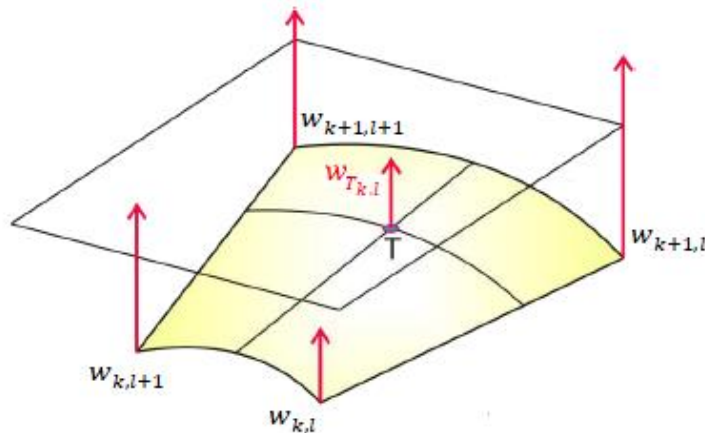
Aby bylo možné určit charakteristické parametry lopatkové mříže s využitím váženého průměru hmotnostním tokem (nejčastěji používaný), je nezbytné upravit naměřená diskretní data a vytvořit z nich síť malých plošek, ve kterých je možné vyčíslit danou hodnotu hmotnostního toku. Měřicí mřížka byla již znázorněna výše na obr. 7-1 c). Data byla snímána v jednotlivých uzlových bodech, nikoliv uvnitř každého elementu měřicí mřížky. Je tedy nezbytné zredukovat vektorové pole měřených veličin na počet buněk měřicí sítě. Každému elementu měřicí buňky pak přísluší jedna hodnota sledované veličiny. Tato hodnota se nachází v těžišti buňky a je vypočtena z dat, která byla naměřena ve čtveřici uzlových bodů příslušící dané buňce. Detailní popis jednoho elementu je znázorněn na obr. 7-14.



Obr. 7-14: Detail elementu měřicí mřížky [22]

Buňka má tvar mezikruhové výseče. Jak je možné pozorovat na obrázku, jsou zde vyznačeny souřadnice, které odpovídají jednotlivým uzlovým bodům. Mimo to je zde zakótován poloměr hledaného těžiště. Těžiště je možné aplikací Guldinových vět stanovit pomocí následujícího vztahu:

$$r_T = \frac{\frac{2}{3} \cdot (r_{k+1}^3 - r_k^3) \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\frac{1}{2} \cdot (r_{k+1}^2 - r_k^2) \cdot \hat{\alpha}} = \frac{4 \cdot (r_{k+1}^3 - r_k^3) \cdot \sqrt{\frac{1 - \cos(\alpha)}{2}}}{3 \cdot (r_{k+1}^2 - r_k^2) \cdot \alpha \cdot \frac{\pi}{180}} \quad (7.37)$$



Obr. 7-15: Regresní rovina jednoho elementu [22]

Pro určení sledované veličiny (rychlosti proudění) v těžišti buňky je nezbytné z naměřených dat v uzlových bodech vypočítat koeficienty rovnice regresní roviny. Pomocí této rovnice je následně možné přepočítat hodnotu dané veličiny do těžiště elementu. Postup výpočtu rychlosti je znázorněn na obr. 7-15.

Vztahy pro určení koeficientů regresní roviny daného elementu, která má  $n$  uzlových bodů, jsou uvedeny v tabulce 7-3. V tabulce je také uveden přepočet souřadnic z polárního do kartézského souřadnicového systému. Rovnice jsou vždy aplikovány pro každou buňku zvlášť. Hodnota sledované veličiny v těžišti daného elementu se stanoví dosazením polohy těžiště do příslušných regresních rovnic. Následně je pomocí těchto získaných hodnot již možné vypočítat parametry lopatkové mříže. Výpočty budou uvedeny pouze pro jeden ze čtyř měřicích segmentů. Index  $m$  bude nabývat hodnot od I do IV. Indexování veličin opět odpovídá obr. 7-1. Jediný rozdíl je, že indexy  $k$  a  $l$  nepopisují polohu uzlových bodů, ale polohu těžiště každého elementu. Počet buněk v jednom segmentu je označen písmenem  $N$  a celkový počet segmentů písmenem  $M$ . Geometrické rozměry jsou označeny stejně, viz obr. 7-14. [22]

Tabulka 7-3: Výpočet koeficientů regresní roviny

Obecná rovnice regresní roviny	$z = a \cdot x + b \cdot y + c$
Přepočet polárních souřadnic	$x = r \cdot \sin(\beta)$ $y = r \cdot \cos(\beta)$
Matice řešení koeficientů regresní roviny	$\begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n x_i^2 & \sum_{i=1}^n x_i \cdot y_i & \sum_{i=1}^n x_i \\ \sum_{i=1}^n x_i \cdot y_i & \sum_{i=1}^n y_i^2 & \sum_{i=1}^n y_i \\ \sum_{i=1}^n x_i & \sum_{i=1}^n y_i & n \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a \\ b \\ c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n x_i \cdot z_i \\ \sum_{i=1}^n y_i \cdot z_i \\ \sum_{i=1}^n z_i \end{bmatrix}$
Rovnice pro výpočet koeficientů regresní roviny	$a \cdot \sum_{i=1}^n x_i^2 + b \cdot \sum_{i=1}^n x_i \cdot y_i + c \cdot \sum_{i=1}^n x_i = \sum_{i=1}^n x_i \cdot z_i$ $a \cdot \sum_{i=1}^n x_i \cdot y_i + b \cdot \sum_{i=1}^n y_i^2 + c \cdot \sum_{i=1}^n y_i = \sum_{i=1}^n y_i \cdot z_i$ $a \cdot \sum_{i=1}^n x_i + b \cdot \sum_{i=1}^n y_i + n = \sum_{i=1}^n z_i$

### 7.5.1 Parametry lopatkové mříže $\bar{\zeta}_m$ a $\bar{p}_p$ – prostý průměr

Nevýhodou prostého průměru dat je, že nezohledňuje podíl jednotlivých oblastí proudového pole na celkovém hmotnostním toku. Prostý průměr dat se díky své jednoduchosti často využívá pro výpočet jedné reprezentativní hodnoty. Tímto způsobem je možné si udělat základní představu o velikosti sledovaných parametrů. Prostý průměr všech získaných hodnot dané veličiny v dané oblasti je možné stanovit, viz rovnice:

$$\Delta p_{c0m} = \frac{\sum_{l=1}^L \sum_{k=1}^K \Delta p_{c0k,l,m}}{N} \quad (7.38)$$

Obdobným způsobem je možné vypočítat i další potřebné parametry. Charakteristické parametry lopatkové mříže pro jeden segment je možné určit pomocí následujících rovnic:

$$\zeta_{m_m} = \frac{\Delta p_{c0m} - \Delta p_{c1m}}{p_{d0m}} \quad (7.39)$$

$$p_{p_m} = \frac{p_{d0m}}{p_{d1m}} \quad (7.40)$$

Takovýmto způsobem se vypočtou příslušné hodnoty pro všechny čtyři segmenty lopatkové mříže. Výsledné parametry celé lopatkové mříže se následně stanoví jako aritmetický průměr všech proměřovaných segmentů, viz rovnice:

$$\bar{\zeta}_m = \frac{\sum_{m=1}^M \zeta_{m_m}}{M} \quad (7.41)$$

$$\bar{p}_p = \frac{\sum_{m=1}^M p_{p_m}}{M} \quad (7.42)$$

### 7.5.2 Parametry lopatkové mříže $\bar{\zeta}_{mM}$ a $\bar{p}_{pM}$ – vážení hmotnostním tokem

Postup určení charakteristických parametrů lopatkové mříže vážených hmotnostním tokem se mírně odlišuje od klasického postupu, a to z důvodů, které již byly výše uvedeny. Aby bylo možné stanovit charakteristické parametry lopatkové mříže vážené hmotnostním tokem, je nezbytné mimo jiné určit celkový a dynamický tlak před mříží.

Pro případ měření před lopatkovou mříží (rovina 0) je nutné postupovat obdobně jako při určování referenční polohy, viz kapitola 7.3. Daný segment je tvořen vždy dvěma sousedícími body po radiále. Těžiště je v polovině úsečky a hodnota sledované veličiny v tomto těžišti je získána lineární interpolací. Indexy vystupující v níže uvedených vztazích vychází z obr. 7-13. Hmotnostní průtok danou radiálou je možné stanovit pomocí následujícího vztahu:

$$\dot{m}_{i,j} = \rho_0 \cdot \dot{V}_{i,j} = \rho_0 \cdot w_{i,j} \cdot S_{i,j} = \frac{p_{s0}}{r \cdot T_p} \cdot \frac{w_{i+1,j} + w_{i,j}}{2} \cdot (r_{i+1,j} + r_{i,j}) \quad (7.43)$$

Parametry před lopatkovou mříží vážené hmotnostním tokem je následně možné stanovit pomocí rovnic:

$$M_j = \sum_{i=1}^{n-1} \dot{m}_{i,j},$$

$$\Delta p_{c0T_{i,j}} = \frac{\Delta p_{c0i+1,j} + \Delta p_{c0i,j}}{2}, p_{d0T_{i,j}} = \frac{p_{d0i+1,j} + p_{d0i,j}}{2},$$

$$\Delta p_{c0M_j} = \frac{\sum_{i=1}^{n-1} \dot{m}_{i,j} \cdot \Delta p_{c0T_{i,j}}}{M_j}, p_{d0M_j} = \frac{\sum_{i=1}^{n-1} \dot{m}_{i,j} \cdot p_{d0T_{i,j}}}{M_j}.$$

Tímto způsobem je možné vypočítat příslušné hodnoty pro všechny měřené radiály.

Pro další výpočty je vhodné index  $j$ , který označuje jednotlivé radiály před lopatkovou mříží, nahradit indexem  $m$ , kdy platí  $j = m = I, II, III, IV$ .

Pomocí dat naměřených v rovině za lopatkovou mříží je možné s použitím kalibračních rovnic pětiořadové kuželové sondy vypočítat pro každý element daného segmentu modul rychlosti, jeho složky a úhly náběhu  $\alpha$  a  $\beta$ , viz kapitola 7.2. Na hmotnostním toku se podílí pouze axiální složka rychlosti  $w_{ax_{k,l,m}}$ . Charakteristické parametry lopatkové mříže vážené hmotnostním tokem pro daný segment je možné stanovit pomocí vztahů uvedených níže.

$$\rho_{k,l,m} = \frac{p_{s1_{k,l,m}}}{r \cdot T_p}$$

$$\dot{m}_{k,l,m} = \rho_{k,l,m} \cdot \frac{\hat{\alpha}_{k,l,m}}{2} \cdot (r_{k+1,l,m}^2 - r_{k,l,m}^2) \cdot w_{ax_{k,l,m}}$$

$$\dot{m}_m = \sum_{l=1}^{L-1} \sum_{k=1}^{K-1} \dot{m}_{k,l,m} = \sum_{l=1}^{L-1} \sum_{k=1}^{K-1} \rho_{k,l,m} \cdot \frac{\hat{\alpha}_{k,l,m}}{2} \cdot (r_{k+1,l,m}^2 - r_{k,l,m}^2) \cdot w_{ax_{k,l,m}}$$

$$\Delta p_{c1M_m} = \frac{\sum_{l=1}^L \sum_{k=1}^K \dot{m}_{k,l,m} \cdot \Delta p_{c1_{k,l,m}}}{\dot{m}_m}, p_{d1M_m} = \frac{\sum_{l=1}^L \sum_{k=1}^K \dot{m}_{k,l,m} \cdot p_{d1_{k,l,m}}}{\dot{m}_m}$$

$$\zeta_{mM_m} = \frac{\Delta p_{c0M_m} - \Delta p_{c1M_m}}{p_{d0M_m}}, p_{pM_m} = \frac{p_{d0M_m}}{p_{d1M_m}}$$

Tímto způsobem je možné vypočítat příslušné hodnoty pro všechny měřené segmenty. Výsledné parametry celé lopatkové mříže je možné následně stanovit pomocí rovnic:

$$\bar{\zeta}_{mM} = \frac{\sum_{m=1}^M \zeta_{mM_m}}{M}, \quad (7.44)$$

$$\bar{p}_{pM} = \frac{\sum_{m=1}^M p_{pM_m}}{M}. \quad (7.45)$$

### 7.5.3 Parametry lopatkové mříže $\bar{\zeta}_{mH}$ a $\bar{p}_{pH}$ – vážení tokem hybnosti

Obdobně jako tomu bylo v předchozím případě, slouží pro výpočet hmotnostního toku pouze axiální složka rychlosti  $w_{ax_{k,l,m}}$ , stanovená z dat naměřených v rovině za lopatkovou mříží. Hybnost už je ale stanovena pomocí modulu rychlosti  $w_{k,l,m}$ . Charakteristické parametry lopatkové mříže vážené tokem hybnosti pro daný segment jsou vypočteny pomocí vztahů uvedených níže.

$$\rho_{k,l,m} = \frac{p_{s1_{k,l,m}}}{r \cdot T_p}$$

$$\dot{m}_{k,l,m} = \rho_{k,l,m} \cdot \frac{\hat{\alpha}_{k,l,m}}{2} \cdot (r_{k+1,l,m}^2 - r_{k,l,m}^2) \cdot w_{ax_{k,l,m}}$$

$$\dot{H}_{k,l,m} = \dot{m}_{k,l,m} \cdot w_{k,l,m}$$

$$\dot{H}_m = \sum_{l=1}^{L-1} \sum_{k=1}^{K-1} \dot{H}_{k,l,m} = \sum_{l=1}^{L-1} \sum_{k=1}^{K-1} \rho_{k,l,m} \cdot \frac{\hat{\alpha}_{k,l,m}}{2} \cdot (r_{k+1,l,m}^2 - r_{k,l,m}^2) \cdot w_{ax_{k,l,m}} \cdot w_{k,l,m}$$



$$\Delta p_{c1H_m} = \frac{\sum_{l=1}^L \sum_{k=1}^K \dot{H}_{k,l,m} \cdot \Delta p_{c1k,l,m}}{\dot{H}_m}, p_{d1H_m} = \frac{\sum_{l=1}^L \sum_{k=1}^K \dot{H}_{k,l,m} \cdot p_{d1k,l,m}}{\dot{H}_m}$$

$$\zeta_{mH_m} = \frac{\Delta p_{c0H_m} - \Delta p_{c1H_m}}{p_{d0H_m}}, p_{pH_m} = \frac{p_{d0H_m}}{p_{d1H_m}}$$

Parametry před lopatkovou mříží  $\Delta p_{c0H_m}$  a  $p_{d0H_m}$  se stanoví obdobným způsobem, jako tomu bylo v případě vážení hmotnostním tokem.

Tímto způsobem je možné vypočítat příslušné hodnoty pro všechny měřené segmenty. Výsledné parametry celé lopatkové mříže lze následně určit pomocí rovnic:

$$\bar{\zeta}_{mH} = \frac{\sum_{m=1}^M \zeta_{mH_m}}{M}, \quad (7.46)$$

$$\bar{p}_{pH} = \frac{\sum_{m=1}^M p_{pH_m}}{M}. \quad (7.47)$$

#### 7.5.4 Parametry lopatkové mříže $\bar{\zeta}_{mS}$ a $\bar{p}_{pS}$ – vážení průtočnou plochou

Další možností, jak stanovit charakteristické parametry lopatkové mříže, je vážení průtočnou plochou dané buňky, viz vztahy uvedené níže.

$$S_{k,l,m} = \frac{\hat{\alpha}_{k,l,m}}{2} \cdot (r_{k+1,l,m}^2 - r_{k,l,m}^2)$$

$$S_m = \sum_{l=1}^{L-1} \sum_{k=1}^{K-1} S_{k,l,m} = \sum_{l=1}^{L-1} \sum_{k=1}^{K-1} \frac{\hat{\alpha}_{k,l,m}}{2} \cdot (r_{k+1,l,m}^2 - r_{k,l,m}^2)$$

$$\Delta p_{c1S_m} = \frac{\sum_{l=1}^L \sum_{k=1}^K S_{k,l,m} \cdot \Delta p_{c1k,l,m}}{S_m}, p_{d1S_m} = \frac{\sum_{l=1}^L \sum_{k=1}^K S_{k,l,m} \cdot p_{d1k,l,m}}{S_m}$$

$$\zeta_{mS_m} = \frac{\Delta p_{c0S_m} - \Delta p_{c1S_m}}{p_{d0S_m}}, p_{pH_m} = \frac{p_{d0S_m}}{p_{d1S_m}}$$

Parametry  $\Delta p_{c0S_m}$  a  $p_{d0S_m}$  se opět stanoví obdobně, jako tomu bylo v předchozích případech.

Tímto způsobem je opět možné vypočítat příslušné hodnoty pro všechny měřené segmenty. Výsledné parametry celé lopatkové mříže lze následně vypočítat pomocí rovnic:

$$\bar{\zeta}_{mS} = \frac{\sum_{m=1}^M \zeta_{mS_m}}{M}, \quad (7.48)$$

$$\bar{p}_{pS} = \frac{\sum_{m=1}^M p_{pS_m}}{M}. \quad (7.49)$$

Parametry lopatkové mříže získané pomocí CFD simulací bývají nejčastěji získány vážením hmotnostním průtokem, či průtočnou plochou. V rámci této práce byl zvolen způsob vážení hmotnostním průtokem. Na základě toho je možné následně získané výsledky porovnat s výsledky CFD simulací.

## 8 Měření a vyhodnocení dat v jednoduchém režimu

Popis měření v jednoduchém režimu byl uveden v kapitole 6.2. Díky měření v jednoduchém režimu odpadá časově náročné traverzování sondami a dříve zavedené indexování polohy. Pro rozlišení dat podle jejich sběru v čase je použit index  $i$ .

Tato kapitola je věnována popisu vyhodnocení primárních dat, pomocí kterých lze následně stanovit výsledné ztrátové součinitele v jednotlivých rovinách výstupního tělesa.

### 8.1 Vyhodnocení dat naměřených v jednoduchém režimu

Tlaky jsou v rovině před lopatkovou mříží (rovina 0) snímány pomocí Prandtlovy sondy. Celkem je naměřeno  $n$  hodnot. Důležité je umístit sondu do referenční polohy. Pomocí Prandtlovy sondy se měří celkový a statický tlak před mříží. Z těchto hodnot je možné vypočítat dynamický tlak pomocí rovnice:

$$p_{d0i} = \Delta p_{c0i} - \Delta p_{s0i}. \quad (8.1)$$

Jak již bylo uvedeno výše, data jsou podle jejich sběru v čase rozlišována indexem  $i$ . Aby bylo možné stanovit rychlost proudu, je nezbytné stanovit hustotu proudu. Hustotu je možné určit pomocí následující rovnice:

$$\rho = \frac{p_{s0i}}{r \cdot (273,15 + T_0)} = \frac{\Delta p_{s0i} + p_{bar}}{r \cdot (273,15 + t_0)}, \quad (8.2)$$

kde:  $r$  - univerzální plynová konstanta.

Ze získaných parametrů je následně možné dopočítat rychlost proudu, viz rovnice:

$$w_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{d0i}}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (\Delta p_{c0i} - \Delta p_{s0i})}{\rho}}. \quad (8.3)$$

Důležité je pro sledované veličiny určit střední hodnotu, viz:

$$\Delta p_{c0} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta p_{c0i}}{n}, \Delta p_{d0} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta p_{d0i}}{n}, \Delta p_{s0} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta p_{s0i}}{n}. \quad (8.4)$$

### 8.2 Reynoldsovo číslo výstupního tělesa

Reynoldsovo číslo patří mezi důležité bezrozměrné parametry, které charakterizuje výstupní tělesa (respektive difuzory). Reynoldsovo číslo je závislé na délce oběžné lopatky posledního stupně  $Y$ . Aby bylo možné vypočítat Reynoldsovo číslo difuzoru, je nezbytné nejprve stanovit dynamický a statický tlak za lopatkovou mříží. Dynamický tlak je možné vypočítat pomocí vztahu:

$$p_{d1} = \frac{p_{d0}}{p_p}. \quad (8.5)$$

Statický tlak je dán vztahem:

$$p_{s1} = p_{c0} - p_{d0} \cdot \left( \zeta_m + \frac{1}{p_p} \right). \quad (8.6)$$

Nyní je možné určit Reynoldsovo číslo difuzoru, jako:

$$Re_{Y1} = \frac{Y \cdot w_1}{\nu} = \frac{Y}{\mu} \cdot \sqrt{\frac{2}{r} \cdot \frac{p_{d1} \cdot p_{s1}}{t_1}} \quad (8.7)$$

### 8.3 Machovo číslo

Dalším významným bezrozměrným parametrem je Machovo číslo na vstupu do difuzoru, které je možné určit například pomocí rovnice ve tvaru:

$$Ma_1 = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \cdot \left[ \left( \frac{p_{s0}}{p_{s1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]} \quad (8.8)$$

Obdobně jako tomu bylo v kapitole 7.4, tak i pro Reynoldsovo a Machovo číslo je nezbytné stanovit odhad nejistoty měření. Jednotlivé vztahy jsou uvedeny například v literatuře [22] nebo [31].

### 8.4 Zpracování naměřených dat v rovinách statických odběrů

Jak již bylo uvedeno výše, odběry statického tlaku jsou umístěny po obvodu tělesa v několika rovinách označených písmeny  $a, b, c, d, e$ , viz obr. 6-1. Rozmístění odběrů v dané rovině je poté znázorněno na obr. 6-2. Data jsou podle jejich sběru v čase rozlišována indexem  $i$ . Opět se jedná o relativní hodnoty tlaku a absolutní hodnotu je možné stanovit pomocí vztahu:

$$\begin{aligned} \Delta p_{saH_i} &= p_{saH_{mer_i}} - p_{bar}, \\ p_{saH_i} &= \Delta p_{saH_i} + p_{bar} \end{aligned} \quad (8.9)$$

Při určování ztrátového součinitele v jednotlivých rovinách výstupního tělesa by se opět barometrický tlak vzájemně odečetl. Z tohoto důvodu je možné ve výpočtech uvažovat relativní hodnoty tlaků. Střední tlak například v rovině  $a$  lze vypočítat pomocí vztahu:

$$\Delta p_{sa_i} = \frac{\Delta p_{saH_i} + \Delta p_{saD_i}}{2} \quad (8.10)$$

Středování tlaků v čase vychází ze vztahu:

$$\Delta p_{sa} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta p_{sa_i}}{n} \quad (8.11)$$

Obdobným způsobem se postupuje i při zpracování primárních dat v dalších rovinách.

### 8.5 Ztrátový a tlakový součinitel výstupního tělesa

Jedním z hlavních úkolů práce je stanovit ztrátový, respektive tlakový součinitel difuzoru. Ztrátový součinitel difuzoru je možné stanovit pomocí následujícího vztahu:

$$\zeta_{D_i} = \left( \frac{\Delta p_{c0_i} - \Delta p_{s2_i}}{p_{d0_i}} - \bar{\zeta}_m \right) \cdot \frac{p_{d0_i}}{p_{d1_i}} = (\zeta_{mD_i} - \bar{\zeta}_m) \cdot \bar{p}_p \quad (8.12)$$

Tlakový součinitel je poté možné stanovit pomocí vztahu:

$$c_{pDi} = 1 - \zeta_{Di}. \quad (8.13)$$

Ztrátový součinitel difuzoru a hrdla je možné vypočítat pomocí rovnice:

$$\zeta_{Hi} = \left( \frac{\Delta p_{c0i}}{p_{d0i}} - \bar{\zeta}_m \right) \cdot \frac{p_{d0i}}{p_{d1i}} = (\zeta_{mHi} - \bar{\zeta}_m) \cdot \bar{p}_p. \quad (8.14)$$

Tlakový součinitel se určí obdobným způsobem pomocí rovnice (8.13).

Pro výpočet obou rovnic je zapotřebí znát střední hodnoty parametrů lopatkové mříže  $\bar{\zeta}_m$  a  $\bar{p}_p$ , které je možné stanovit jedním ze způsobů uvedených v kapitole 7.5.

Pomocí odběrů statického tlaku je možné vypočítat ztrátové součinitele i v dalších rovinách výstupního tělesa, a to v rovině  $a, b, c, d, e$ . Následně je možné určit závislost ztrátového součinitele (tlakového součinitele) v jednotlivých sledovaných rovinách na poměrné vzdálenosti rovin od odtokové hrany lopatek. Tlakový součinitel  $c_p$  na odtokové hraně lopatek je nulový a postupně směrem k výstupu se zvětšuje. Příklad takové závislosti je možné pozorovat na obr. 4-2.

### 8.5.1 Statistické zpracování hodnot ztrátových součinitelů

Důležitou součástí vyhodnocení je statistické zpracování získaných hodnot. Z vypočtených hodnot ztrátových součinitelů je nutné vyfiltrovat odlehlé hodnoty. Tyto hodnoty mohou být zatíženy hrubou chybou. Základním předpokladem je normální rozdělení pravděpodobnosti. Vyloučení odlehlých hodnot ztrátového součinitele je možné provést v několika následujících bodech.

- a) Určení střední hodnoty ztrátového součinitele:

$$\bar{\zeta}_i = \frac{\sum_{i=1}^n \zeta_i}{n}. \quad (8.15)$$

- b) Výpočet výběrové směrodatné odchylky:

$$s_\zeta = \frac{\sum_{i=1}^n (\zeta_i - \bar{\zeta}_i)^2}{n - 1}. \quad (8.16)$$

- c) Vyřazení hodnot ztrátového součinitele, pro které platí:

$$|\zeta_i - \bar{\zeta}_i| \geq 2 \cdot s_\zeta. \quad (8.17)$$

- d) Pokud bylo vyloučeno  $p$  hodnot ztrátového součinitele, vznikl 95% interval těchto hodnot. Následně se ze zbylých hodnot opět vypočte střední hodnota a nová výběrová směrodatná odchylka obdobně, jako tomu bylo výše. [22]

## 9 Empirický rozbor ztrát

Pro vybrané konfigurace výstupního tělesa byl proveden empirický odhad ztrátového součinitele, respektive součinitele zvýšení tlaku podle metodiky založené na využití empirických vzorců z publikace „Handbook of Hydraulic Resistance“ od I.E. Idel'chik. [26]

Tato publikace je rozdělena do dvou základních částí. První část obsahuje informace o hydraulických a mechanických vlastnostech tekutin. Druhá část je věnována určitým vybraným skupinám armatur nebo jiným prvkům v potrubí a překážkám s podobnými podmínkami proudící tekutiny. Důležitou součástí jsou informace o jejich součiniteli odporu. V každé sekci je vždy uveden detailní popis a jednotlivá schémata sloužící pro praktické výpočty, z nichž každá odpovídá určitému prvku potrubí nebo překážce. Ve většině případů tyto diagramy obsahují vzorce pro výpočet odporového součinitele daného prvku, který je funkcí jeho hlavních vlastností. Z diagramů a přiložených tabulek je následně možné stanovit velikost odporového součinitele. Jeho znalost je nezbytná pro stanovení ztrátového součinitele, respektive součinitele zvýšení tlaku. Kniha ve skutečnosti představuje velký ilustrovaný katalog, s jehož využitím je možné stanovit ztrátový součinitel příslušící dané konfiguraci.

V rámci této práce byl nejprve proveden odhad ztrátového součinitele prázdného difuzoru a následně difuzoru opatřeného jednotlivými vzpěrami. Podle výše uvedené publikace nebylo v některých případech možné stanovit odporový součinitel, který by odpovídal přesně tvaru vložené výztuhy. Z tohoto důvodu bylo nezbytné vzájemně kombinovat jednotlivé varianty uvedené v knize a případně je vhodným způsobem korigovat tak, aby co nejvíce odpovídaly skutečnosti.

### 9.1 Prázdný difuzor

Difuzor výstupního tělesa se prakticky skládá ze tří částí, a to z mezikruhové části s úhlem rozevření  $\alpha_{an} = 24^\circ$ , mezikruhové části s úhlem  $\alpha_{an1} = 16^\circ$  a z kuželové části s úhlem rozevření  $\alpha_{con} = 16^\circ$ .

