

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství  
Studijní zaměření: 2302T013 Energetické stroje a zařízení

## **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Numerická simulace odstředivého ventilátoru s dozadu zahnutými  
lopatkami oběžného kola

Autor: **Bc. Pavel KORTÁN**

Vedoucí práce: **Ing. Roman Gášpár**

Konzultant: **Ing. Tomáš Hofer**

Akademický rok 2015/2016



## ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	<b>Příjmení</b> Kortán	<b>Jméno</b> Pavel	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	N2301 „Stavba energetických strojů a zařízení“		
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	<b>Příjmení (včetně titulů)</b> Ing. Gášpár	<b>Jméno</b> Roman	
<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>	Numerická simulace odstředivého ventilátoru s dozadu zahnutými lopatkami oběžného kola		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKE	<b>ROK ODEVZD.</b>	2016
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	65	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	40	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	25
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	Diplomová práce obsahuje numerický CFD výpočet radiálního ventilátoru. V teoretické části práce je popsán úvod do teorie ventilátorů, jejich vlastností a tvorba charakteristiky. Dále je uveden úvod do CFD výpočtů a popis turbulentních modelů. V hlavní části práce je proveden CFD výpočet radiálního vysokotlakého ventilátoru firmy ZVVZ Machinery. Tento výpočet byl proveden v programu ANSYS CFX. Na závěr je provedeno vyhodnocení proudových polí zadaného ventilátoru.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b>	Radiální ventilátor, CFD, CFX, numerická simulace, charakteristika ventilátoru, měření ventilátorů

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	<b>Surname</b> Kortán	<b>Name</b> Pavel	
<b>FIELD OF STUDY</b>	N2301 "Department of Power System Engineering"		
<b>SUPERVISOR</b>	<b>Surname (Inclusive of Degrees)</b> Ing. Gášpár	<b>Name</b> Roman	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKE		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Numerical simulation of centrifugal fan with backward curved impeller blades		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Power System Engineering	<b>SUBMITTED IN</b>	2016
----------------	------------------------	-------------------	--------------------------	---------------------	------

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

<b>TOTALLY</b>	65	<b>TEXT PART</b>	40	<b>GRAPHICAL PART</b>	25
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION</b> <b>TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	The thesis contains CFD numerical calculation of the radial fan. The theoretical part describes the introduction to the theory of fans, their properties and aerodynamic characteristics. Following is an introduction to the CFD calculation and description turbulent models. The main part is made CFD calculation of high pressure radial fan ZVVZ Machinery. This calculation was performed in ANSYS CFX. Finally there is an evaluation of flow fields specified fan.
<b>KEY WORDS</b>	Radial fan, CFD, CFX, performance of fan, measuring of the fans

## **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: 20.5.2016

.....  
podpis autora

## **Poděkování**

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Romanu Gášpárovi, konzultantovi Ing. Tomáši Hoferovi za vstřícný přístup, odborné rady a konzultace, a společnosti ZVVZ Machinery za poskytnuté materiály, bez nichž by tato práce nemohla být dokončena.

Dále bych chtěl poděkovat své rodině za morální i materiální pomoc během studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

## Obsah

Přehled použitých zkratk a symbolů.....	10
Úvod .....	11
1 Ventilátory.....	12
1.1 Rozdělení ventilátorů.....	12
1.1.1 Podle směru průtoku vzduchu .....	12
1.1.2 Další rozdělení ventilátorů .....	12
1.2 Radiální ventilátory .....	13
1.3 Radiální vysokotlaké ventilátory ZVVZ Machinery .....	14
1.3.1 Obecný popis ventilátoru RVM .....	14
1.3.2 Použití ventilátoru RVM .....	15
1.4 Ventilátor pro numerickou simulaci .....	15
1.5 Vlastnosti ventilátorů.....	16
1.5.1 Bezrozměrná čísla .....	16
1.6 Charakteristiky ventilátorů .....	17
1.7 Měření ventilátorů .....	20
1.7.1 Princip měření .....	20
1.7.2 Měřené veličiny.....	20
1.7.3 Příprava měření .....	21
1.7.4 Měření základních veličin .....	21
1.7.5 Schéma měřicí tratě na sání ventilátoru .....	23
1.7.6 Stanovení charakteristiky ventilátoru měřením na zkušebně .....	24
2 Teorie proudění .....	25
2.1 Rozdělení proudění.....	25
2.2 proudění reálných tekutin .....	26
2.2.1 Turbulentní proudění ( $Re \geq 10^5$ ) .....	26
2.3 Proudění v mezní vrstvě .....	27

2.4	Základní rovnice proudění tekutin.....	28
2.4.1	Stavová rovnice [9] .....	29
2.4.2	Rovnice kontinuity (zákon zachování hmotnosti) [9] .....	29
2.4.3	Pohybová rovnice [9] .....	29
2.4.4	Energetická rovnice (zákon zachování energie 2.7) [9].....	29
2.5	Proudění radiálním ventilátorem .....	30
3	CFD výpočty .....	31
3.1	Softwary pro CFD výpočty.....	32
3.1.1	ANSYS CFX.....	32
3.2	Numerické metody řešení .....	33
3.2.1	Metoda konečných objemů .....	33
4	Matematické modelování turbulentního proudění .....	34
4.1	Turbulentní modely .....	35
4.1.1	Turbulentní modely pro stacionární proudění .....	35
4.1.2	Turbulentní model SST K- $\omega$ .....	37
5	Numerický výpočet ventilátoru.....	37
5.1	Úprava geometrie .....	38
5.2	Tvorba výpočetní sítě .....	39
5.2.1	Zhodnocení kvality výpočetní sítě .....	43
5.3	Nastavení výpočtu v ANSYS CFX .....	43
5.3.1	Okrajové podmínky.....	44
5.3.2	Nastavení rozhraní mezi doménami („Interface“). .....	45
5.4	Průběh výpočtu .....	45
6	Vyhodnocení výsledků .....	45
6.1	Tvorba charakteristik .....	45
6.1.1	Základní charakteristika .....	46
6.1.2	Výpočet bezrozměrných parametrů.....	46



6.1.3	Bezrozměrná charakteristika .....	48
6.1.4	Porovnání charakteristik.....	49
6.2	Rozbor proudových polí .....	51
6.2.1	Rychlostní poměry ve ventilátoru .....	51
6.2.2	Jevy ovlivňující výkon ventilátoru .....	58
6.2.3	Rozbor tlakových polí .....	60
6.3	Úpravy pro zvýšení účinnosti .....	62
Závěr.....		63
Seznam obrázků .....		64
Seznam tabulek .....		66
Seznam grafů.....		66
Seznam použité literatury .....		67

## Přehled použitých zkratek a symbolů

veličina	rozměr	název
$p$	Pa	Tlak
$\dot{V}$	$m^3/s$	Objemový průtok vzduchu
$\Delta p$	Pa	Celkový dopravní tlak
$\eta$	-	Účinnost
$\rho$	$kg/m^3$	Hustota
$P_p$	W	Příkon
$D_2$	mm	Průměr oběžného kola
$n$	1/min	Otáčky ventilátoru
$b_2$	mm	Šířka oběžného kola
$p_a$	Pa	Atmosférický tlak
$t$	$^{\circ}C$	Teplota vzduchu na zkušebně
$\varphi$	%	Relativní vlhkost vzduchu
$g$	m/s	Gravitační zrychlení
$h_1, h_2$	m	výška hladiny v U-trubicí
$p_{c2}$	Pa	Celkový tlak na výtlačku ventilátoru
$p_{c1}$	Pa	Celkový tlak na sání ventilátoru
$w$	[m/s]	rychlost proudění
$L$	[m/s]	charakteristický rozměr
$\nu$	$[m^2/s]$	kinematická viskozita
$\rho$	$[kg/m^3]$	hustota tekutiny
$\eta$	$[kg/m.s]$	dynamická viskozita
$r$	J/kgK	plynová konstanta

## Úvod

V dnešní moderní době jsou na veškerá zařízení, která člověku zpříjemňují život, kladeny stále větší nároky, což se stále citelněji dotýká také průmyslu. Průmyslové ventilátory a proudové stroje obecně jsou pod drobnohledem hlavně z hlediska ekonomiky, ale i z hlediska hlučnosti a energetické náročnosti. Proto je naprosto nezbytné, aby podniky, které se zabývají touto problematikou, vynakládaly finanční i lidské zdroje na zdokonalování svého výzkumu a vývoje v oblasti proudových strojů.

Vývoj a konstrukce nového ventilátoru je zdoluhavý a nákladný proces, k němuž je potřeba mít informace nejen o parametrech proudícího media, ale hlavně je třeba znát charakter a chování proudění v konstruovaném ventilátoru. V minulosti, kdy ještě nebyly propracovány numerické metody, se vývoj ventilátorů, ale i jiných strojírenských zařízení, skládal z mnoha experimentů, které byly časově i finančně velice nákladné. V současnosti jsou hlavně díky vývoji výpočetní techniky na vzestupu numerické simulace pro výpočty pevností a deformací pomocí metody konečných prvků (MKP), ale i pro zjišťování proudových polí pomocí metody konečných objemů. Je třeba si uvědomit, že numerické simulace (byť jsou dnes již na velmi vysoké úrovni) nikdy nedokážou plně nahradit experimentální metody. Reálné proudění je totiž nahrazeno matematickým modelem, který bývá pro potřeby výpočtu zjednodušován. Experimentální metody mají své místo hlavně pro porovnání naměřených výsledků s výsledky získanými z numerické simulace.

Cílem této diplomové práce je vytvoření charakteristiky radiálního vysokotlakého ventilátoru firmy ZVVZ Machinery pomocí numerického výpočtu proudění v programu ANSYS CFX a její porovnání s výsledky získanými z experimentálního měření. V úvodní kapitole je nastíněna teorie ventilátorů s důrazem na radiální ventilátory. Před popisem charakteristik ventilátorů je třeba se seznámit s bezrozměrnými parametry, které jsou důležité pro tvorbu těchto charakteristik. Jelikož je princip tvorby charakteristik totožný při numerickém výpočtu i při experimentálním měření, je toto měření popsáno s využitím platných norem. Před samotným numerickým výpočtem je nutné nastudovat problematiku proudění, s důrazem na chování vzdušiny při průtoku radiálním ventilátorem.

Další kapitola uvede čtenáře do tajů numerické simulace proudění. V jejím úvodu je popsána metoda konečných objemů, jež se při těchto výpočtech používá. Důležitá je i znalost turbulentních modelů a oblastí jejich využití. Tato kapitola také obecně popisuje průběh CFD výpočtů, z jakých kroků se CFD výpočty skládají a jaká je oblast jejich využití.

Následně je možné přistoupit k vlastnímu numerickému výpočtu radiálního vysokotlakého ventilátoru. Jeho součástí je úprava geometrie, tvorba výpočetní sítě a zhodnocení její kvality, nastavení výpočtu v programu CFX a průběh daného výpočtu.

Po dokončení numerického výpočtu jsou v rámci vyhodnocení vyčísleny bezrozměrné parametry, díky nimž je následně vytvořena charakteristika počítaného radiálního ventilátoru. Tato charakteristika je následně porovnána s charakteristikou získanou z experimentálního měření. Součástí vyhodnocení je také rozbor proudových polí a komentář k negativním jevům vznikajících při proudění radiálním ventilátorem.

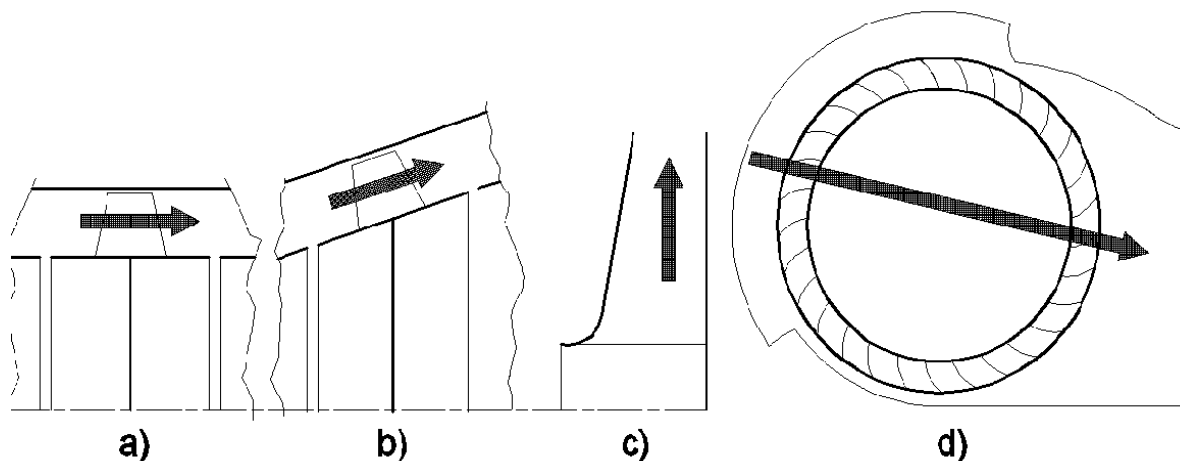
# 1 Ventilátory

Ventilátor je součástí téměř každého větracího a klimatizačního systému. Jedná se o rotační lopatkový stroj pro dopravu a stlačování plynů a par do tlaku 10 000 Pa. Ventilátory mají široké uplatnění ve všech oborech lidské činnosti. V průmyslu je lze nalézt v elektrárnách, teplárnách (dmýchání vzduchu do spalovacích komor, odsávání kouřových plynů), ale i v tunelech, metrech a dolech k jejich odvětrání. Hlavními parametry ventilátorů jsou celkový dopravní tlak, objemové množství vzduchu a příkon ventilátoru. [14]

## 1.1 Rozdělení ventilátorů

### 1.1.1 Podle směru průtoku vzduchu

Směr průtoku vzduchu je základním hlediskem pro rozdělení ventilátorů. Podle toho lze ventilátory rozdělit do čtyř skupin na: axiální, radiální, diagonální a diametrální. Jak je možno vidět z obrázku 1-1a u axiálních ventilátorů je směr průtoku vzdušiny na vstupu i na výstupu rovnoběžný s osou otáčení ventilátoru. U radiálních ventilátorů (obr. 1-1c) je směr na výstupu kolmý (odtud název radiální). Diagonální ventilátory (obr. 1-1b) mají výtlak z ventilátoru pod úhlem menším než 90°. Posledním případem je diametrální ventilátor, u kterého prochází vzdušina oběžným kolem přibližně ve směru kolmém (diametrálním). [14]



Obr. 1-1 Rozdělení ventilátorů podle směru průtoku vzduchu [14]

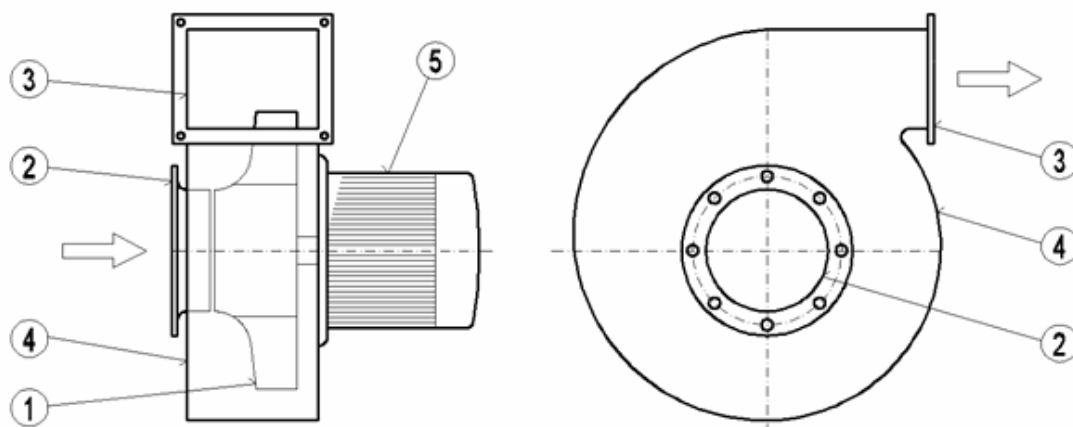
### 1.1.2 Další rozdělení ventilátorů

Jinou možností jak dělit ventilátory je počet stupňů, a to sice na jednostupňové a vícestupňové. Jeden stupeň axiálního ventilátoru se skládá z oběžného kola s rotorovými lopatkami a statoru se statorovými lopatkami. Někdy se také užívá rozdělení ventilátorů podle celkového dopravního tlaku na nízkotlaké (do 1 kPa), středotlaké (1 kPa – 3,5 kPa) a vysokotlaké (více než 3,5 kPa). Podle druhu pohonu rozeznáváme ventilátory poháněné elektromotorem, pneumatickým pohonem a ručním pohonem. V drtivé většině se k pohonu používá asynchronních elektromotorů. Dalším hlediskem je způsob přenosu energie, kde se vyskytují způsoby napřímo, na spojku a s převodovým ústrojím. [14]

## 1.2 Radiální ventilátory

Vzhledem k tomu, že hlavním cílem této práce je numerický výpočet radiálního ventilátoru, bude této kapitole podrobněji popsán.

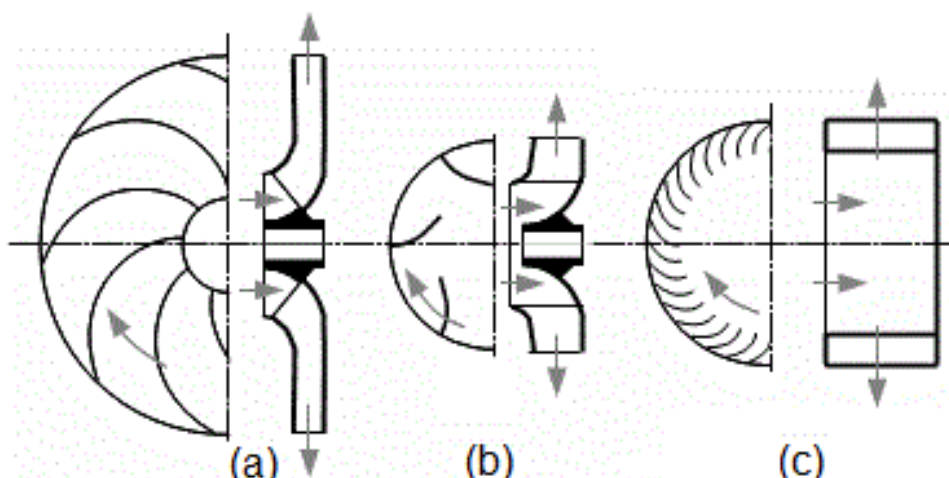
Radiální ventilátor (Obrázek 1-2) je asi nejrozšířenějším typem ventilátorů. Vzduch vstupuje do ventilátoru sacím hrdlem (2) v axiálním směru, ve spirální skříni (4) je urychlen oběžným kolem (1) a ventilátor opouští výtlačným hrdlem (3) ve směru radiálním. Typickým jevem u radiálních ventilátorů je poměrně velké zvýšení celkového tlaku. Ovšem při porovnání s axiálními ventilátory nejsou schopny přenést příliš vysoký objemový průtok vzduchu. [14]



Obr. 1-2 Radiální ventilátor [5]

Hlavní vliv na chování ventilátoru má oběžné kolo, převážně pak geometrie lopatek. Lopatky se mohou lišit tvarem, tloušťkou, délkou, nebo jejich počtem na oběžném kole. Dle tvaru oběžných lopatek se radiální ventilátory rozdělují do třech kategorií (viz obrázek 1-3) :

- Ventilátory s dozadu zahnutými lopatkami
- Ventilátory s radiálně zahnutými lopatkami
- Ventilátory s dopředu zahnutými lopatkami

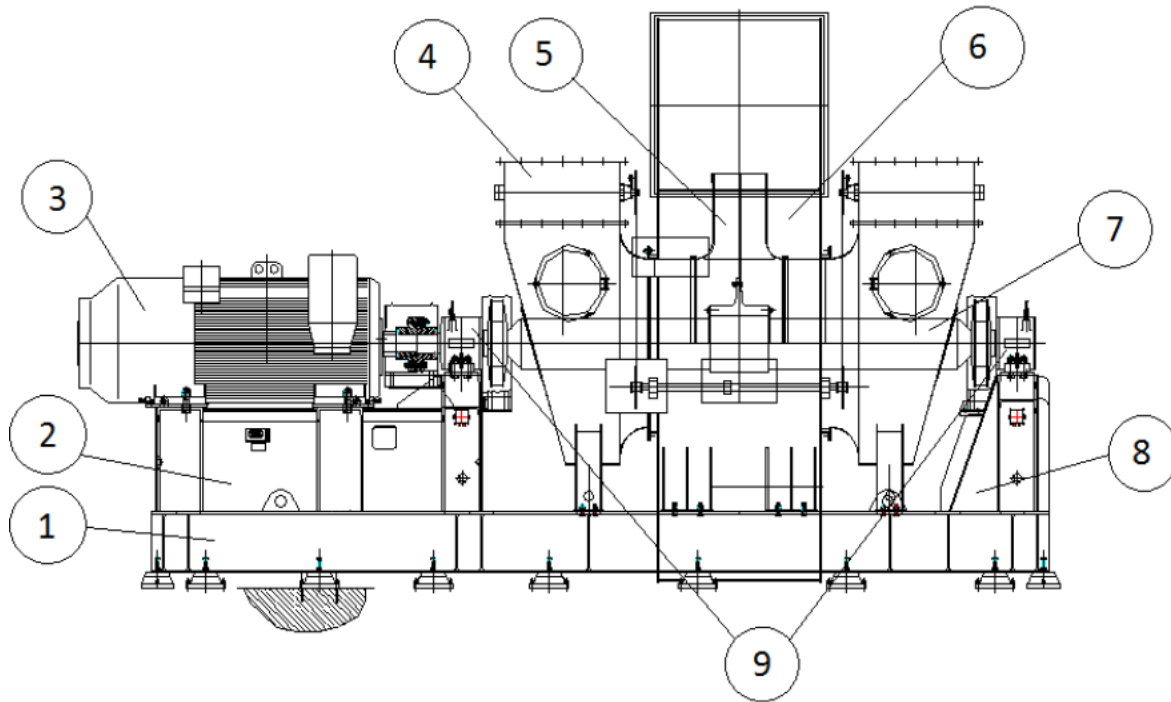


Obr. 1-3 Tvary oběžných lopatek radiálního ventilátoru [4]

### 1.3 Radiální vysokotlaké ventilátory ZVVZ Machinery

Tato kapitola byla vytvořena za pomoci podnikových podkladů ZVVZ Machinery a jejich katalogových listů.

Na následujícím Obr. 1-4 je uveden a popsán obecný vysokotlaký ventilátor firmy ZVVZ Machinery.



Obr. 1-4 Schéma ventilátoru [6]

1 – Rám; 2 -Podpěra pod motorem; 3 –Elektromotor; 4 – Sací skříň; 5 – Oběžné kolo; 6 – Spirální skříň; 7 – Hřídel; 8 – Podpěra pod ložisko.

#### 1.3.1 Obecný popis ventilátoru RVM

ZVVZ Machinery vyrábí radiální vysokotlaké ventilátory (RVM) jako jednostranně, nebo oboustranně sací ventilátory s průměry oběžného kola 1600, 2000 a 2500 mm. Tyto ventilátory lze spatřit jako průmyslové v elektrárnách, teplárnách, vápenkách, cementárnách, kamenolomech, filtračních zařízeních.

Tyto ventilátory jsou poháněny elektromotory přes pružnou spojku, vyrábějí se ve dvou provedeních. V normálním, nebo pancéřovém, což je ventilátor, který má zesílené oběžné kolo a spirální skříň s vyměnitelnou vložkou. Pro variabilitu výkonu tohoto ventilátoru je možné u jedné velikosti použít různých oběžných kol.