Jako první bylo nezbytné stanovit ztrátový součinitel odpovídající první mezikruhové části difuzoru. Důležité parametry jsou znázorněny na obr. 9-1. Ztrátový součinitel  $\zeta_{an}$  je možné stanovit pomocí následujícího vztahu:

$$\zeta_{an} = \frac{\Delta H}{\frac{\gamma \cdot w_0^2}{2g}} = \zeta_{exp} + \zeta_{fr}, \quad (9.1)$$

kde:  $\Delta H$  - tlaková ztráta,

$w_0$  - rychlost na vstupu do užší části,

$\zeta_{exp}$  - součinitel lokálního odporu v důsledku rozšíření difuzoru,

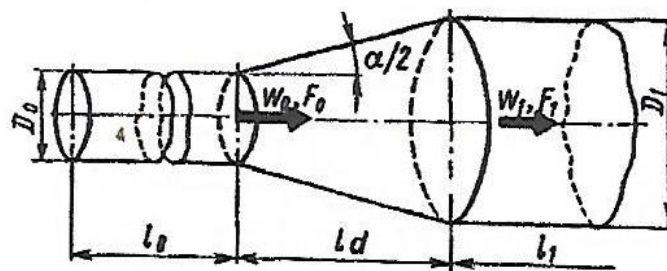
$\zeta_{fr}$  - součinitel tření difuzoru.

Součinitel lokálního odporu v důsledku rozšíření difuzoru lze určit pomocí vztahu:

$$\zeta_{exp} = \varphi_{exp} \cdot \left(1 - \frac{1}{n_1}\right)^2 = 3,2 \cdot tg\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \sqrt[4]{tg\left(\frac{\alpha}{2}\right)}, \quad (9.2)$$

kde:  $\varphi_{exp}$  - koeficient náhlého rozšíření,

$n_1$  - poměr ploch difuzoru  $\left(\frac{F_1}{F_0}\right)$ .



Obr. 9-1: Schéma difuzoru s vyznačenými parametry [26]

Součinitel tření se vypočte pomocí následujícího vztahu:

$$\zeta_{fr} = \frac{\lambda}{8 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \cdot \left[1 - \left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2\right], \quad (9.3)$$

kde:  $\lambda$  - koeficient tření,  
 $F_0$  - plocha užší části difuzoru,  
 $F_1$  - plocha širší části difuzoru.

Koeficient tření  $\lambda$  je možné odečíst z grafu, viz příloha č. 2, nebo je možné jej stanovit pomocí vztahu:

$$\lambda = \frac{\Delta H}{\frac{\gamma \cdot w_0^2}{2g} \cdot \frac{l}{D_h}} = \frac{1}{(1,8 \cdot \log(Re) - 1,64)^2}. \quad (9.4)$$

Tento vztah je možné použít v případě, kdy Reynoldsovo číslo nabývá hodnoty  $Re > 4000$ . Reynoldsovo číslo vychází ze vztahu:

$$Re = \frac{w_0 \cdot D_h}{\nu}, \quad (9.5)$$

kde:  $D_h$  - hydraulický průměr,  
 $\nu$  - kinematická viskozita.

Aby bylo možné stanovit kinematickou viskozitu, bylo nejprve zapotřebí stanovit hustotu proudu  $\rho$  a dynamickou viskozitu  $\mu$ . Teplota byla pro výpočty zvolena 25 °C. Na základě znalosti hustoty a dynamické viskozity bylo následně možné stanovit kinematickou viskozitu:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (9.6)$$

Pro případ mezikruhové části difuzoru je zapotřebí koeficient tření rozšířit koeficientem  $k_3$  podle rovnice (8.13), který vychází z tabulky, viz příloha č. 2.

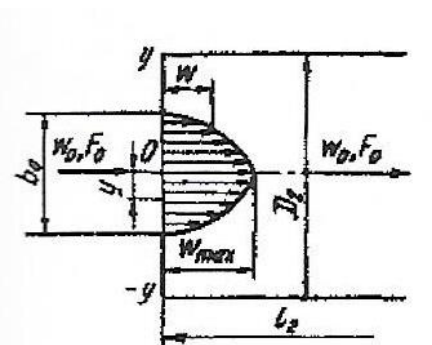
$$\lambda_{an} = k_3 \cdot \lambda \quad (9.7)$$

Obdobným způsobem lze stanovit ztrátový součinitel druhé mezikruhové části a kuželové části difuzoru. Při výpočtu kuželové části však není zapotřebí koeficient tření rozšířit koeficientem  $k_3$ , jinak řečeno  $\lambda = \lambda_{con}$ .

Na přechodové hraně mezikruhové a kuželové části, tedy na odtokové hraně vnitřního náboje dochází k náhlému rozšíření průtočného průřezu. Při náhlém rozšíření dochází k odtržení proudu na hraně vnitřního náboje. V důsledku toho vznikají za nábojem zavířené oblasti nebo separační bubliny. Nějakou dobu trvá, než se nový (větší) průřez zcela zaplní. Tuto skutečnost je opět nutné zohlednit při odhadu ztrátového součinitele. V dostupné literatuře se nenachází obdobný případ. Pro určení této dílčí ztráty byl použit přibližný postup, který je uveden níže. Důležité parametry jsou znázorněny na obr. 9-2. Ztrátový součinitel  $\zeta_{se}$  je možné vyčíst z příslušné tabulky, viz příloha č. 2, či vypočítat pomocí následujícího vztahu:

$$\zeta_{se} = \frac{\Delta H}{\frac{\gamma \cdot w_0^2}{2g}} = \frac{1}{n^2} + N - \frac{2M}{n} \quad (9.8)$$

kde:  $n$  - poměr ploch,  
 $M$  - Machovo číslo,  
 $N$  - koeficient kinetické energie.



Obr. 9-2: Rozšíření průtočného průřezu [26]

Tento vztah je možné použít v případě, kdy Reynoldsovo číslo nabývá hodnoty  $Re > 3,5 \cdot 10^3$ . Výše uvedené koeficienty  $M$  a  $N$  je možné vypočítat pomocí vztahu (9.12) a (9.13), nebo vyčíst z tabulky, viz příloha č. 2. V obou vztazích vystupuje koeficient  $m$ , který může nabývat různých hodnot v rozmezí od  $1 \div \infty$ . Tento koeficient je dán rychlostním profilem. Pro tento případ byla zvolena hodnota koeficientu  $m = 7$ . Tato hodnota byla odhadnuta na základě diagramu, viz příloha č. 2.

$$M = \frac{(2m + 1)^2 \cdot (m + 1)}{4m^2 \cdot (m + 2)} \quad (9.9)$$

$$N = \frac{(2m + 1)^3 \cdot (m + 1)^3}{4m^4 \cdot (2m + 3) \cdot (m + 3)} \quad (9.10)$$

Po dosazení odpovídajících hodnot vyšel ztrátový součinitel způsobený náhlým rozšířením průřezu  $\zeta_{se} \cong 0,0437$ .

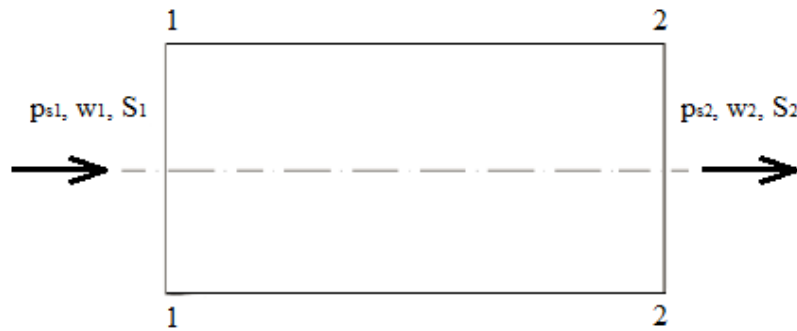
Na základě znalosti dílčích ztrátových součinitelů je již možné stanovit ztrátový součinitel prázdného difuzoru pomocí:

$$\zeta_T = \zeta_{an} + \zeta_{an1} + \zeta_{con} + \zeta_{se} \quad (9.11)$$

### 9.1.1 Porovnání výsledků

Ztrátový součinitel difuzoru určený dle Ideľchika neodpovídá ztrátovému součiniteli definovanému podle vztahu (2.1). Aby bylo možné součinitele vzájemně porovnat, je zapotřebí k součiniteli dle Ideľchika připočítat kvadrát poměru vstupní a výstupní plochy. Odvození jednotlivých vztahů bude rozebráno v několika krocích níže uvedených.

- Základní úvaha vychází z rozšířené Bernoulliho rovnice pro rovinný kanál, viz (9.12). Jednoduché schéma kanálu je znázorněno na obr. 9-3.



Obr. 9-3: Schéma rovinného kanálu

$$p_{s1} + \frac{\rho \cdot w_1^2}{2} = p_{s2} + \frac{\rho \cdot w_2^2}{2} + \zeta_t \cdot \frac{\rho \cdot w_1^2}{2}, \quad (9.12)$$

$$\zeta_t = \frac{p_{s1} + p_{d1} - p_{s2} - p_{d2}}{p_{d1}} = \frac{p_{s1}}{p_{d1}} + 1 - \frac{p_{s2}}{p_{d1}} - \frac{p_{d2}}{p_{d1}}, \quad (9.13)$$

kde:  $\zeta_T$  - ztrátový součinitel celkového tlaku.

- Kromě Bernoulliho rovnice je možné napsat pro rovinný kanál i rovnici kontuity, která je ve tvaru:

$$\begin{aligned} \rho \cdot S_1 \cdot w_1 &= \rho \cdot S_2 \cdot w_2 \\ S_1^2 \cdot w_1^2 &= S_2^2 \cdot w_2^2 \\ S_1^2 \cdot p_{d1} &= S_2^2 \cdot p_{d2} \end{aligned} \quad (9.14)$$

- Dosazením do vztahu (9.13) a jeho úpravou je možné stanovit ztrátový součinitel celkového tlaku tak, jak je uváděn dle Ideľchika:

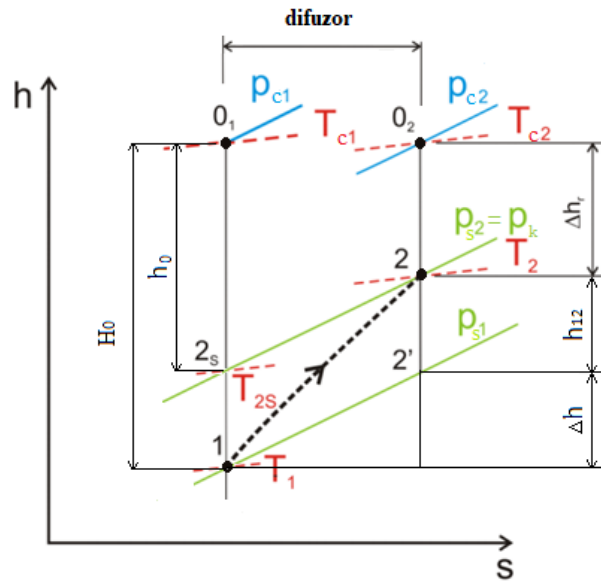
$$\zeta_T = \frac{p_{s1} - p_{s2}}{p_{d1}} + 1 - \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2 = \frac{p_{c1} - p_{c2}}{p_{d1}}. \quad (9.15)$$

- Celkovou ztrátu difuzoru je možné určit z obr. 9-4, jako:

$$\begin{aligned} \zeta_D &= \zeta + \zeta_r = \frac{\Delta h}{H_0} + \frac{\Delta h_r}{H_0}, \\ \zeta_D &= \frac{h_0}{H_0} = \frac{p_{c1} - p_{s2}}{p_{c1} - p_{s1}} = \frac{p_{c1} - p_{s2}}{p_{d1}}, \end{aligned} \quad (9.16)$$



- kde:  $\Delta h_r$  - entalpický spád úměrný měrné energii výstupní ztrátové rychlosti,  
 $\Delta h$  - entalpický spád úměrný zmařené energii ve výstupním hrdle,  
 $h_0$  - entalpický spád úměrný využitě energii,  
 $H_0$  - entalpický spád úměrný celkové vstupní energii,  
 $\zeta$  - součinitel vnitřních ztrát celkové energie,  
 $\zeta_r$  - součinitel ztrát výstupní rychlosti.



Obr. 9-4: h-s diagram difuzoru [23]

Nyní je možné určit závislost mezi ztrátovým součinitelem celkového tlaku uváděného dle Ideľchika a ztrátovým součinitelem difuzoru používaném v rámci této práce, viz následující vztahy:

$$\begin{aligned} \zeta_T &= \frac{p_{s1} - p_{s2}}{p_{d1}} + 1 - \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2 = \frac{p_{s1} - p_{s2} + p_{d1}}{p_{d1}} - \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2 = \\ &= \frac{p_{s1} - p_{s2} + p_{c1} - p_{s1}}{p_{d1}} - \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2 = \frac{p_{c1} - p_{s2}}{p_{d1}} - \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2 = \end{aligned} \quad (9.17)$$

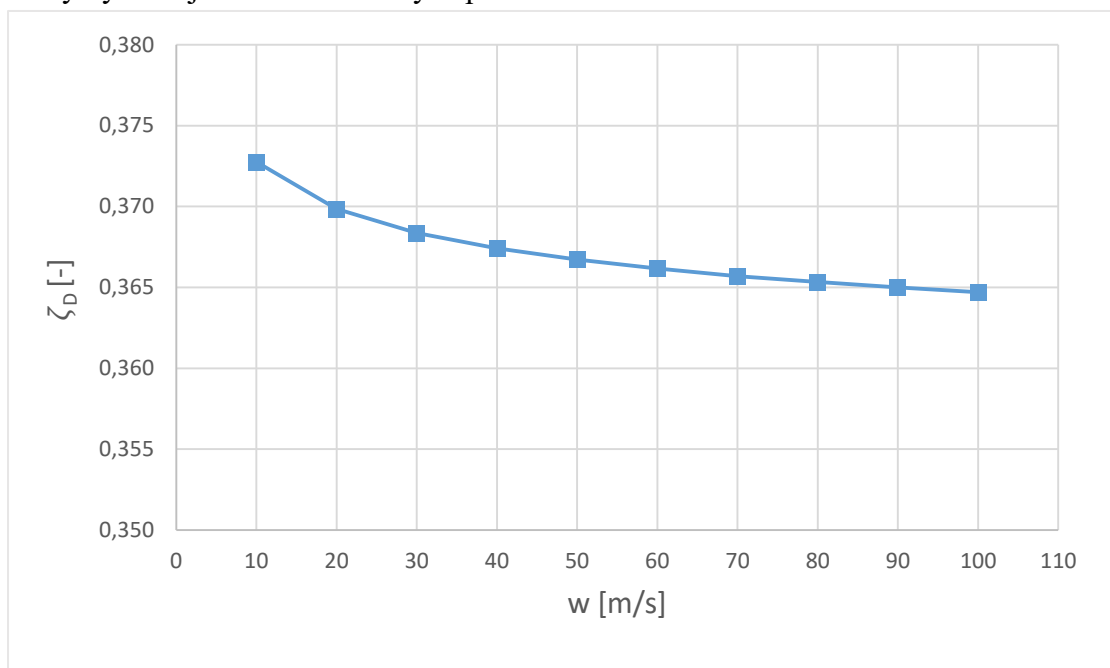
$$= \zeta_D - \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2,$$

$$\zeta_D = \zeta_T + \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2. \quad (9.18)$$

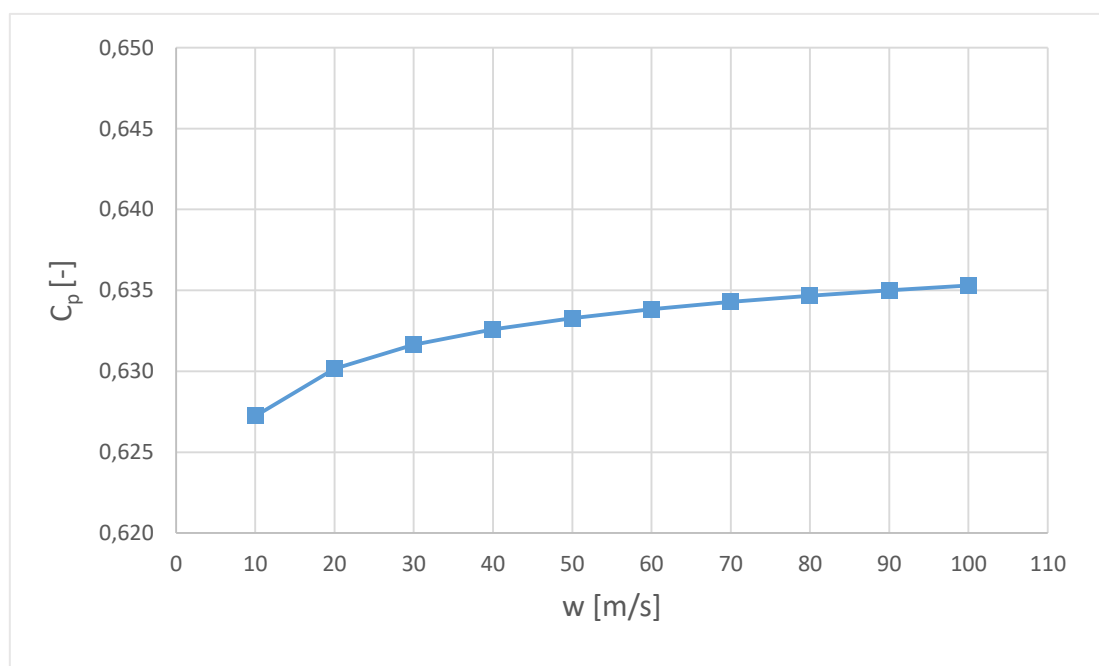
Součinitel zvýšení tlaku lze následně vypočítat jako:

$$c_p = 1 - \zeta_D = \frac{p_{s2} - p_{s1}}{p_{d1}} = 1 - \zeta_T - \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2. \quad (9.19)$$

Na základě výše uvedených vztahů je možné porovnat výsledky získané z měření s odhadem ztrát dle Idel'chika. Výsledky budou porovnány až dále v textu. Závislost ztrátového součinitele  $\zeta_D$  a tlakového součinitele  $c_p$  prázdného difuzoru určeného podle Idel'chika na rychlosti proudícího vzduchu je znázorněna na obr. 9-5 a obr. 9-6. Je patrné, že s rostoucí rychlostí se snižuje hodnota ztrátového součinitele pouze nepatrně, prakticky se jedná o konstantní hodnotu. Takovýto průběh ztrátového součinitele je možné očekávat i pro výsledky vycházející z měření na výstupním tělese.



Obr. 9-5: Závislost  $\zeta_D$  na rychlosti  $w$



Obr. 9-6: Závislost  $c_p$  na rychlosti  $w$

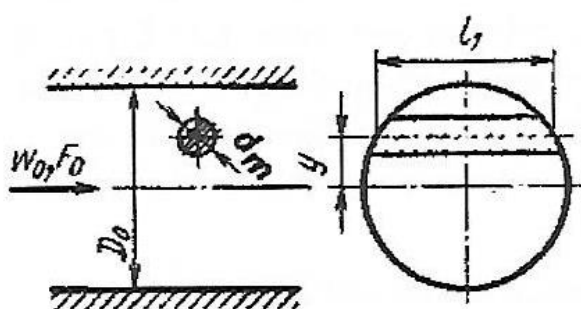
## 9.2 Difuzor s vestavbami

Odhad ztrátového součinitele difuzoru s jednotlivými vestavbami je svým způsobem subjektivní záležitost, a to především z toho důvodu, že v publikaci od Idel'chika jsou uvedeny koeficienty odporu pouze pro vybrané tvary obtékaných těles a vlastnosti proudící tekutiny. Tyto obtékané překážky se méně, či více odlišují od vestaveb umístěných v difuzoru výstupního tělesa. Při samotném odhadu ztrát tak bylo nutné činit mnoho kompromisů, případně některé hodnoty volit na základě vlastních zkušeností. Jednotlivé vestavby je možné pozorovat na obr. 9-7. Detailní obrázky tvaru jednotlivých vestaveb jsou uvedeny v příloze č. 3.



Obr. 9-7: Vestavby umístěné ve výstupním tělese

Nejprve byl stanoven ztrátový součinitel příčných vestaveb. Součinitel byl v tomto případě určen dvěma způsoby. Jako první byl zvolen postup, kdy byl uvažován kruhový průřez vestavby, viz obr. 9-8.



Obr. 9-8: Kruhový průřez [26]

Ztrátový součinitel pro tuto variantu překážky je možné stanovit pomocí následujícího vztahu:

$$\zeta = \frac{\Delta H}{\frac{\gamma \cdot w_0^2}{2g}} = 1,15 \cdot c_x \cdot \frac{\frac{S_m}{F_0}}{\left(1 - \frac{S_m}{F_0}\right)^3} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot y}{D_0}\right)^{\frac{1}{3}}, \quad (9.20)$$

kde:  $c_x$  - součinitel odporu,  
 $S_m$  - maximální průřez vestavby,  
 $D_0$  - průměr difuzoru v místě vestavby,  
 $F_0$  - plocha difuzoru před vestavbou,  
 $y$  - poloha vestavby.

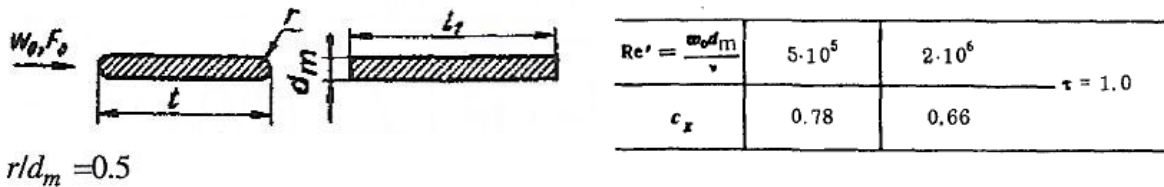
Součinitel odporu je funkcí Reynoldsova čísla překážky  $c_x = f(Re')$ . Proto bylo nejprve nutné určit velikost Reynoldsova čísla pomocí vztahu:

$$Re' = \frac{w_0 \cdot d_m}{\nu}, \quad (9.21)$$

kde:  $d_m$  - charakteristický rozměr vestavby,  
 $\nu$  - kinematická viskozita.

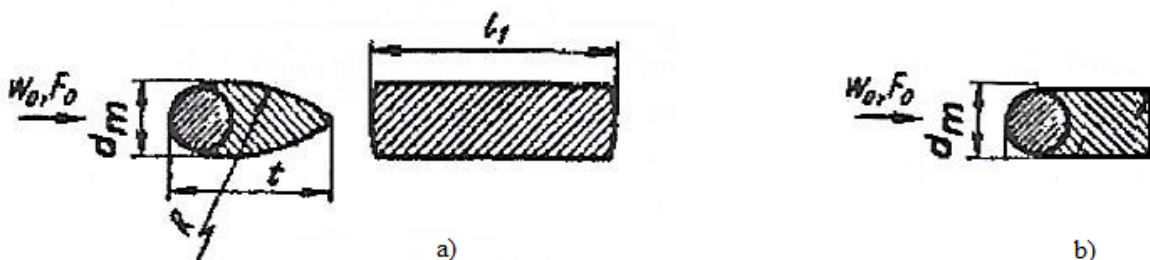
Poté již bylo možné odečíst příslušnou hodnotu součinitele odporu z grafu, respektive z tabulky, viz příloha č. 2.

Jako druhý byl zvolen postup, kdy byl uvažován tvar vestavby jako deska se zaoblenými hranami, viz obr. 9-9. Tato varianta byla vybrána z toho důvodu, že  $r/d_m$  nabývá právě hodnoty 0,5. Opět bylo nezbytné stanovit koeficient odporu  $c_x$ . V tomto případě to bylo komplikovanější, jelikož k dispozici byly pouze dvě hodnoty součinitele odporu v závislosti na  $Re'$ , viz obr. 9-9. Ztrátový součinitel pro tuto variantu překážky bylo následně možné vypočítat opět dle vztahu (9.20). Stejným způsobem byly stanoveny ztrátové součinitele všech plochých tenkých vestaveb.



Obr. 9-9: Deska se zaoblenými hranami [26]

Jako poslední byl stanoven ztrátový součinitel spodní vestavby. Jako výchozí byla uvažována vestavba s kapkovým tvarem, viz obr. 9-10 a). Zde bylo prakticky nemožné stanovit součinitel odporu  $c_x$  z dostupných informací. Z tohoto důvodu byl nejprve stanoven součinitel odporu pro kruhový průřez, viz příčné vestavby. Poté byl vytvořen přepočít součinitele odporu na kapkový tvar. Vestavba však má ve skutečnosti tvar, viz obr. 9-10 b).



Obr. 9-10: a) Kapkový průřez vestavby; b) Skutečný průřez vestavby [26]

Proto bylo nezbytné stanovit součinitel odporu i pro vestavbu s obdélníkovým průřezem. Následně byla určena střední hodnota součinitele  $c_x$ . Nakonec již bylo možné stanovit ztrátový součinitel vestavby pomocí vztahu (9.20).

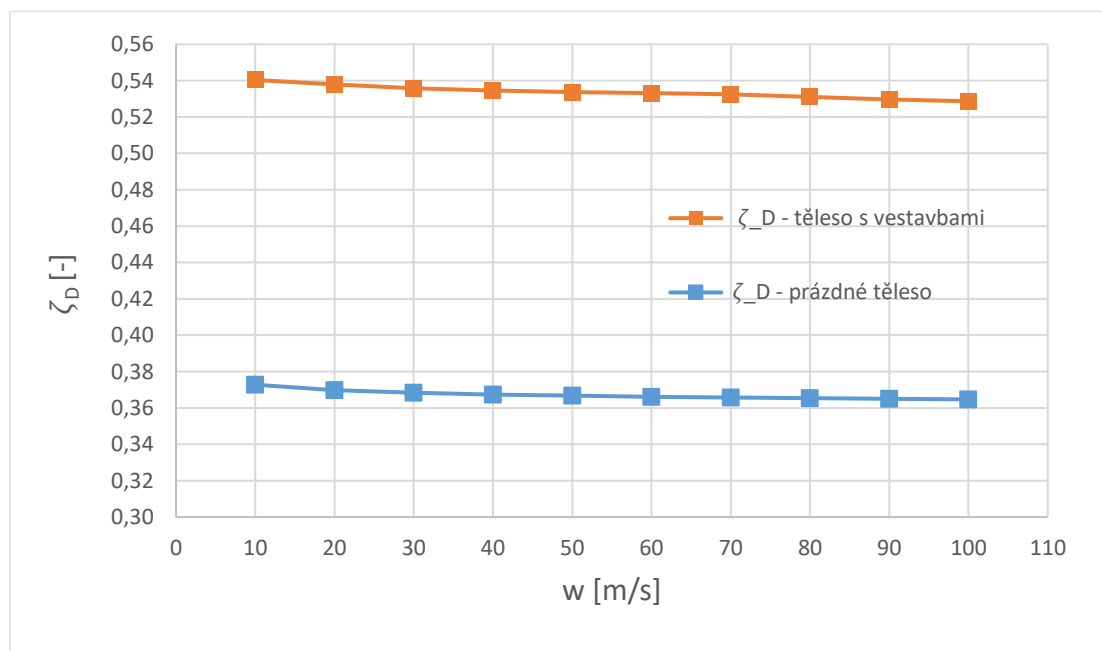
Celkový ztrátový součinitel difuzoru dle Idel'chika se všemi vestavbami je dán součtem všech dílčích hodnot, viz:

$$\zeta_T = \zeta_{an} + \zeta_{an1} + \zeta_{con} + \zeta_{se} + \zeta_a + \zeta_b + \zeta_c. \quad (9.22)$$

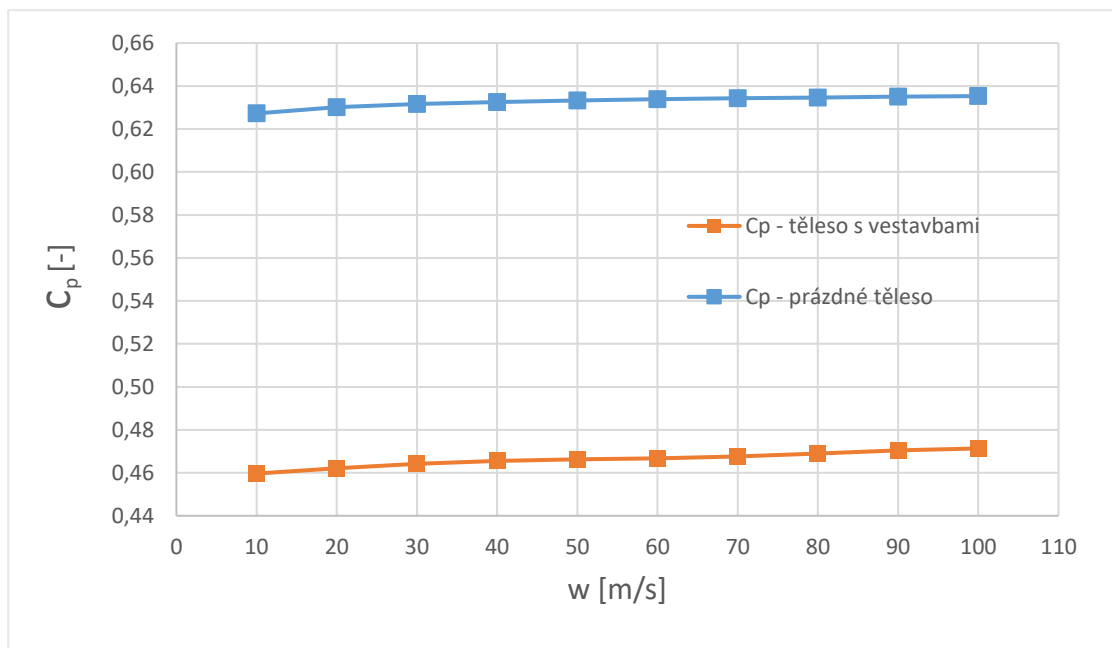
kde  $\zeta_a$  představuje ztrátový součinitel stanovený druhým způsobem. K součiniteli dle Idel'chika je zapotřebí opět připočítat kvadrát poměru vstupní a výstupní plochy, viz:

$$\zeta_D = \zeta_T + \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2. \quad (9.23)$$

Na obr. 9-11 a na obr. 9-12 je ukázáno porovnání vypočtených hodnot ztrátového součinitele  $\zeta_D$ , respektive tlakového součinitele  $c_p$ , a to pro případ prázdného a zaplněného tělesa. Oranžová křivka představuje prázdné axiální těleso a modrá křivka představuje axiální těleso s vestavbami. Je zřejmé, že přítomnost vestaveb se výrazným způsobem podílí na navýšení hodnoty ztrátového součinitele.



Obr. 9-11: Porovnání ztrátového součinitele  $\zeta_D$



Obr. 9-12: Závislost tlakového součinitele  $c_p$

## 10 Postup měření

Během experimentálního měření je nezbytné provést celou řadu kroků, které slouží pro získání požadovaných hodnot. V této kapitole bude uveden jejich stručný přehled. Text bude doplněn o fotografie jednotlivých zařízení a měřicí aparatury.

### 10.1 Kalibrace pneumatických sond

Jak již bylo uvedeno v kapitole 7, pro snímání dat před a za lopatkovou mříží se používají víceotvorové pneumatické sondy. Při samotném měření již nedochází k natáčení pneumatických sond do směru proudu. Z tohoto důvodu je nezbytné před samotným měřením provést jejich směrovou kalibraci. Cílem směrové kalibrace je určit jednotlivé kalibrační koeficienty. Pomocí těchto koeficientů je tak možné stanovit potřebné parametry proudícího média a následně tak stanovit velikost a směr vektoru rychlosti proudového pole.

Samotná kalibrace byla provedena na stejném tunelu, na kterém bylo následně prováděno experimentální měření. Důležitou součástí kalibrace je natáčecí zařízení. Natáčecí zařízení umožňuje pohybovat sondou ve dvou navzájem kolmých osách. Natáčecí zařízení je poháněno dvěma krokovými motory. K nastavení kalibrační rychlosti se využívá referenční Prandtlova sonda. Natáčecí zařízení společně s referenční a kalibrovanou sondou je možné pozorovat na obr. 10-1.



Obr. 10-1: Natáčecí zařízení

Kalibrovány byly tři pneumatické sondy: tříotvorová sonda, pětiotvorová kuželová L sonda a pětiotvorová kulová sonda. Jednotlivé sondy je možné pozorovat na obr. 10-2. Během kalibrace byla postupně měněna rychlost na výstupu z aerodynamického tunelu. Celkem bylo nastaveno 5 hladin rychlostí, a to 10, 30, 50, 70 a 80 m/s. Úhel  $\alpha$  pro všechny pneumatické

sondy byl plynule měněn v rozsahu  $\alpha = \langle -25^\circ; 25^\circ \rangle$ . Úhel  $\beta$  byl u pětiotvorových sond také plynule měněn v rozsahu  $\beta = \langle -25^\circ; 25^\circ \rangle$ . Pro měření tlaků se v rámci kalibrace využívá 16 kanálový tlakový převodník NetScanner 9116. Sběr tlaků a natáčení sondy v proudu probíhá automaticky pomocí již výše uvedené měřicí aplikace. Postup kalibrace je možné shrnout do několika bodů:

- 1) upevnění sondy do natáčecího zařízení,
- 2) ustavení sondy do středu výstupního průřezu z aerodynamického tunelu,
- 3) natočení sondy do proudu (tlak v pravém odběru roven tlaku v levém odběru),
- 4) spuštění kalibrační aplikace,
- 5) automatické natáčení a sběr dat.

Vyhodnocení kalibrace bylo detailně popsáno v kapitole 7.



Obr. 10-2: Pneumatické sondy - tříotvorová sonda; pěti-otvorová kuželová L sonda; pětiotvorová kulová sonda

## 10.2 Statické odběry tlaků

Pro snímání potřebných statických tlaků v jednotlivých rovinách bylo nezbytné zhotovit celou řadu odběrů na kontrakční dýze, výstupním tělese a prodlužovacím kruhovém potrubí. Na výstupním tělese byly zhotoveny odběry statických tlaků ve čtyřech rovinách nacházejících se za lopatkovou mříží. Další odběry statického tlaku byly umístěny na uklidňovací komoře, v rovině na výstupu z aerodynamického tunelu a v rovině na vstupu do prodlužovacího potrubí. Pro případná navazující měření byly zhotoveny odběry statického tlaku i na samotném náboji axiálního tělesa.

Postup zhotovení odběrů statického tlaku:

- 1) vyvrtání otvoru ve stěně – průměr 0,5 mm,
- 2) napájení ocelové trubičky na vyvrtaný otvor (případně ustavení trubičky do otvoru pomocí plastového kotoučku přilepeného ke stěně),
- 3) připevnění polyuretanové hadičky k ocelové trubičce,
- 4) připojení opačných konců polyuretanových hadiček do odpovídajících kanálů na tlakovém převodníku NetScanner 9116.

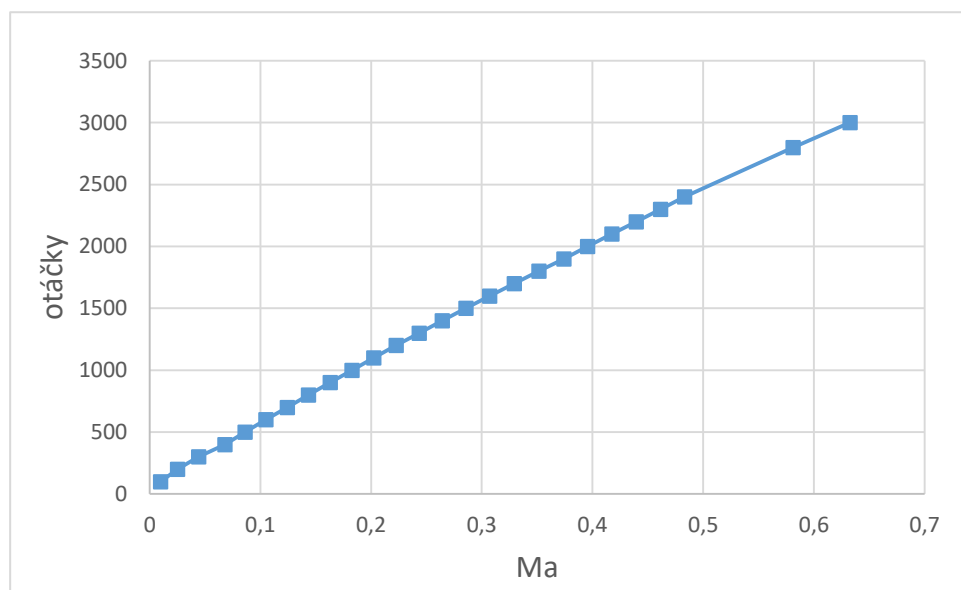


### 10.3 Měření v traverzovacím režimu

Jak již bylo uvedeno v kapitole 7, cílem měření v traverzovacím režimu bylo určení charakteristických parametrů lopatkové mříže. V rámci práce byly proměřeny čtyři radiály před lopatkovou mříží a čtyři segmenty za lopatkovou mříží, viz kapitola 7. Měření byla provedena pro dvě hladiny otáček:

- 1300 otáček  $\cong 0,2 Ma$  na vstupu do difuzoru,
- 2400 otáček  $\cong 0,4 Ma$  na vstupu do difuzoru.

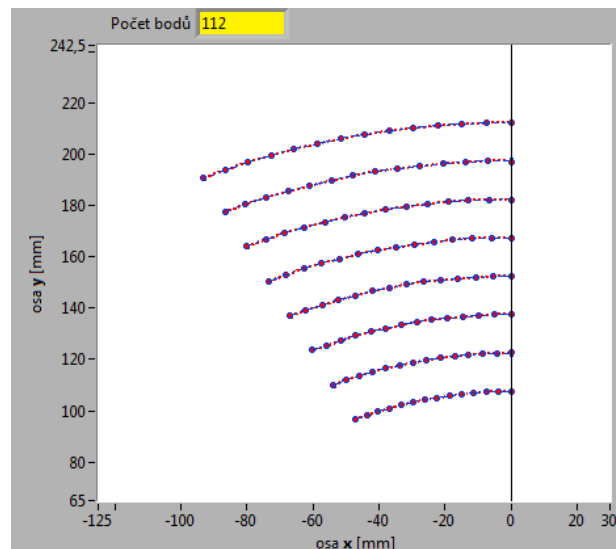
První měření spočívalo v určení závislosti otáček na Machovo číse před lopatkovou mříží pomocí Prandtlvy sondy umístěné ve středu kanálu před lopatkovou mříží. Závislost je možné pozorovat na obr. 10-3. Výsledná hladina otáček byla zvolena tak, aby se za mříží dosáhlo požadované hodnoty Machova čísla. K výpočtu potřebné hladiny otáček se použila hodnota ztrátového součinitele a poměru dynamických tlaků lopatkové mříže získaná z CFD.



Obr. 10-3: Závislost otáček na Machovo čísle

Umístění jednotlivých radiál a segmentů je znázorněno na obr. 7-1. Umístění radiál je vždy ve  $45^\circ$  daného kvadrantu kruhového difuzoru. Jedná se tedy o úhly  $45^\circ$ ,  $135^\circ$ ,  $225^\circ$  a  $315^\circ$ . Po radiále bylo traverzováno celkem v 11 bodech po 1 cm a v každém uzlovém bodě bylo snímáno 100 hodnot frekvencí 20 Hz.

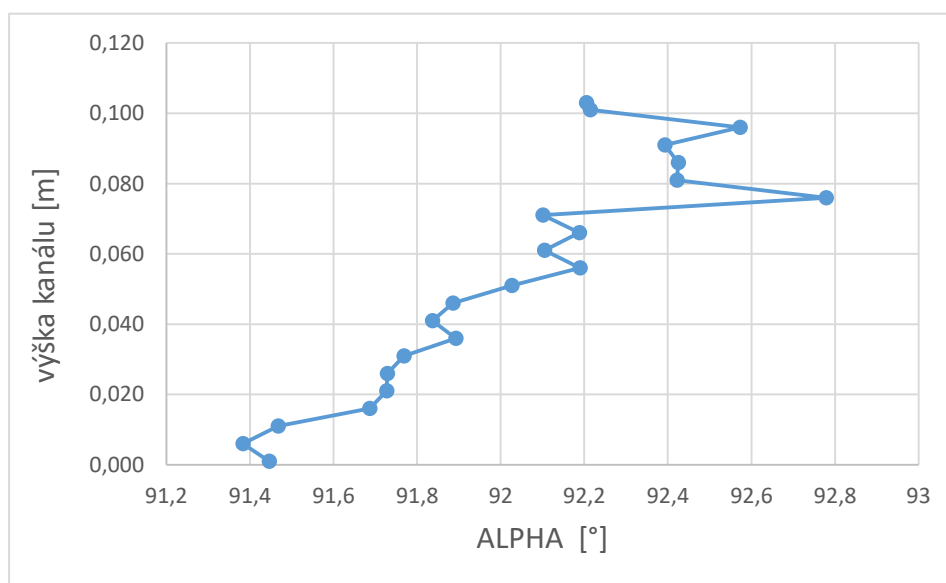
Úhel každého segmentu byl zvolen  $27^\circ$ . Tato velikost úhlu umožňuje traverzovat přes tři lopatky mříže, a tak je možné v měřených datech dostatečně postihnout úplavy, které vznikají za odtokovou hranou lopatek. Měřicí síť je možné pozorovat na obr. 10-4. Data byla snímána v uzlových bodech měřicí sítě. Celkový počet měřených bodů je 112 pro jeden segment. V každém bodě bylo snímáno 100 hodnot frekvencí 20 Hz. Bohužel součástí modelu axiálního tělesa nebylo traverzovací zařízení. Z tohoto důvodu bylo nutné vždy měřicí sondu ručně posunout do daného bodu. Měřicí sondou se nejprve projel po  $2^\circ$  celý segment, následně byla sonda vrácena obvodově zpět na začátek a přenastavena poloha po radiále o 1,5 cm výše a opět proměřen celý segment po obvodu.



Obr. 10-4: Měřicí síť jednoho segmentu lopatkové mříže

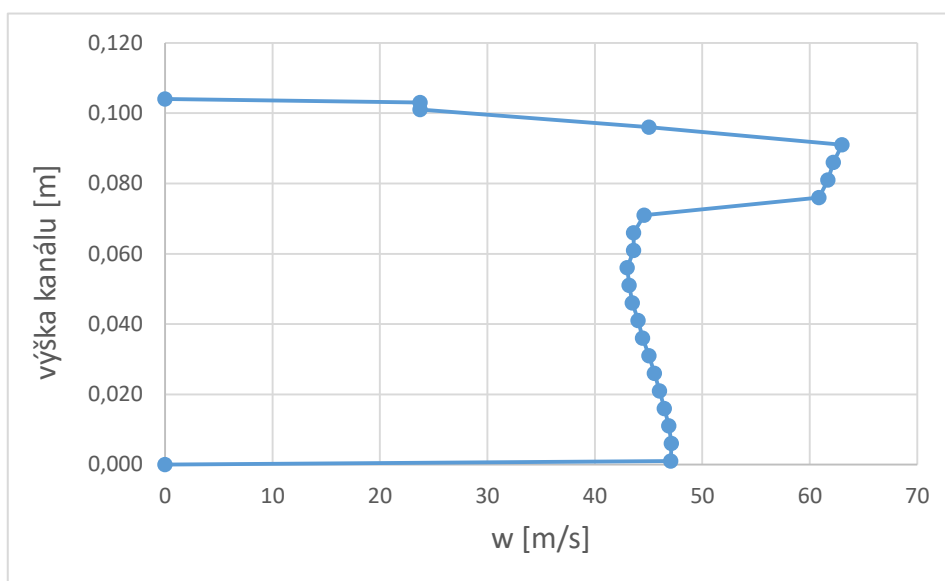
Měření v traverzovacím režimu je zaměřeno na proměření charakteristických parametrů lopatkové mříže. Důležité je ale během měření zachovat charakter proudění, jako při určování ztrátových součinitelů výstupního tělesa. Z tohoto důvodu traverzování probíhalo s připojeným prodlužovacím kruhovým potrubím, viz obr. 5-1.

Na počátku měření byla zvolena varianta snímání dat před lopatkovou mříží pomocí tříotvorové pneumatické sondy a za pomoci pětiotvorové pneumatické sondy. Po proměření radiály tříotvorovou sondou byla vyhodnocena rychlost a náběžný úhel  $\alpha$ . Poté byla do grafů vykreslena závislost rychlosti a úhlu náběhu po výšce průtočného kanálu. Z obr. 10-5 je patrné, že úhel náběhu se po výšce téměř nemění a je přibližně axiální.



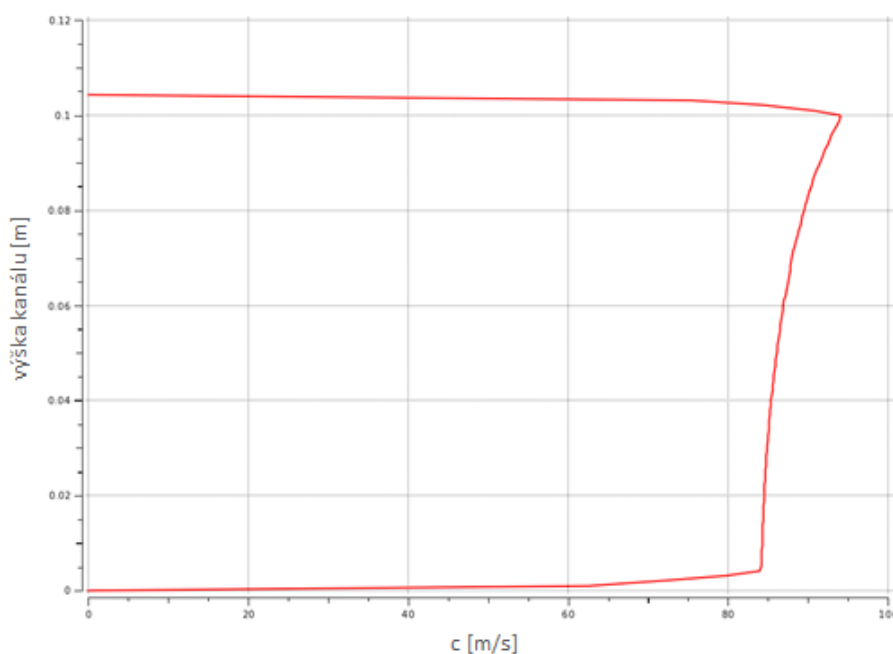
Obr. 10-5: Úhel náběhu po výšce kanálu – tříotvorová sonda

Z obr. 10-6 je zřejmé, že dochází k významnému skoku rychlosti ve vzdálenosti 0,075 m od povrchu náboje. Pro porovnání byla vyexportována data z předešlých CFD výpočtů. Výpočty sice měly mírně odlišné okrajové podmínky, trend rychlosti po výšce kanálu by nicméně měl být zachován.



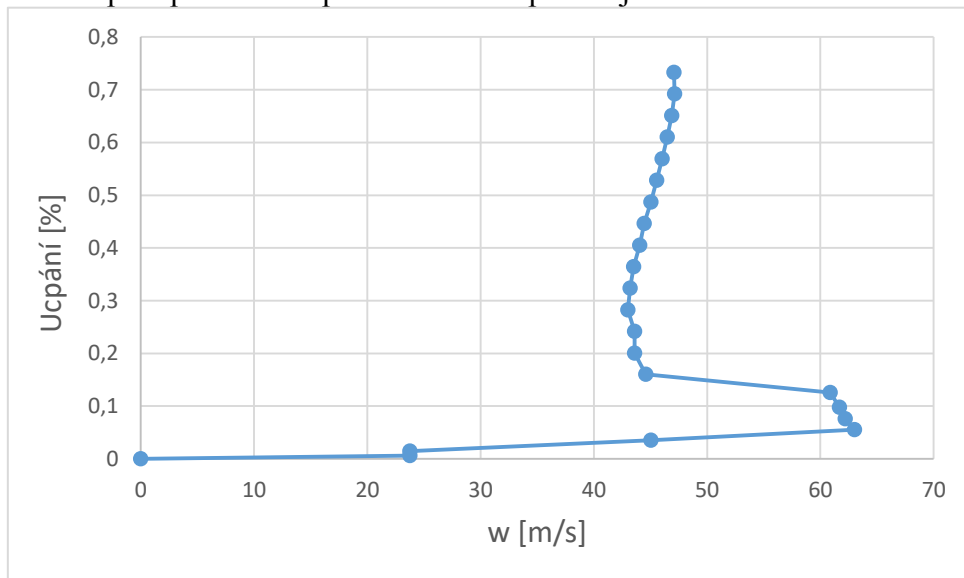
Obr. 10-6: Průběh rychlosti po výšce kanálu – tříotvorová sonda

Z obr. 10-7 je patrné, že CFD výpočty nevykazují podobnou skokovou změnu jako v případě experimentu. To vedlo k závěru, že se jedná o chybu měření vlivem ovlivnění proudového pole samotnou měřicí sondou. Pro potvrzení myšlenky byly provedeny další CFD výpočty, a to pro variantu prázdného tělesa se sondou před lopatkovou mříží. Testovány byly dvě polohy sondy po výšce vstupního kanálu. Ovlivnění proudového pole vlivem velikosti sondy je zobrazeno v příloze č. 4. Z obrázků je patrné, že narušení proudu zasahuje relativně velkou část vstupního kanálu a šíří se dále do jeho středu. V příloze č. 4 je také možné pozorovat, jaké hodnoty by se změřily v místě, kde je sonda umístěna, a v místě kanálu na opačné straně.



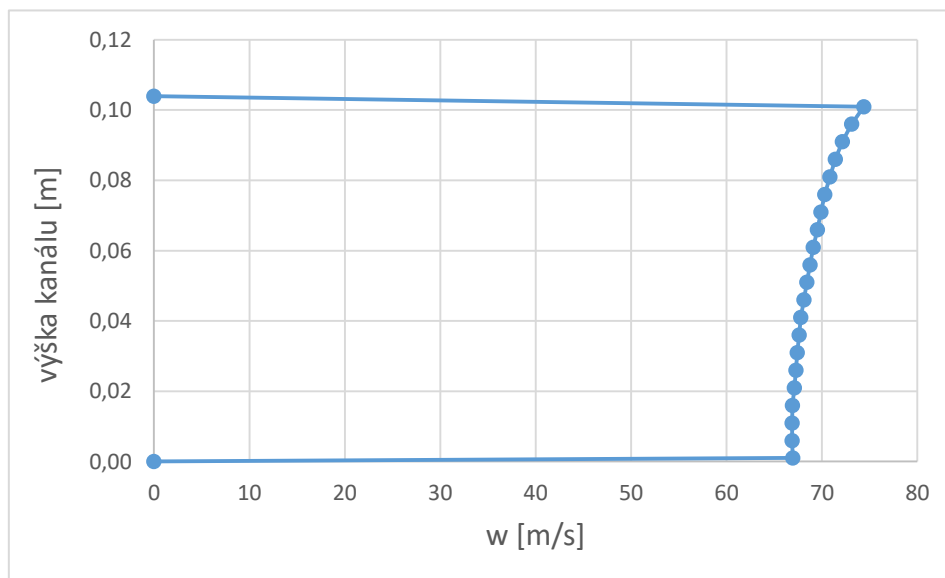
Obr. 10-7: Průběh rychlosti po výšce kanálu – CFD

Z výsledků je tedy patrné, že měřicí sonda má zásadní vliv na proudové pole, a že ke skokové změně dochází již v momentě, kdy ucpání průtočného kanálu nabývá procentuální hodnoty 0,13 %, viz obr. 10-8. Tento výsledek je zajímavý s ohledem na to, že v praxi se běžně jako přípustné ucpání průtočného průřezu sondou považuje hodnota do 2 %.



Obr. 10-8: Ucpání průtočného kanálu

Stejný jev nastával i v případě, kdy byla radiála proměřována pomocí pětiočkové kulové sondy. Na základě výsledků by bylo vhodné zhotovit sondu menších rozměrů, což by se v rámci této práce nestihlo. Z tohoto důvodu byla použita pro proměření radiál Prandtlova sonda menších rozměrů. Průběh rychlosti po výšce kanálu je možné pozorovat na obr. 10-9 a je patrné, že průběh již koresponduje se CFD výpočty. Pomocí této sondy však není možné stanovit úhel náběhu  $\alpha$ , ale jak je možné pozorovat na obr. 10-5, úhel náběhu je prakticky axiální.



Obr. 10-9: : Průběh rychlosti po výšce kanálu – Prandtlova sonda

## 10.4 Jednoduchý režim

Po vyhodnocení charakteristických parametrů lopatkové mříže je dále možné přejít na měření v jednoduchém režimu. Prandtlova sonda před lopatkovou mříží byla umístěná do referenční polohy. Referenční poloha byla určena z dat naměřených během traverzovacího režimu, kdy byly sondou postupně proměřeny jednotlivé radiály před lopatkovou mříží. Postup určení referenční sondy byl detailně popsán v kapitole 7.3. Po určení referenční polohy a ustavení sondy bylo možné provést jednotlivá měření sloužící pro stanovení ztrátových součinitelů ve výstupním tělese v závislosti na různých typech a umístění vnitřních vestaveb tělesa. Pro každou měřenou variantu bylo snímáno 500 vzorků frekvencí 10 Hz.

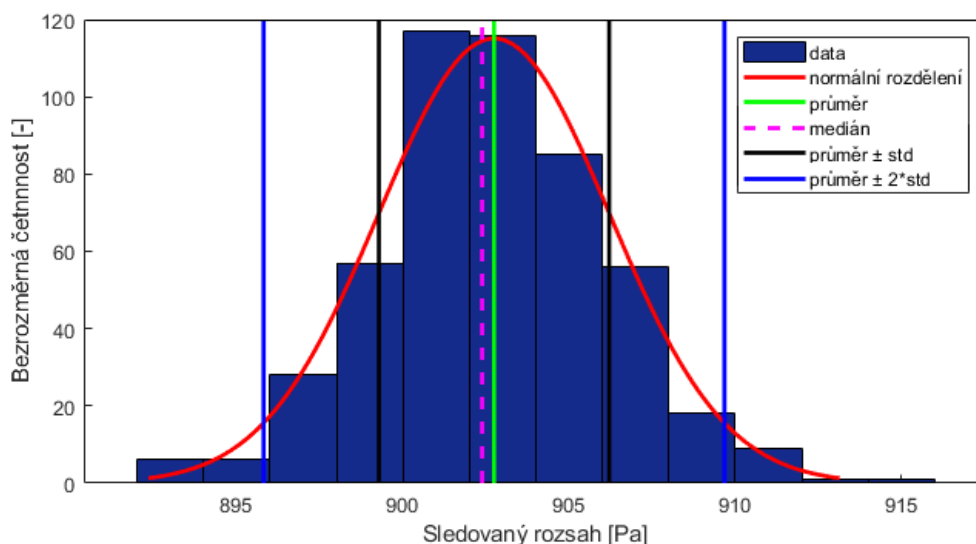
Pozn.: Celý postup byl shodně proveden pro oba dva typy stacionární lopatkové mříže, které byly popsány v kapitole 5.

## 11 Vyhodnocení měření

Hlavním cílem práce bylo na experimentálním modelu axiálního výstupního tělesa vhodně určit zvolenou metodou vliv vybraných geometrických a proudových parametrů na součinitel zvýšení tlaku a ověřit vliv vnitřních vestaveb. Na úvod se tato kapitola zabývá statistickým zpracováním a vyhodnocením naměřených dat s ohledem na nejistoty měření, dále jsou již uvedeny jednotlivé výsledky získané během měření.

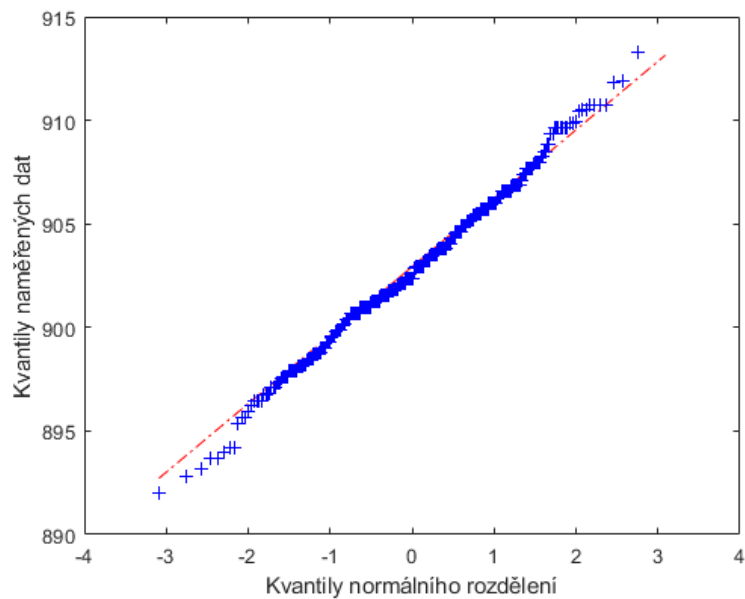
### 11.1 Statistické zpracování

V rámci této práce bylo uvažováno Gaussovo (normální) rozdělení primárních dat získaných během měření. Pokud by naměřená data nebyla normálního rozdělení, bylo by nutné pro jejich vyhodnocení použít jiný způsob (mnohdy složitější). Pro ověření normality dat je možné použít grafické metody. Pomocí těchto metod je možné poměrně jednoduše potvrdit normalitu primárních dat. Jednou z možností je použití sloupcového grafu – histogramu. Na obr. 11-1 je možné pozorovat histogram celkového tlaku  $\Delta p_{c0}$  s vyznačeným ideálním průběhem normálního rozložení, aritmetických průměrem, mediánem a mezemi charakteristických oblastí, které vycházejí ze směrodatné odchylky. Na základě obrázku je možné považovat primární data za normální.