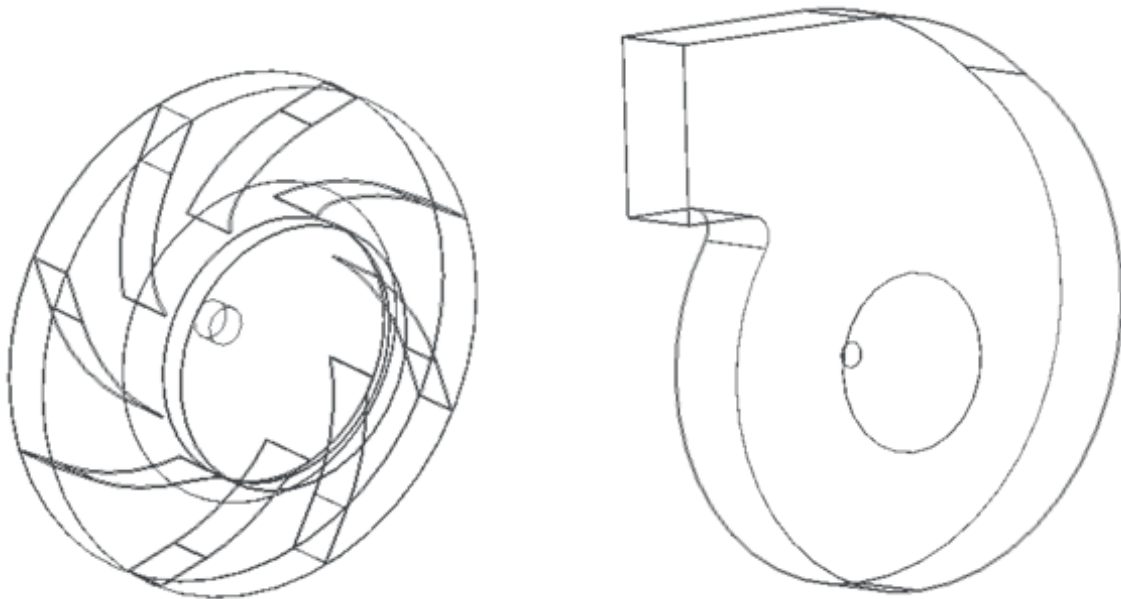
K dosažení požadovaného stálého průtoku jsou na sacích komorách namontovány regulační klapky, poháněné servopohonem. Hřídel ventilátoru je uložen ve valivých ložiskách, která jsou při teplotě vzdušiny nad 100°C chlazena chladícími kotouči. Spirální skříň je svařená a odvodněná vyvrtaným otvorem, nebo nátrubkem zaslepeným zátkou. [6]

### 1.3.2 Použití ventilátoru RVM

Ventilátory RVM klasického provedení lze využít pro dopravu čistých plynů, ventilátory pancéřovaného provedení i pro plyny s abrazivními částicemi. Tyto ventilátory nelze využít pro dopravu škodlivých a zapáchajících plynů, z důvodu jejich netěsnosti. Ventilátory lze provozovat pro plyny o teplotě -20°C až +400°C.

### 1.4 Ventilátor pro numerickou simulaci

Na Obr. 1-5 je uveden zadaný model oběžného kola a spirální skříň ventilátoru pro numerický výpočet charakteristiky. Jedná se o radiální ventilátor s oběžným kolem opatřeným dozadu zahnutými lopatkami. Ventilátor je zadán firmou ZVVZ Machinery. Konkrétně se jedná o radiální vysokotlaký jednostranně sací ventilátor s oběžným kolem o průměru 2500 mm.



Obr. 1-5 Oběžné kolo a spirální skříň zadaného ventilátoru [6]

## 1.5 Vlastnosti ventilátorů

Mezi veličiny, které charakterizují chování ventilátoru, patří:

### a) Objemový průtok $\dot{V}$ [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

Jedná se o množství vzduchu, které je ventilátor schopen přepravit. Většinou se udává pro hustotu vzduchu  $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ . Pohybuje se v rozmezí  $0,015 \text{ m}^3/\text{s}$  až po cca  $300 \text{ m}^3/\text{s}$ , a to podle druhu ventilátoru.

### b) Celkový dopravní tlak $\Delta p_c$ [Pa]

Zajišťuje průtok vzduchu sítí. Pro překonání tlakové ztráty potrubního systému a vřazených elementů (odporů) slouží statická složka tlaku. Navíc je třeba počítat se stlačitelností vzduchu. Ta se zohledňuje především u vysokotlakých ventilátorů, u nízkotlakých a středotlakých se zanedbává. Celkový dopravní tlak je rozdíl mezi celkovým tlakem na výstupu z ventilátoru a celkovým tlakem na vstupu do oběžného kola ventilátoru:

$$\Delta p = p_2 - p_1 \text{ [Pa]} \quad (1.1)$$

### c) Příkon ventilátoru

Výkon ventilátoru je dán součinem průtoku a celkového dopravního tlaku

$$P = \dot{V} \cdot \Delta p \text{ [W]} \quad (1.2)$$

Příkon se stanoví z výkonu ventilátoru  $P$  a celkové účinnosti  $\eta_c$ , která je definována jako poměr mezi výkonem a příkonem ventilátoru.

$$P_p = \frac{P}{\eta_c} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta_c} \text{ [W]} \quad (1.3)$$

### 1.5.1 Bezrozměrná čísla

Při navrhování a konstruování ventilátorů se využívá mechanické podobnosti. To znamená, že při konstruování ventilátoru lze využít poznatky z ventilátoru geometricky a aerodynamicky podobného. Využívají se pro to bezrozměrná (podobnostní) čísla. Základními parametry pro jejich stanovení jsou: průměr oběžného kola  $D_2$ , šířka kola  $b_2$ , otáčky  $n$ , obvodová rychlost  $u_2$ , dopravované množství vzduchu  $\dot{V}$ , dopravní tlak  $\Delta p$ , hustota  $\rho$ , a celková účinnost  $\eta_c$ .



- Tlakové číslo  $\psi$

$$\psi = \frac{\Delta p_c}{\frac{\pi^2}{2} \cdot \rho \cdot D_2^2 \cdot n^2} \quad [-] \quad (1.4)$$

- Průtokové číslo  $\varphi$

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{\frac{n^2}{4} \cdot D_2^3 \cdot n} \quad [-] \quad (1.5)$$

- Výkonové číslo  $\lambda$

$$\lambda = \frac{\varphi \cdot \psi}{\eta_c} \quad [-] \quad (1.6)$$

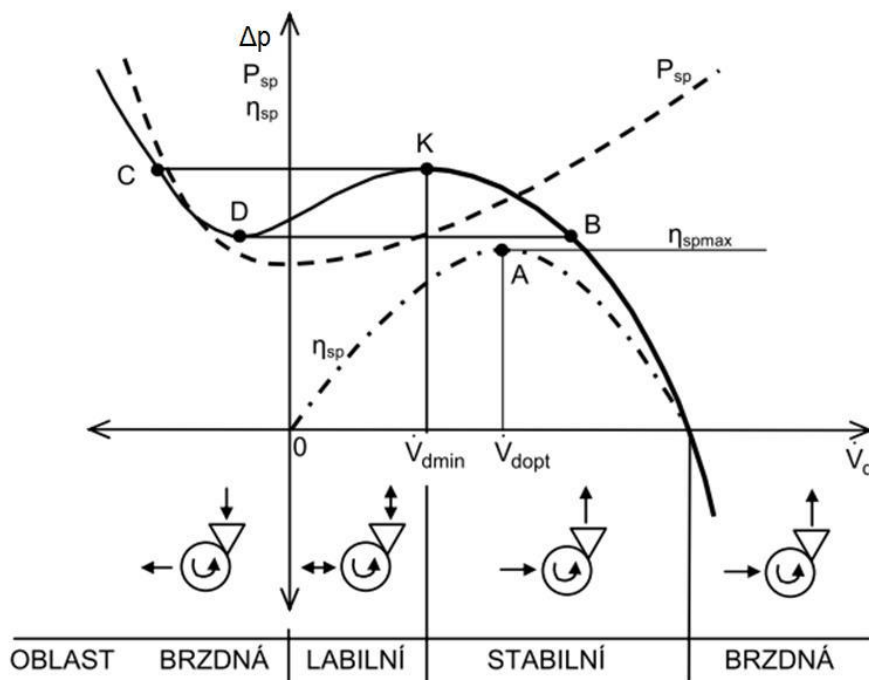
- Velikostní číslo  $\delta$

$$\delta = \frac{D_2}{d'_2} \quad [-] \quad (1.7)$$

## 1.6 Charakteristiky ventilátorů

Charakteristika ventilátoru je křivka závislosti mezi vyvozeným celkovým tlakem a objemovým průtokem. Takováto charakteristika se nazývá *tlaková*. Dále se můžeme setkat ještě s charakteristikou účinnosti a příkonovou. Charakteristické křivky jsou určeny měřením a výrobce je udává v katalogovém listu ventilátoru. Obvykle jsou vlastnosti ventilátorů udávány pro určitý stav vzduchu ( $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ ) a otáčky  $n$ .

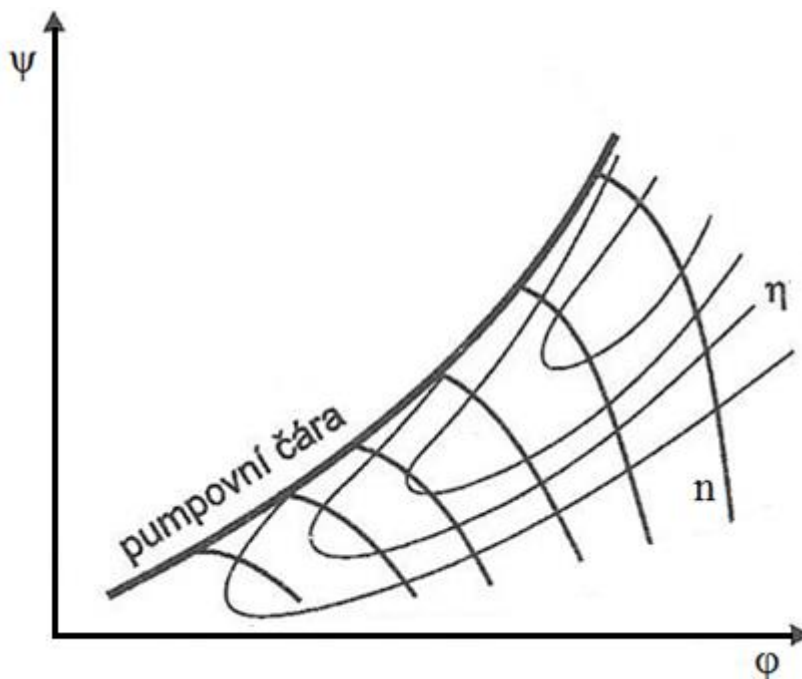
Na obrázku 1-6 je uvedena obecná tlaková charakteristika ventilátoru. Uvedená charakteristika je rozdělena do čtyř stavů, jež mohou u ventilátoru nastat.



Obr. 1-6 Obecná charakteristika ventilátoru [4]

Bod  $K$  (mez stability) v prvním kvadrantu je bod, který rozděljuje charakteristiku na stabilní a labilní oblast. Ve stabilní oblasti je ventilátor schopen reagovat na měnící se odběr plynu. Jestliže se pohybujeme v blízkosti tohoto bodu a zároveň se náhle sníží průtok za mez stability, už se průtok samovolně nevrátí do pracovního bodu. Pokud se ventilátor dostane do labilní oblasti, dochází u něj k nestabilnímu provozu („Pumpáži“). Dosáhne-li ventilátor bodu  $K$ , přeskočí do bodu  $C$  a proud vzduchu se otočí, jelikož se vytvoří zpětný proud. Tlak v soustavě následně klesá, než dosáhne bodu  $D$ , ze kterého ventilátor přeskočí zpět do prvního kvadrantu do bodu  $B$ . Tento stav, je nežádoucí, neboť výrazně zvyšuje hlučnost ventilátoru. A to hlavně z toho důvodu, že se tento proces opakuje s vysokou frekvencí. Do výše popsaného stavu se ovšem ventilátor v běžném provozu nedostává a je tedy pro konstrukci ventilátorů nejpodstatnější oblast stabilní v prvním kvadrantu. Vzhledem ke konstrukci ventilátoru je nejideálnější, aby ventilátor pracoval v „návrhovém bodě“  $A$ . Je to bod, v němž má ventilátor nejvyšší možnou účinnost.

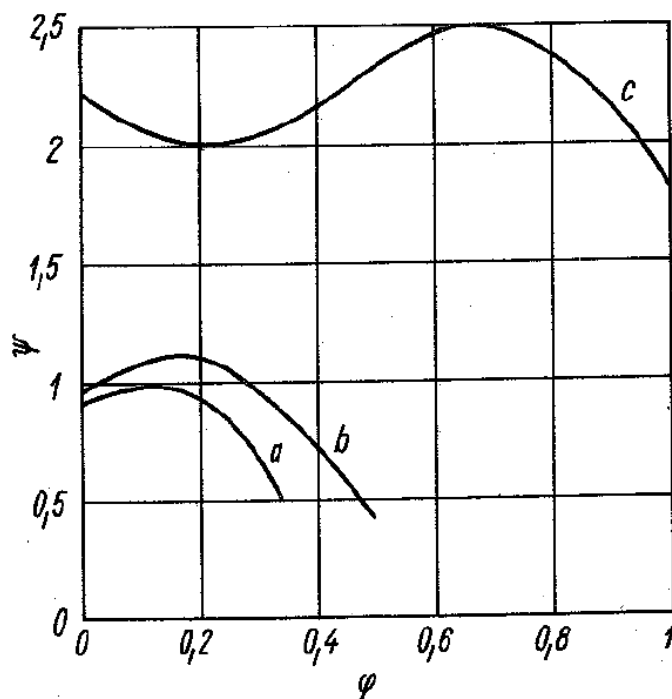
Výše uvedená charakteristika má nevýhodu v tom, že je změřena pro jeden konkrétní stav vzduchu. Pokud by se tento stav změnil, potom by se změnil při stejných otáčkách i průtok ventilátorem. Vytvoření charakteristiky ventilátoru pro všechny možné stavy vzduchu je nemožné, proto se v praxi používají bezrozměrné (univerzální) charakteristiky. Taková charakteristika je znázorněna na obrázku 1-7.



Obr. 1-7 Bezrozměrná charakteristika ventilátoru [7]

Jsou zde vidět křivky pro konstantní otáčky i křivky účinností. Na charakteristice je vyznačena hranice stability (pumpovní čára), která ohraničuje oblast nestabilního provozu ventilátoru (vysvětleno v předchozím odstavci).

Na následujícím obrázku 1-8 jsou uvedeny bezrozměrné charakteristiky radiálních ventilátorů s dopředu zahnutými lopatkami (křivka c), radiálně ukončenými lopatkami (křivka b) a s dozadu zahnutými lopatkami (křivka a).



Obr. 1-8 Bezrozměrné charakteristiky radiálních ventilátorů [1]

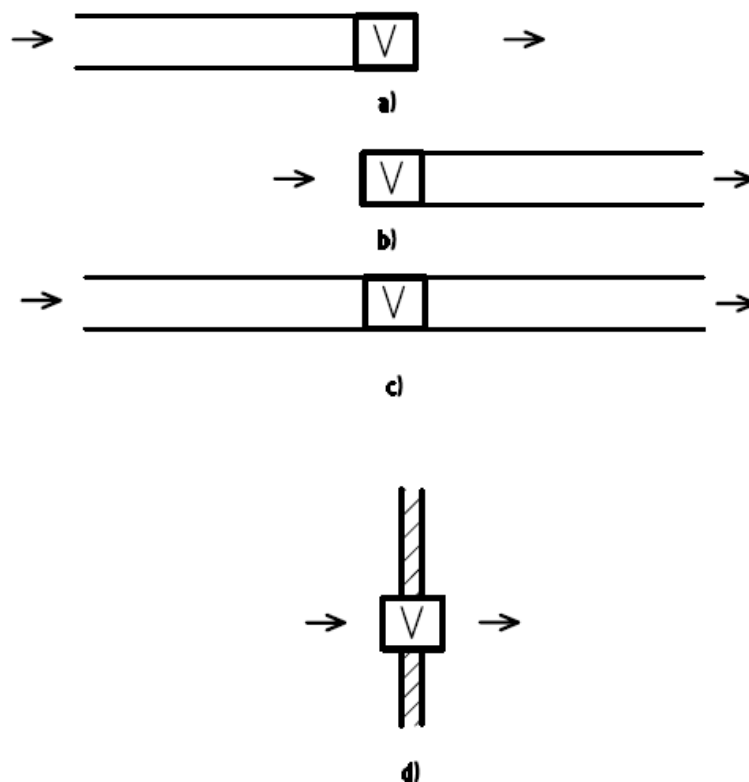
## 1.7 Měření ventilátorů

Vzhledem k tomu, že numerický výpočet radiálního ventilátoru, počítaný v této práci, bude porovnán s naměřenými hodnotami na zkušebně ZVVZ Machinery, bude v této kapitole stručně popsáno měření ventilátorů. Tvorba charakteristik z hodnot získaných z numerického výpočtu je totožná jako při tvorbě charakteristik během experimentálního měření.

Měření ventilátorů se provádí dle platných norem, konkrétně dle normy ČSN 12 3061, nebo dle mezinárodní normy ČSN EN ISO 5802.

### 1.7.1 Princip měření

Měřený objekt (ventilátor) je umístěn v měřicí trati (potrubním systému). Dle normy ČSN 12 3061 je možné umístění v měřicí trati na sání ventilátoru (obrázek 1-9 a), na výfuku ventilátoru (obrázek 1-9 b), na sání i výfuku (obrázek 1-9 c), nebo ve stěně (obrázek 1-9 d). Z měřicí trati jsou vyvedeny vývody pro měření tlaku a teploty. Dále měřicí trať obsahuje ústrojí pro měření průtoku, a regulátor průtoku (clona). Během měření se regulátorem mění velikost průtoku, který ventilátor vyvine, a celkový tlak.



Obr. 1-9 Umístění ventilátoru v měřicí trati [1]

### 1.7.2 Měřené veličiny

Měřením ventilátorů se zpravidla zjišťují následující veličiny:

- Objemový průtok vzdušiny ventilátorem
- Celkový tlak ventilátoru
- Měrná hmotnost vzdušiny

- d) Příkon ventilátoru
- e) Účinnost ventilátoru
- f) Otáčky ventilátoru

Dále se ještě v blízkosti ventilátoru zjišťují hodnoty tlaku, teploty, vlhkosti vzdušiny a chemického složení vzdušiny. Tyto hodnoty se měří v blízkosti ventilátoru, v místech jim určených.

### 1.7.3 Příprava měření

Před vlastním měřením je potřeba vykonat některé přípravné práce, k nimž patří např. opatření dokumentace zařízení a měřeného ventilátoru (případně jeho charakteristiku, je-li změřená z prototypu), volba metodiky měření, kreslení schématu měřicí tratě, zapojení přístrojů a příprava zápisu měření. Další přípravnou operací je umístění a zapojení měřících přístrojů, zajištění jejich klidové polohy a údržba (kontrola náplně kapalinových manometrů atd.)

Před měřením je třeba dále zkontrolovat stav ventilátoru a potrubí, případně odstranit závady, které by mohly nepříznivě ovlivnit měření (např. netěsnosti atd.). Poté je také potřeba zaznamenat podmínky, v nichž bude měření probíhat. Jedná se hlavně o tyto tři hodnoty:

- Atmosferický tlak  $p_a$  [Pa]
- Teplota vzduchu ve zkušebně  $T$  [°C]
- Relativní vlhkost vzduchu  $\varphi$  [%]

Jelikož se při měření postupuje tak, že se stanoví uvedené veličiny při ustáleném stavu pro různé hodnoty průtoku, musí se zajistit ustálený stav ventilátoru, měřících přístrojů a ostatních zařízení, v nichž měřený ventilátor pracuje. Časový úsek potřebný k ustálení je u každého zařízení individuální. Výsledky měření se znázorňují graficky tzv. charakteristikami. (viz kap 1.6).

Pokud je proudění závislé na čase, musí se během měření odečítat referenční údaj v kontrolním bodě (vzhledem k delší době měření), jenž nesmí kolísat v mezích  $\pm 5\%$ . Při překročení této meze je třeba sondáž opakovat, případně sondáž přepočítat dle změny referenčního údaje. Referenční údaj je hodnota závislejší na průtoku (např. dynamický tlak v potrubí). Tento referenční údaj se zjišťuje, abychom mohli vyloučit případné kolísání průtoku.

### 1.7.4 Měření základních veličin

#### a) Otáčky ventilátoru

Otáčky ventilátoru se měří otáčkoměry a čítači otáček. Další možností je použití stroboskopů, nebo jiných přístrojů, které udávají okamžitou frekvenci otáček.

#### b) Tlakové rozdíly

Používá se U-trubice, která je naplněná lihem, vodou, nebo rtutí. Tato U-trubice se používá pro měření tlakových rozdílů větších než 1000 Pa. Měří se rozdíly tlaku  $p_1$  a  $p_2$ , jež jsou přivedeny k ramenům trubice. Tento rozdíl se vypočítá dle následujícího vztahu:

$$p_1 - p_2 = (h_1 - h_2 \cdot g \cdot \rho) \quad (1.8)$$

kde  $h_1$  a  $h_2$  jsou výšky hladiny v ramenou U-trubice

### c) Statický tlak vzdušiny

Statický tlak je snímán sondou (případně trubičkou), která je zavedená ve stěně potrubí. Od trubičky zavedené ve stěně se vede hadička k manometru, kterým se měří tlak. Pro zajištění větší přesnosti je možné po obvodu potrubí vytvořit více odběrových míst, které lze spojit prstencem (hadičkou), v němž se tlaky vyrovnají. Průřez tohoto prstence  $S$  musí být větší, než je součet průřezů všech odběrových otvorů  $S_i$

### d) Dynamický tlak vzdušiny

Dynamický tlak  $p_d$  se spočítá z rozdílu dvou tlaků, jež mají vztah k celkovému a statickému tlaku. Tyto tlaky se nejčastěji měří sondami (např. Prandtlova)

### e) Barometrický tlak

Měří se na zkušebně a používá se rtuťový staniční barometr, z něhož se odečítá s přesností na 10 Pa.

### f) Relativní vlhkost vzduchu

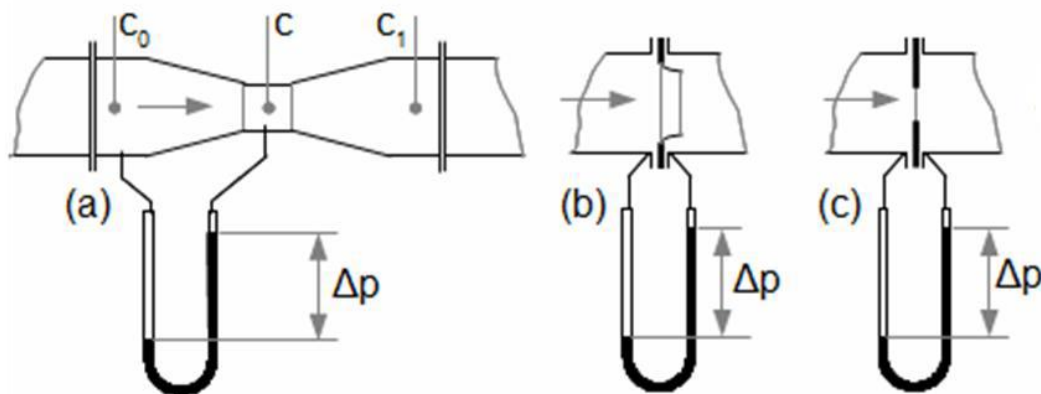
Vlhkost se měří aspiračním psychrometrem nebo hygrometrem. U psychrometru se určuje parciální tlak vodní páry nepřímo z teploty mokrého teploměru a z teploty suchého teploměru [2].

### g) Teploty

Při zkoušení ventilátorů se měří několik druhů teplot. A to sice teplota atmosférického vzduchu, která se měří teploměrem umístěným před sacím ústím ventilátoru. Další měřenou teplotou je teplota v potrubí, která se měří teploměrem zasunutým v otvoru potrubí.