Obr. 11-1: Histogram celkového tlaku  $\Delta p_{c0}$

Dalším způsobem jak ověřit normalitu dat je pomocí Q-Q plotu (Quantile-quantile plot). Tento diagram porovnává kvantily naměřených dat s kvantily zvoleného rozdělení v tomto případě normálního. Na obr. 11-2 je znázorněn Q-Q plot celkového tlaku  $\Delta p_{c0}$ . Vynesené body normálního rozdělení jsou proloženy přímkou. V případě, kdy se primární data od této přímky minimálně odchylují, je možné data považovat za normální. Z obrázku je patrné, že se jedná o normální rozdělení naměřených dat. [22]



Obr. 11-2: Q-Q plot celkového tlaku  $\Delta p_{c0}$

## 11.2 Nejistoty měření

Nedílnou součástí každého měření je stanovení nejistot měření. V této části práce budou vyhodnoceny nejistoty měření teplot a tlaků, které byly během experimentu snímány při proměřování varianty 1.

Aby bylo možné určit výslednou nejistotu, která je označována jako kombinovaná, je nezbytné stanovit dílčí nejistoty, a to nejistotu typu A a nejistotu typu B. Nejistota typu A je způsobena kolísáním naměřených hodnot dané veličiny. Určení této nejistoty vychází ze statistického zpracování dat. Nejistota typu B vychází z jiných než statistických přístupů. Při výpočtu těchto nejistot se postupovalo podle vztahů, které jsou uvedeny například v literatuře [22].

### 11.2.1 Odhad nejistoty měření teploty

Jak již bylo výše uvedeno, teploty byly měřeny pomocí plášťového odporového teploměru Pt100. Pro teploměr Pt100 je uvažována toleranční třída AA, kdy teplotní rozsah platnosti nabývá hodnoty od  $-50 \div +250$  °C. Teploměr je připojen k měřicí kartě NI 9217, která je umístěna v šasi cDAQ 9184. Vlastní chyba A/D převodníku je dána příslušnou specifikací. Teplota okolí je uvažována 25 °C a měřicí rozsah  $-200 \div +150$  °C. V tabulce 11-1 jsou uvedeny příslušné nejistoty měření pro teploměr umístěný před lopatkovou mříží.

Tabulka 11-1: Odhad nejistoty měření teploty – Pt100

Měřená veličina X:		teplota $t_0$	
Odhad střední hodnoty $\bar{x}$ :		21,76 [°C]	
Nejistota typu A - $u_A$ :		$\pm 0,0410$ [°C]	
Zdroj přístrojové nejistoty $z_j$		Standartní nejistota dílčího zdroje $u_{Bzj}$	Typ rozdělení
Pt100	$u_{Pt100}$	$\pm 0,1117$ [°C]	rovnoměrné
NI 9217	$u_{NI9217}$	$\pm 0,0866$ [°C]	rovnoměrné
Výsledná nejistota $u_B$	Kombinovaná nejistota $u_c$	Rozšířená nejistota U	
		Typ rozdělení	
$\pm 0,1413$ [°C]	$\pm 0,1472$ [°C]	$\pm 0,2783$ [°C]	
		lichoběžníkové	
Výsledek měření:		$t_{Pt100} = 21,76 \pm 0,28$ [°C]	

### 11.2.2 Odhad nejistoty měření absolutního tlaku

Barometrický tlak byl snímán pomocí Rosemount 3051S provedení ultra s měřicím rozsahem  $0 \div 207$  kPa. Pro určení nejistoty typu B se vychází z informací uvedených ve specifikaci, která je dostupná na internetových stránkách výrobce. Do výpočtu nejistoty typu B vstupují jednotlivé dílčí nejistoty, a to referenční přesnost ( $\pm 0,025$  % z rozpětí), vliv změny okolní teploty ( $\pm 28$  °C), vliv stability ( $\pm 0,2$  % z URL), vliv změny napájecího napětí ( $\pm 0,005$  % z rozpětí na volt a chyba zdroje  $\pm 2$  V). Vliv vibrací a vliv montážní polohy nebyl při výpočtu uvažován. V tabulce 11-2 jsou uvedeny příslušné nejistoty měření absolutního tlaku.



Tabulka 11-2: Odhad nejistoty měření absolutního tlaku – Rosemount 3051S

Měřená veličina X:		tlak $p_{bar}$	
Odhad střední hodnoty $\bar{x}$ :		97250,81 [Pa]	
Nejistota typu A - $u_A$ :		$\pm 1,83$ [Pa]	
Zdroj přístrojové nejistoty $z_j$		Standartní nejistota dílčího zdroje $u_{Bzj}$	Typ rozdělení
Rosemount 3051S	$u_R$	$\pm 29,8779$ [Pa]	rovnoměrné
	$u_T$	$\pm 89,6336$ [Pa]	
	$u_S$	$\pm 239,0230$ [Pa]	
	$u_N$	$\pm 11,9512$ [Pa]	
Výsledná nejistota $u_B$	Kombinovaná nejistota $u_c$	Rozšířená nejistota U	
		Typ rozdělení	
$\pm 257,2969$ [Pa]	$\pm 257,3035$ [Pa]	$\pm 514,6069$ [Pa]	
		normální	
Výsledek měření:		$p_{Ros} = 97250,81 \pm 514,61$ [Pa]	

### 11.2.3 Odhad nejistoty měření relativního tlaku

Zbývající tlaky byly snímány relativně vůči barometrickému tlaku pomocí inteligentního převodníku Netscanner 9116. Pro zvýšení přesnosti byl celkový a statický tlak snímáný Prandtlovo sondou zapojen ve vzájemné diferenci. Obdobně byly zapojeny i odběry pětiotvorové pneumatické sondy. Celkem byly použity tři převodníky s rozsahem 15 psi (103,4 kPa), 1 psi (6894 Pa) a 10 palců vodního sloupce (2490 Pa). Odběry byly připojeny s ohledem na dosahované hodnoty měřených tlaků. Pro některé měřené tlaky by však bylo z hlediska přesnosti měření výhodnější zakoupit tlakové převodníky jiných rozsahů, čímž by bylo možné výslednou nejistotu snížit.

Určení nejistoty tlakového převodníku opět vychází ze specifikace dané výrobcem. Do výpočtu nejistoty B opět vstupují jednotlivé dílčí nejistoty. První nejistotou je chyba rozlišením, která vychází z měřicího rozsahu tzv. Full Scale. Další nejistota vstupující do výpočtu je označována jako nejistota základní. Tato nejistota závisí na rozsahu zvoleného převodníku a významným způsobem ovlivňuje výslednou hodnotu. Právě kvůli této nejistotě je důležité co nejvhodněji volit daný převodník s ohledem na hodnotu měřené veličiny. Nejistota spojená s teplotní závislostí převodníku a nejistota určující vliv měření tlakové difference na různých tlakových hladinách nejsou v rámci této práce uvažovány.

V následujících tabulkách jsou uvedeny příklady nejistot pro všechny tři tlakové převodníky. V tabulce 11-3 je uvedena nejistota statického tlaku snímáná v rovině  $b$ . V tabulce 11-4 je uvedena hodnota nejistoty měření vzájemné difference celkového a statického tlaku snímáného pomocí Prandtlovy sondy. Výsledná nejistota dynamického tlaku v rovině 0 stanovená z tlaků měřených relativně vůči barometrickému tlaku nabývá hodnoty  $\pm 22,69$ . Jak je možné pozorovat v tabulce, nejistota dynamického tlaku získaná při měření vzájemné difference nabývá hodnoty  $\pm 21,62$ . Z výsledku je patrné, že tímto způsobem zapojení tlaků do převodníku je možné dosáhnout vyšší přesnosti měření. V tabulce 11-5 je uvedena nejistota vzájemné difference levého a pravého odběru pětiotvorové sondy. Z výsledku je patrné, že výsledná nejistota nabývá značné hodnoty. Pro dosažení vyšší přesnosti měření by bylo zapotřebí použít převodník s nižším rozsahem, který však nebyl k dispozici.

Tabulka 11-3: Odhad nejistoty měření statického tlaku v rovině  $b$  – NetScanner 9116 (rozsah  $10''$ )

Měřená veličina X:		tlak $p_{sbH}$ (rychlost 0,2 Ma)	
Odhad střední hodnoty $\bar{x}$ :		-286,16 [Pa]	
Nejistota typu A - $u_A$ :		$\pm 4,50$ [Pa]	
Zdroj přístrojové nejistoty $z_j$		Standartní nejistota dílčího zdroje $u_{Bzj}$	Typ rozdělení
NetScanner 9116	$u_R$	$\pm 0,0216$ [Pa]	rovnoměrné
	$u_S$	$\pm 2,1571$ [Pa]	
Výsledná nejistota $u_B$	Kombinovaná nejistota $u_c$	Rozšířená nejistota U	
		Typ rozdělení	
$\pm 2,1572$ [Pa]	$\pm 4,9885$ [Pa]	$\pm 8,3400$ [Pa]	
		lichoběžníkové	
Výsledek měření:		$p_{Net_{10''}} = -286,16 \pm 8,34$ [Pa]	

Tabulka 11-4: Odhad nejistoty měření difference tlaku v rovině 0 – NetScanner 9116 (rozsah 1 psi)

Měřená veličina X:		diference $p_{c0} - p_{s0}$ (rychlost 0,2 Ma)	
Odhad střední hodnoty $\bar{x}$ :		3913,27 [Pa]	
Nejistota typu A - $u_A$ :		$\pm 11,47$ [Pa]	
Zdroj přístrojové nejistoty $z_j$		Standartní nejistota dílčího zdroje $u_{Bzj}$	Typ rozdělení
NetScanner 9116	$u_R$	$\pm 0,0597$ [Pa]	rovnoměrné
	$u_S$	$\pm 5,9712$ [Pa]	
Výsledná nejistota $u_B$	Kombinovaná nejistota $u_c$	Rozšířená nejistota U	
		Typ rozdělení	
$\pm 5,9715$ [Pa]	$\pm 12,9317$ [Pa]	$\pm 21,6195$ [Pa]	
		lichoběžníkové	
Výsledek měření:		$p_{Net_{1}} = 3913,27 \pm 21,62$ [Pa]	

Tabulka 11-5: Odhad nejistoty měření difference levého a pravého odběru pětiotvorové pneumatické sondy v rovině 1 – NetScanner 9116 (rozsah 15 psi)

Měřená veličina X:		diference $p_L - p_P$ (rychlost 0,4 Ma)	
Odhad střední hodnoty $\bar{x}$ :		7695,8 Pa	
Nejistota typu A - $u_A$ :		$\pm 15,59$ [Pa]	
Zdroj přístrojové nejistoty $z_j$		Standartní nejistota dílčího zdroje $u_{Bzj}$	Typ rozdělení
NetScanner 9116	$u_R$	$\pm 0,8956$ [Pa]	rovnoměrné
	$u_S$	$\pm 89,5652$ [Pa]	
Výsledná nejistota $u_B$	Kombinovaná nejistota $u_c$	Rozšířená nejistota U	
		Typ rozdělení	
$\pm 89,5697$ [Pa]	$\pm 90,9164$ [Pa]	$\pm 151,9936$ [Pa]	
		lichoběžníkové	
Výsledek měření:		$p_{Net_{15}} = 7695,8 \pm 151,99$ [Pa]	

### 11.2.4 Nejistota úhlu náběhu $\alpha$ a rychlosti na výstupu z lopatkové mříže $w_1$

Důležitými parametry zjišťovanými během experimentu jsou úhel náběhu  $\alpha$  a rychlost v rovině za lopatkovou mříží  $w_1$ . Nezbytnou součástí vyhodnocení je určení výsledných nejistot měření těchto parametrů. Postup určení těchto nejistot je uveden například v literatuře [22]. Aby bylo možné stanovit výslednou nejistotu, je nejprve nutné vypočítat citlivostní koeficienty a nejistoty dílčích veličin, které se ve výpočtu daného parametru vyskytují. V tabulce 11-6 je možné pozorovat výslednou nejistotu úhlu náběhu. Výslednou nejistotu rychlosti za lopatkovou mříží je možné pozorovat v tabulce 11-7.

Tabulka 11-6: Odhad nejistoty měření úhlu náběhu  $\alpha$

Měřená veličina X:		$\alpha$ (rychlost 0,2 Ma)	
Odhad střední hodnoty $\bar{x}$ :		6,51 [°]	
Citlivostní koeficient $A_j$		Dílčí nejistoty měření	
$A_{\Delta p_{L1}}$	0,0005543 [-]	$\delta \Delta p_{L1}$	10,259 [Pa]
$A_{\Delta p_{P1}}$	-0,0003689 [-]	$\delta \Delta p_{P1}$	10,187 [Pa]
$A_{\Delta p_{S1}}$	-0,000185478 [-]	$\delta \Delta p_{S1}$	10,704 [Pa]
Typ rozdělení	normální	Rozšířená nejistota U	$\pm 0,22$ [°]
Výsledek měření:		$\alpha = 6,51 \pm 0,22$ [°]	

Tabulka 11-7: Odhad nejistoty měření rychlosti  $w_1$

Měřená veličina X:		$w_1$ (rychlost 0,2 Ma)	
Odhad střední hodnoty $\bar{x}$ :		68,99 [m/s]	
Citlivostní koeficient $A_j$		Dílčí nejistoty měření	
$A_{p_{bar}}$	-0,0003615 [-]	$\delta \Delta p_{bar}$	514,607 [Pa]
$A_{\Delta p_{S1}}$	-0,0003615 [-]	$\delta \Delta p_{S1}$	20,008 [Pa]
$A_{\Delta p_{d1}}$	0,0127905 [-]	$\delta p_{d1}$	21,619 [Pa]
$A_{t_0}$	0,1176220 [-]	$\delta t_0$	0,278 [°C]
Typ rozdělení	normální	Rozšířená nejistota U	$\pm 0,6699$ [m/s]
Výsledek měření:		$w_1 = 68,99 \pm 1$ [m/s]	

Aby bylo možné stanovit výslednou nejistotu měření ztrátového součinitele výstupního tělesa, je nezbytné stanovit citlivostní koeficienty a nejistoty všech dílčích parametrů, jako je například ztrátový součinitel lopatkové mříže nebo poměr dynamických tlaků. Rozbor této nejistoty je velmi rozsáhlý a není hlavní náplní této práce. Postup, jakým lze určit výslednou nejistotu ztrátového součinitele výstupního tělesa, je možné nalézt například v literatuře [22].

### 11.3 Výsledky měření v traverzovacím režimu

Jak již bylo výše uvedeno, hlavním úkolem měření v traverzovacím režimu je stanovit charakteristické parametry lopatkové mříže. Jedná se o ztrátový součinitel mříže  $\zeta_m$  a poměr dynamických tlaků  $p_p$  před a za lopatkovou mříží. V rámci této práce byly proměřeny celkem čtyři segmenty na obou variantách stacionární lopatkové mříže (varianta 1 a 3) při rychlosti 0,2 a 0,4 Ma na vstupu do difuzoru.

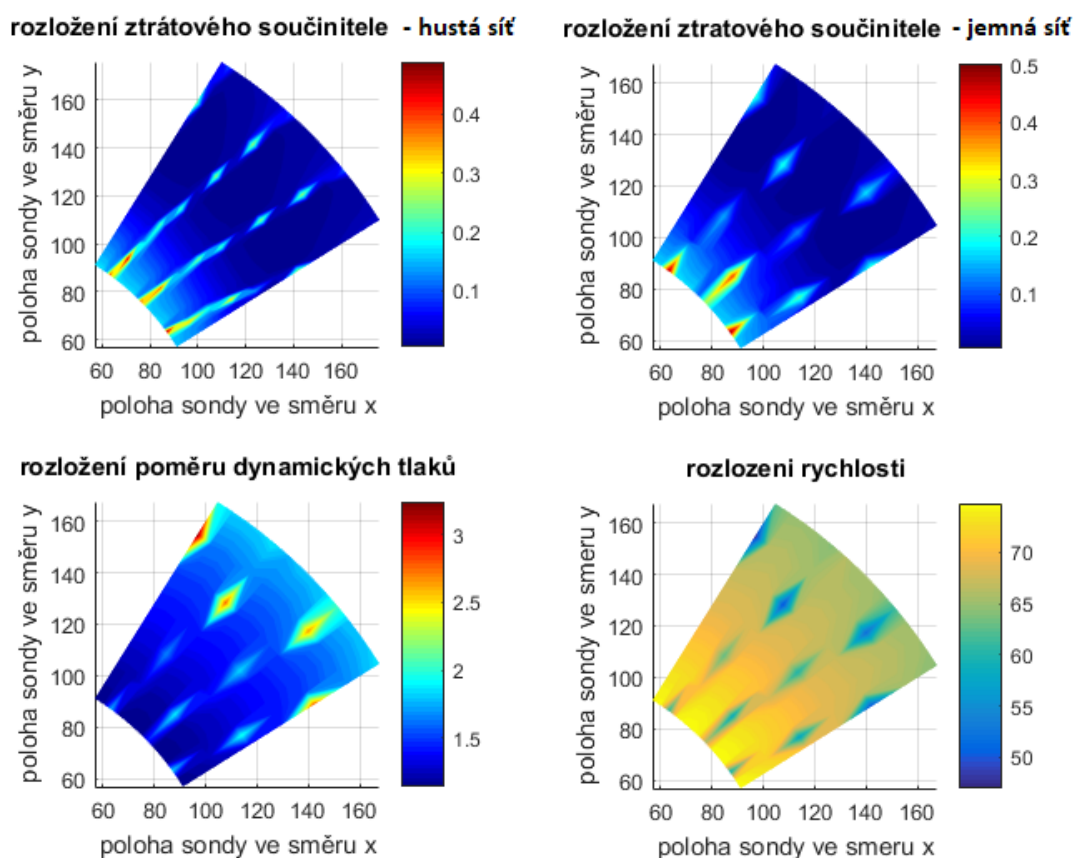
Nejprve bylo nutné stanovit vhodný postup pro sběr dat. Celkem byly proměřeny dva typy měřicí sítě, a to hustá a jemná síť. Hustá síť je tvořena celkem 324 body. Pro tento typ sítě bylo po výšce průtočného kanálu traverzováno od 10 do 115 mm s krokem 10 mm (poslední krok byl pouze 5 mm) a v obvodovém směru bylo traverzováno po 1°. V každém bodě bylo snímáno

100 hodnot frekvencí 20 Hz. Proměření této sítě bylo časově velmi náročné. Z tohoto důvodu byla následně proměřena i jemná síť, která již byla charakterizována v kapitole 10.3. Pro ověření vlivu prodlužovacího potrubí byla proměřena i varianta bez potrubí. Měření byla provedena na pravém horním segmentu (ve směru proudění) při 1300 otáčkách, čemuž odpovídá zhruba 0,2 *Ma* na vstupu do difuzoru. Získané výsledky jsou srovnány v tabulce 11-8. V tabulce je vždy uvedena hodnota ztrátového součinitele a poměru tlaků pro prostý průměr a průměr vážený hmotnostním tokem.

Tabulka 11-8: Porovnání měřicích sítí

	Varianta 3 – jemná síť bez prodloužení tělesa		Varianta 3 – jemná síť s prodloužením tělesa		Varianta 3 – hustá síť s prodloužením tělesa	
	Pr. průměr	Hmot. tok	Pr. průměr	Hmot. tok	Pr. průměr	Hmot. tok
$\zeta_m$	0,0772	0,0610	0,0701	0,0539	0,0638	0,0517
$p_p$	1,5171	1,5338	1,5068	1,5227	1,5158	1,5243

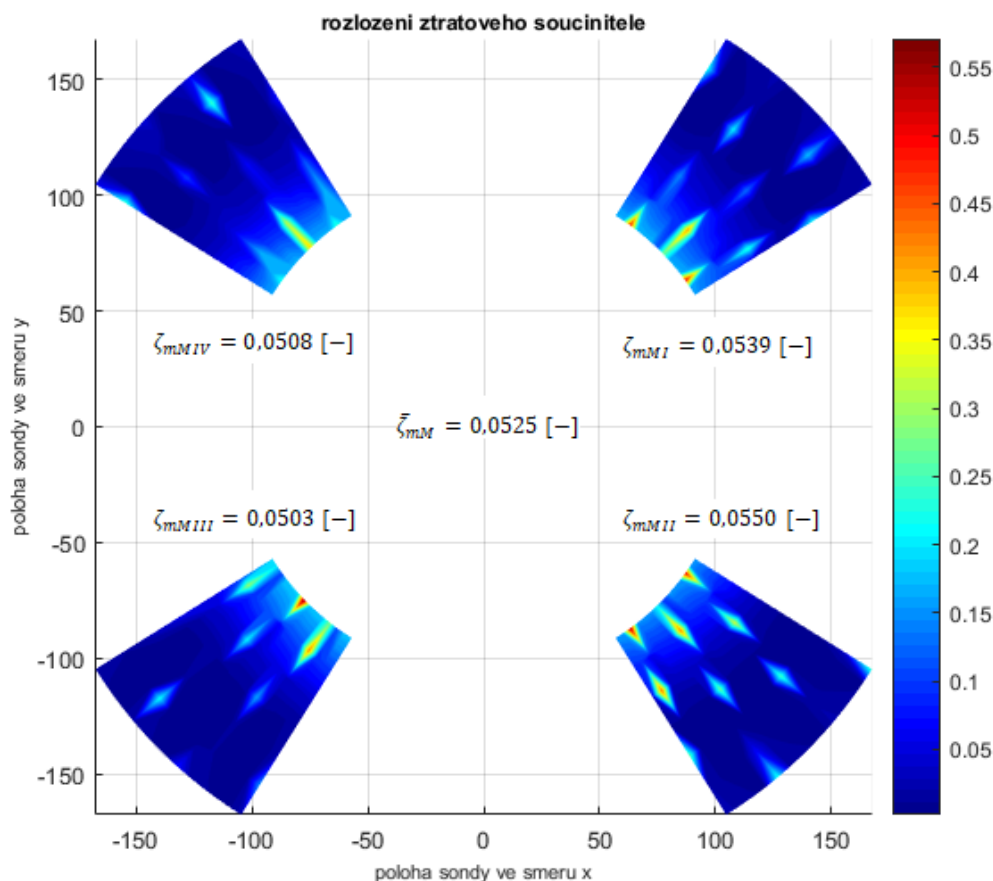
Z tabulky je patrné, že prodloužení tělesa má určitý vliv, z tohoto důvodu byly všechny segmenty proměřeny s nasazeným kruhovým potrubím. Rozdíl mezi jemnou a hustou sítí s prodloužením tělesa je výraznější pro prostý průměr, ale zanedbatelný pro průměrování hmotnostním tokem. Vzhledem k časové náročnosti proměření husté sítě byla zvolena varianta s jemnou sítí. Rozložení ztrátového součinitele (hustá a jemná měřicí mřížka) a poměru dynamických tlaků je možné pozorovat na obr. 10-3.



Obr. 11-3: Rozložení sledovaných veličin

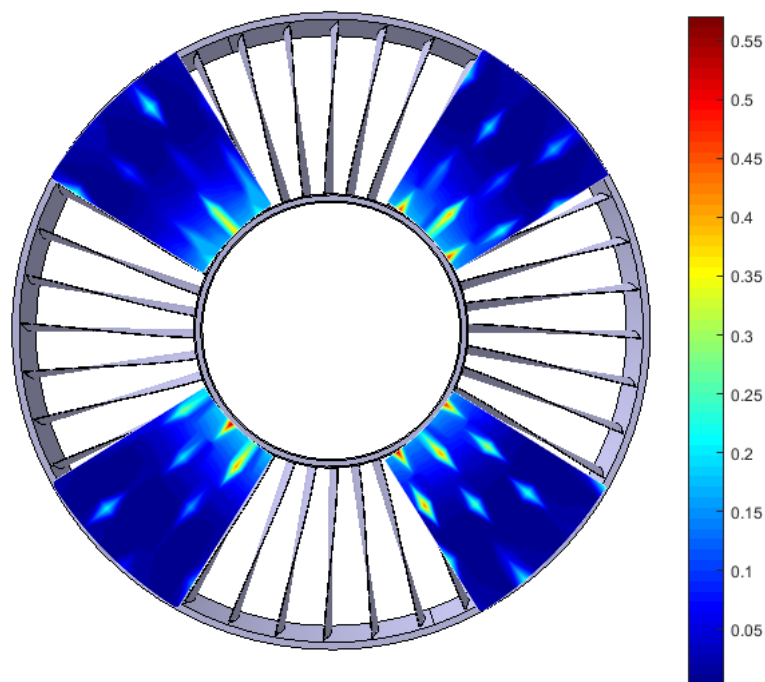
Z obrázku je patrné, že ztrátový součinitel na patním průměru lopatek dosahuje nejvyšší hodnoty. Zde také dochází k největším ztrátám. Jak je také možné pozorovat, výrazný nárůst ztrátového součinitele je v místě za odtokovou hranou lopatek, kde se projevuje přítomnost vznikajících úplavů. Na obrázku je také znázorněno rozložení modulu rychlosti. Na patním průměru lopatek dosahuje rychlost hodnoty kolem 74 m/s a na špičce hodnoty přibližně 65 m/s. Aby bylo možné určit charakteristické parametry lopatkové mříže, bylo nezbytné proměřit čtyři radiály před lopatkovou mříží. Průběhy rychlosti po výšce průtočného kanálu pro vybrané radiály je možné pozorovat v příloze č. 5. Je patrné, že hodnota modulu rychlosti se po výšce kanálu zvyšuje. Jak již bylo výše uvedeno, pro měření v jednoduchém režimu je nezbytné stanovit parametry celé lopatkové mříže. Postup stanovení parametrů byl uveden v kapitole 7.4 a 7.5.

Rozložení ztrátového součinitele pro variantu 1 a rychlosti proudu na vstupu do difuzoru 0,2 Ma je možné pozorovat na obr. 11-4. Z obrázku je patrné, že hodnota ztrátového součinitele v jednotlivých segmentech se nepatrně odlišuje. Ztrátový součinitel v horní polovině nabývá hodnoty mírně vyšší než ztrátový součinitel ve spodní polovině. Právě z tohoto důvodu je vhodné proměřit několik segmentů rozložených po celém prostoru.



Obr. 11-4: Rozložení ztrátového součinitele – varianta 1

Pro ilustraci byly jednotlivé segmenty vloženy do lopatkové mříže, viz obr. 11-5. Na obrázku je možné dobře pozorovat, jak ztrátový součinitel za jednotlivými lopatkami nabývá vyšší hodnoty právě kvůli úplavům vznikajícím na odtokové hraně, než je tomu v mezilopatkovém kanálu.



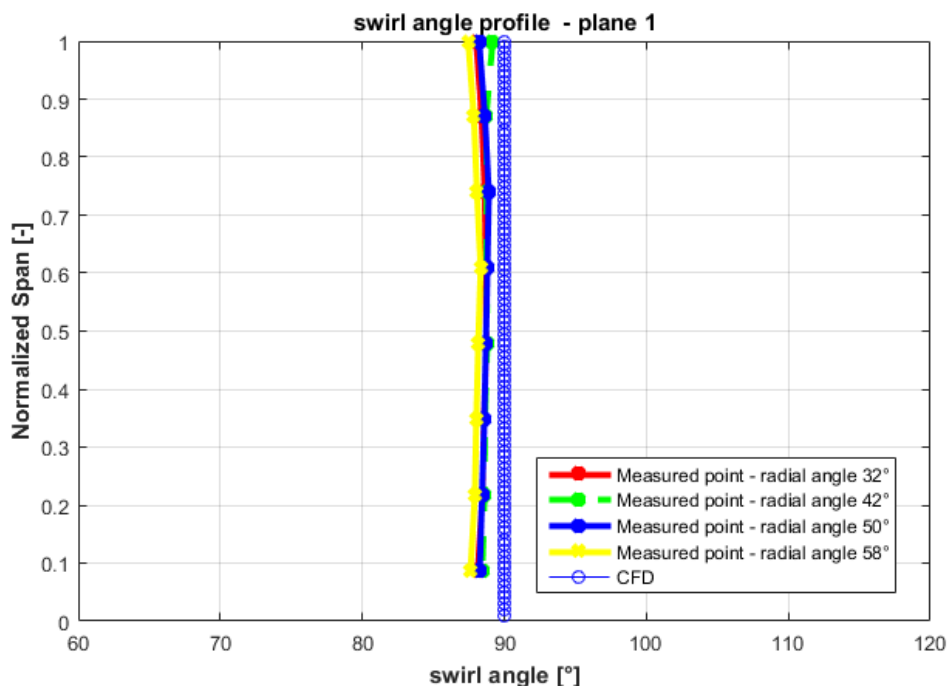
Obr. 11-5: Ztrátový součinitel (varianta 1) - mříž

Hodnoty parametrů lopatkové mříže vážené hmotnostním tokem pro jednotlivé varianty jsou uvedeny v tabulce 11-9. Z tabulky je patrné, že ztrátový součinitel roste se zvyšující se vstupní rychlostí. Ztráta lopatkové mříže modelující pouze axiální složku rychlosti (varianta 3) je přibližně o 0,025 nižší, než je tomu v případě mříže, u které je požadovaný profil obvodového úhlu ve shodě s referenčním reálným strojem (varianta 1). Z tohoto výsledku je patrný určitý vliv obvodového úhlu na chování proudu.

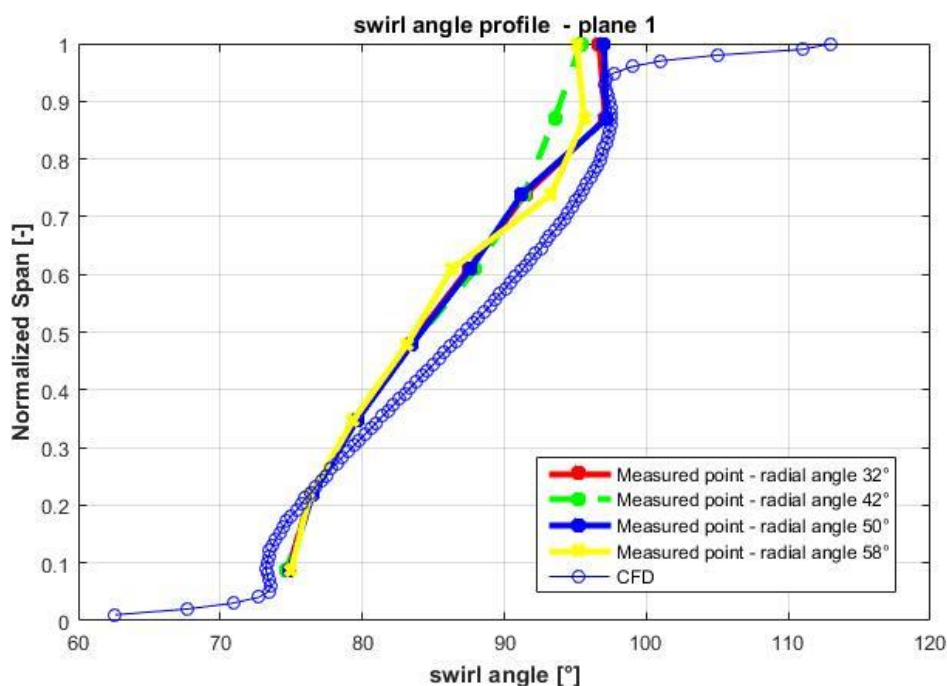
Tabulka 11-9: Parametry lopatkové mříže

	Varianta 1		Varianta 3	
	0,2 $Ma$	0,4 $Ma$	0,2 $Ma$	0,4 $Ma$
$\bar{\zeta}_{mM}$	0,0525	0,0508	0,0291	0,0255
$\bar{p}_{pM}$	1,5208	1,4942	1,4158	1,3914

Pro ilustraci byl vynesena profil náběžného úhlu  $\alpha$  (tzv. swirl angle) po výšce kanálu pro několik radiál daného segmentu. Pro srovnání byl vynesena i průběh z CFD výpočtů a je patrná shoda mezi výsledky získanými z CFD výpočtů a experimentem. Lopatková mříž u varianty 3 je prizmatická. V tomto případě nedochází k natočení proudu po výšce lopatky a úhel natočení na vstupu do difuzoru nabývá hodnoty  $\alpha \cong 90^\circ$ , viz obr. 11-6. Zatímco u varianty 1 je možné vidět zakřivení proudu s inflexním bodem přibližně ve 2/3 výšky lopatky, viz obr. 11-7. Průběhy jsou obdobné pro obě hladiny vstupní rychlosti.



Obr. 11-6: Profil náběžného úhlu  $\alpha$  po výšce kanálu – varianta 3



Obr. 11-7: Profil náběžného úhlu  $\alpha$  po výšce kanálu – varianta 1

## 11.4 Výsledky měření v jednoduchém režimu

Na základě znalosti charakteristických parametrů lopatkových mříží obou variant již bylo možné další měření provádět v jednoduchém režimu. Při měření v jednoduchém režimu byla umístěna Prandtlova sonda v odpovídající referenční poloze. Jednotlivé referenční polohy jsou uvedeny v tabulce 11-10. Pro variantu 1 byla Prandtlova sonda umístěna v obvodové pozici 225 ° a pro variantu 3 v pozici 45 °.

Tabulka 11-10: Referenční poloha

	Varianta 1		Varianta 3	
	0,2 $Ma$	0,4 $Ma$	0,2 $Ma$	0,4 $Ma$
Referenční poloha [mm]	160,1	159,3	163,6	158,5

### 11.4.1 Výsledky měření jednotlivých variant

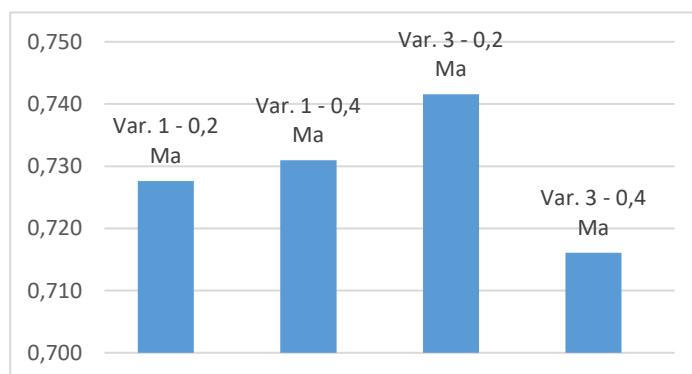
V této části práce budou popsány výsledky ztrátových, respektive tlakových součinitelů v jednotlivých sledovaných rovinách výstupního tělesa s kruhovým prodlužovacím potrubím. Celkem bylo proměřeno 6 variant pro každou lopatkovou mříž pro obě hladiny vstupní rychlosti do difuzoru (0,2 a 0,4  $Ma$ ).

#### 1) Referenční varianta

Jako referenční varianta je označováno výstupní těleso s prodlužovacím potrubím bez jakýchkoliv vnitřních výztuh a podpěr. Hodnoty tlakového součinitele jsou uvedeny v tabulce 11-11 a na obr. 11-8. Je patrné, že u varianty 3 s rostoucí rychlostí na vstupu klesá hodnota tlakového součinitele, zatímco u varianty 1 se prakticky téměř nemění. Jak již bylo výše uvedeno, prizmatická lopatková mříž vyvozuje pouze axiální složku rychlosti a platí tedy  $\delta = 0$  a  $\alpha = 90^\circ$ . Z výsledků je patrné, že obvodový úhel natočení proudu na vstupu do výstupního tělesa má určitý vliv na výsledný tlakový součinitel. Přeměna dynamického tlaku vstupujícího proudu na energii tlakovou se pohybuje v rozmezí od 71,6 ÷ 74,2 %.

Tabulka 11-11: Hodnoty tlakového součinitele – referenční varianta

	Varianta 1		Varianta 3	
	0,2 $Ma$	0,4 $Ma$	0,2 $Ma$	0,4 $Ma$
$c_{p,ref}$ [-]	0,7276	0,7310	0,7416	0,7161



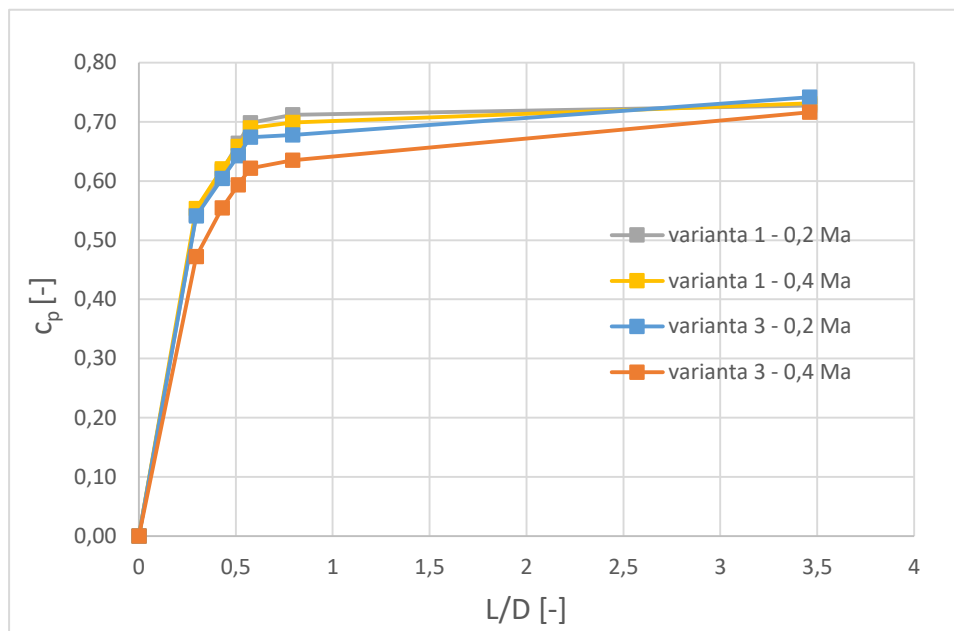
Obr. 11-8: Hodnoty tlakového součinitele – referenční varianta



Závislost tlakového součinitele  $c_p$  na poměru  $L/D$  je možné pozorovat na obr. 11-9, kde  $L$  představuje vzdálenost jednotlivých rovin od počátku výstupního tělesa a  $D$  představuje průměr tělesa případně potrubí v místě dané roviny. Jak bylo výše uvedeno, výstupní těleso se skládá se tří částí:

- 1) mezikruhová část -  $\alpha_{an} = 24^\circ$  (počátek při  $L/D = 0$ ),
- 2) mezikruhová část -  $\alpha_{an1} = 16^\circ$  (počátek při  $L/D = 0,21$ ),
- 3) kuželová část -  $\alpha_{con} = 16^\circ$  (počátek při  $L/D = 0,34$ ).

Na kuželovou část poté navazuje nástavec (počátek při  $L/D = 0,61$ ) s připojeným kruhovým prodlužovacím potrubím. Z obrázku je patrné, že tlakový součinitel narůstá po celé délce. Nejstrmější nárůst je na počátku tělesa. Tento nárůst odpovídá prudkému navýšení statického tlaku, který je způsoben velkým počátečním úhlem rozevření. Tlakový součinitel v kuželovém difuzoru a kruhovém potrubí se zvyšuje mírněji.



Obr. 11-9: Závislost  $c_p$  na  $L/D$  – referenční varianta

V tabulce 11-12 jsou uvedeny hodnoty tlakového součinitele vypočtené z dat získaných během měření v traverzovacím režimu a z dat získaných během měření v jednoduchém režimu. Z tabulky je patrné, že pro variantu 1 dosahuje odchylka hodnoty maximálně 3 %. U varianty 3 se již dosahuje vyšší odchylky, a to 9 %.

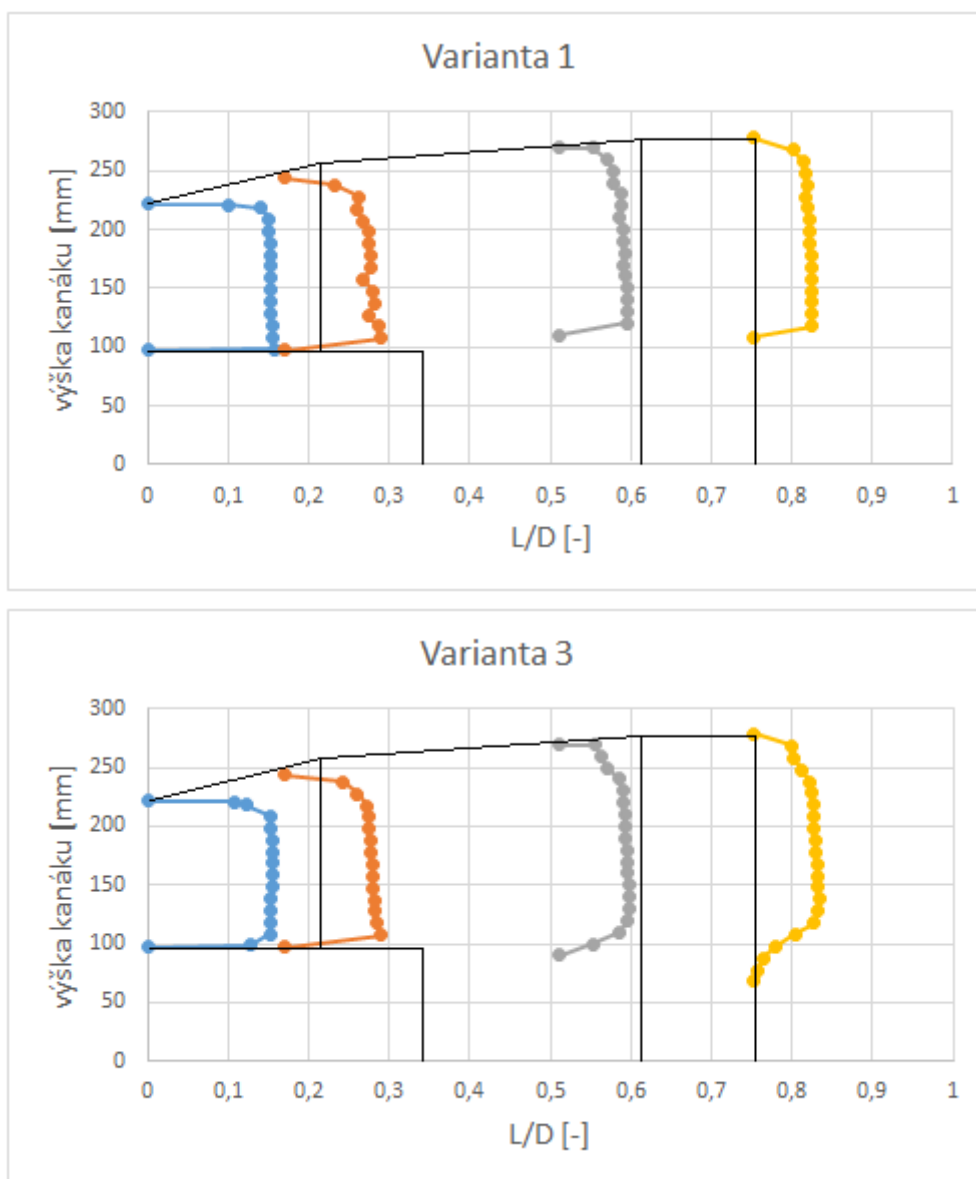
Tabulka 11-12: Porovnání měřicích režimů

	Varianta 1		Varianta 3	
	0,2 Ma	0,4 Ma	0,2 Ma	0,4 Ma
$c_{p,ref}$ [-] – jednoduchý režim	0,7276	0,7310	0,7416	0,7161
$c_{p,ref}$ [-] – traverzovací režim	0,7137	0,7080	0,6812	0,6641

Navodit během experimentu podmínky, které by odpovídaly skutečnému provozu je prakticky nemožné. I přesto má smysl provádět experimentální měření při odlišných podmínkách. Hodnoty získané během experimentálního měření lze díky korekčním součinitelům přepočítat

do stavu, který odpovídá příslušnému nominálnímu provozu. Korekční součinitele vychází z dat získaných během měření na modelu, dat z CFD výpočtů a dat z měření na skutečném stroji. Hlavním úkolem experimentu je posoudit vliv jednotlivých vestaveb výstupního tělesa na součinitel zvýšení tlaku. Se získanými výsledky je následně možné v podstatě pracovat stejným způsobem, jako při určování ztrát dle Ideľchika.

Na obr. 11-10 je možné vidět, jakým způsobem se vyvíjí rychlostní profil v závislosti na  $L/D$  pro obě měřené varianty při rychlosti na vstupu  $0,2 Ma$ . Postupně bylo proměřeno několik radiál po délce tělesa v rovině 1, 1', 1'' a 2' pomocí třítvorové pneumatické sondy, viz schéma na obr. 6-1. Radiály byly proměřeny v pravém horním segmentu (segment I). Na obrázku je schematicky znázorněno výstupní těleso. Je zřejmé, že směrem k výstupu se snižuje rychlost proudu. Kinetická energie proudu se přeměňuje na energii tlakovou. V rovině 1' a 2' bylo traverzováno od osy tělesa až ke stěně. Za nábojem však vzniká značný úplav a proud je zde výrazným způsobem zavířen. Z tohoto důvodu bylo možné vyhodnotit data získaná třítvorovou sondou až od poloměru, který odpovídá náboji.



Obr. 11-10: Rychlostní profil v závislosti na  $L/D$

## 2) Varianta se všemi vestavbami – varianta e

Umístění jednotlivých výztuh a podpěr je možné pozorovat na obr. 11-11. Veškeré vestavby jsou umístěny ve spodní polovině tělesa.



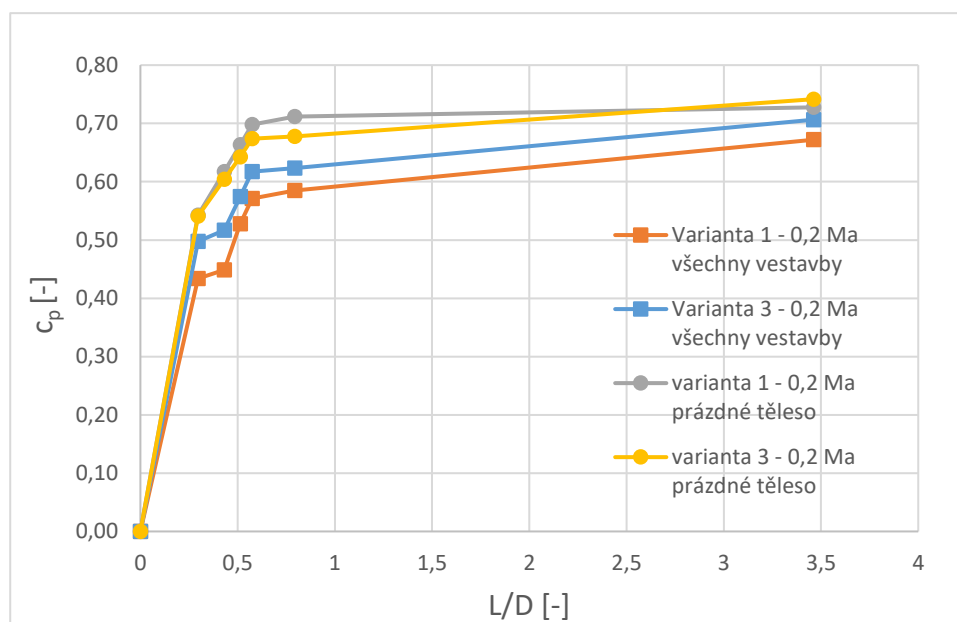
Obr. 11-11: Varianta se všemi vestavbami – varianta e

V tabulce 11-13 jsou uvedeny hodnoty tlakového součinitele. Pro srovnání jsou zde uvedeny i hodnoty odpovídající referenční variantě a v procentech vyjádřený pokles hodnoty. Je zřejmé, že přítomnost vestaveb má zásadní vliv na zvýšení hodnoty ztrátového součinitele, respektive snížení hodnoty tlakového součinitele. U varianty 1 je pokles hodnoty prakticky stejný pro obě hladiny vstupní rychlosti, a to 5,5 %. U varianty 3 je pokles 3,5 % pro nižší rychlost a 2,7 % pro vyšší rychlost na vstupu do difuzoru.

Tabulka 11-13: Hodnoty tlakového součinitele – všechny vestavby

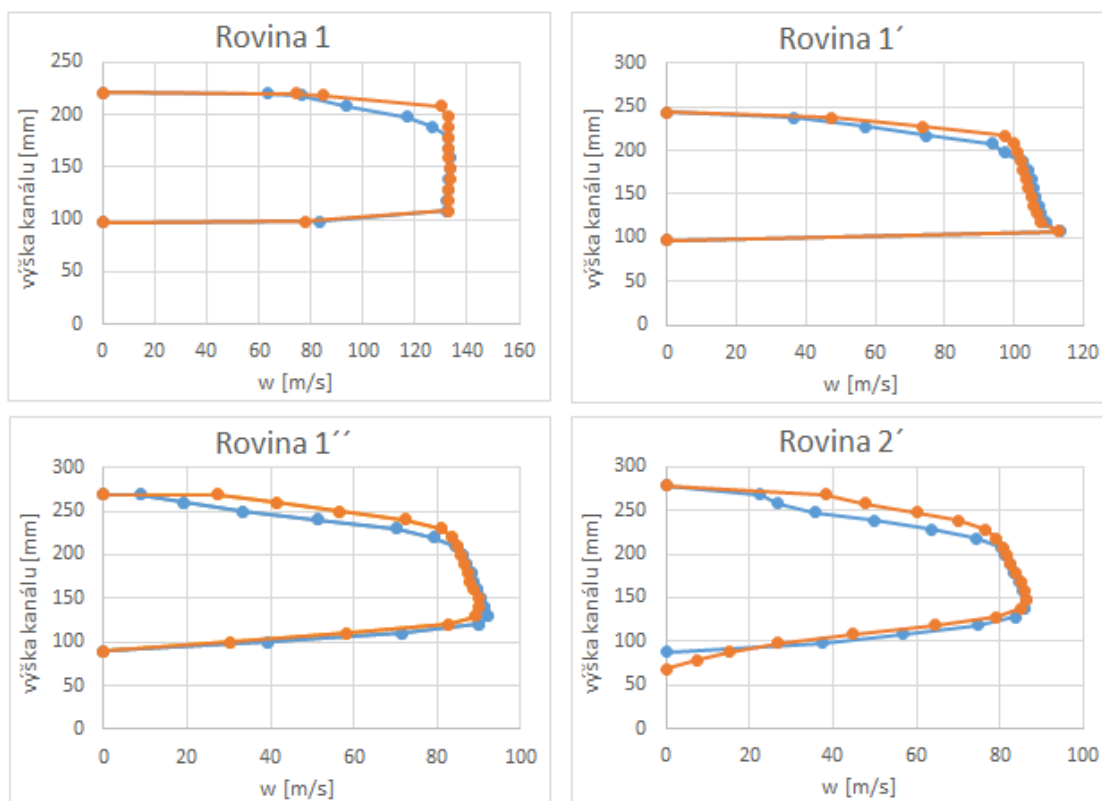
	Varianta 1		Varianta 3	
	0,2 $Ma$	0,4 $Ma$	0,2 $Ma$	0,4 $Ma$
$c_{p,a}$ [-]	0,6720	0,6763	0,7064	0,6889
$c_{p,ref}$ [-]	0,7276	0,7310	0,7416	0,7161
pokles [%]	<b>5,56</b>	<b>5,47</b>	<b>3,52</b>	<b>2,72</b>

Na obr. 11-12 je možné pozorovat závislost tlakového součinitele na poměru  $L/D$  pro prázdné a plné těleso (varianta 1 – 0,2  $Ma$ ). Obdobného průběhu se dosahuje i při hodnotě 0,4  $Ma$  na vstupu. Jak je možné pozorovat, na počátku dochází k prudkému nárůstu tlakového součinitele pro všechny varianty. U plného tělesa však dochází k významnému poklesu statického tlaku, což je způsobeno přítomností vestaveb. Vzpěry zmenšují průřez difuzoru, což se projevuje místním nárůstem rychlosti proudu. Statický tlak se obnovuje a strmě narůstá ve zbývající části difuzoru. Tlakový součinitel v kruhovém potrubí již narůstá mírněji.



Obr. 11-12: Porovnání tlakového součinitele prázdného a plného tělesa

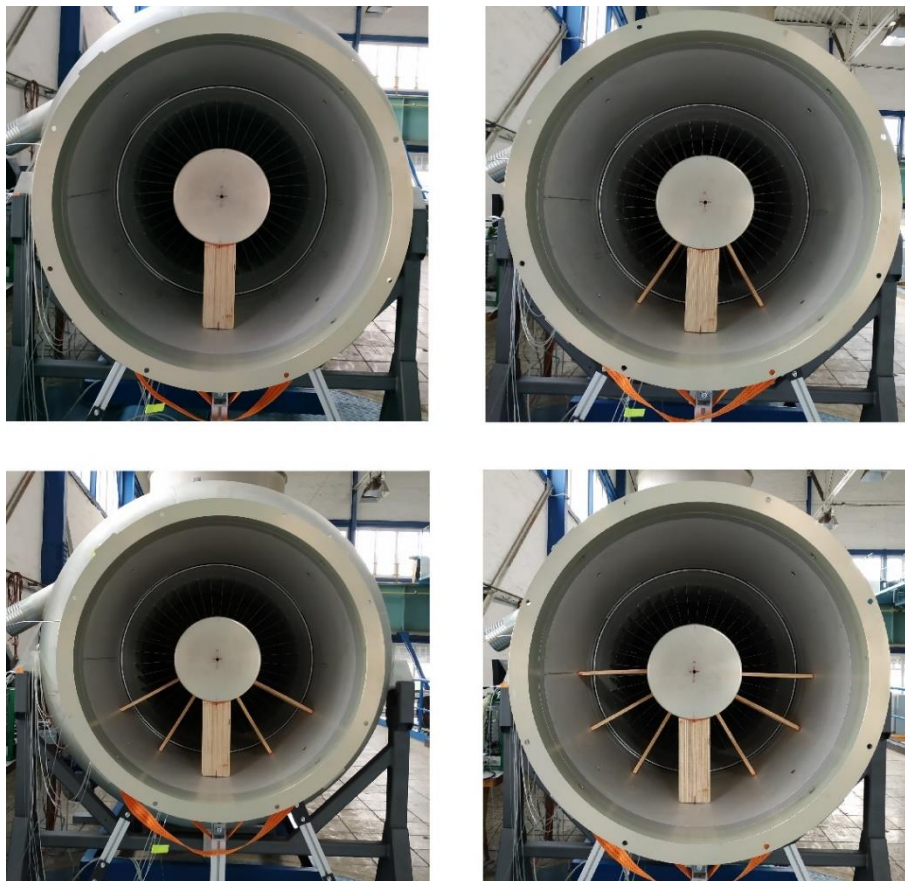
Na obr. 11-13 je možné pozorovat rozložení rychlosti proudu  $w$  po výšce průtočného kanálu v jednotlivých rovinách po délce výstupního tělesa pro variantu 3 a rychlost na vstupu  $0,4 \text{ Ma}$ . Oranžová křivka představuje referenční variantu a modrá křivka variantu se všemi vnitřními vestavbami. Z obrázku je patrné, že rozložení rychlosti v jednotlivých rovinách se odlišuje pouze nepatrně. Mírný nárůst rychlosti je možné pozorovat v rovině  $1'$  a  $1''$ , kde dochází ke zmenšení průřezu difuzoru vlivem vestaveb, a tedy k nárůstu rychlosti.



Obr. 11-13: Rozložení rychlosti v jednotlivých rovinách – varianta 3

### 3) Další měřené varianty

Jednotlivé proměřované varianty, umístění jednotlivých vnitřních vestaveb a označení variant je možné pozorovat na obr. 11-14. Měření byla provedena pro oba typy lopatkové mříže a pro obě vstupní rychlosti. Z pevnostního hlediska je vyhovující pouze varianta se všemi výztuhami, ale aby bylo možné zhodnotit vliv jednotlivých vestaveb, byly proměřeny i varianty s menším počtem vnitřních vestaveb.