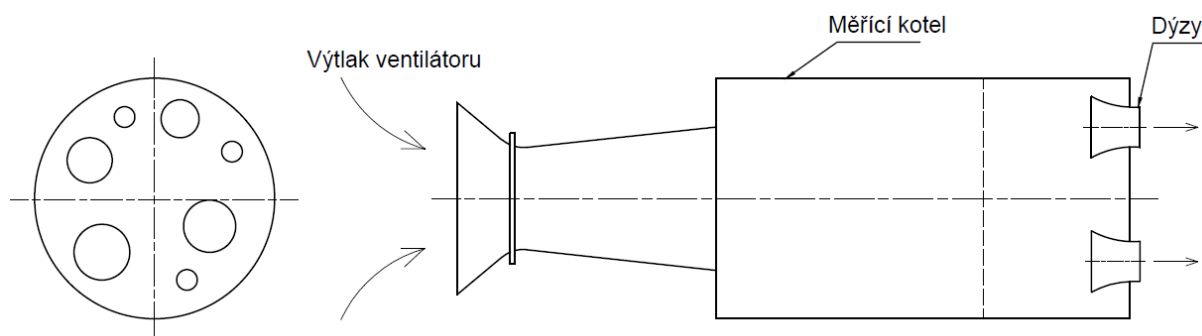
### h) Objemový průtok

Existuje několik způsobů k měření objemového průtoku vzduchu. Nejčastější je způsob pomocí tzv. proudových měřidel, které pracují na principu diference tlaků. Tato diference je způsobena škrťacím elementem. V zúženém místě tohoto škrťacího elementu se zvyšuje rychlost proudění a snižuje statický tlak. Díky tomuto měření je možné určit rychlost proudění i průtok škrťacím ventilem. K samotnému škrcení se používá clona, dýza, nebo Venturiho trubice. Tyto tři metody jsou naznačeny na obrázku 1-10.



Obr. 1-10 Proudová měřidla: a) Venturiho trubice; b) Dýza; c) Clona [4]

S ohledem na tlakové ztráty, pořizovací cenu a náchylnost na opotřebení je nejvhodnější použití dýzy. Tato metoda je popsána v normě ČSN 12 3061. Ventilátor je napojen na měřicí kotel, což je vzduchotěsná nádoba velkého průměru. Na přední straně měřicího kotle jsou zabudovány dýzy různých průměrů. Otevřením vhodné kombinace dýz je možné měnit odporovou charakteristiku ventilátoru. Tento princip je naznačen na Obr. 1-11.



Obr. 1-11 Napojení ventilátoru na měřicí kotel

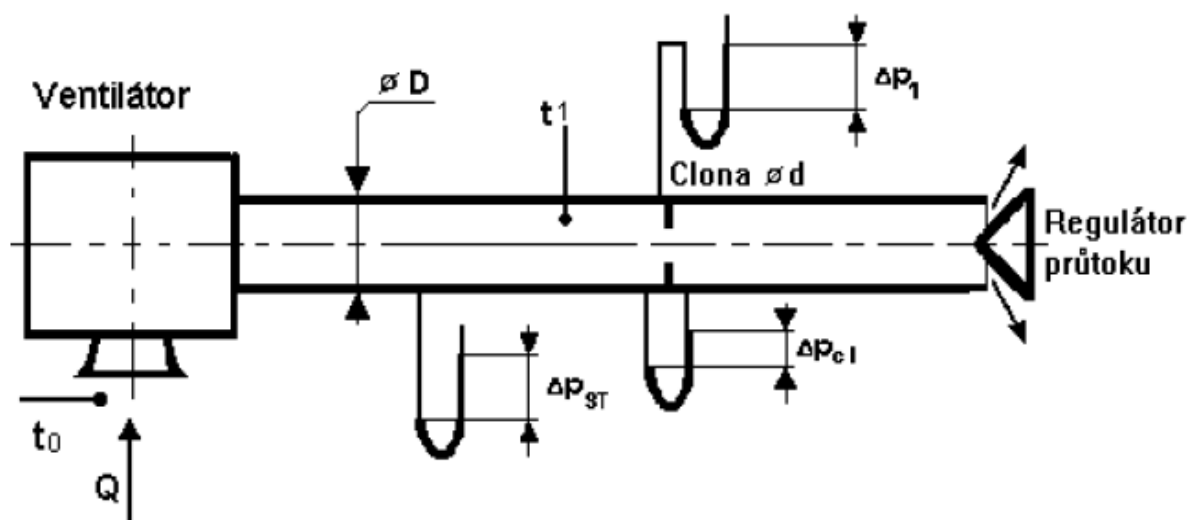
### i) Celkový tlak ventilátoru

Celkový tlak je  $\Delta p_{cv}$  je dán rozdílem tlaků na výtlaku  $p_{c2}$  a na sání ventilátoru  $p_{c1}$

$$\Delta p_{cv} = p_{c2} - p_{c1} \quad (1.9)$$

### 1.7.5 Schéma měřicí tratě na sání ventilátoru

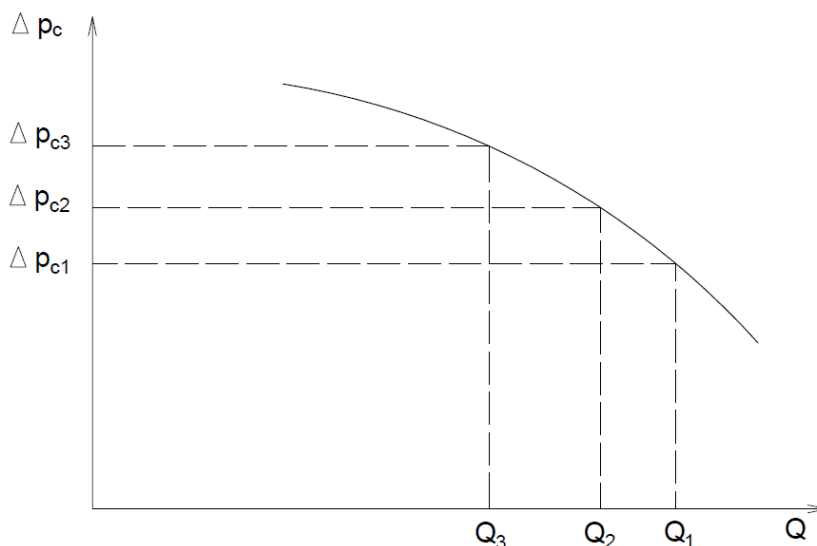
Na Obr. 1-12 je vidět schéma měřicí tratě na výtlaku ventilátoru. Za ventilátorem je otvor pro odběr statického tlaku vyvozeného ventilátorem. Následuje teploměr pro měření teploty. Na konci měřicí tratě je regulátor průtoku.



Obr. 1-12 Schéma měřicí tratě na výtlačku ventilátoru [4]

### 1.7.6 Stanovení charakteristiky ventilátoru měřením na zkušebně

Jak již bylo popsáno v kapitole 2.4 charakteristika ventilátoru, je grafické znázornění závislosti celkového tlaku průtoku. Jednotlivé body charakteristiky jsou vztaženy na stejnou hustotu a konstantní otáčky ventilátoru. Samotná charakteristika (obrázek 1-13) získaná měřením je křivka proložená jednotlivými naměřenými body, jež jsou výsledkem měření při měněném odporu sítě



Obr. 1-13 Princip tvorby charakteristiky

Nejprve se změří první bod na charakteristice pro zcela otevřený regulátor. Jedná se o bod s nejvyšším průtokem a nejnižším celkovým tlakem. Poté se postupným přivíráním regulátoru změří další body charakteristiky. Posledním naměřeným bodem je bod při nulovém průtoku a maximálním celkovém tlaku. Čím více bodů bude naměřeno, tím přesnější bude výsledná charakteristika.



V každém bodě charakteristiky je nutné provést několik čtení měřených veličin. Dle ČSN 12 3061 jsou doporučeny tyto intervaly mezi čteními:

Barometrický tlak	- na začátku a na konci měření
Diferenční tlak clonky	- cca 2,5 min
Teplota před clonkou	- cca 5 min
Příkon	- cca 2,5 min

## 2 Teorie proudění

Cílem této kapitoly je seznámení s prouděním tekutin a základními rovnicemi, které ho popisují převážně při proudění laminárním. V praxi se ovšem častěji vyskytuje turbulentní proudění. Oproti laminárnímu proudění se turbulentní proudění chová jinak a rovnice, které toto proudění popisují, musejí být časově ustředěny.

### 2.1 Rozdělení proudění

Každé proudění tekutin lze rozdělit z hlediska kinematiky, nebo dle fyzikálních vlastností dané tekutiny.

Z hlediska kinematiky lze proudění dělit dle:

Prostorového uspořádání:

- Prostorové (3D)
- Rovinné (2D)
- Jednorozměrné (1D)

Časové závislosti:

- Nestacionární (neustálené) – proudění je závislé na čase  $v = v(t)$
- Stacionární (ustálené) – proudění je na čase nezávislé  $\partial/\partial t = 0$

Dle fyzikálních vlastností tekutiny lze proudění dělit na:

- Ideální (nevazké) - Potenciální  
- Vířivé
- Reálné (vazké) - Laminární  
- Přejídnové  
- turbulentní

## 2.2 proudění reálných tekutin

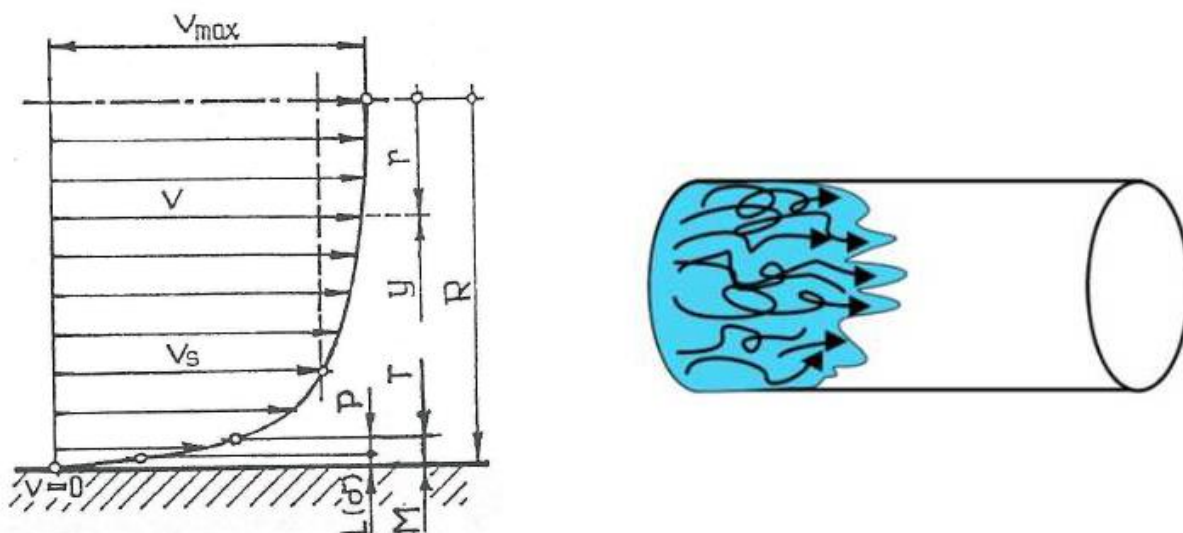
Jak již bylo zmíněno v předešlé kapitole, proudění reálných tekutin se dělí na laminární, přechodové a turbulentní proudění. Rychlost proudění, geometrie (tvar) v níž tekutina proudí a fyzikální vlastnosti ovlivňují, o které proudění se jedná. Tyto parametry jsou seskupeny do Reynoldsova čísla, jež je popsáno rovnicí 3.1

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu} = \frac{w \cdot l \cdot \rho}{\eta} \quad [-] \quad (2.1)$$

kde:	w	[m/s]	rychlost proudění
	L	[m]	charakteristický rozměr
	$\nu$	[m <sup>2</sup> /s]	kinematická viskozita
	$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota tekutiny
	$\eta$	[kg/m.s]	dynamická viskozita

### 2.2.1 Turbulentní proudění ( $Re \geq 10^5$ )

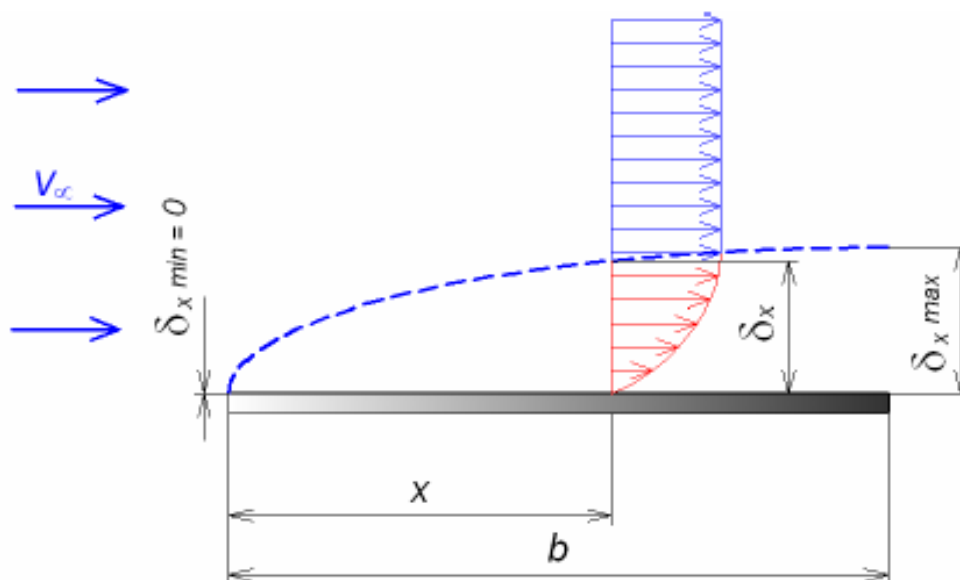
Při turbulentním proudění se částice proudu pohybují napříč průřezem a promíchávají se mezi sebou. Částice mají kromě vlastní rychlosti i flukтуаční (turbulentní) složku rychlosti. Na Obr. 2-1 je znázorněn rychlostní profil turbulentního proudění.



Obr. 2-1 Turbulentní proudění [8]

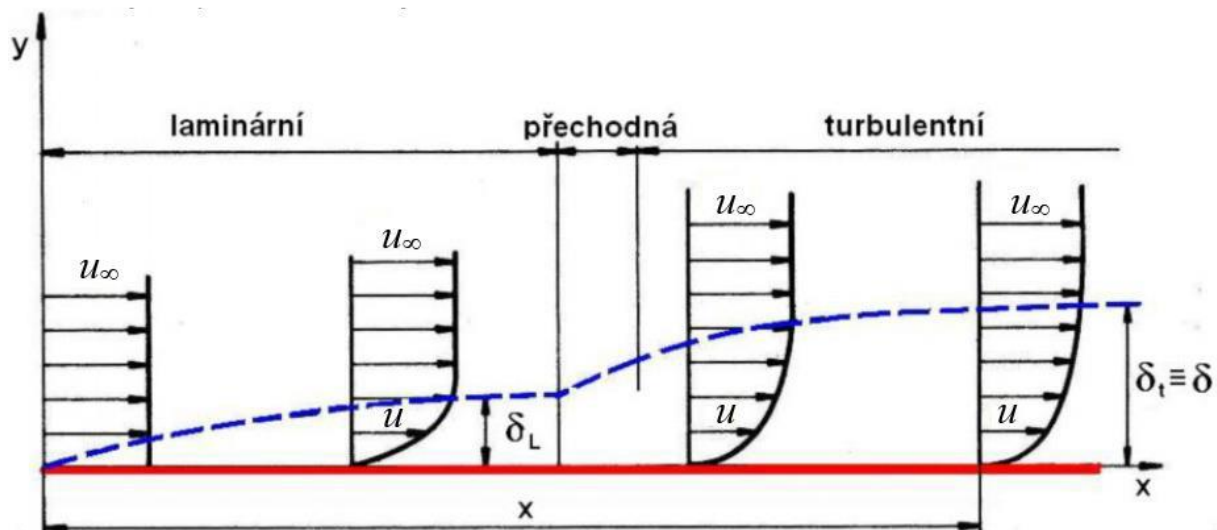
### 2.3 Proudění v mezní vrstvě

Vlivem viskozity kapaliny vzniká při proudění kolem pevného tělesa mezní vrstva. Rychlost proudění  $w_f$  v této mezní vrstvě klesá až na nulovou hodnotu na stěně (Obr. 2-2). To je zapříčiněno třením nejbližší okolní vrstvy. Tloušťka mezní vrstvy  $\delta_x$  je vzdálenost vrstvy s rychlostí hlavního proudu  $w_f$  k povrchu obtékaného tělesa. Na Obr. 2-2 je vidět růst mezní vrstvy od náběžné hrany ( $\delta_x = 0$ ) k odtokové hrabě obtékaného tělesa ( $\delta_x = \max$ ).



Obr. 2-2 Proudění v mezní vrstvě [11]

Mezní vrstva je složena ze tří vrstev podle vzdálenosti od pevné stěny. První vrstva, která sousedí přímo s pevnou stěnou, se nazývá *viskózní (laminární) podvrstva*, proudění je zde laminární a molekulární viskozita má dominantní vliv na proudění. Vnější část mezní vrstvy se označuje jako *plně turbulentní vrstva*, zde již molekulární viskozita ztratila vliv a proudění řídí turbulence. Mezi laminární podvrstvou a plně turbulentní vrstvou se vyskytuje *přechodová vrstva*, někdy označována také jako *logaritmická vrstva*, kde se jak viskozita, tak i turbulence uplatňují rovnocenně. [12]



Obr. 2-3 Mezní vrstva na desce [13]

Částice tekutiny před deskou mají konstantní směr i rychlost  $u_\infty$ , v blízkosti stěny jsou zpomalovány částicemi pomalejšími u povrchu obtékaného tělesa a část jejich kinetické energie se mění na teplo. V této oblasti existuje gradient rychlosti (změna rychlosti) a platí následující nerovnost (2.2).

$$\frac{\partial u}{\partial y} \neq 0 \quad (2.2)$$

Pro další kategorizaci je nutné zavést Reynoldsovo číslo  $Re_x$  (2.2). Označení veličin je patrné z Obr. 2-3. V určité vzdálenosti od náběžné hrany již nejsou rychlostní profily závislé na vzdálenosti  $x$  a jsou podobné. Na začátku desky vzniká laminární mezní vrstva (při nulové turbulenci), která při dosažení hodnoty  $Re_x = 10^5$  přechází v turbulentní mezní vrstvu s laminární podvrstvou. Mezi těmito dvěma vrstvami existuje ještě přechodná vrstva. Pokud na počátku desky existuje turbulence, pak vzniká turbulentní mezní vrstva již od náběžného bodu.

$$Re_x = \frac{u_\infty \cdot x}{\nu} \quad (2.3)$$

## 2.4 Základní rovnice proudění tekutin

Každé medium je určeno čtyřmi stavovými parametry:

- 1) Tlak [Pa]
- 2) Hustota [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
- 3) Rychlost [m/s]
- 4) Teplota [K]

Abychom mohli stanovit neznámé stavové parametry, je nutné znát tzv. bilanční rovnice:

### 2.4.1 Stavová rovnice [9]

Stavová rovnice (2.4) udává vztah mezi  $p$ ,  $v$ ,  $T$  a má následující tvar:

$$\text{Pro ideální plyn:} \quad \frac{p}{\rho} = r \cdot T \quad (2.4)$$

Kde  $r$  je plynová konstanta (pro vzduch  $r_{vzd} = 287,04 \text{ J/kgK}$ )

$$\text{Pro reálný plyn:} \quad \rho = \text{konst.}$$

### 2.4.2 Rovnice kontinuity (zákon zachování hmotnosti) [9]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + w_k \frac{\partial(\rho w_k)}{\partial k} = 0 \quad (2.5)$$

### 2.4.3 Pohybová rovnice [9]

Pohybová rovnice (Navier – Stokesova rovnice 2.6) je odvozena ze zákona zachování hybnosti.

$$\underbrace{\frac{\partial w_i}{\partial t}}_1 + w_k \underbrace{\frac{\partial w_i}{\partial k}}_2 = \underbrace{R_i}_3 - \underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial i}}_4 + \underbrace{v \frac{\partial^2 w_i}{\partial k^2}}_5 + \underbrace{\frac{1}{3} v \frac{\partial}{\partial i} \left( \frac{\partial w_k}{\partial k} \right)}_6 \quad (2.6)$$

- kde:
- 1 lokální zrychlení
  - 2 vnitřní setrvačné zrychlení
  - 3 vnější setrvačné zrychlení
  - 4 zrychlení od setrvačných sil
  - 5 zrychlení vlivem třecích sil bez ohledu na setrvačnost
  - 6 zrychlení vlivem třecích sil s ohledem na setrvačnost

### 2.4.4 Energetická rovnice (zákon zachování energie 2.7) [9]

$$\underbrace{\frac{dh}{dt} - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt}}_1 = \underbrace{\frac{\tau_{kl}}{\rho} \frac{\partial w_k}{\partial l}}_2 - \underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial q_k}{\partial k}}_3 + \underbrace{\frac{q_v}{\rho}}_4 \quad (2.7)$$

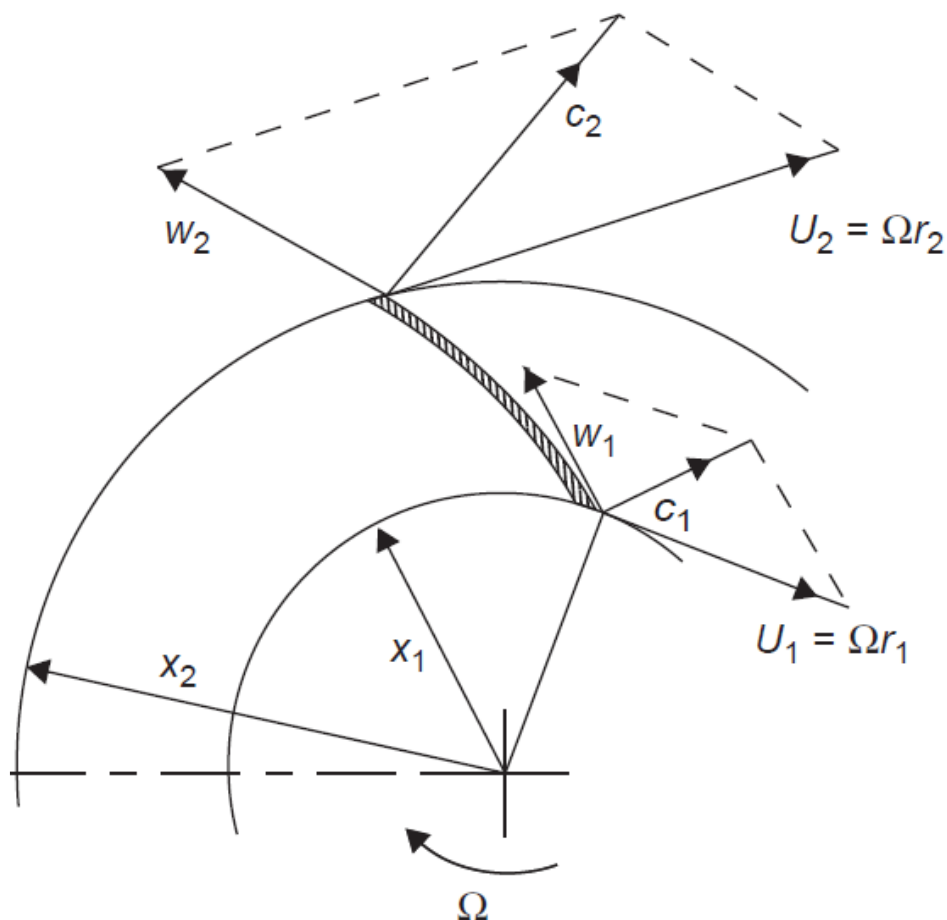
- kde:
- 1 změna energie
  - 2 člen představující disipaci
  - 3 člen představující difúzi
  - 4 člen představující produkci

## 2.5 Proudění radiálním ventilátorem

Na Obr. 2-4 je znázorněna lopatka (dozadu zakřivená) oběžného kola radiálního ventilátoru, které se otáčí rovnoměrně obvodovou rychlostí  $u$  při úhlové rychlosti  $\omega$ . Vzdušina je pohybem této lopatky vytlačována z oběžného kanálu (prostor mezi lopatkami). Do oběžného kola pak vstupuje nová vzdušina absolutní rychlostí  $c_1$ . Z těchto poznatků plyne vztah pro obvodovou rychlost:

$$u_1 = \omega \cdot r_1 \quad (2.8)$$

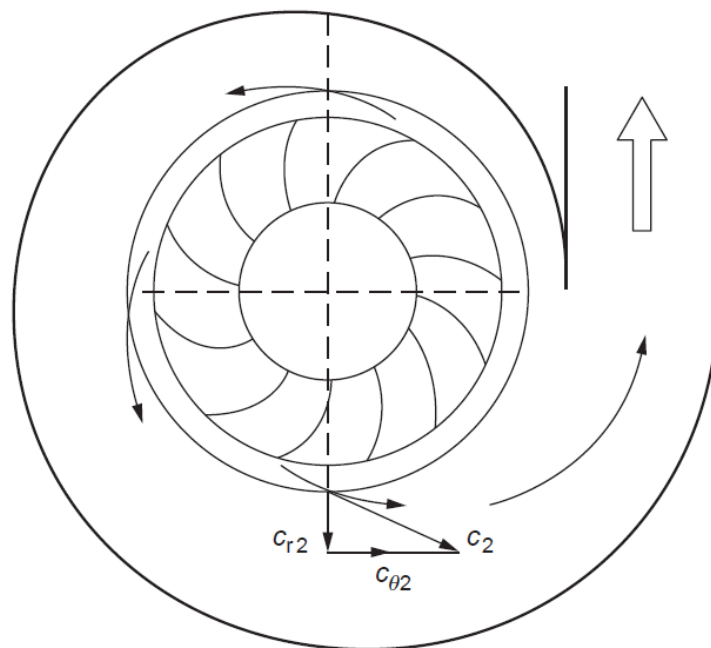
Absolutní rychlost na vstupu do oběžného kola je pak výslednicí složek  $u_1$  a  $w_1$ .