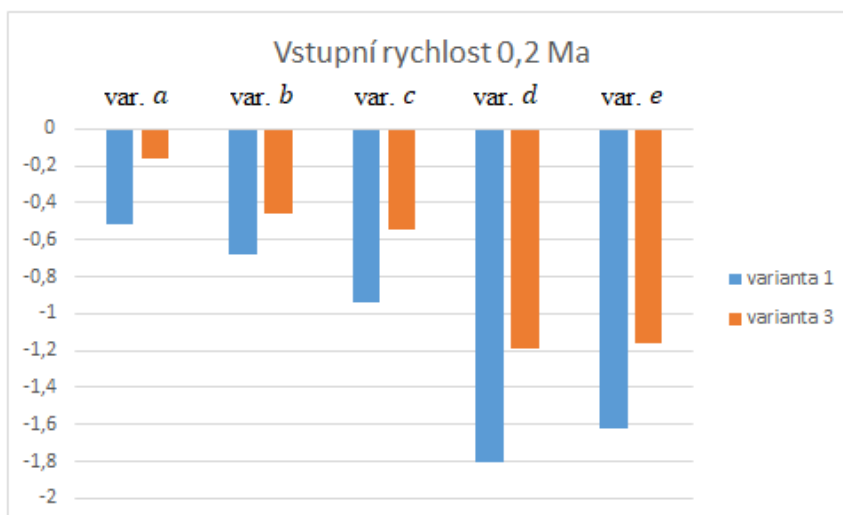


Obr. 11-14: Měřené varianty – varianta *a* (levá horní); varianta *b* (pravá horní);  
varianta *c* (levá dolní); varianta *d* (pravá dolní)

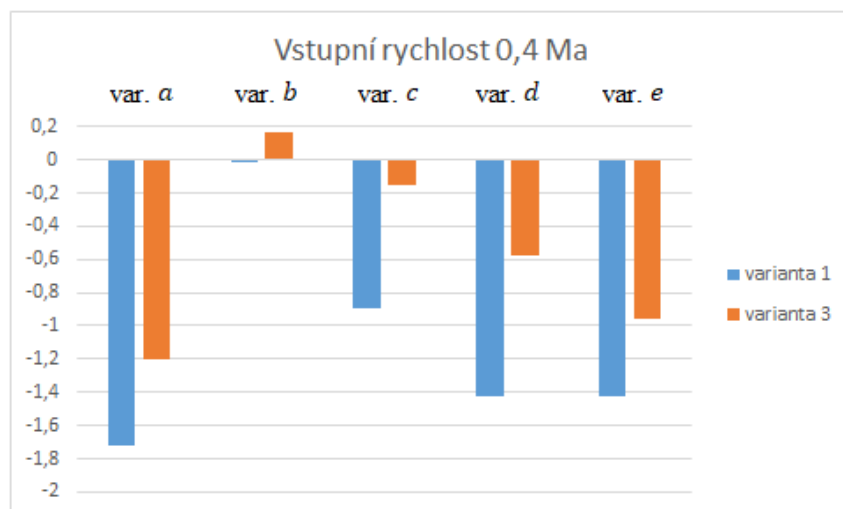
V tabulce 11-14 jsou shrnuty veškeré hodnoty tlakového součinitele pro všechny měřené varianty. Průběhy tlakového součinitele pro všechny měřené varianty v závislosti na  $L/D$  jsou obdobné, viz obr. 11-12. Z tabulky je patrné, že přidáním každé výztuhy (dvojice výztuh) dochází k poklesu tlakového součinitele oproti variantě předchozí. Výjimkou je přidání první dvojice výztuh u varianty 3. Na obr. 11-15 a obr. 11-16 je možné pozorovat, o kolik procent poklesne tlakový součinitel oproti předchozí variantě při přidání další výztuhy (dvojice výztuh). Na základě tohoto sloupcového grafu lze stanovit, která výztuha má největší vliv na pokles tlakového součinitele. Pro vstupní rychlost  $0,2 Ma$  je patrné, že největší vliv má vložení plochých výztuh v horizontální rovině tělesa (varianta *d*) a příčných vestaveb (varianta *e*). Pro vstupní rychlost  $0,4 Ma$  má naopak největší vliv vložení spodní výztuhy (varianta *a*). Naopak vložení první dvojice plochých výztuh (varianta *b*) se podílí minimálně a u varianty 3 dokonce dochází k navýšení tlakového součinitele oproti předchozí variantě.

Tabulka 11-14: Hodnoty tlakového součinitele

	Varianta 1		Varianta 3	
	0,2 Ma	0,4 Ma	0,2 Ma	0,4 Ma
$c_{p,ref}$ [-]	0,7276	0,7310	0,7416	0,7161
$c_{p,a}$ [-]	0,7224	0,7138	0,7400	0,7041
$c_{p,b}$ [-]	0,7156	0,7136	0,7354	0,7058
$c_{p,c}$ [-]	0,7062	0,7047	0,7299	0,7043
$c_{p,d}$ [-]	0,6882	0,6905	0,7180	0,6985
$c_{p,e}$ [-]	0,6720	0,6763	0,7064	0,6889



Obr. 11-15: Vliv přidání jednotlivých výtuh – 0,2 Ma



Obr. 11-16: Vliv přidání jednotlivých výtuh – 0,4 Ma

#### 11.4.2 Porovnání výsledků s empirickým rozbohem dle Idel'chika

Na základě výsledků získaných z experimentálního měření je možné provést srovnání s empirickým rozbohem dle Idel'chika. V tabulce 11-15 jsou uvedeny hodnoty tlakového součinitele vypočteného dle Idel'chika a hodnoty odpovídající variantě 1. Na základě uvedených hodnot je patrný značný rozdíl mezi výsledky získanými z experimentálního měření a výsledky získanými empirickým rozbohem. Příčinou může být například neuvažování vlivu lopatkové mříže a prodlužovacího potrubí při empirickém rozboru. Další nepřesnosti vznikají tím, že v publikaci od Idel'chika jsou uvedeny koeficienty odporu pouze pro vybrané tvary obtékaných těles a vlastnosti proudící tekutiny. Tyto obtékané překážky se méně, či více odlišují od jednotlivých vestaveb umístěných v difuzoru výstupního tělesa a při samotném odhadu ztrát tak bylo nutné činit mnoho kompromisů, případně některé hodnoty volit na základě vlastních zkušeností.

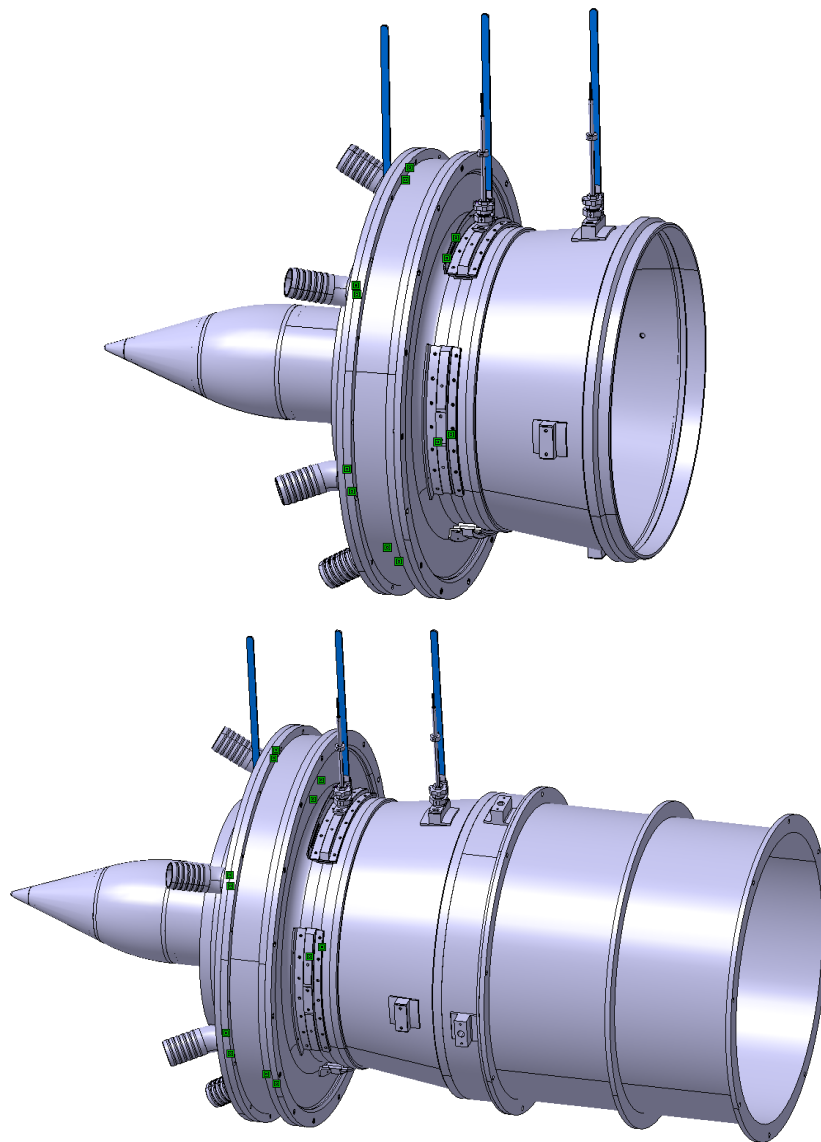
Tabulka 11-15: Porovnání výsledků s empirickým rozbohem dle Idel'chika

	Varianta 1		Rozbor dle Idel'chika	
	0,2 $Ma$	0,4 $Ma$	0,2 $Ma$	0,4 $Ma$
Prázdňé těleso	0,7276	0,7310	0,63	0,64
Plňé těleso	0,6720	0,6763	0,46	0,49

## 12 Výkresová část

Z důvodu udržení know-how společnosti Doosan Škoda Power není možné v rámci této diplomové práce zveřejnit detailní výkresy modelu výstupního tělesa a jeho vnitřních vestaveb. V rámci této práce bylo mimo jiné nutné konstrukčně vyřešit prodloužení válcového výstupu samotného tělesa, proto jsou (z důvodu dodržení zadání diplomové práce) uveřejněny výkresy alespoň této části. Prodloužení výstupního tělesa je zapotřebí ke stabilizaci proudu vzduchu ve výstupní rovině z difuzoru. V opačném případě by mohl být proud vzduchu v této rovině ovlivněn náhlým výtokem (efekt náhlého rozšíření) do okolní atmosféry.

Jedná se o jeden výkres podstavy nástavce výstupu difuzoru a o dva výrobní výkresy z jednotlivých dílů podstavy (nástavec výstupu difuzoru, průchodka sondy). Pro ilustraci je možné na obr. 12-1 vidět 3D náhled modelu výstupního tělesa, kde v horní části je samotný model bez nástavce výstupu difuzoru, v dolní části je již model výstupního tělesa osazen jak nástavcem, tak válcovým tubusem z plexiskla (zobrazena pouze jedna část ze tří). Jednotlivé výkresy jsou uvedeny příloze.



Obr. 12-1: 3D model výstupního tělesa [27]



## 13 Závěr

Hlavním cílem práce bylo stanovit součinitel zvýšení tlaku na experimentálním modelu axiálního výstupního tělesa, vliv obvodového úhlu a vliv jednotlivých vestaveb. Měření probíhalo v experimentální laboratoři ve spolupráci se společností DŠPW.

Nejprve byla provedena měření pro variantu prázdného výstupního tělesa. Následně bylo těleso doplněno o příslušné vestavby různých tvarů a byl stanoven vliv jejich přítomnosti na tlakový součinitel. Měření bylo provedeno pro dvě varianty stacionární lopatkové mříže a dvě hladiny Machova čísla na vstupu do difuzoru, a to 0,2 a 0,4  $Ma$ . Mříže byly navrženy tak, aby se dosáhlo požadovaného obvodového úhlu  $\alpha$ . První lopatkový profil (varianta 1) byl navržen tak, aby požadovaný úhel byl ve shodě s reálným strojem. Druhý lopatkový profil (varianta 3) byl navržen s pouze axiální složkou rychlosti, čímž bylo možné kvalifikovat vliv obvodového úhlu proudu na chování výstupního tělesa.

Před začátkem samotného měření bylo nezbytné provést kalibraci měřicích sond a stanovit kalibrační koeficienty. Kalibrace byla provedena na vzduchovém tunelu pro rychlosti v rozmezí od 10 do 80 m/s. První důležitou částí práce bylo určit charakteristické parametry lopatkové mříže, a to ztrátový součinitel mříže a poměr dynamických tlaků. Pro stanovení parametrů bylo nezbytné proměřit několik segmentů po obvodu lopatkové mříže traverzovacím režimem. Pro variantu 1 nabývá ztráta lopatkové mříže přibližně hodnoty 0,05 a u varianty 3 přibližně hodnoty 0,02. Z výsledku je patrné, že ztráta lopatkové mříže s pouze axiální složkou rychlosti vychází nižší, než je tomu u druhé mříže. Z toho vyplývá, že obvodová složka má poměrně zásadní vliv na chování proudu. Na základě znalosti parametrů lopatkové mříže již bylo možné pokračovat měřením v jednoduchém režimu a stanovit tak tlakový součinitel prázdného výstupního tělesa, který se pohybuje pro jednotlivé varianty v rozmezí od 0,071 do 0,074. Z výsledku je patrné, že dochází k přeměně cca 72 % kinetické energie proudu na energii tlakovou. Následně bylo provedeno měření s jednotlivými variantami vnitřních vestaveb. Přítomnost vestaveb ve všech případech měla negativní dopad na tlakový součinitel oproti referenční variantě. U varianty 1 mělo nejvyšší dopad na tlakový součinitel přidání třetí dvojice plochých výztuh (varianta  $d$ ). U varianty 3 mělo největší dopad na tlakový součinitel umístění spodní vestavby (varianta  $a$ ). Z pevnostního hlediska je však vyhovující pouze varianta se všemi vnitřními vestavbami. Oproti referenční variantě došlo u varianty 1 k poklesu přibližně o 5 % a u varianty 3 přibližně o 3 %. Z tohoto výsledku je zřejmé, že se obvodový úhel negativně podílí na hodnotě tlakového součinitele u plného tělesa. Je to způsobeno rozdílným chováním proudu za lopatkovou mříží, a tedy obtékání jednotlivých výztuh je pro oba případy rozdílné.

Na základě průběhu tlakového součinitele po délce tělesa je vidět, jak se většina kinetické energie přemění na energii tlakovou na počátku tělesa. Z tohoto důvodu je dobré vestavby umisťovat co nejdále. Z výsledků je také patrný negativní vliv vestaveb na tlakový součinitel, proto je výhodné do tělesa vkládat co nejméně vestaveb. Pokud to lze, je vhodné vestavby natočit do proudu, viz vliv obvodového úhlu a náběhu proudu na vestavby.

V rámci práce byl také proveden základní rozbor nejistot měření pro dané měřicí řetězce. Při volbě měřicí aparatury je důležité věnovat zvýšenou pozornost výběru vhodného měřicího rozsahu, který má zásadní vliv na nejistotu měření. Hodnota měřené veličiny by se měla nacházet v horní třetině případně čtvrtině rozsahu použitého převodníku.

Součástí práce byl také empirický rozbor dle Idel'chika. Z dosažených výsledků je patrný poměrně velký rozdíl mezi experimentálními výsledky a výsledky získanými empirickým výpočtem. Na základě výsledků z experimentálního měření a na základě znalosti vlivu jednotlivých vestaveb by bylo možné samotný výpočet více zpřesnit.

Hlavním přínosem práce bylo především stanovení charakteristických parametrů lopatkové mříže, určení tlakového součinitele jednotlivých měřených variant a stanovení vlivu jednotlivých vestaveb. Získané výsledky a poznatky je možné přenést na CFD výpočty, které lze na základě těchto hodnot zpřesnit. Snaha je dosáhnout určitého univerzálního postupu při určování tlakového součinitele výstupního tělesa tak, aby nebylo nutné pro každý typ tělesa provádět experimentální měření.

## 14 Literatura

- [1] KALISTA, R., MRÓZEK, L., SLÁMA, V., VRATNÝ, M., SEDLÁK, K., KANTA, L. *Návrh experimentálního modelu axiálního výstupního tělesa pro výzkum výstupních ztrát*. Výzkumná zpráva VZTP 1139. Plzeň 2019.
- [2] DEYCH M. E., ZARYANKIN A. Y.: *Gas Dynamics of diffusers and exhaust ducts of turbomachines*, 1970.
- [3] HOZNEDL, M. *Difuzorová proudění se specifickými okrajovými podmínkami*. Plzeň.
- [4] TUPÝ, D. *Experimentální měření na vzduchovém tunelu pro výzkum axiálních těles*. Plzeň. 2017.
- [5] LINHART, J., HOZNEDL, M. *Properties and improvements of flow in steam turbine exhaust hood*. Proc. SUST Shanghai: International Conference on Energy and the Environment 2003, Shanghai, 12/2003, pp. 453-460, ISBN 7-5323-7335-5
- [6] SEDLÁK, K., HOZNEDL, M., TAJČ, L., KREJČÍK, J. *Vefukování do mezní vrstvy ve výstupním hrdle parní turbíny*. Sborník 12. uživatelská konference Fluent, Hrotovice, 6/2006, pp.221-228, ISBN: 80-239-7211-1.
- [7] TAJČ, L., SYNÁČ, J., HOZNEDL, M., JÚZA, Z. *Přetlakový stupeň VT dílu parní turbíny I*. Výzkumná zpráva Škoda POWER s.r.o. č. VZTP 0975, 2/2005.
- [8] DACCÀ, F., CANELLI, C., CECCHI, S. (2013). *Numerical Investigation of the 3D Flow Field in a Steam Turbine Axial Exhaust Diffuser: Comparison With Experimental Data and Performance Evaluation*. Volume 5B: Oil and Gas Applications; Steam Turbines. doi:10.1115/gt2013-95493
- [9] KLINE, S. J., ABBOTT, D. E., FOX, R. W. *Optimum design of straight-walled diffusers*. Stanford, CA: Dept. of Mechanical Engineering, Stanford University, 1958.
- [10] SOVRAN, G., and KLOMP, E. D., (1997). *Experimentally determined optimum geometries for rectilinear diffusers with rectangular, conical, or annular cross-section*. Proceedings of Fluid Mechanics of Internal Flow Symposium.
- [11] STEVENS, S. J., WILLIAMS, G. J. (1980). *The Influence of Inlet Conditions on the Performance of Annular Diffusers*. Journal of Fluids Engineering, 102(3), 357. doi:10.1115/1.3240694.
- [12] SULATANIAN, B. K., NAGAO, S., SAKAMOTO, T. (1999). *Experimental and Three-Dimensional CFD Investigation in a Gas Turbine Exhaust System*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 121(2), 364. doi:10.1115/1.2817129.
- [13] UBERTINI, S., DESIDERI, U. (2000). *Experimental performance analysis of an annular diffuser with and without struts*. Experimental Thermal and Fluid Science, 22(3-4), 183-195. doi:10.1016/s0894-1777(00)00025-x
- [14] UBERTINI, S., DESIDERI, U. (2000). *Flow development and turbulence length scales within an annular gas turbine exhaust diffuser*. Experimental Thermal and Fluid Science, 22(1-2), 55-70. doi:10.1016/s0894-1777(00)00011-x
- [15] VASSILIEV, V., IRMISCH, S., FLORJANCIC, S. (2002). *CFD Analysis of Industrial Gas Turbine Exhaust Diffusers*. Volume 5: Turbo Expo 2002, Parts A and B. doi:10.1115/gt2002-30597
- [16] VASILIEV, V. I., VOLKOV, D. V., ZAITSEV, S. A., LYUBIMOV, D. A. (1997). *Numerical Simulation of Channel Flows by a One-Equation Turbulence Model*. Journal of Fluids Engineering, 119(4), 885. doi:10.1115/1.2819512
- [17] FLEIGE, H., RIESS, W., SEUME, J. (2002). *Swirl and Tip Leakage Flow Interaction With Struts in Axial Diffusers*. Volume 5: Turbo Expo 2002, Parts A and B. doi:10.1115/gt2002-30491

- [18] FELDCAMP, G. K., BIRK, A. M. (2008). *A Study of Modest CFD Models for the Design of an Annular Diffuser With Struts for Swirling Flow*. Volume 6: Turbomachinery, Parts A, B, and C. doi:10.1115/gt2008-50605
- [19] PRADEEP, A. M., ROY, B., VAIBHAV, V., SRINUVASU, D. (2010). *Study of Gas Turbine Exhaust Diffuser Performance and Its Enhancement by Shape Modifications*. Volume 7: Turbomachinery, Parts A, B, and C. doi:10.1115/gt2010-22088
- [20] HIRSCHMANN, A., VOLKMER, S., SCHATZ, M., FINZEL, C., CASEY, M., MONTGOMERY, M. (2010). *The Influence of the Total Pressure Profile on the Performance of Axial Gas Turbine Diffusers*. Volume 7: Turbomachinery, Parts A, B, and C. doi:10.1115/gt2010-22481
- [21] VOLKMER, S.\*, HIRSCHMANN, A.\*, CASEY, M.\*, MONTGOMERY, M.\*\*. *The impact of a leakage jet on flow separation in axial gas turbine diffusers*, \*ITSM, Institute of Thermal Turbomachinery, Universität Stuttgart, Germany, \*\*Siemens AG, Gas turbine, Florida, USA.
- [22] KALISTA, R. *Experimentální výzkum proudění v modelu NT tělesa pro stupeň M8*. Plzeň, 2015.
- [23] HOZNEDL, M., SEDLÁK, K. *Vliv vestaveb výstupního hrdla parní turbíny na ztráty*. Technická zpráva VZTP 1053, Plzeň 2010.
- [24] MILČÁK, P., SEDLÁK, K., KRIVÁNKÁ, D. *Kalibrace pětiotvorové sondy*. Technická zpráva. Katedra energetických strojů a zařízení. Fakulta strojní. Západočeská univerzita v Plzni. 2008
- [25] SEDLÁK, K. *Vyhodnocení primárních dat sbíraných na aerodynamickém tunelu na ofukování těles "TOT"*. Technická zpráva VZTP 0898, Plzeň 2015.
- [26] IDELCHIK, I. E.; editors GINEVSKIY, A. S., KOLESNIKOV, A. V. *Handbook of Hydraulic Resistance*. Begell House, inc. New York, 4th Revised and Augmented Edition, 2007.
- [27] *Interní materiály společnosti Doosan Škoda Power s.r.o.*
- [28] DEJČ, Michail J. *Technická dynamika plynů*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1967. Teoretická knižnice inženýra.
- [29] HIBŠ, M. *Podzvukové difuzory*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1985.
- [30] KALČÍK, J., SÝKORA, K. *Technická termomechanika: učebnice pro vysoké školy*. Praha: Academia, 1973.
- [31] MAREŠ, R., LINHART, J. *Poznámky z přednášek Termomechanika a Mechanika tekutin*. ZČU Plzeň, 2017.
- [32] SEDLÁK, K. *Odhad nejistot měření teploty při uvažování celého měřicího řetězce*. Technická zpráva TZTP 0886, Plzeň, 2014.
- [33] SEDLÁK, K. *Odhad nejistot měření tlaku při uvažování celého měřicího řetězce*. Technická zpráva TZTP 0886, Plzeň, 2014.
- [34] *Snímače tlaku – principy, vlastnosti a použití*. AUTOMA, 2007
- [35] National Instruments: Testovací, měřicí a integrované systémy - National Instruments. *301 Moved Permanently* [online]. [Cit. 9. 3. 2017]. Dostupné z: <http://www.ni.com/cs-cz.html>
- [36] *Plášťový odporový teploměr podle ČSN EN 60751, JUMO Měření a regulace s.r.o., typový list 902210* [online]. [Cit. 5. 4 2017]. Dostupné z: <http://www.jumo.cz>
- [37] HOZNEDL, M. *Snímání a zpracování dat naměřených na modelu výstupního tělesa parní turbíny*. Technická zpráva TZTP 0840, Plzeň 2008.
- [38] VASSILIEV, V., IRMISCH, S., CLARIDGE, M., & RICHARDSON, D. P. (2003). *Experimental and Numerical Investigation of the Impact of Swirl on the Performance of Industrial Gas Turbines Exhaust Diffusers*. Volume 6: Turbo Expo 2003, Parts A and B. doi:10.1115/gt2003-38424

- [39] SIEKER, O., SEUME, J. R. (2008). *Influence of rotating wakes on separation in turbine exhaust diffusers*. Journal of Thermal Science, 17(1), 42-49. doi:10.1007/s11630-008-0042-9
- [40] KLUß, D., WIEDERMANN, A., STOFF, H. (2008). *Effect of Wakes and Secondary Flow on Re-Attachment of Turbine Exit Annular Diffuser Flow*. Volume 6: Turbomachinery, Parts A, B, and C. doi:10.1115/gt2008-50211
- [41] SRINUVASU, D., 2008, *Low speed experimental studies of an annular diffuser with struts*, M. Tech thesis, Department of Aerospace Engineering, IIT Bombay.

## 15 Seznam obrázků

Obr. 2-1: Řez výstupním tělesem – a) axiálně-radiální výstupní těleso; b) axiální výstupní těleso [1] .....	11
Obr. 2-2: Typy výstupních těles [29] .....	12
Obr. 2-3: Termodynamické děje ve výstupním tělese [23] .....	14
Obr. 3-1: Metody snižování energetických ztát [3] .....	17
Obr. 3-2: a) Příčně drážkované stěny; b) Stupňované stěny; c) Podélně drážkované stěny [3] .....	18
Obr. 4-1: Výkonnostní diagram [10] .....	20
Obr. 4-2: Závislost $cp$ na $L/d$ [19] .....	21
Obr. 4-3: Závislost poměru $cp$ , $S5/cp$ , $VR0$ , $S5$ na poměru $ctip/cmain$ [21] .....	23
Obr. 5-1: Model výstupního tělesa s prodlužovacím potrubím .....	24
Obr. 5-2: Profil obvodového úhlu po výšce kanálu .....	25
Obr. 6-1: Měřicí schéma .....	27
Obr. 6-2: Odběry statického tlaku – řez $a - a$ .....	28
Obr. 6-3: Schéma zapojení měřicí aparatury .....	28
Obr. 6-4: Náhled na prostředí měřicí aplikace [1] .....	31
Obr. 7-1: Proměřované segmenty lopatkové mříže [22] .....	32
Obr. 7-2: Schéma tříotvorové sondy [22] .....	33
Obr. 7-3: Uchycení kalibrované sondy .....	34
Obr. 7-4: Závislost kalibračního koeficientu $KTOTAL$ na úhlu náběhu $\alpha$ .....	35
Obr. 7-5: Závislost úhlu náběhu $\alpha$ na kalibračním koeficientu $KALPHA$ .....	35
Obr. 7-6: Závislost kalibračního koeficientu $KDYN$ na úhlu náběhu $\alpha$ .....	36
Obr. 7-7: Rozklad vektoru rychlosti do dvou složek [22] .....	37
Obr. 7-8: Regresní plochy tříotvorové sondy .....	37
Obr. 7-9: Porovnání závislosti rychlosti $w$ na úhlu náběhu $\alpha$ .....	38
Obr. 7-10: Schéma pětiotvorové sondy [24] .....	39
Obr. 7-11: Rozklad vektoru rychlosti do tří složek [22] .....	41
Obr. 7-12: Regresní plochy pětiotvorové sondy .....	41
Obr. 7-13: Určení referenční polohy [25] .....	42
Obr. 7-14: Detail elementu měřicí mřížky [22] .....	44
Obr. 7-15: Regresní rovina jednoho elementu [22] .....	44
Obr. 9-1: Schéma difuzoru s vyznačenými parametry [26] .....	53
Obr. 9-2: Rozšíření průtočného průřezu [26] .....	54
Obr. 9-3: Schéma rovinného kanálu .....	55

Obr. 9-4: h-s diagram difuzoru [23] .....	56
Obr. 9-5: Závislost $\zeta D$ na rychlosti $w$ .....	57
Obr. 9-6: Závislost $cp$ na rychlosti $w$ .....	57
Obr. 9-7: Vestavby umístěné ve výstupním tělese .....	58
Obr. 9-8: Kruhový průřez [26] .....	58
Obr. 9-9: Deska se zaoblenými hranami [26] .....	59
Obr. 9-10: a) Kapkový průřez vestavby; b) Skutečný průřez vestavby [26].....	59
Obr. 9-11: Porovnání ztrátového součinitele $\zeta D$ .....	60
Obr. 9-12: Závislost tlakového součinitele $cp$ .....	61
Obr. 10-1: Natáčecí zařízení.....	62
Obr. 10-2: Pneumatické sondy - tříotvorová sonda; pěti-otvorová kuželová L sonda; pětioťvorová kulová sonda .....	63
Obr. 10-3: Závislost otáček na Machovo číslu .....	64
Obr. 10-4: Měřicí síť jednoho segmentu lopatkové mříže .....	65
Obr. 10-5: Úhel náběhu po výšce kanálu – tříotvorová sonda .....	65
Obr. 10-6: Průběh rychlosti po výšce kanálu – tříotvorová sonda .....	66
Obr. 10-7: Průběh rychlosti po výšce kanálu – CFD .....	66
Obr. 10-8: Ucpání průtočného kanálu .....	67
Obr. 10-9: : Průběh rychlosti po výšce kanálu – Prandtlova sonda .....	67
Obr. 11-1: Histogram celkového tlaku $\Delta pc_0$ .....	69
Obr. 11-2: Q-Q plot celkového tlaku $\Delta pc_0$ .....	70
Obr. 11-3: Rozložení sledovaných veličin .....	75
Obr. 11-4: Rozložení ztrátového součinitele – varianta 1 .....	76
Obr. 11-5: Ztrátový součinitel (varianta 1) - mříž.....	77
Obr. 11-6: Profil náběžného úhlu $\alpha$ po výšce kanálu – varianta 3.....	78
Obr. 11-7: Profil náběžného úhlu $\alpha$ po výšce kanálu – varianta 1 .....	78
Obr. 11-8: Hodnoty tlakového součinitele – referenční varianta .....	79
Obr. 11-9: Závislost $cp$ na $L/D$ – referenční varianta.....	80
Obr. 11-10: Rychlostní profil v závislosti na $L/D$ .....	81
Obr. 11-11: Varianta se všemi vestavbami – varianta $e$ .....	82
Obr. 11-12: Porovnání tlakového součinitele prázdného a plného tělesa .....	83
Obr. 11-13: Rozložení rychlosti v jednotlivých rovinách – varianta 3 .....	83
Obr. 11-14: Měřené varianty – varianta $a$ (levá horní); varianta $b$ (pravá horní); varianta $c$ (levá dolní); varianta $d$ (pravá dolní) .....	84
Obr. 11-15: Vliv přidání jednotlivých výztuh – $0,2 Ma$ .....	85