Obr. 2-4 Rychlosti na vstupu a výstupu z oběžného kola ventilátoru [18]

Úhel zakřivení začátku lopatky určuje směr relativní rychlosti  $w_1$ . Na výstupu z oběžného kola jsou následující rychlostní poměry: výsledná výstupní absolutní rychlost  $c_2$  je složena z obvodové rychlosti  $u_2$  relativní rychlosti na výstupu  $w_2$ .

U rotačních strojů je ještě zvykem rozkládat absolutní rychlost  $c$  radiální (meridiánovou) složku  $c_r$  a na obvodovou (tangenciální) složku  $c_\theta$ . Tento rozklad je naznačena na Obr. 2-5, kde je výstupní absolutní rychlost z oběžného kola (Vstupní rychlost do spirální skříně)  $c_2$  rozložena do výše popsaných složek.



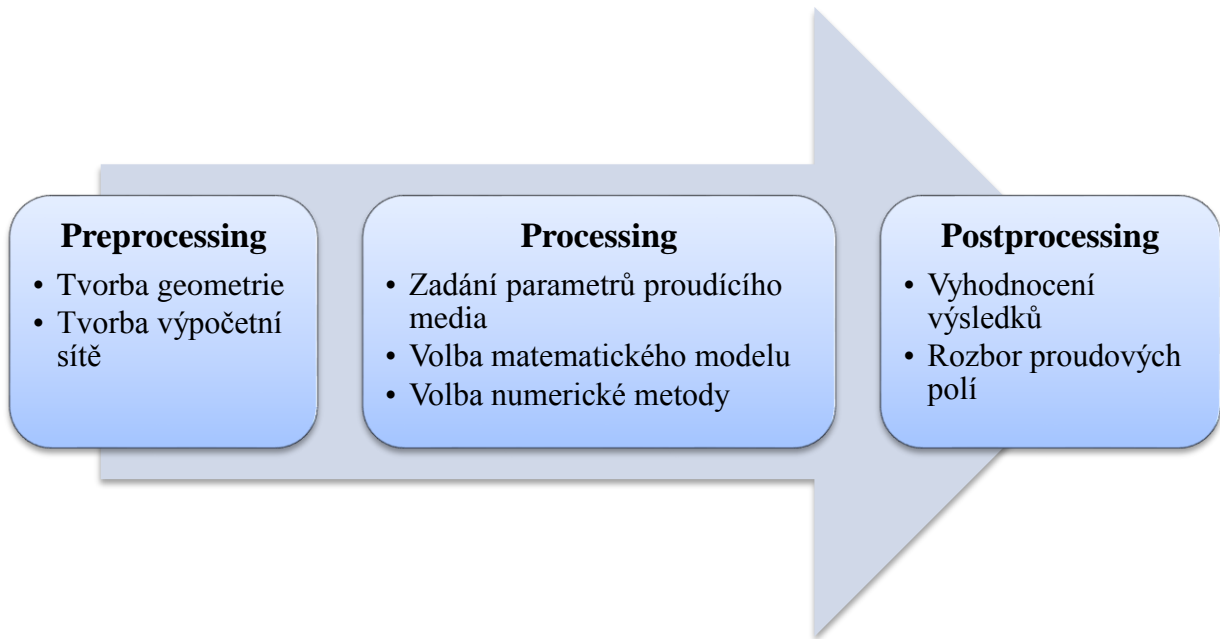
Obr. 2-5 Rychlosti na vstupu do spirální skříně [13]

Spirální skříně (viz. Obr. 2-5) se u radiálních ventilátorů používá jako „sběrné zařízení“, v němž dochází k přeměně kinetické energie vzduchu, jenž opouští oběžné kolo, na tlakovou energii. Další funkcí spirální skříně je usměrnění proudu vzduchu do vhodného místa. Toto místo se nazývá výstupní hrdlo ventilátoru. Spirální skříně plní roli zakřiveného difuzoru. V naprosté většině případů se používají spirální skříně konstantní šířky (s paralelními stěnami).

### 3 CFD výpočty

CFD je zkratka z anglického Computational Fluid Dynamics, což se dá volně přeložit jako „výpočty v dynamice tekutin“. Jedná se o metody počítačové simulace procesů v mechanice tekutin, které využívají základních transportních a stavových rovnic mechaniky tekutin. Tyto metody podstatně zjednodušují a urychlují celý proces návrhu zařízení. Odpadá pracná a finančně náročná jednokusová výroba experimentálních zařízení.

Díky CFD výpočtům lze přesně predikovat, jak se která tekutina chová (víry, odtržení od stěn apod.). Celý proces je rozdělen do tří částí a je znázorněn na následujícím Obr. 3-1.



Obr. 3-1 Schéma řešení numerického výpočtu proudění

### 3.1 Softwary pro CFD výpočty

CFD softwary je možno rozdělit do dvou skupin. První skupina jsou komerční softwary od známých firem. Tyto komerční softwary je možno rozšířit o další moduly pro specifické výpočty. Do této první skupiny patří např. tyto softwary:

- Fluent
- CFX
- CFDdesign

Další skupinou jsou softwary volně šiřitelné, jež bez větších problémů konkurují softwarům z první skupiny. Oproti komerčním softwarům jsou ekonomicky dostupné, ale vyžadují vyšší nároky na uživatele. Jedná se např. o:

- Open Foam
- Overture
- Mouser
- Numeca

#### 3.1.1 ANSYS CFX

Tento software je integrován do prostředí ANSYS, jenž slouží k řešení mnoha fyzikálních problémů nejen ve strojírenství. ANSYS umožňuje jak tvorbu geometrie (implementované prostředí „DesignModeler“), tak i výpočetní sítě (ICEM CFD). Prostředí DesignModeler lze propojit s většinou známých CAD softwarů (možnost importu geometrií v nejrůznějších formátech, např. \*.stl, \*.igs, \*.stp a \*.par).



ANSYS CFX se skládá ze tří komponent, jež jsou na sobě nezávislé a lze je spustit samostatně. Zmíněné komponenty odpovídají schématu uvedeného na Obr. 3-1. První z nich je CFX – Pre, jež slouží k nastavení fyzikálních parametrů (turbulentní či laminární model, materiál apod.). Poté přichází na řadu CFX – Solver, což je řešič sloužící k samotnému výpočtu a následnému zapsání výsledků do souboru \*.res. Poslední komponentou je CFX – Post pro grafické vyhodnocení simulace (vektory, proudnice, konturované obrázky atd.)

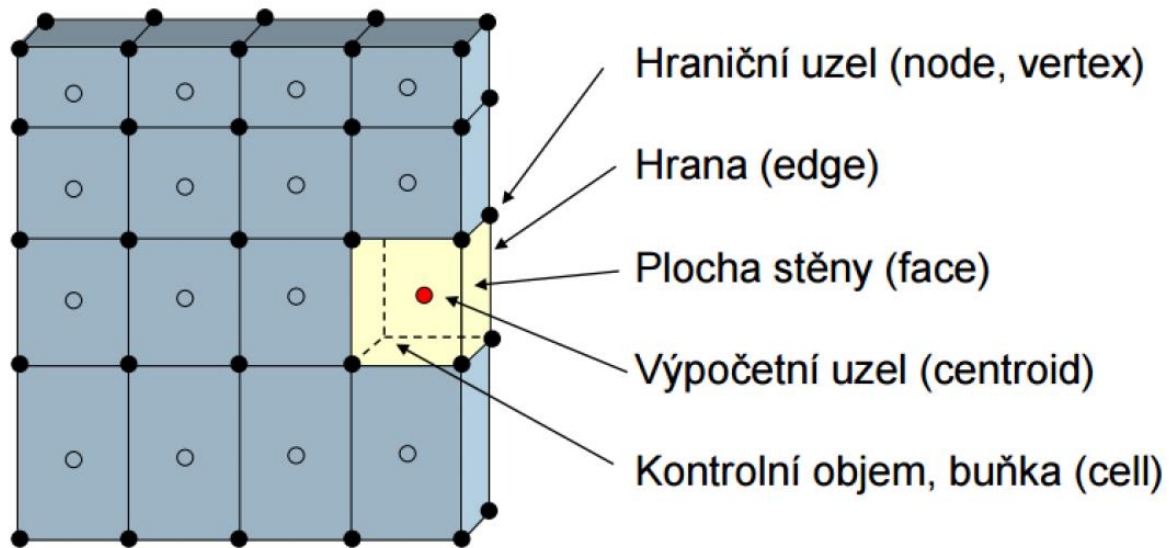
### 3.2 Numerické metody řešení

V kapitole 3.3 byly popsány základní rovnice proudění, ovšem tyto rovnice je možno použít jen u velmi jednoduchých úloh. Ve složitějších úlohách se používají numerické metody řešení. Mezi nejpoužívanější metody, z nichž nás nejvíce zajímá metoda konečných objemů, patří:

- Metoda konečných diferencí
- Metoda konečných prvků (v pevnostních výpočtech)
- Metoda konečných objemů (v CFD výpočtech)

#### 3.2.1 Metoda konečných objemů

Základem metody konečných objemů (dále jen MKO) je rozdělení řešené oblasti na konečný počet nepřekrývajících se kontrolních objemů pomocí sítě. Základní rovnice (kapitola 2.4) popisující spojité prostředí jsou diskretizovány do soustavy algebraických rovnic s připojením okrajových podmínek. Diskretizací je třeba chápat náhradu parciálních diferenciálních rovnic algebraickými rovnicemi. Hodnoty složek rychlostí a ostatních veličin jsou ve výpočetních uzlech, které jsou v geometrických středech konečných objemů. Hodnoty veličin na hranicích objemů se získávají interpolací. Přenos informací probíhá přes hranice objemu a vypočítá se jako suma integrálů přes jednotlivé plochy. Výsledkem je soubor lineárních algebraických rovnic, jedna pro každý objem. Hlavní výhody MKO jsou v tom, že má menší nároky na paměť a vyšší rychlost než jiné numerické metody při řešení náročných úloh (velké výpočetní sítě, vysoké rychlosti proudění, turbulentní proudění,...). Velkou výhodou je možnost použití nejen strukturované sítě, ale také sítě nestrukturované. [10]



Obr. 3-2 Metoda konečných objemů terminologie [10]

## 4 Matematické modelování turbulentního proudění

V této kapitole bude provedeno rozdělení modelů turbulence používaných při CFD výpočtech a vysvětleny jejich základní principy. Důraz bude kladen hlavně na turbulentní model SST  $k-\omega$ . Tato kapitola byla zpracována s využitím zdroje [12].

Vzhledem k tomu, že turbulence je velmi složitý proces a její modelování je stále ve stadiu vývoje, je nutné používat zjednodušené modely. Existuje několik turbulentních modelů, které jsou vhodné pro různé aplikace.

Zjednodušením základních rovnic popisujících proudění, které byly popsány v kapitole 2.4 dostaneme tři základní možnosti, jak numericky modelovat turbulentní proudění. Jedná se o tyto metody:

### 1) Metoda přímé numerické simulace (*DNS – Direct Numerical Simulation*)

Tato metoda vyžaduje velice jemnou síť, neboť velikost buněk odpovídá velikosti nejmenších vírů. Počet buněk zároveň roste s Reynoldsovým číslem ( $N_{DNS} \approx Re^{9/4}$ ), z čehož vyplývá velký počet elementů a časová náročnost výpočtu. Z tohoto důvodu se metoda DNS v inženýrské praxi téměř nepoužívá.

### 2) Metoda velkých vrů (*LES – Large Eddy Simulation*)

Metoda LES je založena na řešení velkých vírů, neboť právě velkými víry je přenášena hybnost, hmota, energie a další veličiny. Vlastní simulace je řešena 3D nestacionární Navier-Stokesovou rovnicí. U této metody lze na rozdíl od metody DNS volit hrubší síť. Existují i kombinované modely RANS/LES, které se snaží odstranit nevýhodu této metody, jež spočívá v nutnosti velmi jemné sítě u stěn ve všech třech směrech.

### 3) Metoda Reynoldsova časového ustředňování Navier – Stokesových rovnic (*RANS – Reynolds Averaged Navier – Stokes Equations*)

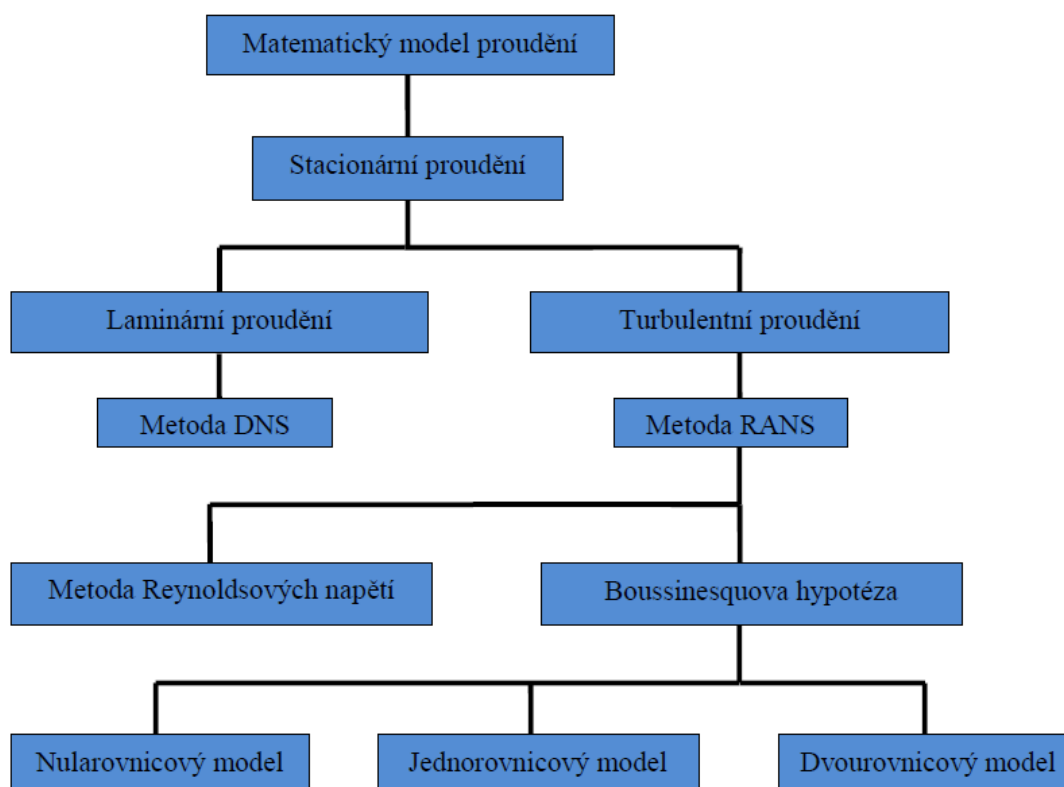
Jedná se o nejpoužívanější metodu v inženýrské praxi. RANS nabízí nejekonomičtější přístup pro turbulentní proudění. Jsou zde modelovány všechny velikosti turbulentních vírů a řeší zprůměrované hodnoty proudění, což snižuje výpočetní a časovou náročnost. Tato metoda je založena na časovém ustředňování veličin turbulentního proudění. Existuje několik různých RANS modelů, které zjednodušují problém přidáním dalších transportních rovnic.

## 4.1 Turbulentní modely

Turbulentní modely se dle základního rozdělení (podle závislosti proudění na čase) dělí na modely určené pro stacionární proudění a pro nestacionární proudění. Jelikož hlavním cílem této diplomové práce je stacionární výpočet radiálního ventilátoru, budou v následující kapitole popsány pouze turbulentní modely pro stacionární proudění.

### 4.1.1 Turbulentní modely pro stacionární proudění

Následující kapitola je věnována především modelu RANS, protože jsou v technické praxi využívány z 99%. Popis jednotlivých modelů bude korespondovat s pojmy z programu ANSYS CFX. Na Obr. 4-1 je vidět rozdělení matematického modelu stacionárního proudění.



Obr. 4-1 Metody matematického modelování stacionárního proudění [12]

➤ **Boussinesquova hypotéza**

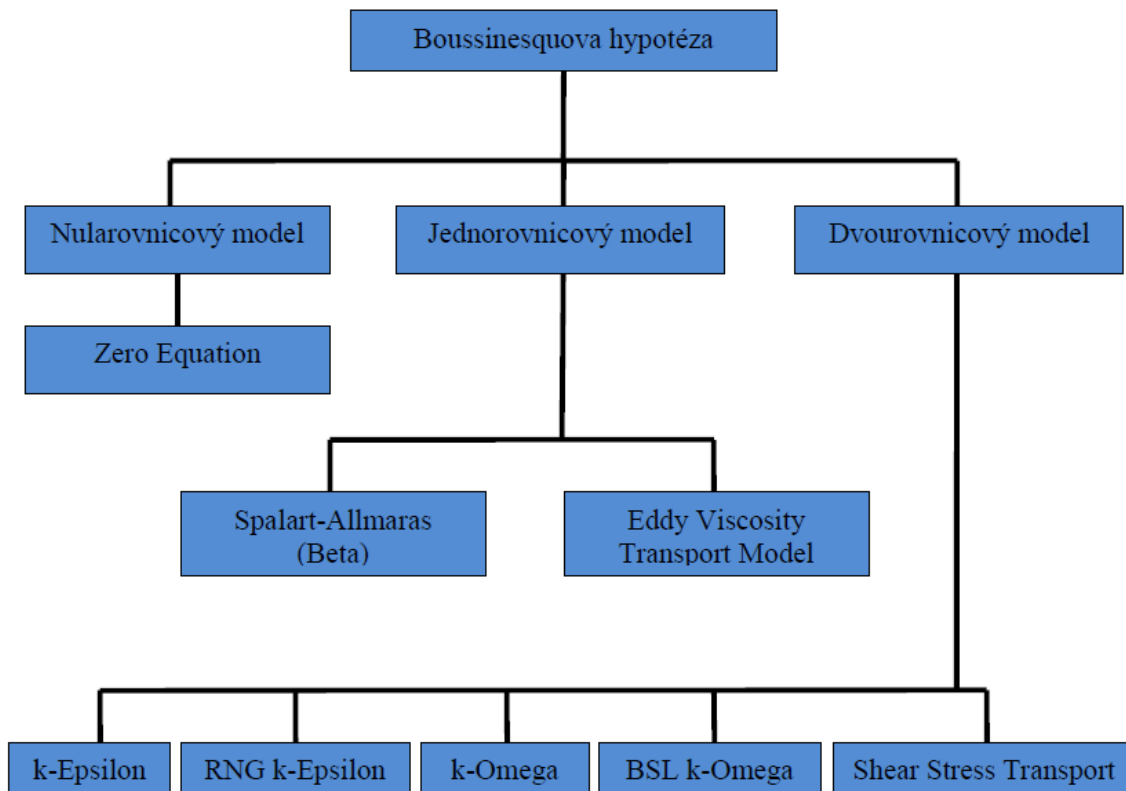
tato hypotéza je základem celé skupiny turbulentních modelů. Je založena na předpokladu, že podobně jako při laminárním proudění, kdy platí ve zjednodušeném 2D proudění pro smykové napětí Newtonův vztah (4.1):

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (4.1)$$

kde  $\tau$  je smykové namětí,  $\mu$  dynamická viskozita,  $u$  rychlost tekutiny a  $y$  souřadnice ve směru kolmém na směr proudění.

Turbulentní modely založené na boussinequově hypotéze řeší hodnotu turbulentní viskozity pomocí dodatkových rovnic. Podle počtu diferenciálních rovnic, které slouží k definici turbulentní viskozity je zvoleno základní pojmenování daného modelu ( viz Obr. 4-2):

- Nularovnicový model – řeší turbulentní viskozitu prostřednictvím jedné algebraické rovnice
- Jednorovnicový model - řeší turbulentní viskozitu prostřednictvím jedné diferenciální rovnice
- Dvourovnicový model - řeší turbulentní viskozitu prostřednictvím dvou diferenciálních rovnic



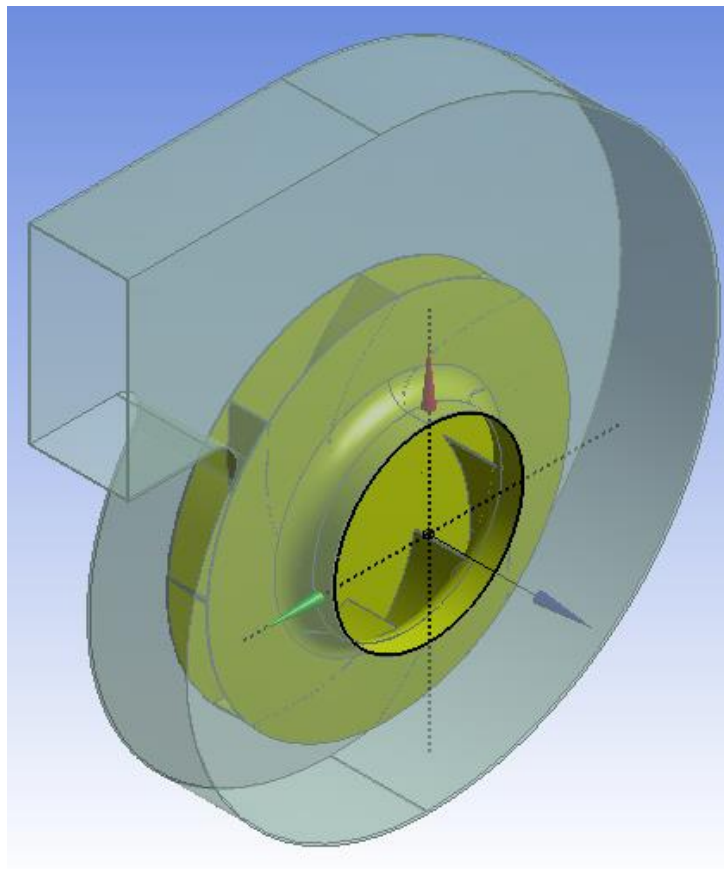
Obr. 4-2 Turbulentní modely založené na Boussinequově hypotéze [12]

#### 4.1.2 Turbulentní model SST K- $\omega$

Tento model byl vytvořen tak, aby efektivně spojil robustnost a přesnost modelu k- $\omega$  v oblastech blízko stěny s modelem k- $\epsilon$ , který lépe funguje ve volném proudění dále od stěn. Toho bylo dosaženo konvertováním modelu k- $\epsilon$  do formulace k- $\omega$ . Jsou použity oba modely zároveň a násobeny funkcí, která je rovna jedné blízko stěny, což aktivuje model k- $\omega$ , a nule daleko od stěny, což aktivuje transformovaný model k- $\epsilon$ . Toto a další vylepšení dělají model SST přesnější a spolehlivější pro více typů proudění oproti modelu Standard k- $\omega$ .