Obr. 11-16: Vliv přidání jednotlivých výztuh – 0,4 $Ma$ .....	85
Obr. 12-1: 3D model výstupního tělesa [27].....	87



## 16 Seznam tabulek

Tabulka 6-1: Přehled měřených veličin .....	29
Tabulka 7-1: Kalibrační koeficienty pro tříťvorovou sondu – 50 m/s.....	36
Tabulka 7-2: Kalibrační koeficienty pro pětivotvorovou sondu – 50 m/s .....	40
Tabulka 7-3: Výpočet koeficientů regresní roviny .....	45
Tabulka 11-1: Odhad nejistoty měření teploty – Pt100 .....	71
Tabulka 11-2: Odhad nejistoty měření absolutního tlaku – Rosemount 3051S.....	72
Tabulka 11-3: Odhad nejistoty měření statického tlaku v rovině $b$ – NetScanner 9116 (rozsah 10'').....	73
Tabulka 11-4: Odhad nejistoty měření difference tlaku v rovině 0 – NetScanner 9116 (rozsah 1 psi).....	73
Tabulka 11-5: Odhad nejistoty měření difference levého a pravého odběru pětivotvorové pneumatické sondy v rovině 1 – NetScanner 9116 (rozsah 15 psi) .....	73
Tabulka 11-6: Odhad nejistoty měření úhlu náběhu $\alpha$ .....	74
Tabulka 11-7: Odhad nejistoty měření rychlosti $w_1$ .....	74
Tabulka 11-8: Porovnání měřicích sítí .....	75
Tabulka 11-9: Parametry lopatkové mříže .....	77
Tabulka 11-10: Referenční poloha .....	79
Tabulka 11-11: Hodnoty tlakového součinitele – referenční varianta .....	79
Tabulka 11-12: Porovnání měřicích režimů .....	80
Tabulka 11-13: Hodnoty tlakového součinitele – všechny vestavby.....	82
Tabulka 11-14: Hodnoty tlakového součinitele .....	85
Tabulka 11-15: Porovnání výsledků s empirickým rozbohem dle Idel'chika .....	86

## **Seznam příloh**

### **Vevázané přílohy**

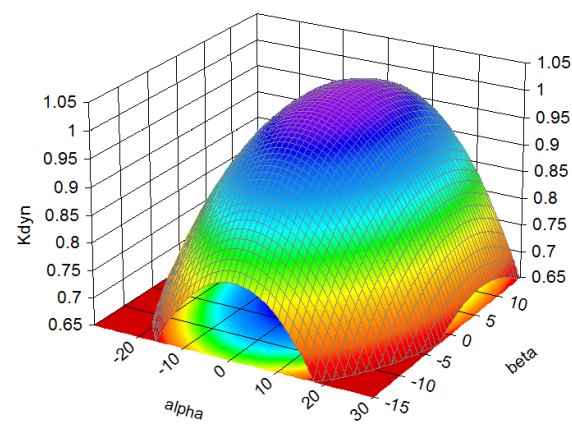
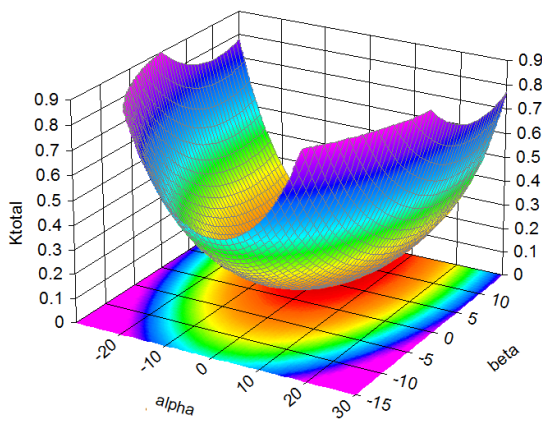
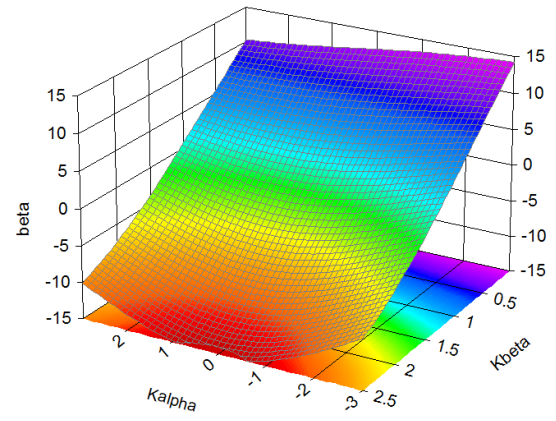
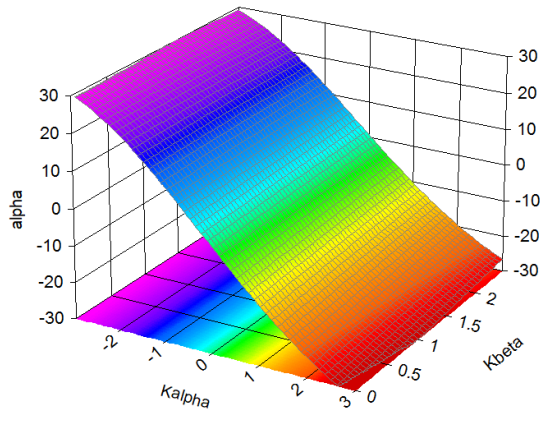
PŘÍLOHA č. 1	Regresní plochy pětiotvorové kulové sondy
PŘÍLOHA č. 2	Výchozí tabulky pro určení ztrát dle Idel'chika
PŘÍLOHA č. 3	Tvar jednotlivých vestaveb
PŘÍLOHA č. 4	CFD výpočty
PŘÍLOHA č. 5	Radiály před lopatkovou mříží

### **Volně vložené přílohy**

KKE 100	Nástavec výstupu difuzoru sestavení
KKE 101	Nástavec výstupu difuzoru
KKE 102	Pruchodka výstup

## **PŘÍLOHA č. 1**

### **Regresní plochy pětiotvorové kulové sondy**



## **PŘÍLOHA č. 2**

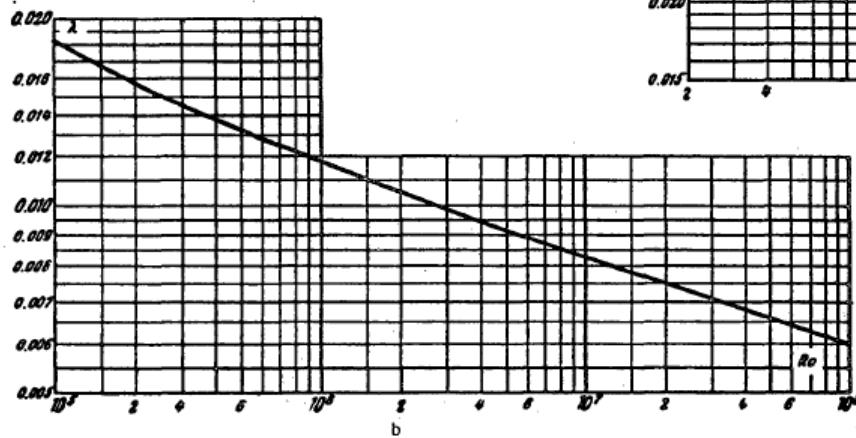
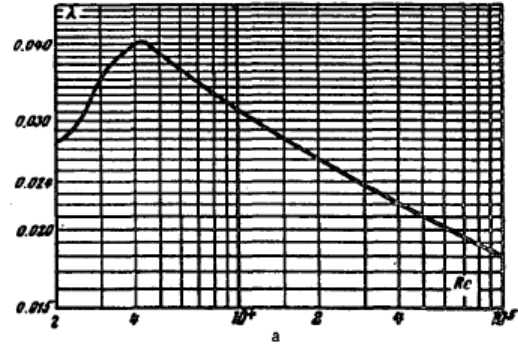
**Výchozí tabulky pro určení ztrát dle Idel'chika**

1 - Koeficient tření  $\lambda$  [26]

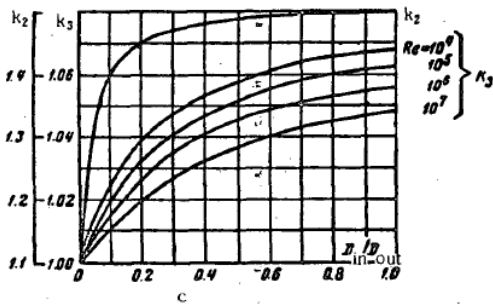
Re	$2 \cdot 10^3$	$2.5 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^3$	$8 \cdot 10^3$	$10^4$	$1.5 \cdot 10^4$	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$	$6 \cdot 10^4$	$8 \cdot 10^4$
$\lambda$	0.052	0.046	0.045	0.041	0.038	0.036	0.033	0.032	0.028	0.026	0.024	0.022	0.021	0.020	0.019

Re	$10^5$	$1.5 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$	$4 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^5$	$6 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^5$	$10^6$	$1.5 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	$3 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^6$	$5 \cdot 10^6$	$8 \cdot 10^6$
$\lambda$	0.018	0.017	0.016	0.015	0.014	0.013	0.013	0.012	0.012	0.011	0.011	0.010	0.010	0.009	0.009

Re	$10^7$	$1.5 \cdot 10^7$	$2 \cdot 10^7$	$3 \cdot 10^7$	$6 \cdot 10^7$	$8 \cdot 10^7$	$10^8$
$\lambda$	0.008	0.008	0.008	0.007	0.007	0.006	0.006



2 - Koeficient tření  $\lambda_{an}$  - mezikruhová část [26]



$\frac{a_0}{b_0}$	0	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0			
$k_1$	1.50	1.34	1.20	1.02	0.94	0.90	0.89			
$\frac{D_n}{D_h}$	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	1.0
$Re < 2 \cdot 10^3$										
$k_2$	1.0	1.40	1.45	1.47	1.48	—	1.49	—	—	1.50
$Re = 10^4$										
$k_2$	1.0	1.03	1.04	1.05	1.05	1.06	1.06	1.07	1.07	1.07
$Re = 10^5$										
$k_2$	1.0	1.02	1.03	1.04	1.05	1.05	1.06	1.06	1.06	1.06
$Re = 10^6$										
$k_2$	1.0	1.02	1.03	1.04	1.04	1.05	1.05	1.05	1.05	1.06
$Re = 10^7$										
$k_2$	1.0	1.01	1.02	1.03	1.03	1.04	1.04	1.04	1.05	1.05

3 - Ztrátový součinitel  $\zeta_{se}$  – náhlé rozšíření [26]

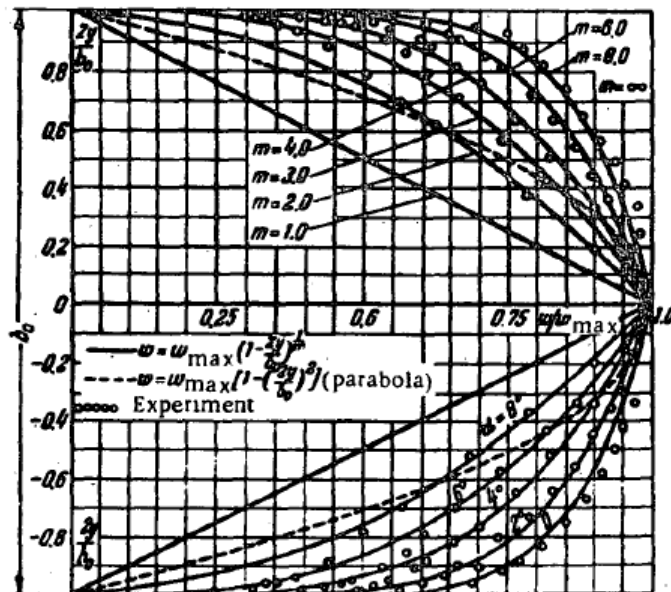
Values of  $\zeta$

$m$	$F_d/F_1$									
	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	1.0
1.0	2.70	2.42	2.14	1.90	1.66	1.45	1.26	1.09	0.94	0.70
1.35	2.00	1.74	1.51	1.29	1.00	0.93	0.77	0.65	0.53	0.36
2.0	1.50	1.28	1.08	0.89	0.72	0.59	0.46	0.35	0.27	0.16
3.0	1.25	1.04	0.85	0.68	0.53	0.41	0.30	0.20	0.14	0.07
4.0	1.15	0.95	0.77	0.62	0.47	0.35	0.25	0.17	0.11	0.05
7.0	1.06	0.86	0.69	0.53	0.41	0.29	0.19	0.12	0.06	0.02
$\infty$	1.00	0.82	0.64	0.48	0.36	0.25	0.16	0.09	0.04	0

4 – Koeficienty  $M$  a  $N$  [26]

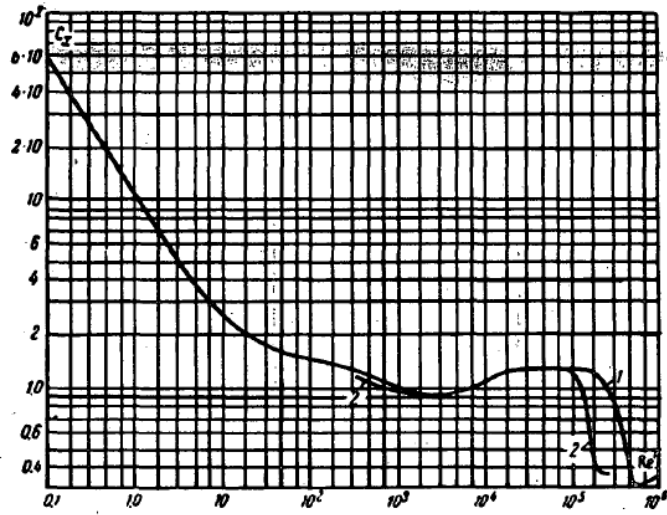
$m$	1.0	1.35	2.0	3.0	4.0	7.0	$\infty$
$N$	2.70	2.00	1.50	1.25	1.15	1.06	1.0
$M$	1.50	1.32	1.17	1.09	1.05	1.02	1.0

5 – Odhad koeficientu  $m$  [26]



6 – Součinitel odporu [26]

Re'	0.1	0.5	1.0	5	10	5·10	10 <sup>2</sup>	5·10 <sup>2</sup>	10 <sup>3</sup>	5·10 <sup>3</sup>	10 <sup>4</sup>	5·10 <sup>4</sup>	10 <sup>5</sup>	2·10 <sup>5</sup>	3·10 <sup>5</sup>	4·10 <sup>5</sup>	5·10 <sup>5</sup>	6·10 <sup>5</sup>	7·10 <sup>5</sup>	8·10 <sup>5</sup>	10 <sup>6</sup>	
$c_x$	59.0	22.5	10.0	4.50	2.65	1.65	1.50	1.20	1.00	0.90	1.05	1.25	1.25	1.20	1.10	0.80	0.60	0.32	0.30	0.32	0.35	
	1. Small turbulence																					
$c_x$	—	—	—	—	—	—	—	1.12	0.95	0.90	1.05	1.25	1.20	0.40	0.35	—	—	—	—	—	—	
	2. Large turbulence																					





## **PŘÍLOHA č. 3**

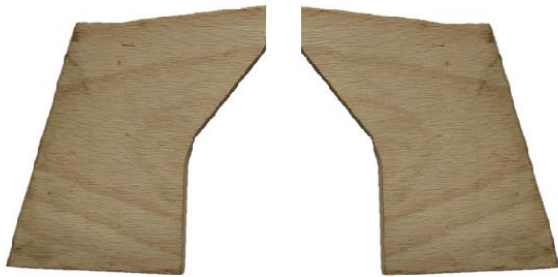
### **Tvar jednotlivých vestaveb**



spodní vestavba



příčné vestavby



první dvojice plochých vestaveb



druhá dvojice plochých vestaveb

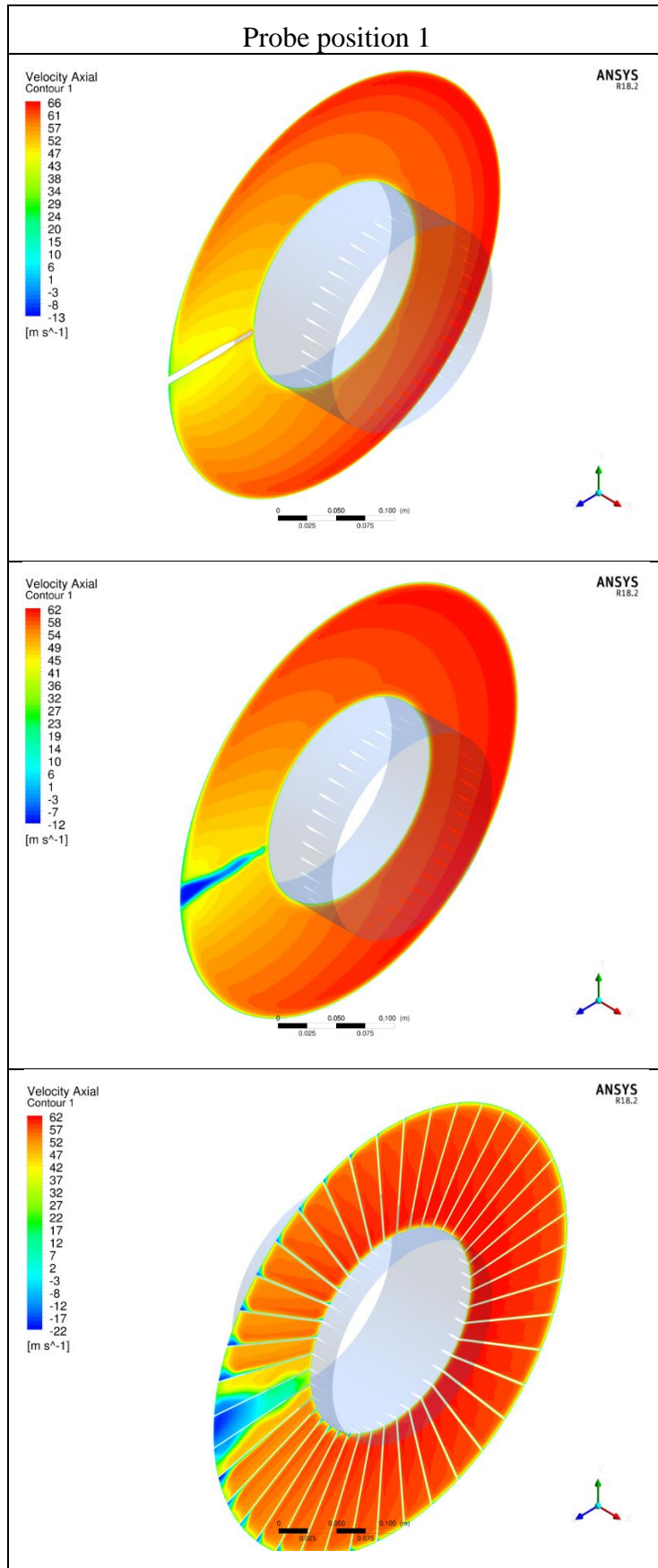


třetí dvojice plochých vestaveb

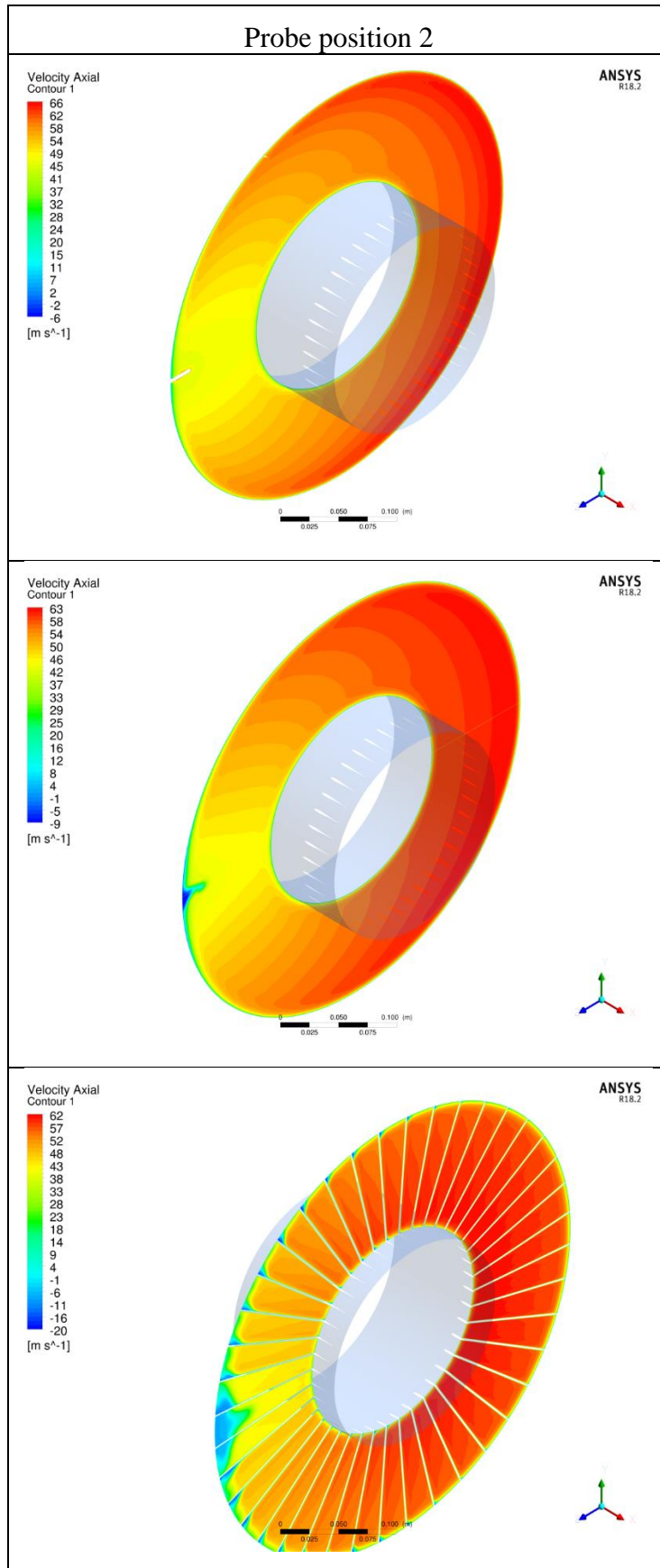
## **PŘÍLOHA č. 4**

### **CFD výpočty**

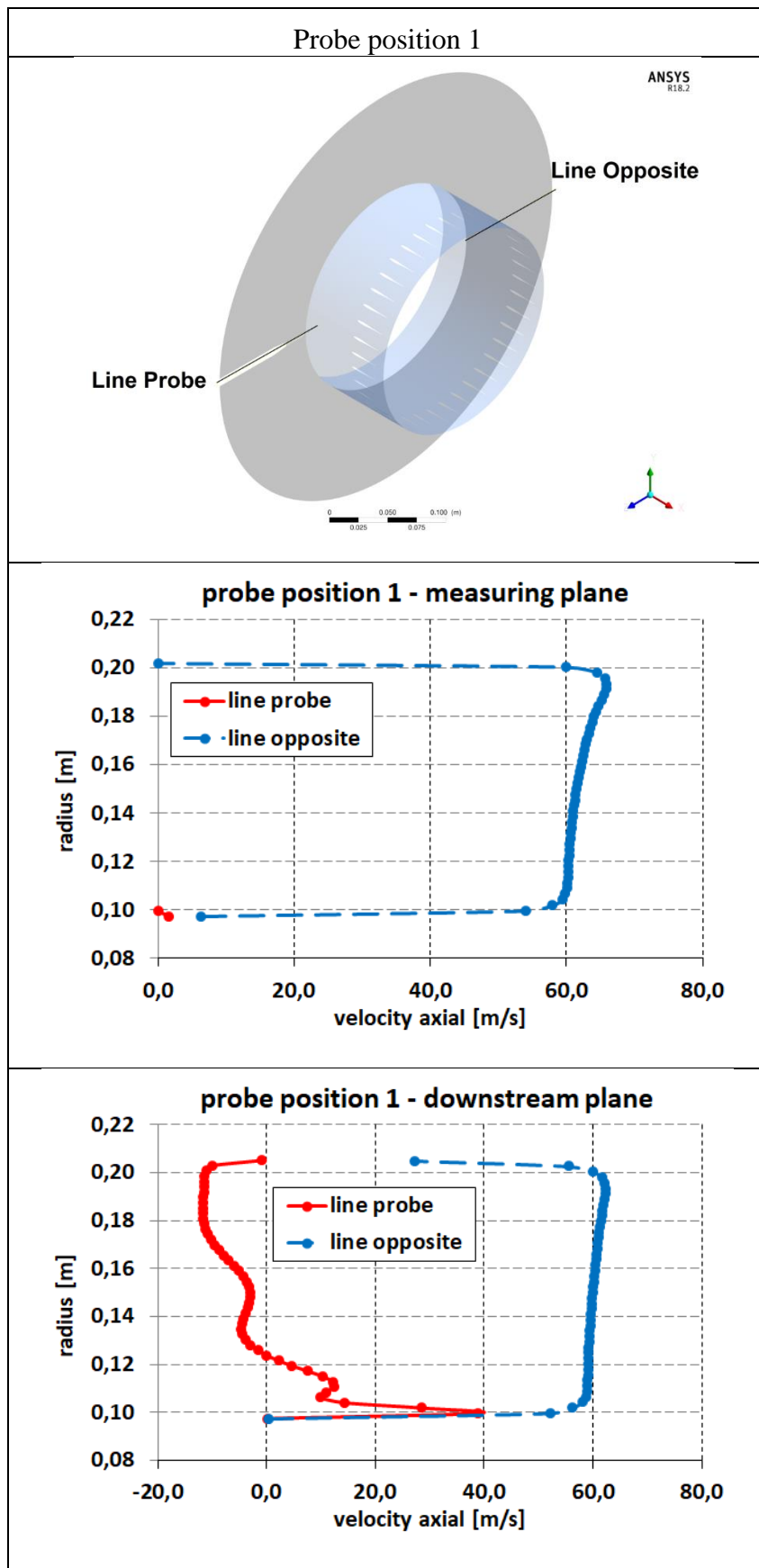
# 1 – Ovlivnění proudového pole vlivem velikosti sondy – pozice 1



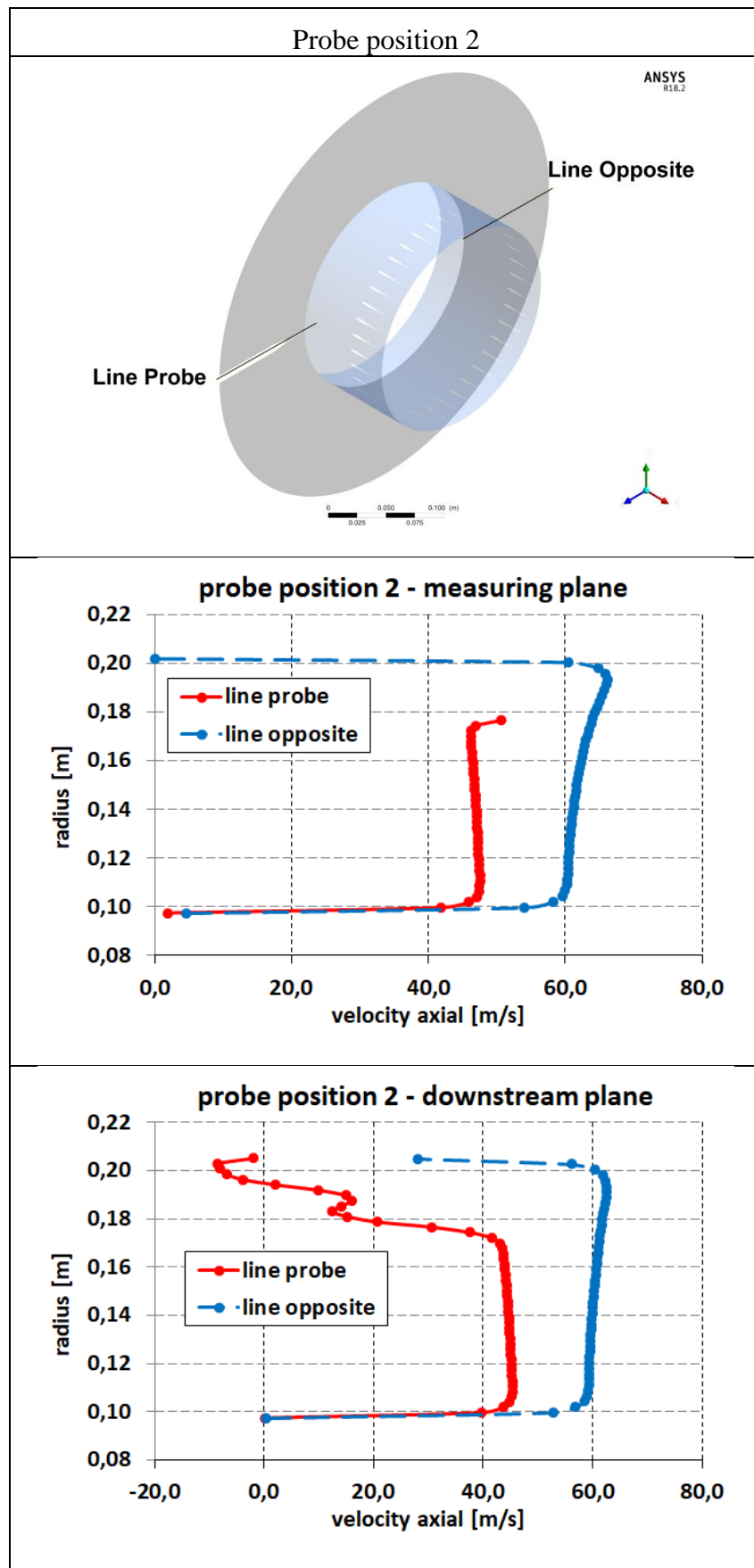
## 2 - Ovlivnění proudového pole vlivem velikosti sondy – pozice 2