## 5 Numerický výpočet ventilátoru

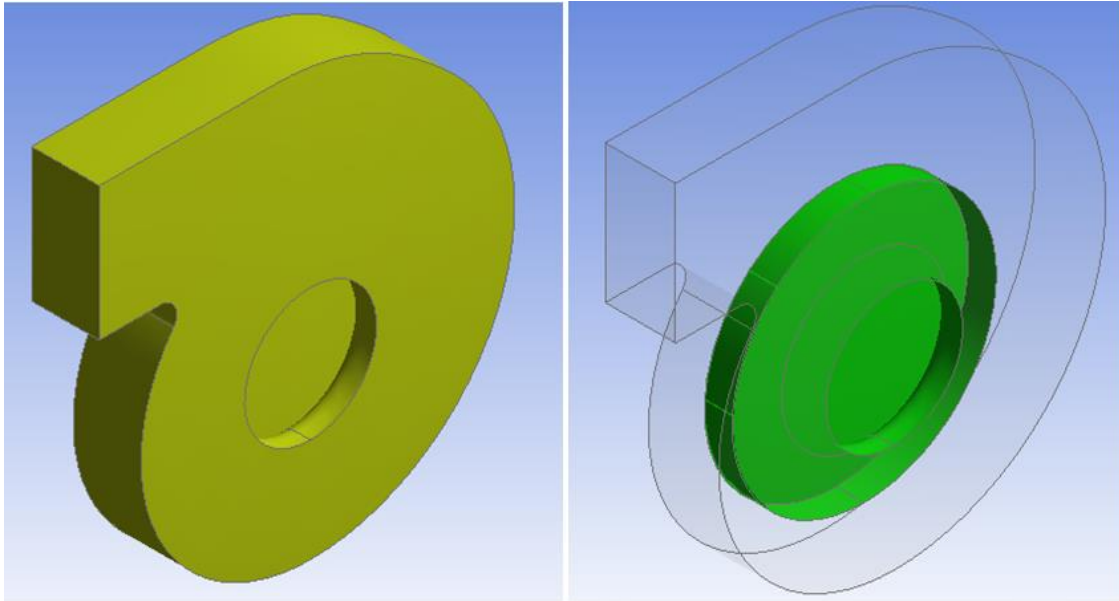
Tato kapitola pojednává o nejdůležitější a hlavní části diplomové práce, a to o numerickém výpočtu ventilátoru firmy ZVVZ Machinery. Zadaný model ventilátoru je znázorněn na Obr. 5-1. Jak již bylo uvedeno v předchozí kapitole, numerický CFD výpočet se skládá z několika operací. Jedná se o úpravu geometrie, vytvoření výpočetní sítě, nastavení výpočtu (okrajových podmínek), samotného výpočtu a vyhodnocení. Tyto operace budou na následujících stránkách podrobně představeny.



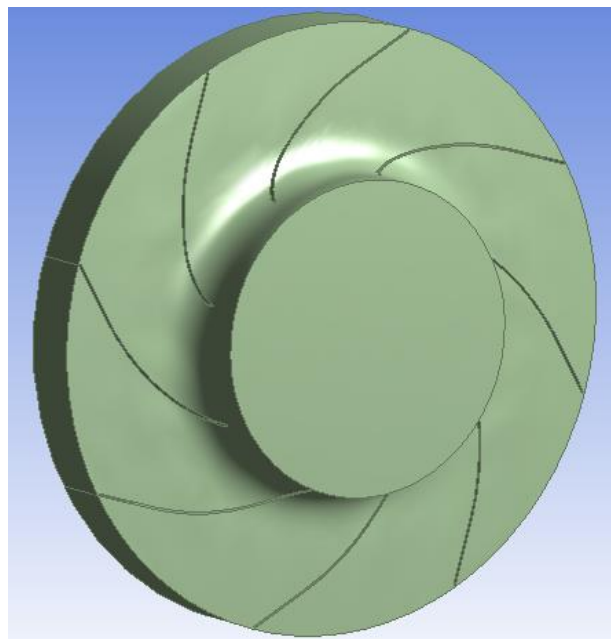
Obr. 5-1 Zadaný model ventilátoru

## 5.1 Úprava geometrie

Geometrie ventilátoru (spirální skříň a oběžné kolo) byla poskytnuta ve formátu IGES a bylo jí nutné před vlastním numerickým výpočtem upravit tak, aby byla vhodná pro síťování v programu ANSYS ICEM. Vzhledem k tomu, že program ANSYS CFX počítá na principu metody konečných objemů, bylo nutné vytvořit model proudícího media. Konkrétně se jednalo o vytvoření objemů (fluidu) jak ve spirální skříni („Volute“ Obr. 5-2 vlevo), tak v oběžném kole („Impeller“ Obr. 5-3). Z objemu spirální skříně ještě musel být vyříznut objem oběžného kola (viz obr. Obr. 5-2 vpravo).

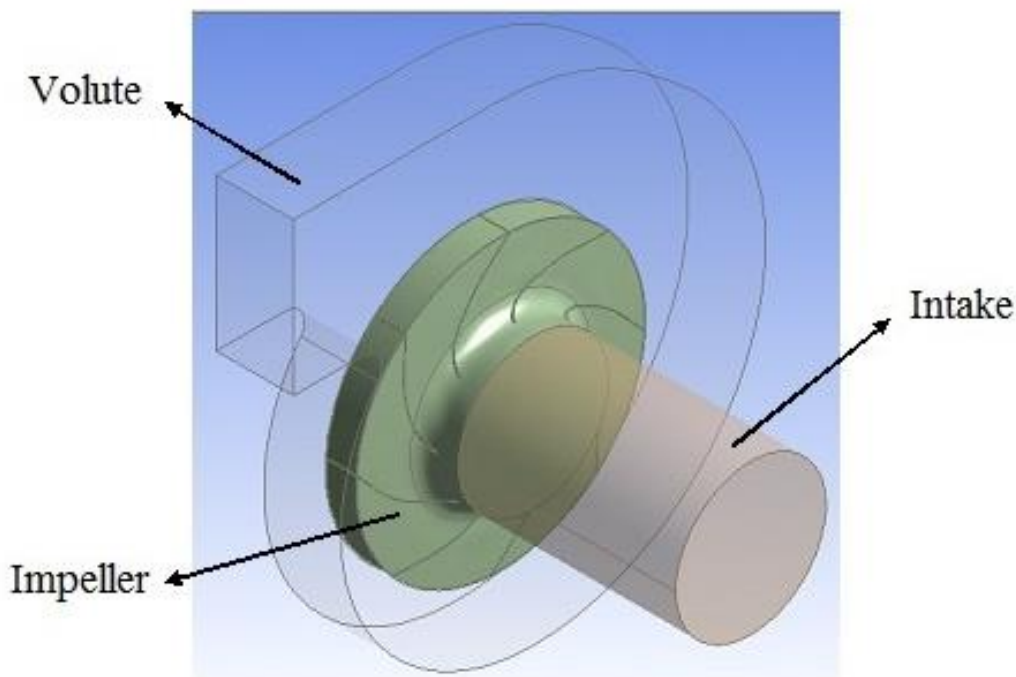


Obr. 5-2 Vytvořený objem spirální skříně



Obr. 5-3 Vytvořený objem oběžného kola

Pro plynulejší vstup proudu vzduchu do oběžného kola bylo ještě vytvořeno vstupní potrubí „Intake“. Kompletní model radiálního ventilátoru se třemi doménami (Volute, Impeller, Intake) je vidět na Obr. 5-4.



Obr. 5-4 Finální model radiálního ventilátoru

## 5.2 Tvorba výpočetní sítě

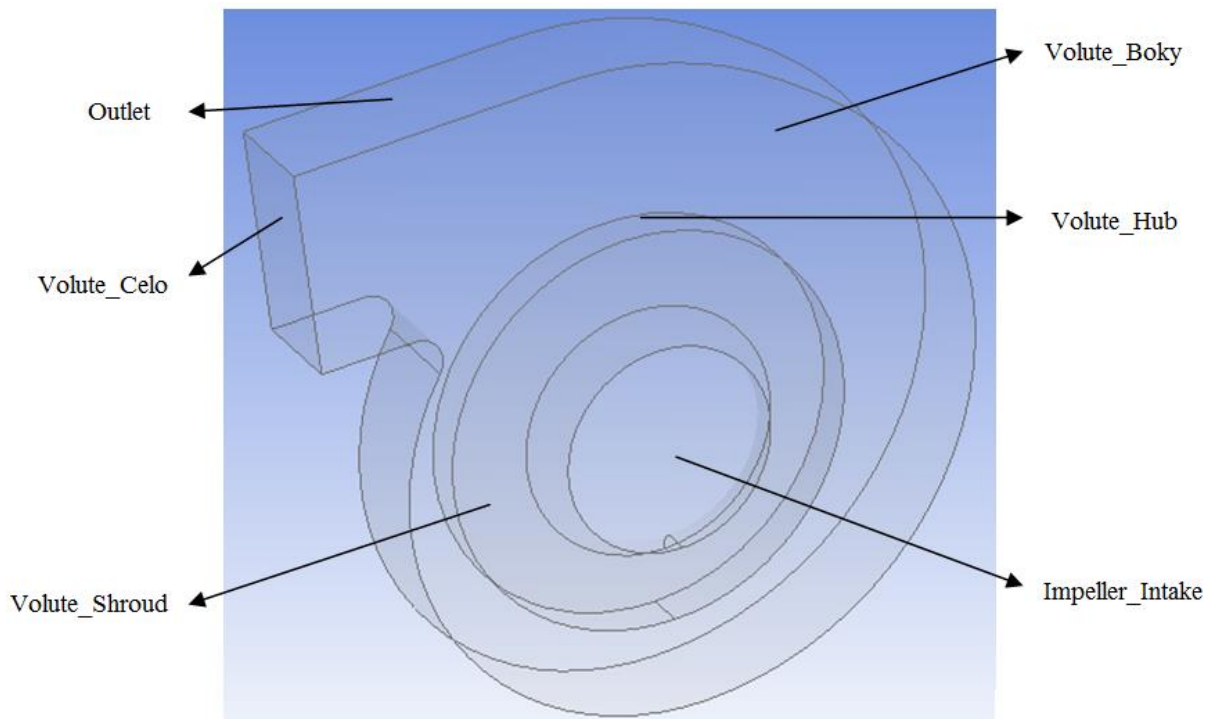
Pod pojmem „výpočetní síť“ si lze představit oblast rozdělenou na dílčí na sebe navazující elementární objemy (buňky). Při její tvorbě je nutné najít rovnováhu mezi počtem buněk a jejich kvalitou (neplatí rovnice: hodně buněk = kvalitní síť). Kvalitní síť je charakterizována pravidelnými, pravidelně rozloženými buňkami po celé výpočetní oblasti. V místech, kde se očekávají změny v proudění (u stěn, v mezilopatkových kanálech) je možné vytvořit hustší síť a např. ve volném proudu síť řidší. Přechod mezi těmito buňkami by měl být plynulý, neboť skoková změna by mohla mít negativní vliv na konvergenci výpočtu, ale také na kvalitu výsledných dat. Více je o kvalitě sítě pojednáno v podkapitole 5.2.1

Spirální skříň ventilátoru a oběžné kolo jsou dva různé objemy, tudíž je možno síťovat každý objem zvlášť nezávisle na druhém. To nám umožní vytvořit kvalitnější síť na každém z těchto objemů. Na rozhraní (dotyková plocha) mezi spirální skříní a oběžným kolem se musí vytvořit okrajová podmínka „Interface“

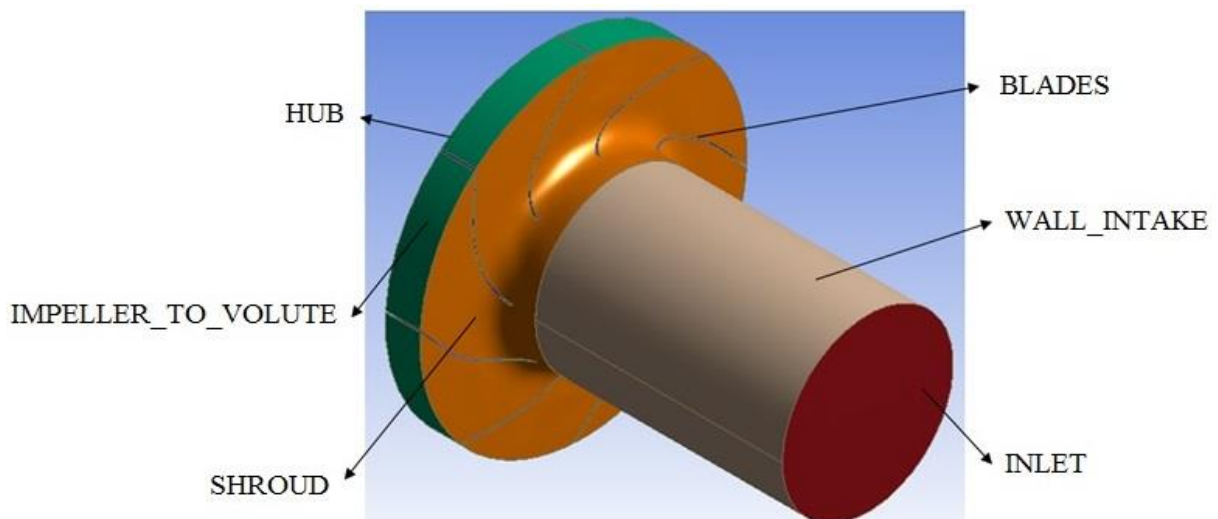
Abychom podchytili vývoj turbulencí v blízkosti stěn, bylo nutné vytvořit mezní vrstvu na všech stěnách výpočetního modelu. Kvalita mezní vrstvy byla kontrolována parametrem  $y^+$ .



Pro snadnější tvorbu výpočetní sítě byly ještě před zahájením síťování pojmenovány všechny plochy modelu ventilátoru (viz. Obr. 5-5 a Obr. 5-6). Na tyto plochy se poté v rámci preprocesoru nastavují okrajové podmínky výpočtu.



Obr. 5-5 Pojmenování ploch spirální skříně



Obr. 5-6 Pojmenování ploch oběžného kola vstupního potrubí

Vlastní tvorba výpočetní sítě byla realizována v prostředí ICEM CFD 14.5, který je součástí balíčku ANSYS 14.5. Síťování probíhalo tak, že na všechny již dříve vytvořené plochy byly



přiřazeny parametry buněk. Jedná se o maximální velikost buňky na dané ploše (max size), velikost první mezní vrstvy (height), růst buněk v mezní vrstvě (height ratio) a počet mezních vrstev (num layers). Na následujících tabulkách jsou uvedeny parametry pro oběžné kolo (Tabulka 5-1), spirální skříň (Tabulka 5-2) a vstupní potrubí (Tabulka 5-3).

Název plochy	max. size	Height	Height ratio	num layers
Blades	10	$1.10^{-5}$	1,2	10
Hub	25	$1.10^{-5}$	1,2	5
Impeler_Volute	20	$1.10^{-5}$	1,2	5
Shroud	25	$1.10^{-5}$	1,2	5
Impeller_Intake	25			

Tabulka 5-1 Parametry výpočetní sítě pro oběžné kolo

Název plochy	max. size	Height	Height ratio	num layers
Volute_Celo	80	$1.10^{-5}$	1,2	5
Volute_Boky	60	$1.10^{-5}$	1,2	5
Volute_Impeller	20	$1.10^{-5}$	1,2	5
Volute_Hub	25	$1.10^{-5}$	1,2	5
Volute_Shroud	25	$1.10^{-5}$	1,2	5
Outlet	40			

Tabulka 5-2 Parametry výpočetní sítě pro spirální skříň

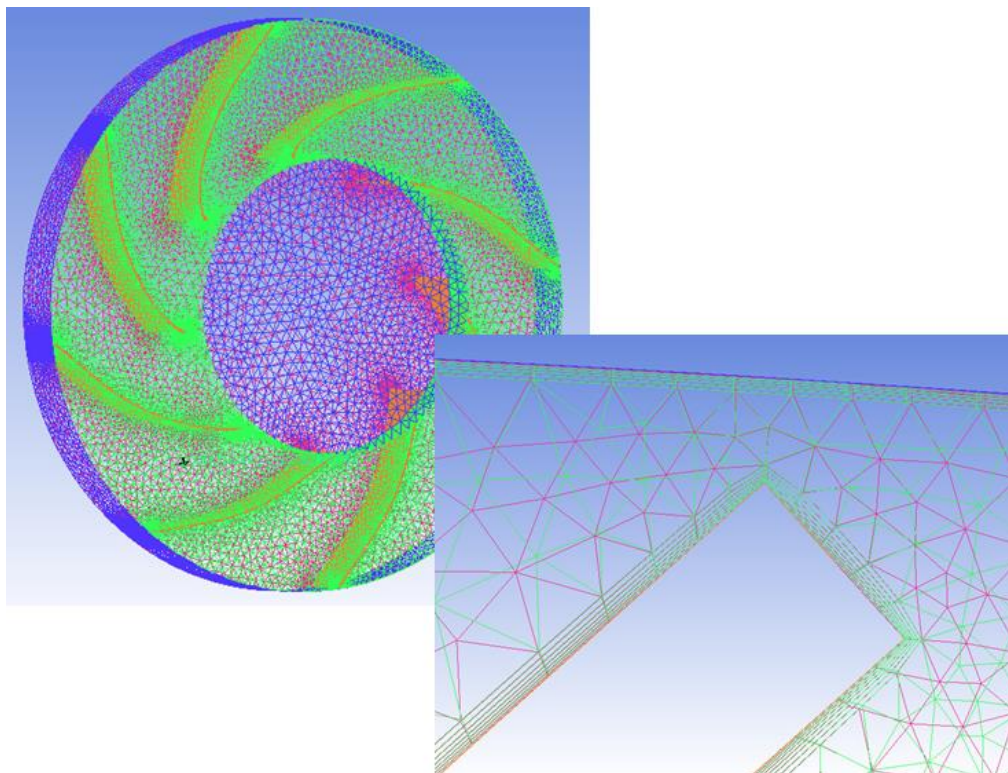
Název plochy	max. size	Height	Height ratio	num layers
Inlet	25			
Intake_Impeller	25			
Intake_Wall	50	$1.10^{-5}$	1,2	

Tabulka 5-3 Parametry výpočetní sítě pro vstupní potrubí

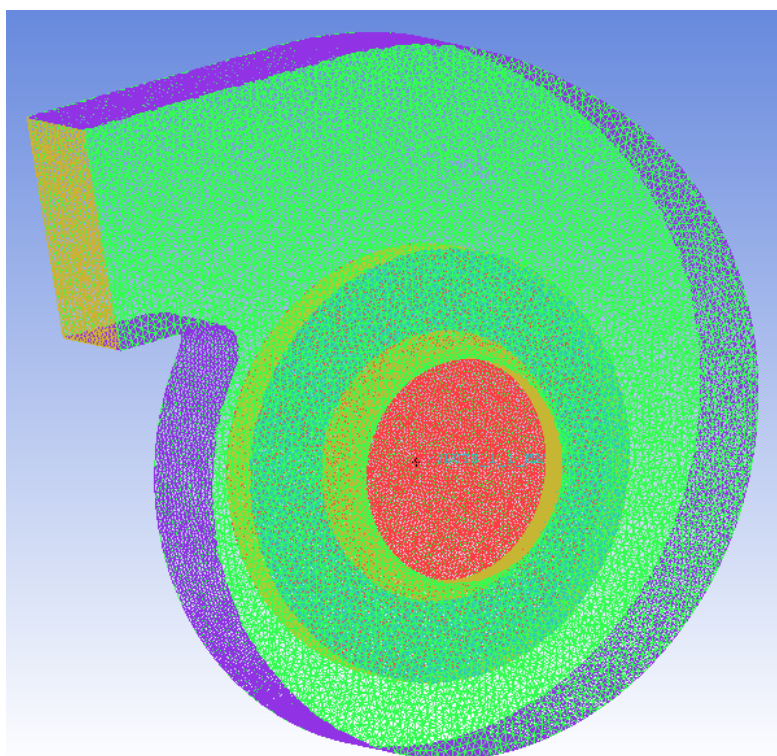
Výsledná výpočetní síť byla vytvořena pomocí tetrahedrálních buněk. Celkový počet buněk v celém modelu ventilátoru je cca 5 700 000. Na Obr. 5-7 je znázorněna síť oběžného kola a na Obr. 5-8 pak síť spirální skříň. V Tabulka 5-4 je shrnutí celé výpočetní sítě.

Doména	Počet buněk (Elements)	Počet uzlů (Nodes)	Typ buněk
Impeller	cca 4 640 000	cca 990 000	tetra
Volute	cca 810 000	cca 207 500	tetra
Intake	cca 250 000	cca 82 000	tetra

Tabulka 5-4 Základní parametry výpočetní sítě



Obr. 5-7 Výsledná síť oběžného kola s detailem mezní vrstvy kolem lopatky



Obr. 5-8 Výsledná výpočetní síť spirální skříně

### 5.2.1 Zhodnocení kvality výpočetní sítě

Při tvorbě výpočetní sítě bylo nutné najít kompromis mezi těmito kriterii:

- Počtem buněk
- Kvalitou výpočetní sítě
- Náročností výpočtu

Nejdůležitějším kriteriem je kvalita výpočetní sítě, jelikož právě kvalita sítě může negativně ovlivnit celý výpočet proudění.

V softwaru ICEM CFD, který byl v této práci použit k tvorbě výpočetní sítě je možno sledovat celou řadu ukazatelů, hodnotících kvalitu výpočetní sítě. K těm nejzásadnějším však patří tyto tři parametry:

- Skewness (zkosení)
- Orthogonal Quality
- Aspect Ratio

Parametr „Skewness“ ukazuje zkosení buněk výpočetní sítě, a dosahuje hodnot 0 – 1, přičemž by se maximální hodnota tohoto parametru měla blížit k hodnotě cca 0,9. „Orthogonal Quality“ je dalším parametrem hodnotícím kvalitu výpočetní sítě a ukazuje kolmost buněk. Stejně jako předešlý parametr dosahuje hodnot 0 – 1, s tím rozdílem, že hodnota blížící se k 1 znamená kvalitnější síť. Pokud tento parametr přesahuje hodnotu 0,1, můžeme výpočetní síť považovat za dostatečně kvalitní. Posledním parametrem, který byl v této práci sledován je „Aspect Ratio“, což je parametr, který udává maximální poměr stran elementu výpočetní sítě. Hodnota tohoto parametru by neměla přesáhnout hodnotu 1000.

V Tabulka 5-5 jsou porovnány výše zmíněné parametry pro všechny tři domény (Volute, Impeller, Intake). Z těchto hodnot je zřejmé, že vytvořená výpočetní síť je dostatečně kvalitní, a je možno přistoupit k numerickému výpočtu proudění ve ventilátoru.

Doména	Skewness	Orthogonal Quality	Aspect Ratio
Impeller	Max. 0,93	Min. 0,13	663
Volute	Max. 0,83	Min. 0,13	916
Intake	Max. 0,82	Min. 0,2	810

Tabulka 5-5 Parametry kvality výpočetní sítě

### 5.3 Nastavení výpočtu v ANSYS CFX

Po načtení nasíťované geometrie (domény INTAKE, IMPELLER, VOLUTE) bylo možné přistoupit k vlastnímu nastavení numerického výpočtu. Nastavení výpočtu spočívá v tom, že se nasíťované modely z předešlé kapitoly spojí v jeden výpočetní model. K tomuto nastavení byl použit preprocesor CFX – PRE. Bylo uvažováno stacionární, vazké a turbulentní proudění

s ideálním plynem (v CFX „Air Ideal Gas“). Referenční tlak byl nastaven na tlak atmosférický (1 Atm).

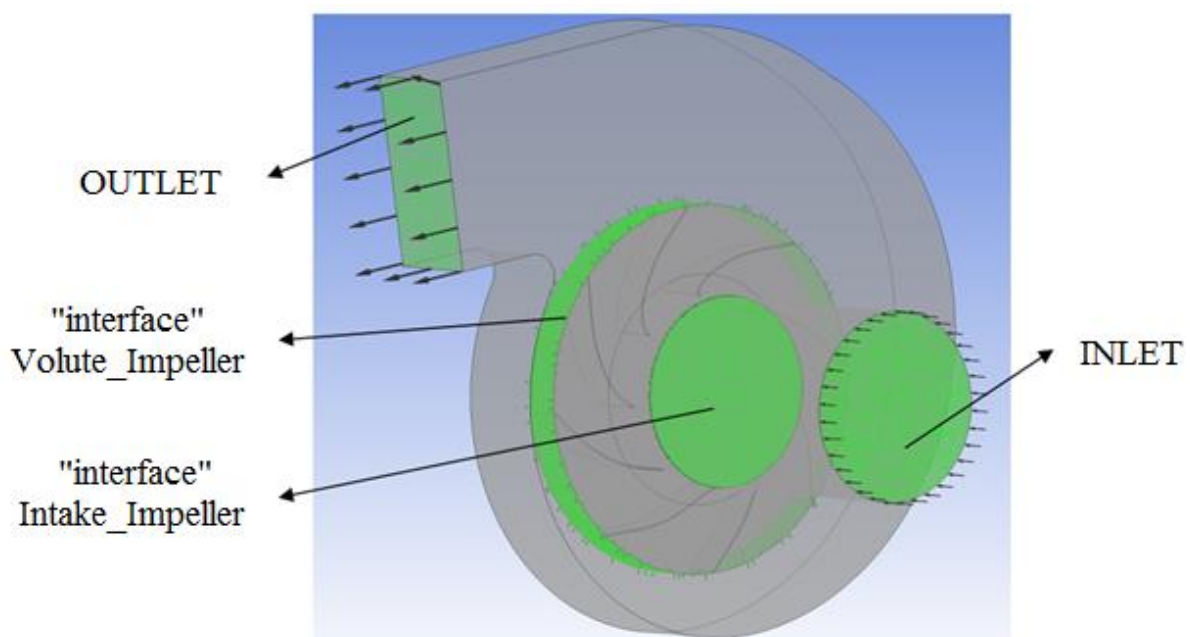
### 5.3.1 Okrajové podmínky

Vzhledem k tomu, že dle zadání je ventilátor s volným sáním na vstupu, byl na vstupu do ventilátoru (Inlet) nastaven celkový tlak 0 Pa. Na vstupu byla také nastavena intenzita turbulence na 5%. Teplota na vstupu byla uvažována 25°C.

Na výstupu z ventilátoru byla zadána okrajová podmínka „Outlet“ a statický tlak, který byl zadáván od 1000 do 3500 Pa s krokem 500 Pa. Všechny základní parametry pro numerický výpočet jsou uvedeny v Tabulka 5-6 Nastavení parametrů výpočtu. Na Obr. 5-9 jsou znázorněny výše uvedené okrajové podmínky a rozhraní (Interface) mezi jednotlivými objemy. Toto rozhraní je pak popsáno v následující kapitole.

Parametr	Hodnota
Referenční tlak	1 Atm
Tlak na vstupu (INLET)	0 Pa
Tlak na výstupu (OUTLET)	(1 – 5) kPa
Otáčky ventilátoru	595 ot/min
Referenční teplota	25 °C
Intenzita turbulence	5%
Proudící medium	Ideální plyn
Turbulentní model	Omega RSM

Tabulka 5-6 Nastavení parametrů výpočtu



Obr. 5-9 Výpočtový model ventilátoru s okrajovými podmínkami

### 5.3.2 Nastavení rozhraní mezi doménami („Interface“)

Po nastavení okrajových podmínek se mohlo přistoupit k definici rozhraní („interface“) mezi jednotlivými objemy. Konkrétně se jedná o rozhraní mezi doménami *Intake a Impeller* a mezi *Impeller a Volute*.

Software CFX rozlišuje tři typy rozhraní: *None*, *Frozen Rotor* a *Stage*. Rozhraní *None* se používá převážně mezi dvěma stacionárními doménami. Rozhraní *Frozen Rotor* a *Stage* jsou použitelné mezi rotující a stacionární doménou, nebo mezi dvěma rotujícími doménami. Pro výpočet ventilátoru v této práci bylo zvoleno rozhraní *Frozen Rotor*.

Vzhledem k tomu, že při síťování nelze vytvořit takovou síť, aby na sebe jednotlivé buňky různých domén navazovaly, byla při nastavování rozhraní použita vazba GGI (General Grid Interface).

## 5.4 Průběh výpočtu

Abychom mohli výsledky numerického výpočtu prohlásit za korektní, bylo nutné během výpočtu sledovat některé parametry. Kromě konvergence residuí bylo během výpočtu sledováno ustálení tlaku na vstupu a výstupu z ventilátoru a také celkový tlakový rozdíl. Zelená křivka znázorňuje průběh tlaku na vstupu, modrá křivka na výstupu z ventilátoru. Červená křivka pak ukazuje celkový tlakový rozdíl.

Dalším parametrem, který byl během výpočtu sledován během výpočtu, je hmotnostní průtok na výstupu z ventilátoru. Celková doba výpočtu se pohybovala mezi dvěma až třemi dny.

## 6 Vyhodnocení výsledků

Poslední částí numerického výpočtu je vyhodnocení výsledků simulace. V případě této práce se jedná o vyhodnocení proudových polí a hlavně o tvorbu charakteristiky. Toto vyhodnocení bylo provedeno v postprocesoru CFX POST.

### 6.1 Tvorba charakteristik

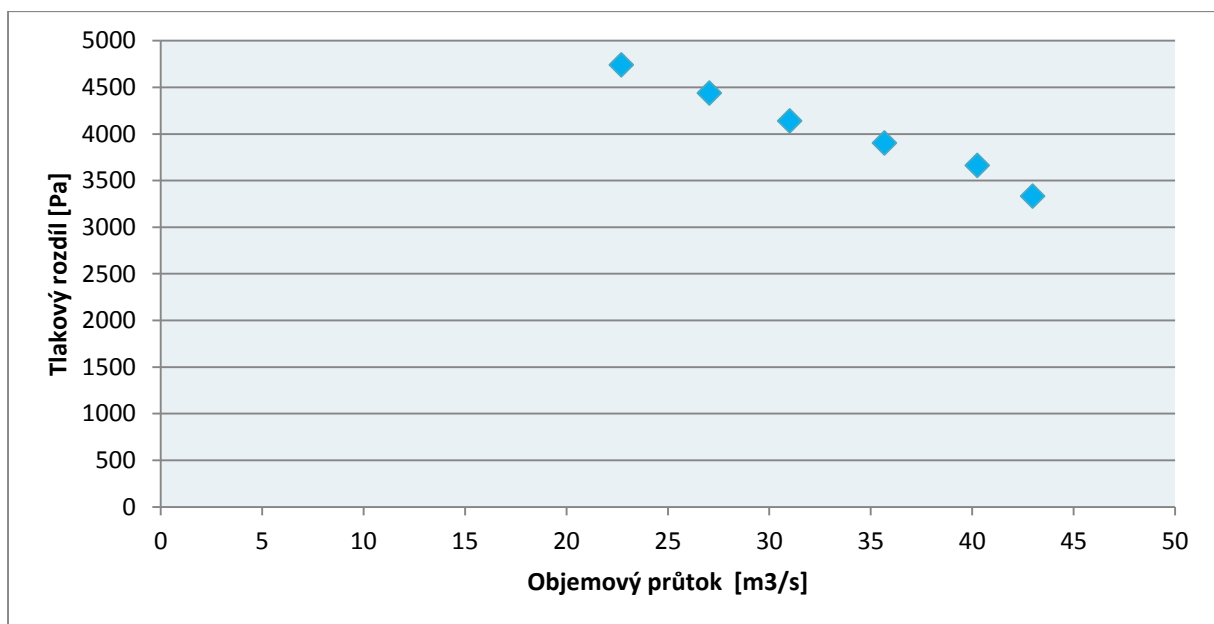
Nejprve byly z jednotlivých výpočtů vyčísleny hodnoty celkových tlaků na vstupu ( $p_{Inlet}$ ) a výstupu ( $p_{Outlet}$ ) z ventilátoru a spočítán celkový tlak  $\Delta p_c$ . Dále byl vyčíslen objemový průtok na výstupu z ventilátoru. Výsledné hodnoty jsou vidět v Tabulka 6-1. V prvním sloupci jsou označeny jednotlivé výpočty, neboť podle tohoto značení budou následně v kapitole „Vyhodnocení výpočtu“ zkráceně označovány.

Označení výpočtu	Tlak na výstupu [Pa]	Celkový tlak $\Delta p_c$ [Pa]	Průtok [m <sup>3</sup> /s]
V1	1000	3334	42,978
V2	1500	3661	40,243
V3	2000	3902	35,673
V4	2500	4138	31
V5	3000	4437	27,046
V6	3500	4740	22,697

Tabulka 6-1 výsledné hodnoty tlaků a průtoku

### 6.1.1 Základní charakteristika

Na základě výsledků z Tabulka 6-1 byla sestrojena základní charakteristika ventilátoru pro konstantní otáčky (595 ot/min). Jak již bylo uvedeno v kapitole 1.5, jedná se o křivku závislosti mezi vyvozeným celkovým tlakem a objemovým průtokem.



Graf 6-1 Základní charakteristika ventilátoru

### 6.1.2 Výpočet bezrozměrných parametrů

Tato kapitola obsahuje výpočet bezrozměrných parametrů, které již byly teoreticky popsány v kapitole 2.4.1 v rovnicích 1.3 a 1.4. V následujících rovnicích 7.1 a 7.2 je provedeno dosazení do výše zmíněných rovnic pro jeden z výpočtů. Konkrétně se jedná o výpočet V5. Dosazované hodnoty viz. Tabulka 6-2. Výsledné hodnoty bezrozměrných parametrů pro všechny počítané pracovní body jsou uvedeny v Tabulka 6-3.



Dosazované hodnoty	
n [ot/min]	595
D <sub>2</sub> [m]	2,5
Δp [Pa]	4437
ρ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,2
$\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /s]	27,046

Tabulka 6-2 Dosazované hodnoty pro bezrozměrné parametry

- Tlakové číslo  $\psi$

$$\psi = \frac{\Delta p}{\frac{\pi^2}{2} \cdot \rho \cdot D_2^2 \cdot n^2} = \frac{4437}{\frac{\pi^2}{2} \cdot 1,2 \cdot 2,5^2 \cdot 595^2} = 1,2191 \quad [-] \quad (7.1)$$

- Průtokové číslo  $\varphi$

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{\frac{n^2}{4} \cdot D_2^3 \cdot n} = \frac{27,046}{\frac{595^2}{4} \cdot 2,5^3 \cdot 595} = 0,0707 \quad [-] \quad (7.2)$$

V ZVVZ Machinery provádějí vyčíslení výše uvedených bezrozměrných parametrů dle rovnic 7.3 a 7.4. Z výsledků obou možností je patrné, že výsledky bezrozměrných parametrů se nikterak neliší.

$$\psi = \frac{7200 \cdot \Delta p_c}{\pi^2 \cdot \rho \cdot D_2^2 \cdot n^2} = \frac{7200 \cdot 4437}{\pi^2 \cdot 1,2 \cdot 2,5^2 \cdot 595^2} = 1,2191 \quad [-] \quad (7.3)$$

$$\varphi = \frac{240 \cdot \dot{V}}{\pi^2 \cdot D_2^3 \cdot n} = \frac{240 \cdot 27,046}{\pi^2 \cdot 2,5^3 \cdot 595} = 0,0707 \quad [-] \quad (7.4)$$

- Účinnost  $\eta_c$

Dle rovnice 2.2 z kapitoly 2.4 můžeme účinnost vyjádřit dle vztahu

$$\eta_c = \frac{P}{P_p} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{M_\omega \cdot \omega} = \frac{27,046 \cdot 4437}{2370 \cdot 62,302} = 0,813 \quad [-] \quad (7.5)$$

Točivý moment  $M_\omega$  byl „vytažen“ z postprocessoru CFX POST.

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 595}{60} = 62,302 \text{ [rad / s]}, \quad (7.6)$$

kde:

$\Delta p$  je celkový tlakový rozdíl ventilátoru [Pa],

$V$  je dopravované množství vzduchu [ $\text{m}^3/\text{s}$ ],

$M_\omega$  je točivý moment [Nm],

$\omega$  je úhlová rychlost,

$P$  je výkon ventilátoru,

$P_p$  je příkon ventilátoru,

$n$  jsou otáčky ventilátoru [ot/min].

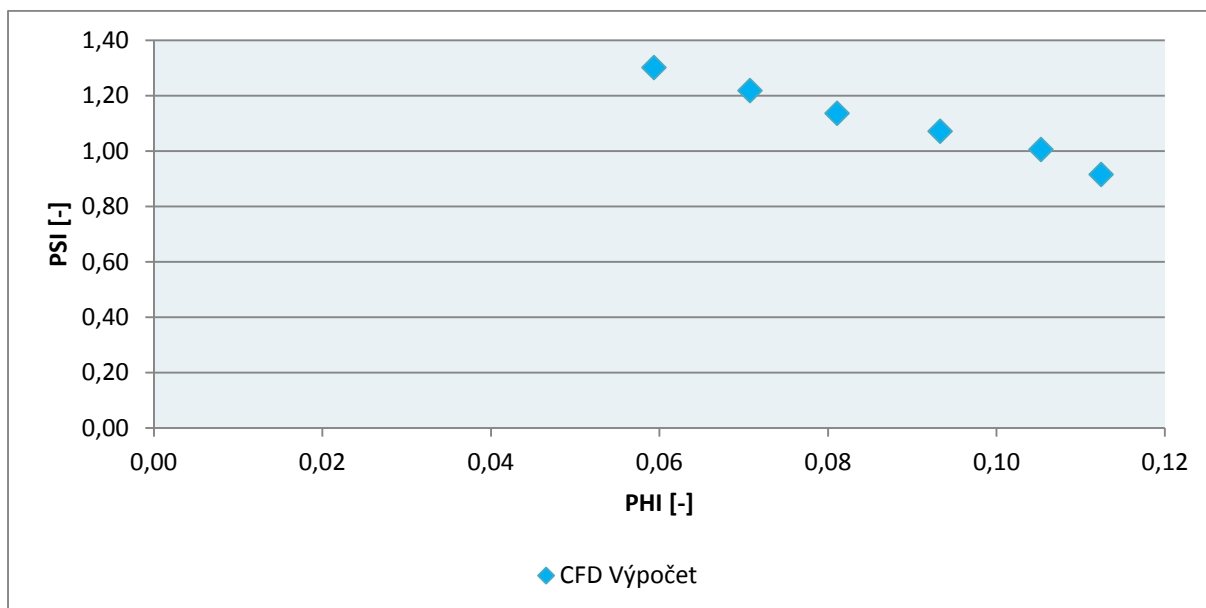
Označení výpočtu	Tlak na výstupu [Pa]	Průtokové č. $\phi$ [-]	Tlakové č. $\psi$ [-]	Účinnost $\eta_c$ [-]
<b>V1</b>	1000	0.0594	1.3023	<b>0.799</b>
<b>V2</b>	1500	0.0707	1.2191	<b>0.813</b>
<b>V3</b>	2000	0.0811	1.1369	<b>0.824</b>
<b>V4</b>	2500	0.0933	1.0721	<b>0.827</b>
<b>V5</b>	3000	0.1053	1.0059	<b>0.815</b>
<b>V6</b>	3500	0.1124	0.9160	<b>0.767</b>

Tabulka 6-3 výsledné hodnoty bezrozměrných parametrů

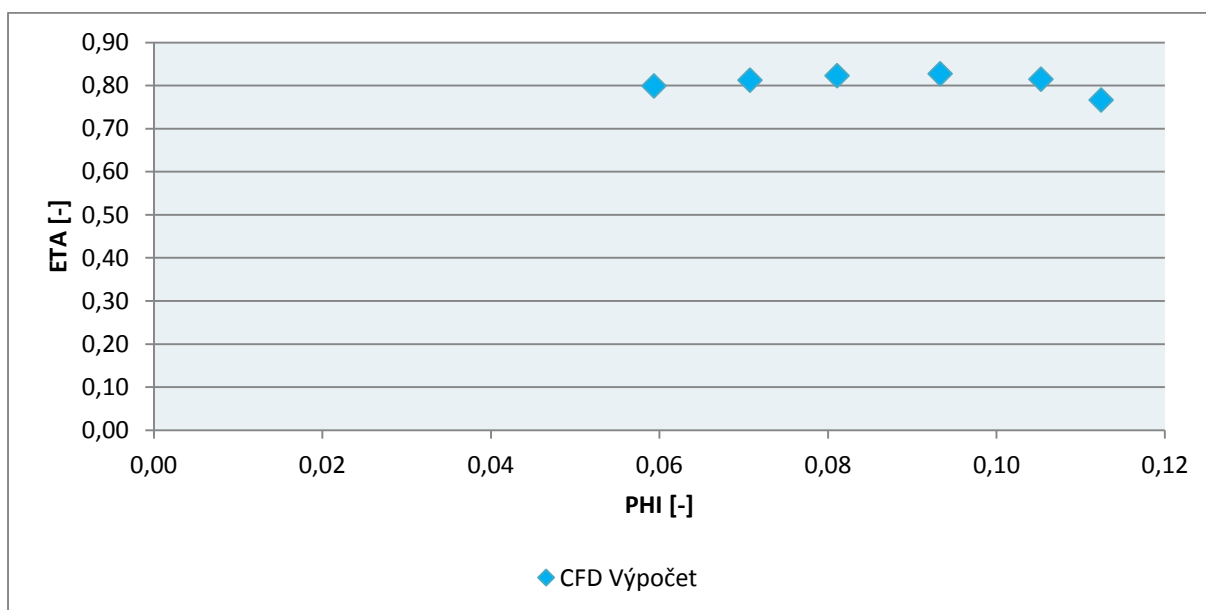
### 6.1.3 Bezrozměrná charakteristika

Na základě výpočtu bezrozměrných parametrů z předešlé kapitoly byly sestrojeny bezrozměrné charakteristiky ventilátoru. Jedná se o grafickou závislost tlakového čísla na čísle průtokovém (viz. Graf 6-2). Druhou charakteristikou (viz. Graf 6-2) je charakteristika účinnosti, což je grafická závislost účinnosti a průtokového čísla.





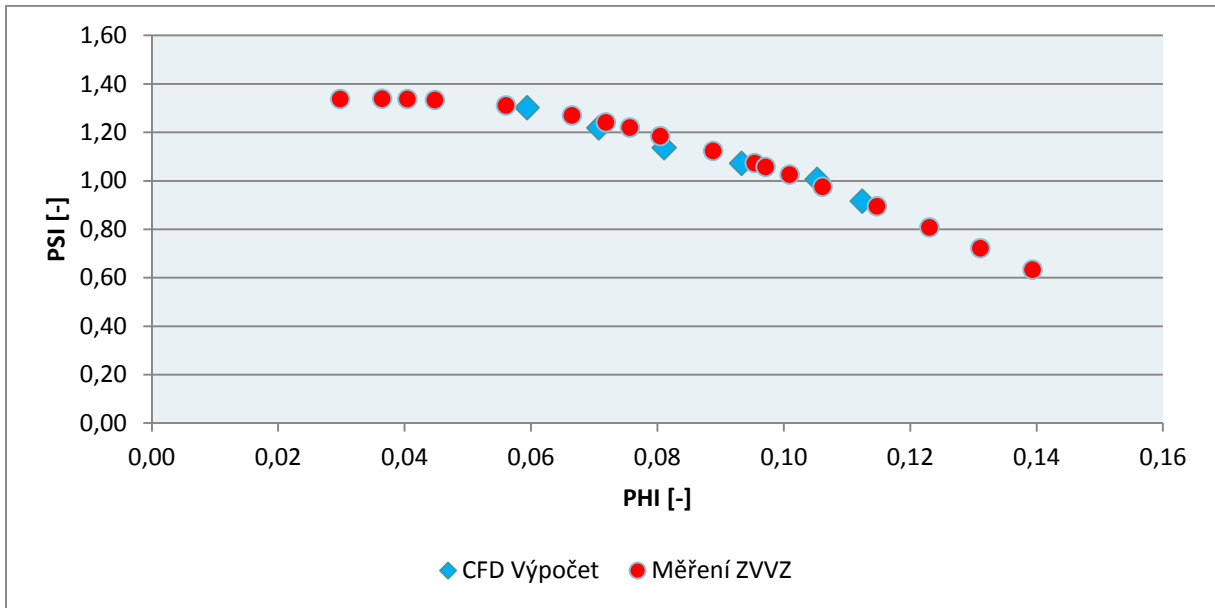
Graf 6-2 Bezrozměrná tlaková charakteristika ventilátoru



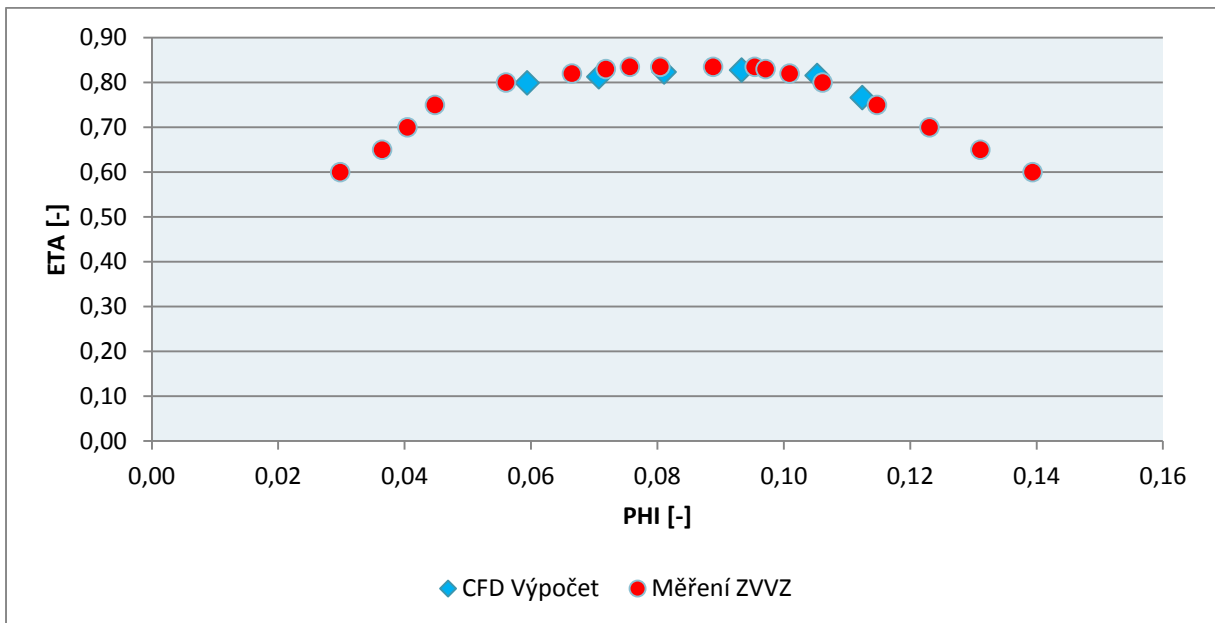
Graf 6-3 Bezrozměrná účinnostní charakteristika

#### 6.1.4 Porovnání charakteristik

V následujících dvou grafech (graf 7.4 a graf 7.5) je provedeno porovnání charakteristik vytvořených v minulé kapitole s charakteristikami získanými experimentálním měřením pracovníky ZVVZ Machinery na jejich zkušebně. Z grafů je zřejmé, že se podařilo numerickým výpočtem téměř přiblížit se k hodnotám získaných experimentálně.