3 – Hodnoty naměřené v místě sondy a v místě kanálu na opačné straně – pozice 1



4 - Hodnoty naměřené v místě sondy a v místě kanálu na opačné straně – pozice 2

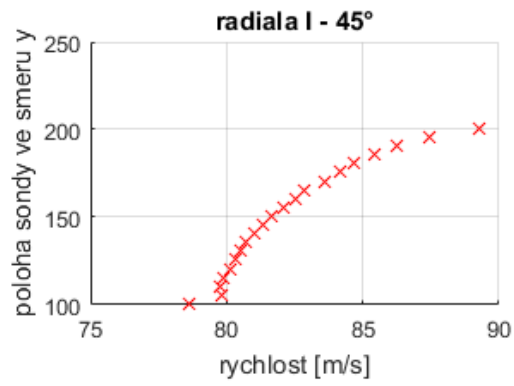


## **PŘÍLOHA č. 5**

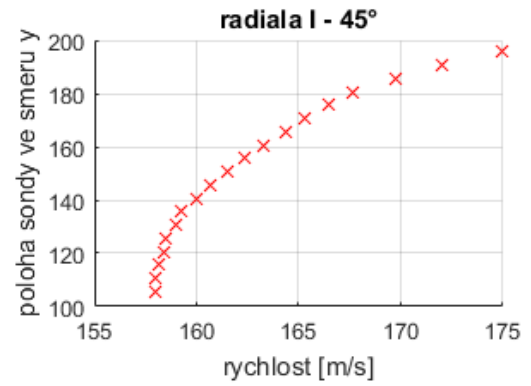
### **Radiály před lopatkovou mříží**



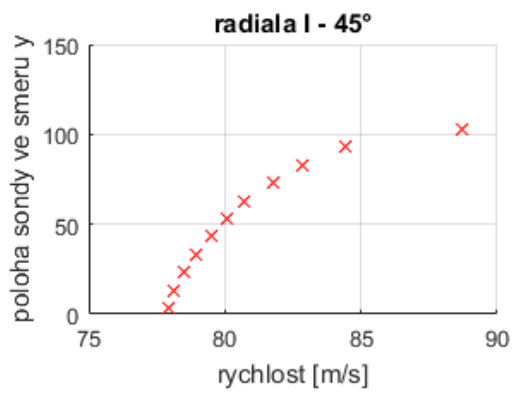
Varianta 1 - 0,2 Ma



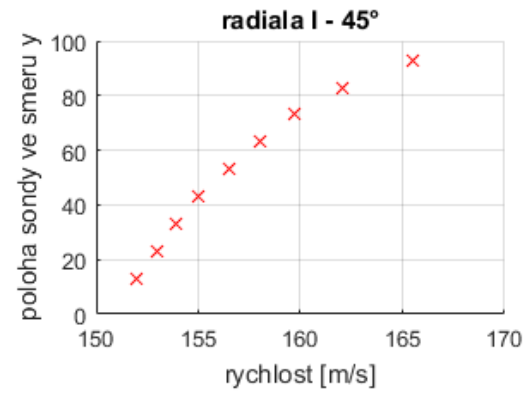
Varianta 1 - 0,4 Ma

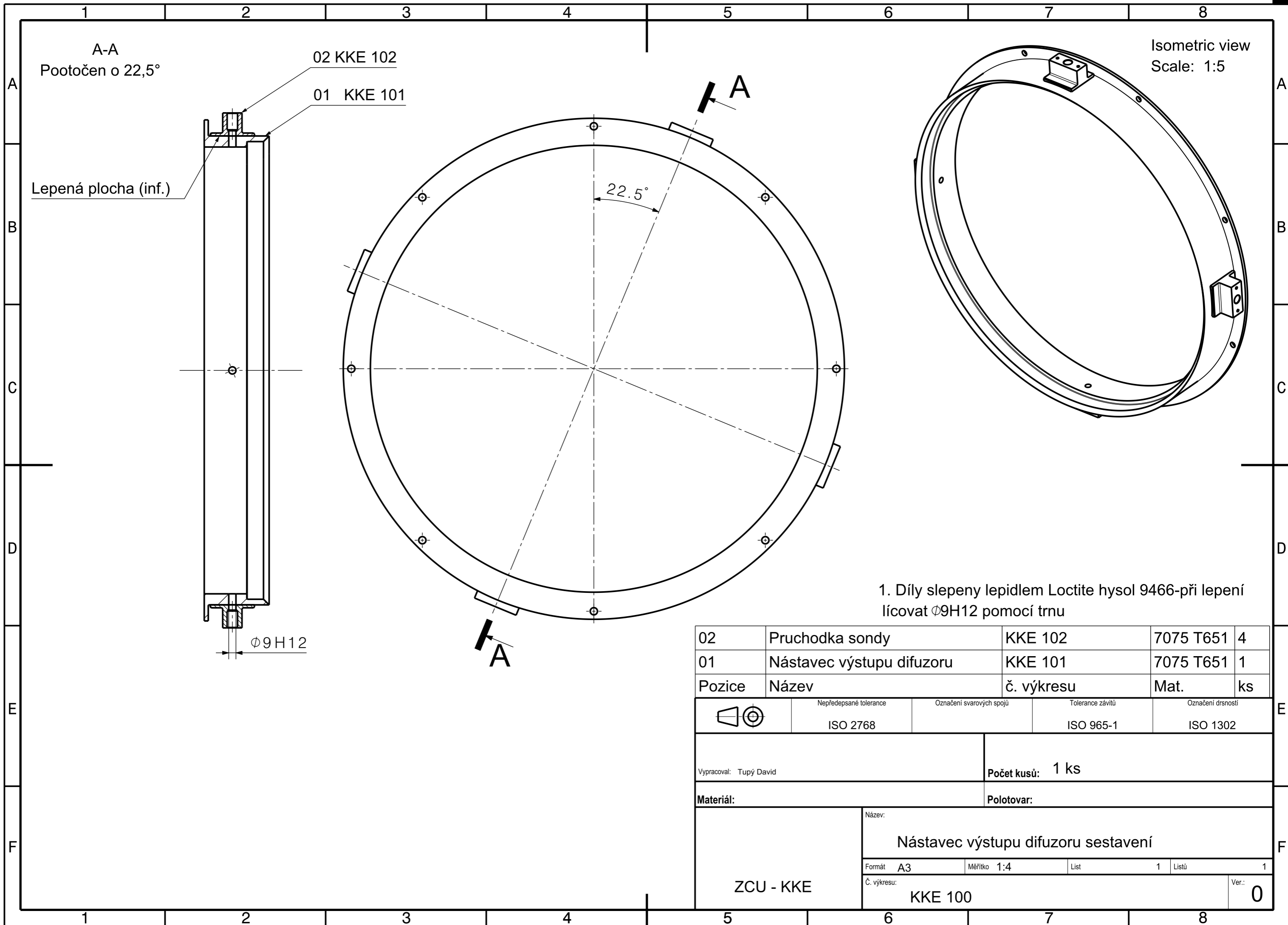


Varianta 3 - 0,2 Ma



Varianta 3 - 0,4 Ma





A-A  
Pootočen o 22,5°

02 KKE 102  
01 KKE 101

Lepená plocha (inf.)

22.5°

Isometric view  
Scale: 1:5

Ø9H12

1. Díly slepeny lepidlem Loctite hysol 9466-při lepení  
lícovat Ø9H12 pomocí trnu

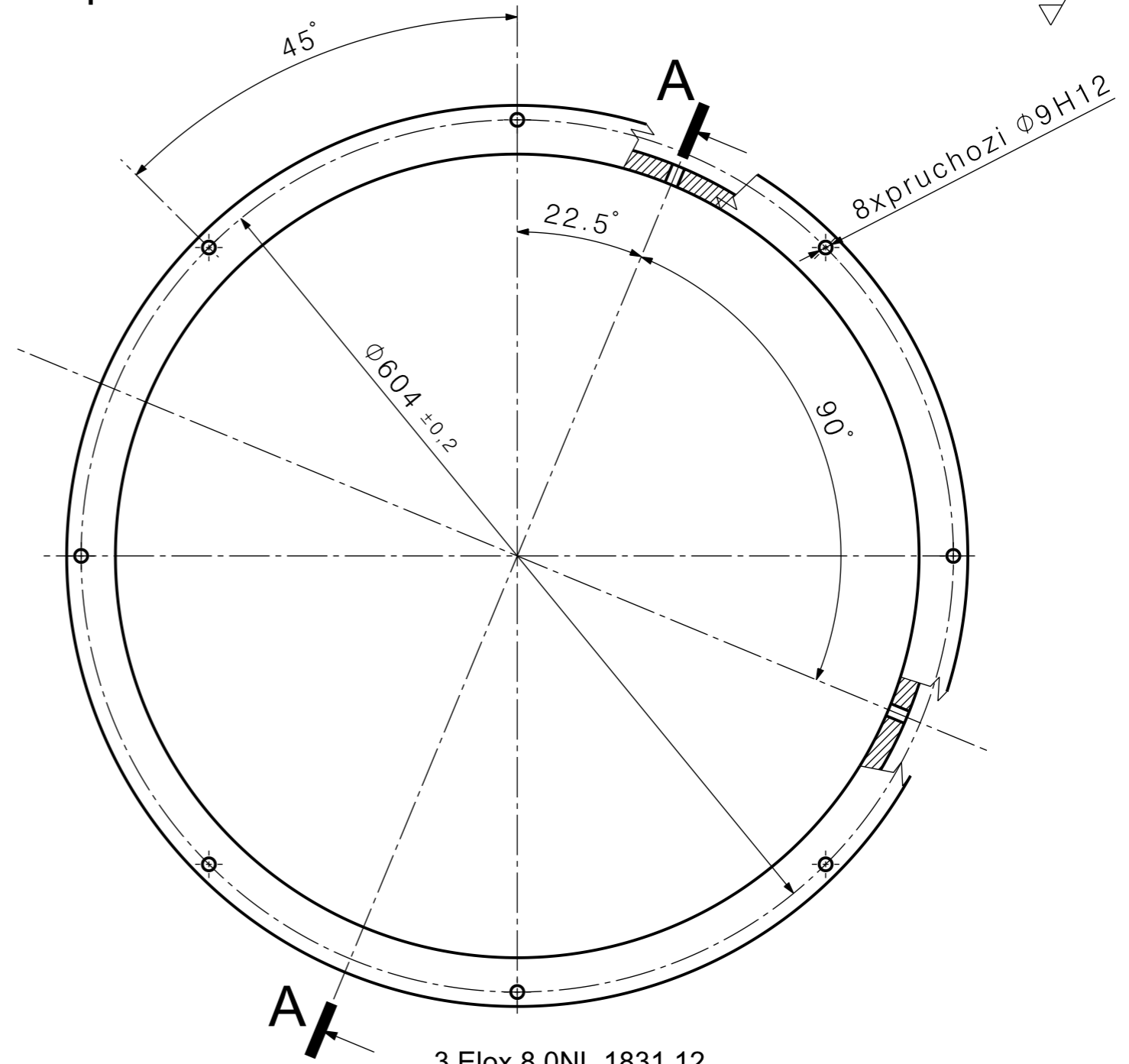
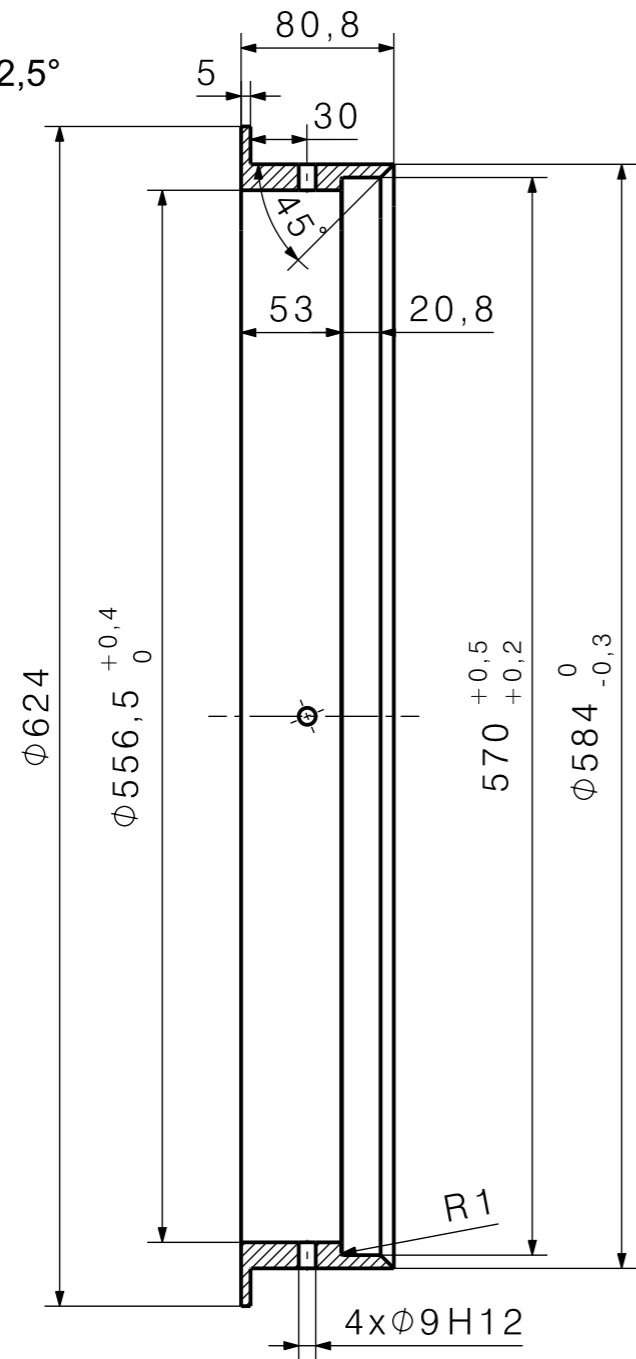
02	Pruchodka sondy	KKE 102	7075 T651	4
01	Nástavec výstupu difuzoru	KKE 101	7075 T651	1
Pozice	Název	č. výkresu	Mat.	ks

	Nepředepsané tolerance		Označení svarových spojů		Tolerance závitů		Označení drsností
	ISO 2768				ISO 965-1		ISO 1302

Vypracoval: Tupy David Materiál:	Počet kusů: 1 ks Polotovar:
-------------------------------------	--------------------------------

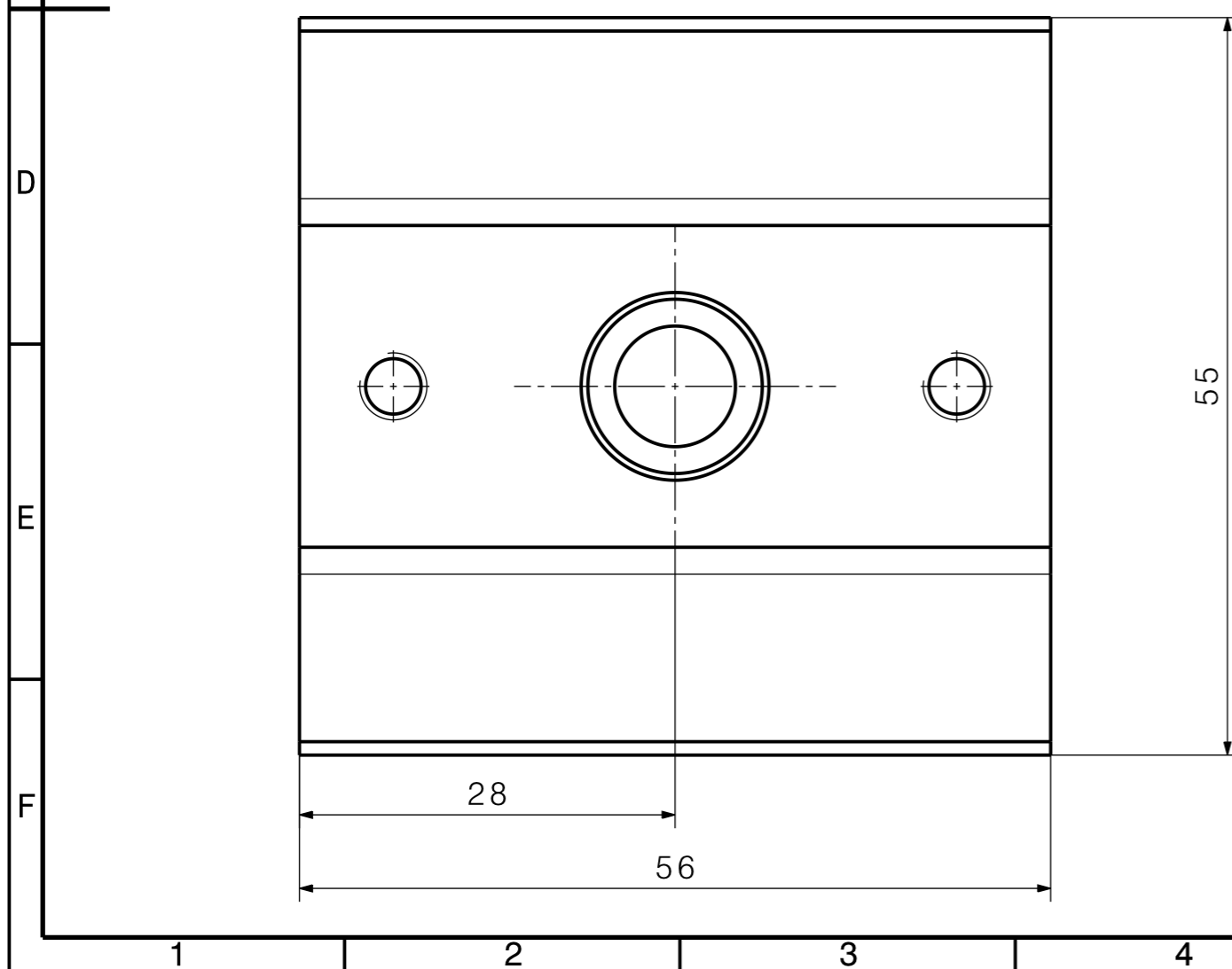
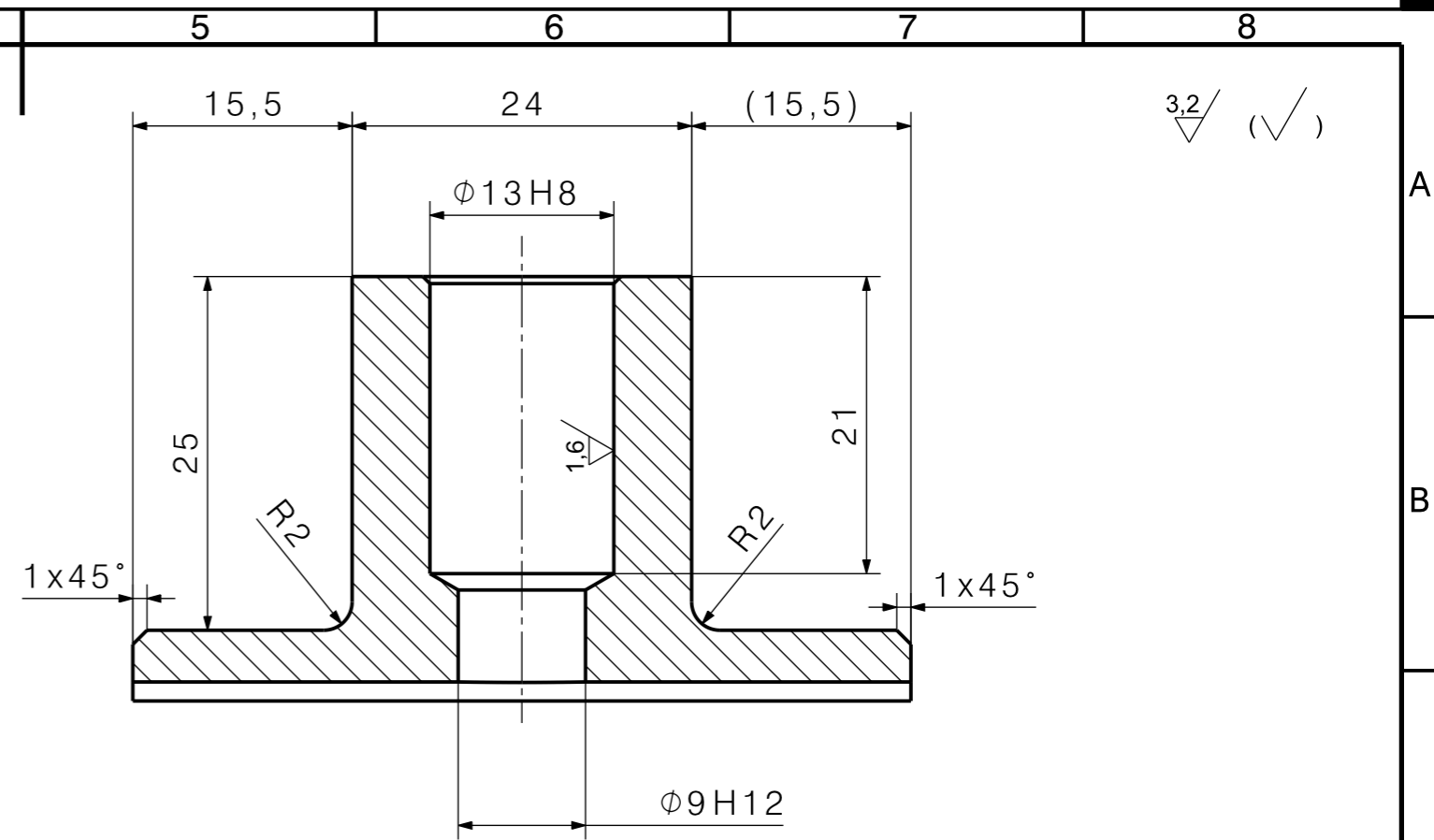
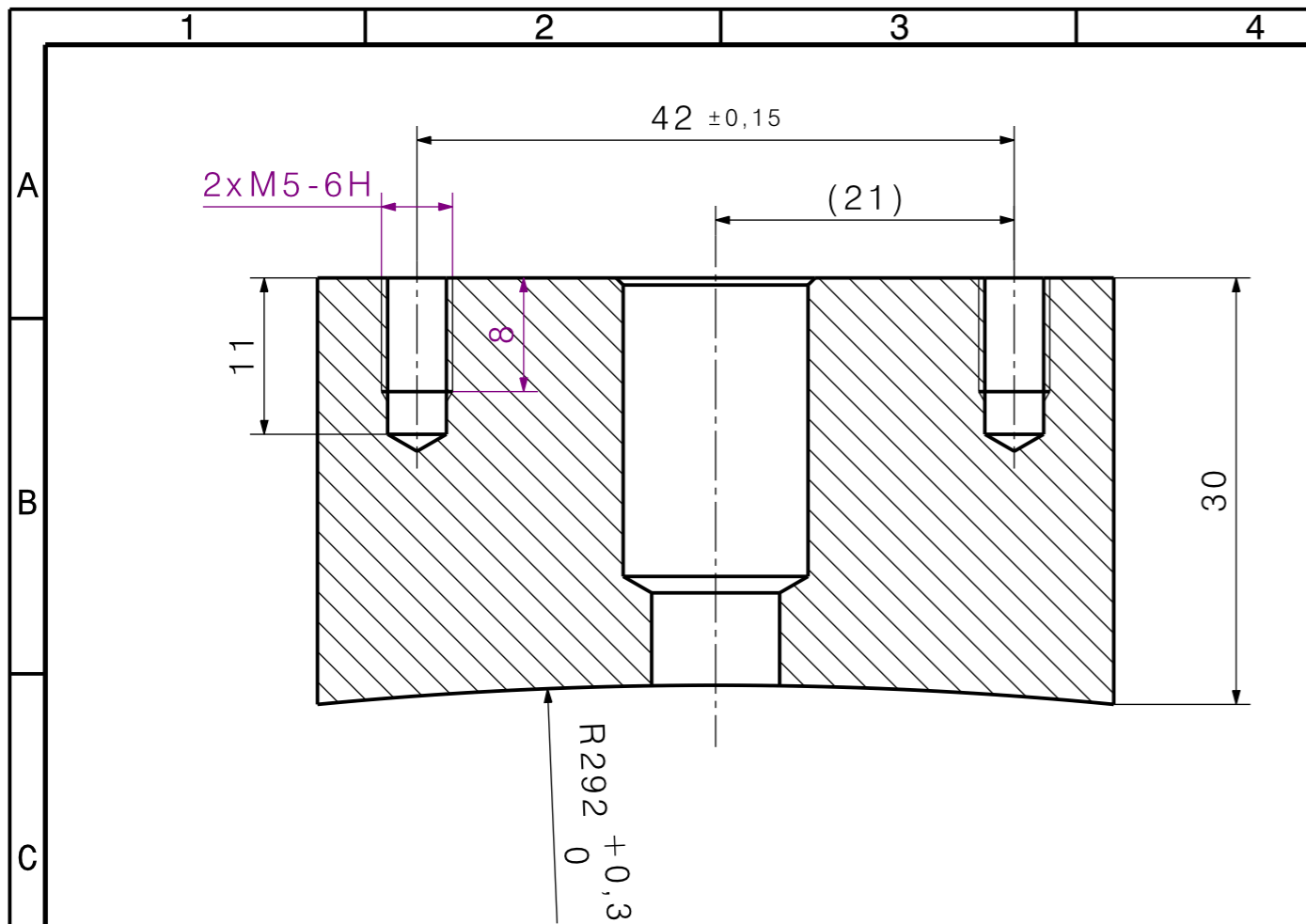
ZCU - KKE	Název: Nástavec výstupu difuzoru sestavení			
	Formát A3	Měřítko 1:4	List 1	Listů 1
	Č. výkresu: KKE 100			Ver.: 0

A-A  
POOTOČEN O 22,5°



- 3.Elox 8 ONL 1831.12
- 2.Nekotované poloměry R0,3
- 1.Hrany sraženy 0,3x45°

	Nepředepsané tolerance	Označení svarových spojů	Tolerance závitů	Označení drsností
	ISO 2768		ISO 965-1	ISO 1302
Vypracoval: Tupy David		Počet kusů: 1		
Materiál: 7075 T651		Polotovar: P90 - 630x630		
ZCU - KKE	Název: Nástavec výstupu difuzoru			
	Formát: A3	Měřítko: 1:4	List: 1	Listů: 1
	Č. výkresu: KKE 101			Ver.: 0



- 4.ELOX 8 0NL 1831.12 (ANODICKY OXYDOVÁNO, MIN. 0,008MM, UZ. PÓRŮ VE VODĚ).
- 3.ZÁVITY SRAŽENY NA  $\phi$  ZÁVITU/120°.
- 2.NEKÓTOVANÉ POLOMĚRY R0,2.
- 1.HRANY SRAŽENY 0,3X45°.

	Nepředepsané tolerance	Označení svarových spojů	Tolerance závitů	Označení drsností
	ISO 2768		ISO 965-1	ISO 1302
Vypracoval: Tupy David		Počet kusů: 4 KUSY		
Materiál: 7075 T651		Polotovar: P60-40x60		
ZCU - KKE	Název: Pruchodka výstupu			
	Formát: A3	Měřítko: 1:1	List: 1	Listů: 1
	Č. výkresu: KKE 102			Ver.: 0