Graf 6-4 Porovnání vypočítané tlakové charakteristiky s naměřenými hodnotami

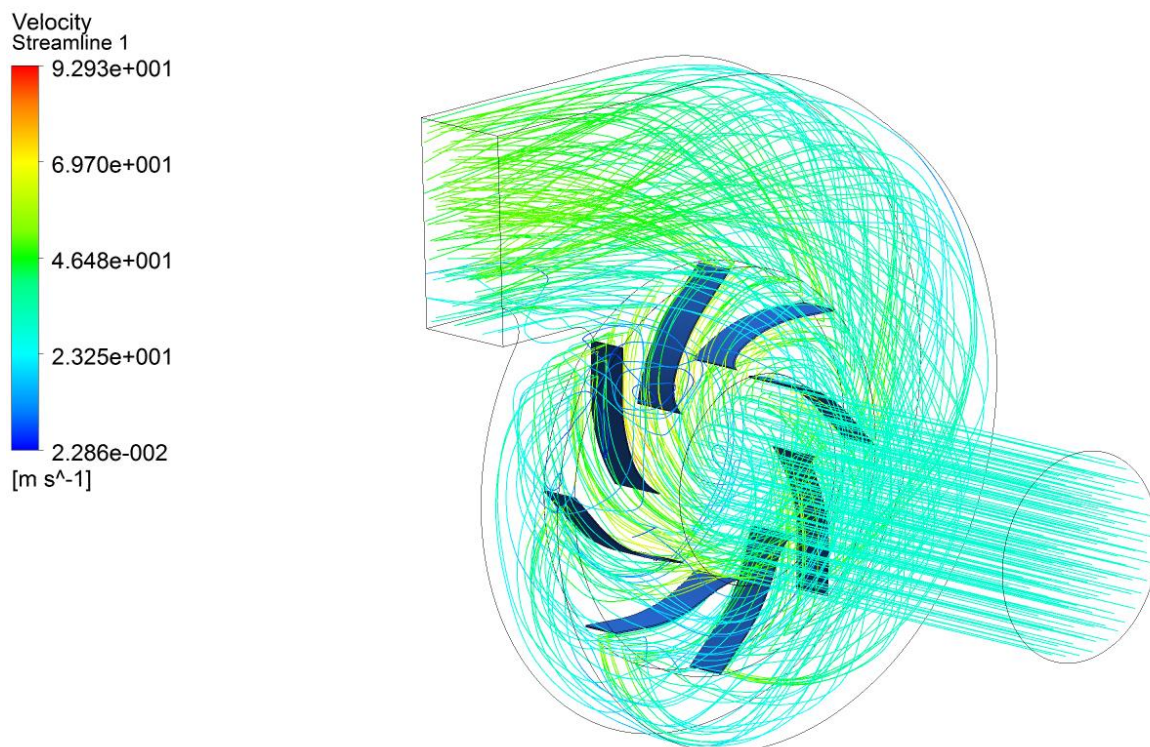


Graf 6-5 Porovnání vypočítané účinnostní charakteristiky s naměřenými hodnotami

## 6.2 Rozbor proudových polí

Na následujících stránkách budou prozkoumána výsledná proudová pole vypočítaná numerickou simulací v programu CFX.

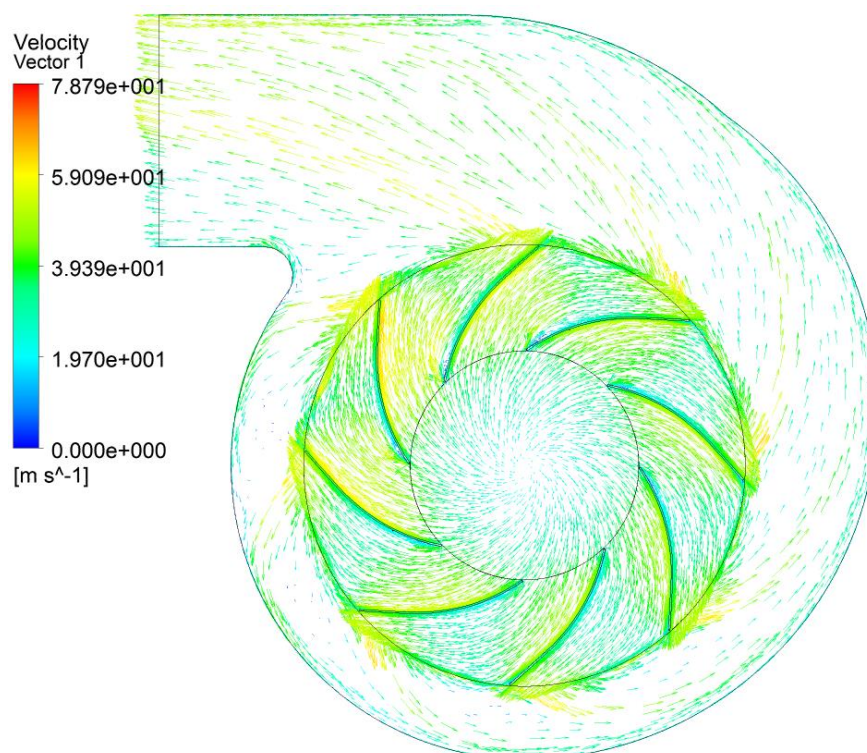
Na Obr. 6-1 je vidět charakter proudění ve ventilátoru reprezentovaný rychlostními proudnicemi.



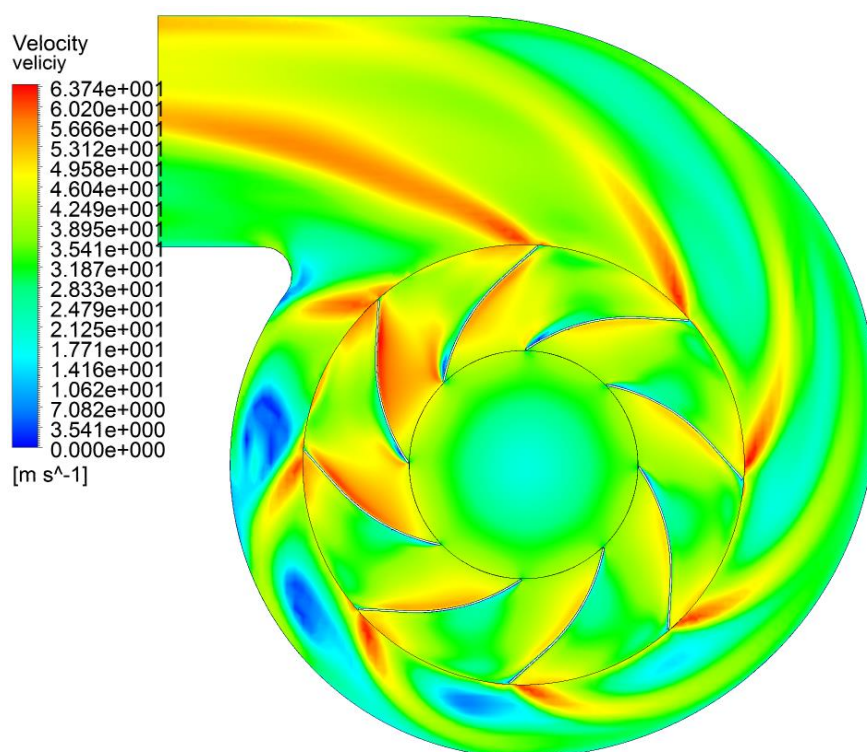
Obr. 6-1 Proudnice ve ventilátoru

### 6.2.1 Rychlostní poměry ve ventilátoru

Na následujících obrázcích 6-2 až 6-13 jsou uvedeny vektory a kontury rychlostí ve ventilátoru pro všech šest variant numerického výpočtu. Metodika označování jednotlivých variant je popsána v předešlé kapitole 7.1 „Tvorba charakteristik“. Z obrázků je zřejmé, že při zvyšování tlaku na výstupu, a tím pádem i celkového tlaku ventilátoru, se snižuje dopravované množství vzduchu i jeho rychlost. Tento jev zapříčiňuje vznik lokálních vírů, jež jsou popsány v následující kapitole. Vznik vírů je patrný v místech mezi spirální skříní a oběžným kolem v místě kde je tato vzdálenost konstantní. Na opačné straně spirální skříně, kde dochází k rozšiřování kanálu, se tyto víry nevyskytují. Při zvyšování tlaku a tedy snižování rychlosti se tyto víry přesouvají do mezilopátkového kanálu oběžného kola. To je vidět např. u varianty V6 (Obr. 6-12 a 6-13). Největší rychlosti ve ventilátoru jsou zaznamenány na výstupu z oběžného kola na odtokové hraně lopatky.

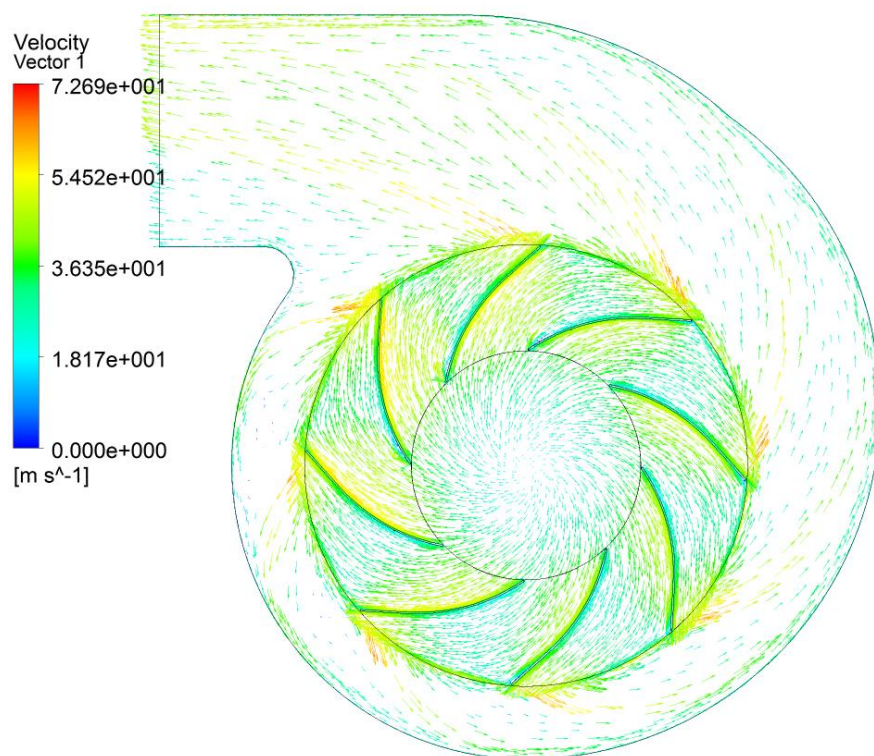


Obr. 6-2 Vektory rychlostí „V1“

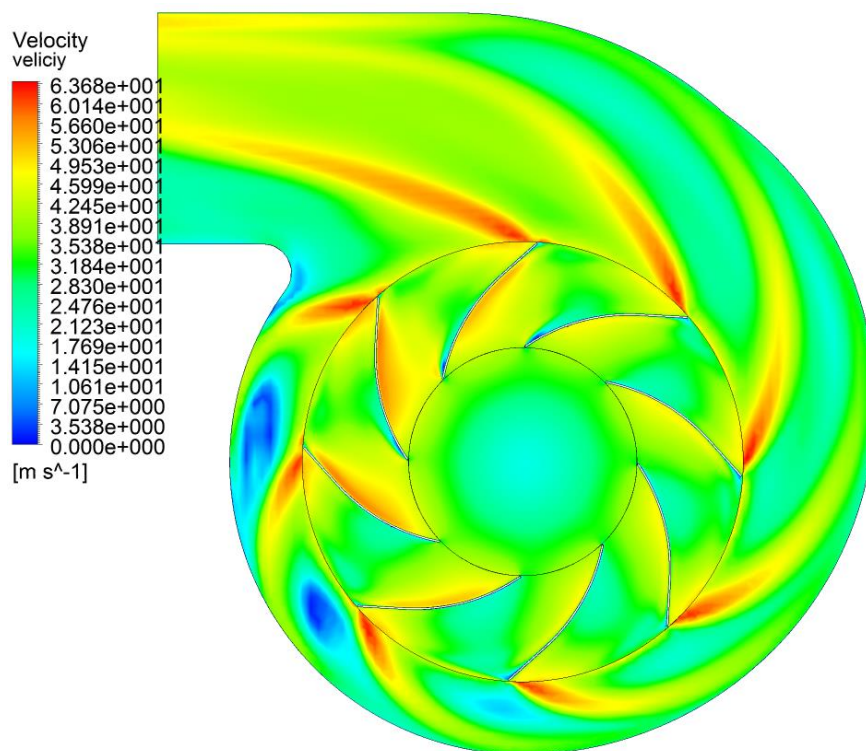


Obr. 6-3 Kontury rychlostí „V1“

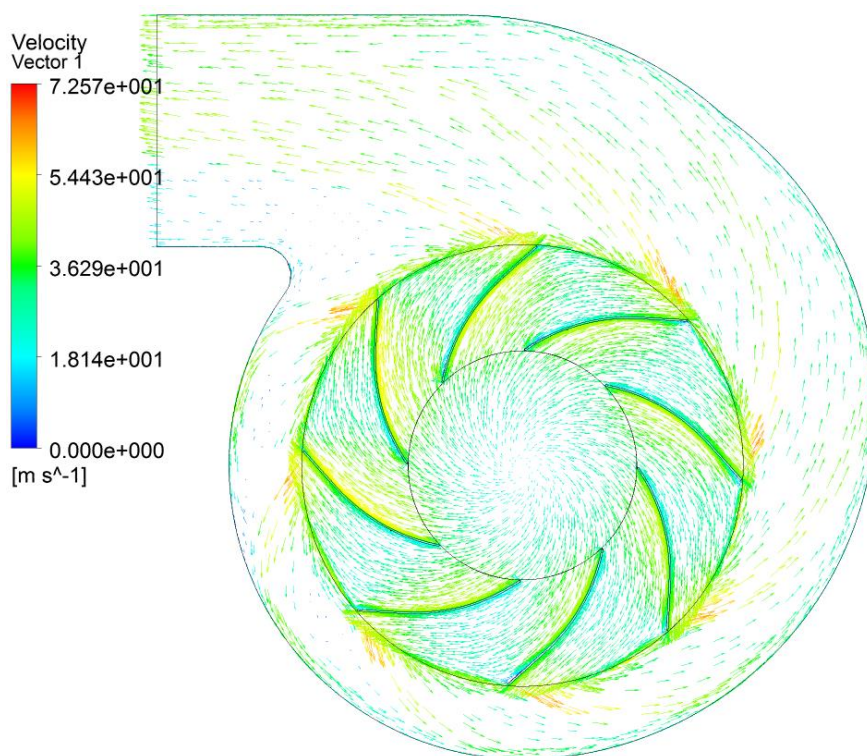




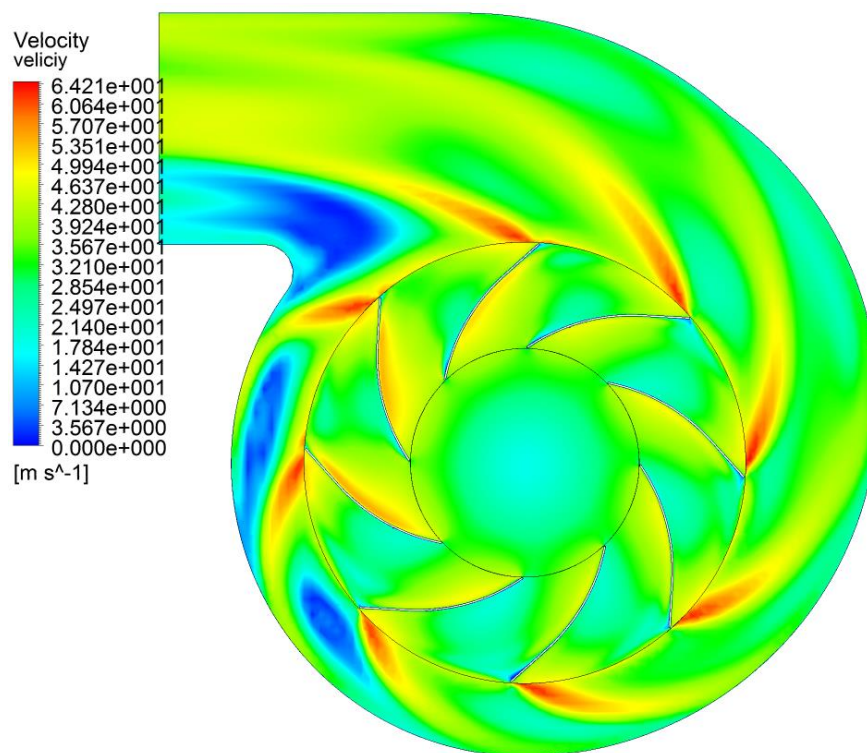
Obr. 6-4 Vektory rychlostí „V2“



Obr. 6-5 Kontury rychlostí „V2“

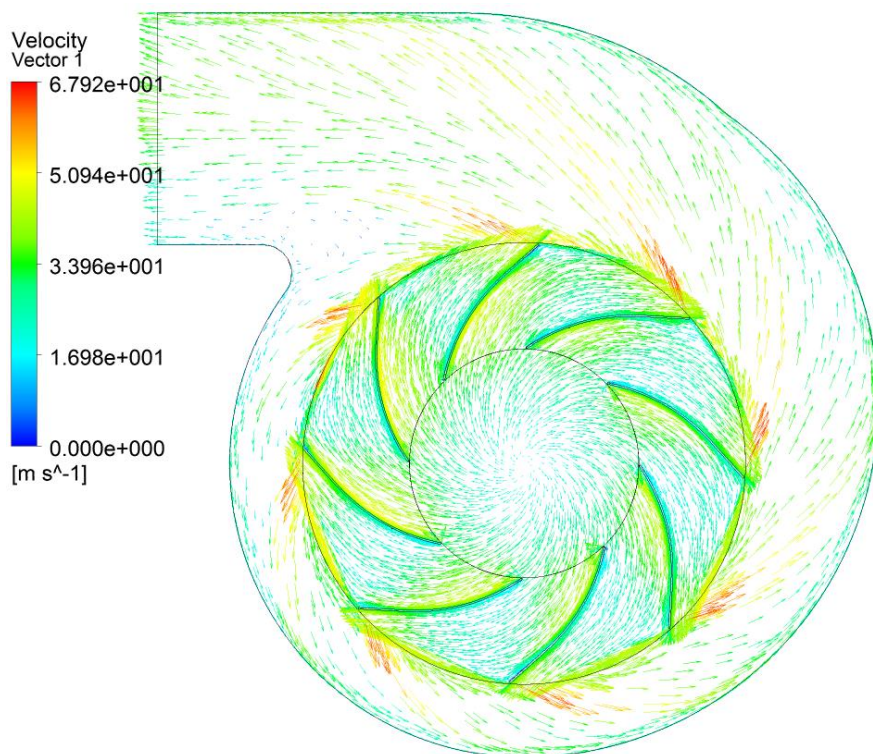


Obr. 6-6 Vektory rychlostí „V3“

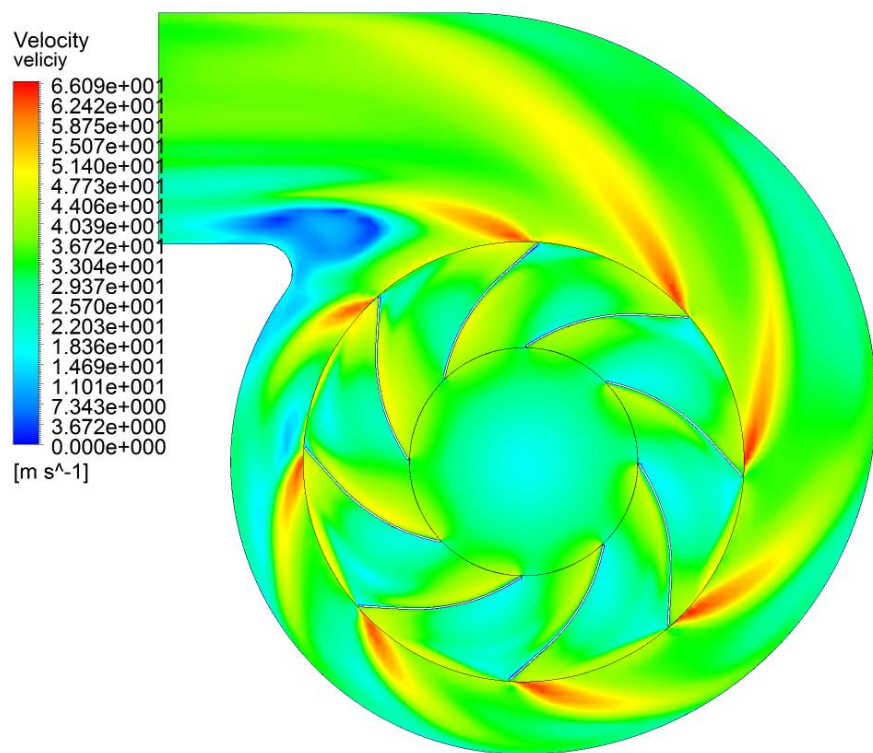


Obr. 6-7 Kontury rychlostí „V3“

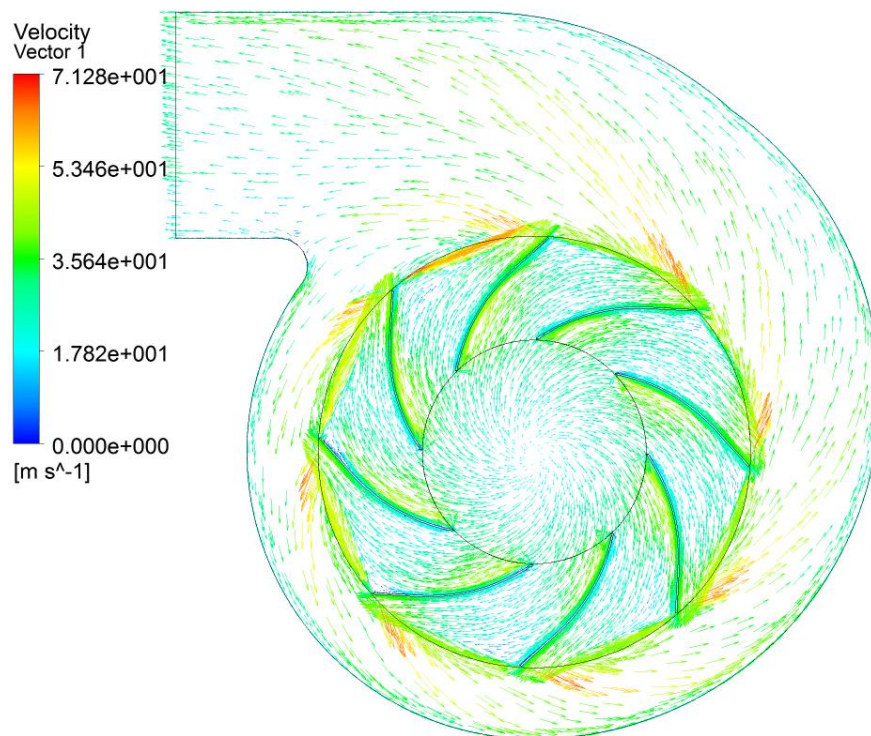




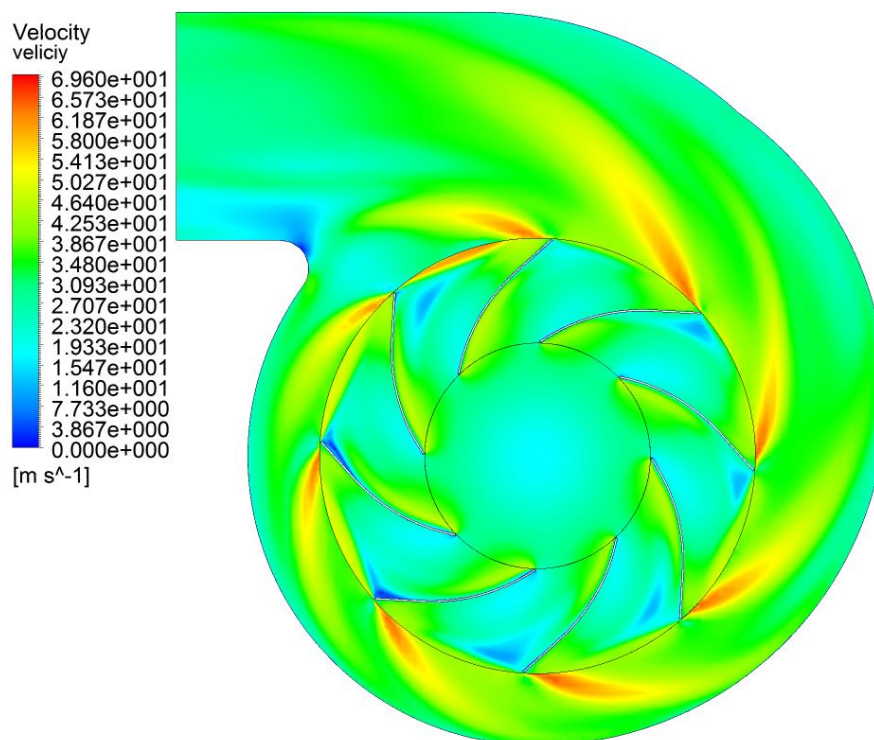
Obr. 6-8 Vektory rychlostí „V4“



Obr. 6-9 Kontury rychlostí „V4“

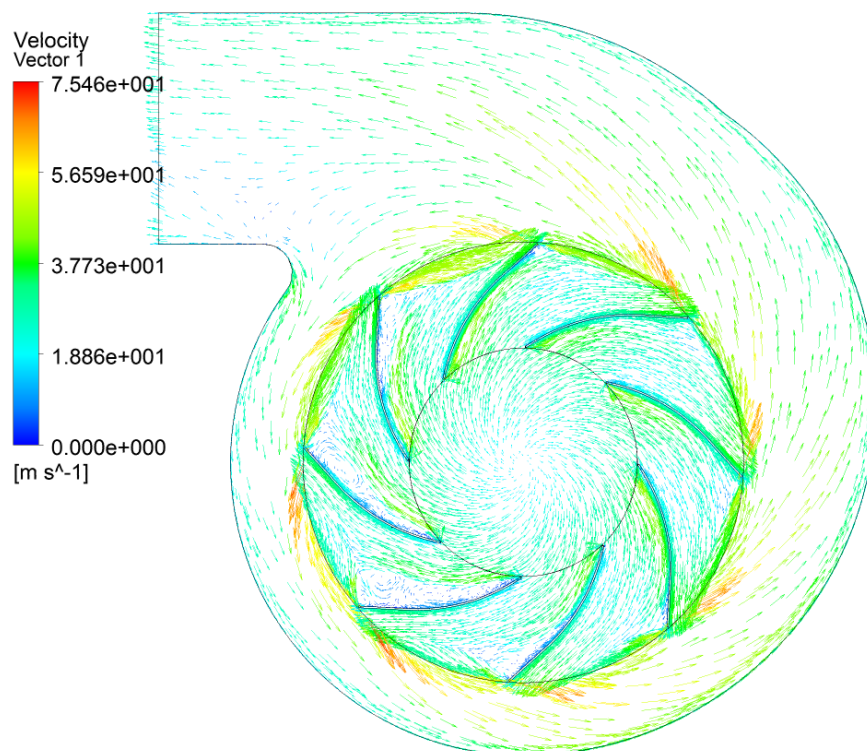


Obr. 6-10 Vektory rychlostí „V5“

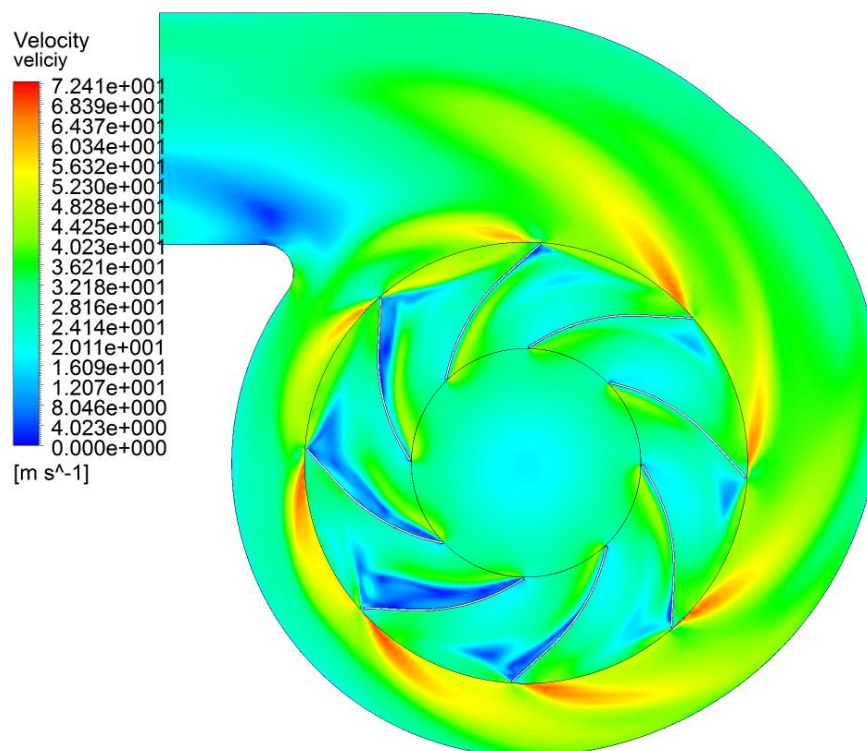


Obr. 6-11 Kontury rychlostí „V5“





Obr. 6-12 Vektory rychlosti „V6“

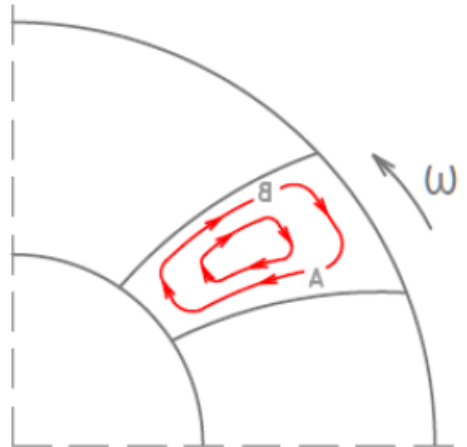


Obr. 6-13 Kontury rychlosti „V6“

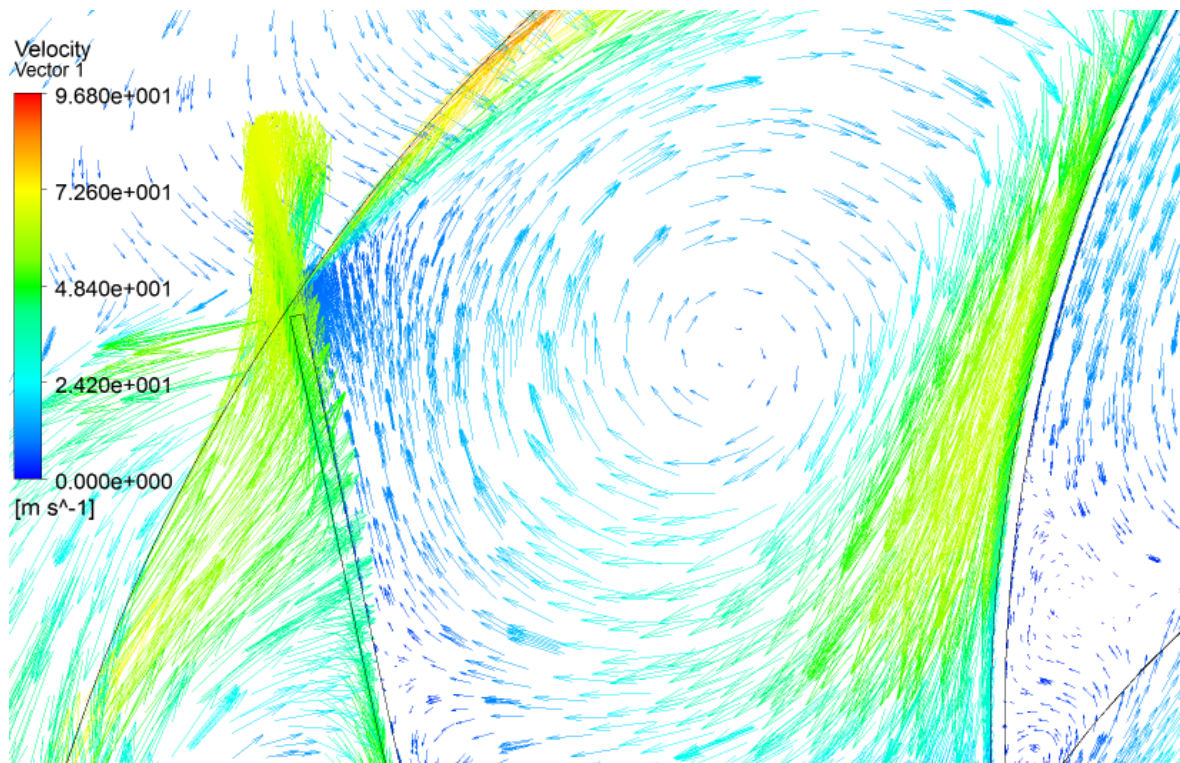
## 6.2.2 Jevy ovlivňující výkon ventilátoru

### 6.2.2.1 Relativní vír

Příčinou nižšího výkonu je relativní vír vznikající vlivem konečného počtu lopatek. Relativní vír je jev točícího se relativního proudění bez tření, za které předpokládáme teoretické proudění v oběžných mezilopátkových kanálech [16]. Tento jev je patrný z Obr. 6-14. Na Obr. 6-15 je vidět tento jev vzniklý numerickou simulací.



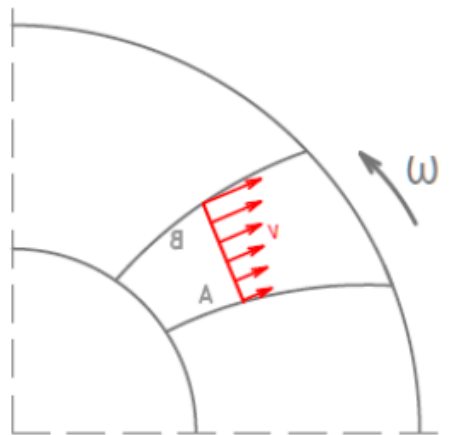
Obr. 6-14 Relativní vír [17]



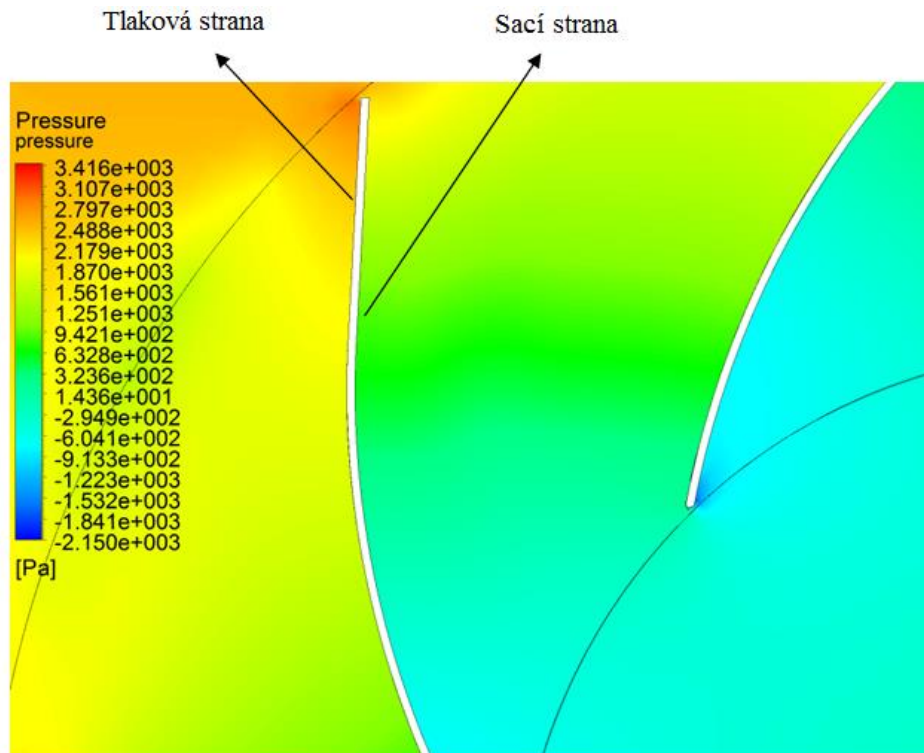
Obr. 6-15 Relativní vír z numerické simulace

### 6.2.2.2 Zakřivený oběžný kanál

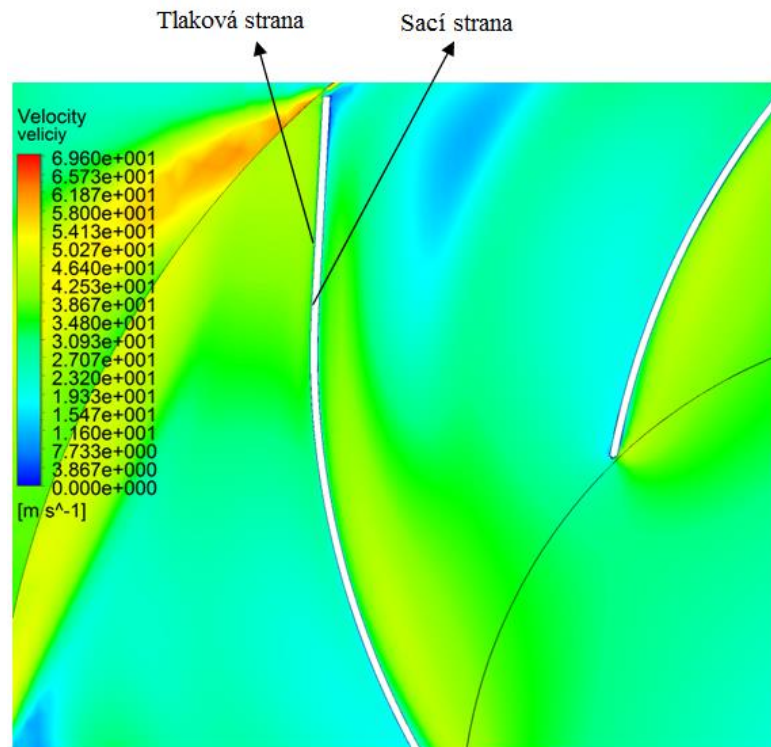
Dle Obr. 6-16 přenáší lopatky oběžného kola na vzduch mechanickou práci tak, že na ní „tlačí“. Na přední straně lopatky A (tlaková strana) je tlak větší než na zadní straně lopatky B (sací strana). S rychlostí je to přesně obráceně. Větší rychlost je na straně B než na straně A. tento jev je vidět na reálných konturách tlaků a rychlostí na Obr. 6-17 a 6-18.



Obr. 6-16 Proudění v oběžném zakřiveném kanále [17]



Obr. 6-17 Kontury tlaku kolem oběžné lopatky

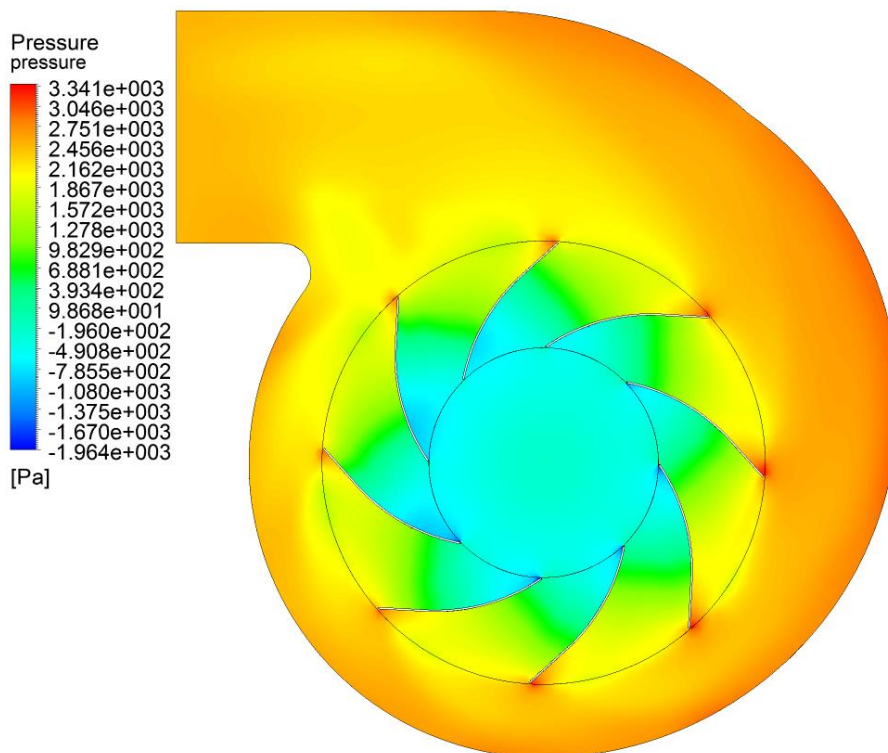


Obr. 6-18 Kontury rychlostí kolem oběžné lopatky

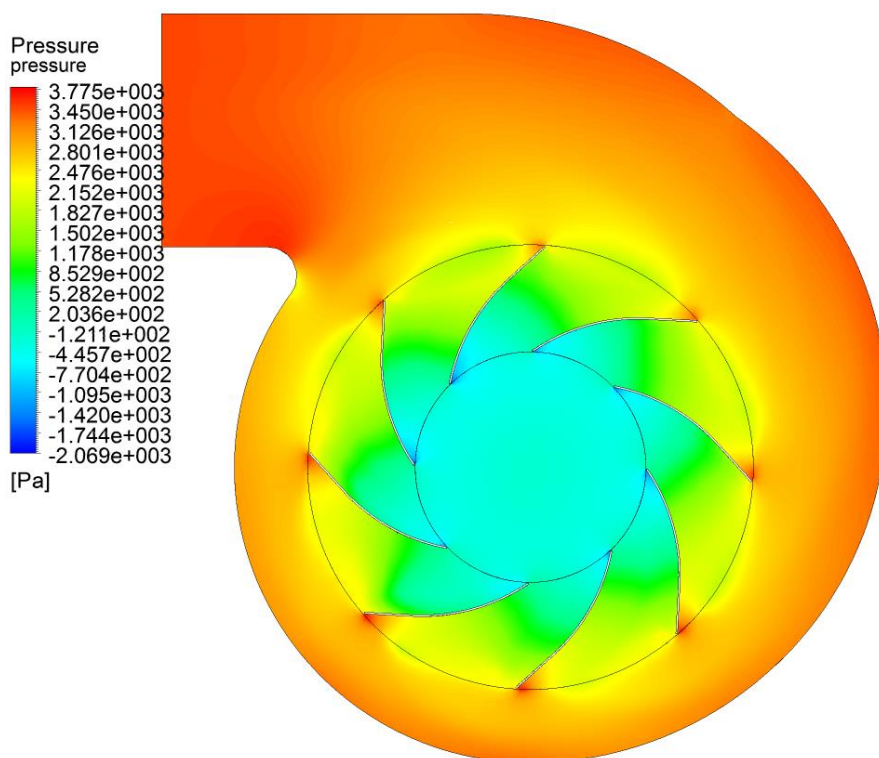
### 6.2.3 Rozbor tlakových polí

Na následujících šesti obrázcích 7-19 a 7-20 jsou vytvořeny kontury statického tlaku v počítaném radiálním ventilátoru. Záměrně jsou zobrazeny varianty V4 a V6, tedy varianty s nejnižší a nejvyšší účinností. Z obrázků si lze povšimnout zvyšujícího se tlaku ve spirální skříni, což je samozřejmě zapříčiněno nastavenou okrajovou podmínkou na výstupu z ventilátoru. Je zde patrná snaha ventilátoru „přetlačit“ tento nastavený tlak. Dále je možno zpozorovat téměř konstantní hodnoty tlaku v oběžném kole, což je opět dáno zadáním, konkrétně úvahou volného sání na vstupu do ventilátoru. Pokud se podíváme na lopatky oběžného kola, nejvyšší hodnota statického tlaku je na výstupní hraně oběžné lopatky.





Obr. 6-19 Kontury statického tlaku „V4“



Obr. 6-20 Kontury statického tlaku „V6“

### **6.3 Úpravy pro zvýšení účinnosti**

Jak bylo popsáno v kapitole 7.2.2, proudění ve ventilátoru doprovází jevy, které snižují výkon ventilátoru, potažmo i jeho účinnost. Zvýšení účinnosti ventilátoru je tedy možno realizovat eliminací těchto nežádoucích vlivů. Částečné zamezení vzniku relativních vírů je možné provést zvětšením mezilopatkového kanálu, což se dá zrealizovat několika způsoby. Prvním z nich je zvětšením průměru oběžného kola, což by ale mělo za následek zmenšení prostoru ve spodní části ventilátoru mezi oběžným kolem a spirální skříně a negativní důsledky vzniklé touto konstrukcí by převážily eliminaci relativních vírů. Druhou možností jak zvětšit mezilopatkový kanál je snížení počtu lopatek při zachování stejného průměru oběžného kola.

## Závěr

Cílem této diplomové práce byl numerický výpočet proudění v radiálním vysokotlakém ventilátoru RVM firmy ZVVZ Machinery. Před vlastním výpočtem byla popsána teorie ventilátorů, která obsahuje rozdělení a vlastnosti ventilátorů. Následovalo seznámení se s konkrétním typem ventilátoru fy ZVVZ Machinery. Důležitou součástí úvodní kapitoly je také definice bezrozměrných parametrů a charakteristika ventilátoru. Tyto teoretické znalosti byly využity v závěru diplomové práce při vyhodnocování numerického výpočtu. Vzhledem k tomu, že tvorba bezrozměrné charakteristiky probíhá na stejném principu jako při experimentálním měření, je toto měření popsáno na závěr úvodní kapitoly. Pro lepší pochopení numerického výpočtu proudění bylo nutné nastudovat také turbulentní modely, které jsou v těchto výpočtech obsaženy.

Vlastní numerický výpočet byl podrobně popsán v následující kapitole včetně všech kroků, které vedou ke kvalitním výsledkům. Mezi tyto kroky patří úprava geometrie, tvorba výpočetní sítě a nastavení výpočtu včetně nadefinování okrajových podmínek.

V poslední části bylo provedeno vyhodnocení numerického výpočtu, v jehož úvodu jsou vyčísleny bezrozměrné parametry. Tyto bezrozměrné parametry jsou dále využity pro tvorbu bezrozměrné charakteristiky. Výsledná charakteristika radiálního ventilátoru je následně porovnána s charakteristikou získanou z experimentálního měření na zkušební ZVVZ Machinery. T tohoto porovnání je zřejmé, že numerickým výpočtem bylo dosaženo velice kvalitních výsledků, které téměř odpovídají hodnotám naměřeným při experimentálním měření. Na závěr vyhodnocení je proveden rozbor proudových polí počítaného ventilátoru. V tomto rozboru jsou vidět některé negativní vlivy ovlivňující výkon, potažmo účinnost ventilátoru. Tyto vlivy jsou v kapitole vyhodnocení také popsány včetně opatření možných k jejich eliminaci.

Cíl diplomové práce, jímž byl numerický výpočet radiálního ventilátoru a následné porovnání bezrozměrných charakteristik, byl splněn. Do budoucna by bylo zajímavé, pokusit se o konstrukční úpravy daného ventilátoru, čímž by se dalo zamezit vzniku relativních vírů, a tím pádem i zvýšení účinnosti.

## Seznam obrázků

Obr. 1-1 Rozdělení ventilátorů podle směru průtoku vzduchu [14]	12
Obr. 1-2 Radiální ventilátor [5]	13
Obr. 1-3 Tvary oběžných lopatek radiálního ventilátoru [4]	13
Obr. 1-4 Schéma ventilátoru [6]	14
Obr. 1-5 Oběžné kolo a spirální skříň zadaného ventilátoru [6]	15
Obr. 1-6 Obecná charakteristika ventilátoru [4]	18
Obr. 1-7 Bezrozměrná charakteristika ventilátoru [7]	19
Obr. 1-8 Bezrozměrné charakteristiky radiálních ventilátorů [1]	19
Obr. 1-9 Umístění ventilátoru v měřicí trati [1]	20
Obr. 1-10 Proudová měřidla: a) Venturiho trubice; b) Dýza; c) Clona [4]	23
Obr. 1-11 Napojení ventilátoru na měřicí kotel	23
Obr. 1-12 Schéma měřicí tratě na výtlaku ventilátoru [4]	24
Obr. 1-13 Princip tvorby charakteristiky	24
Obr. 2-1 Turbulentní proudění [8]	26
Obr. 2-2 Proudění v mezní vrstvě [11]	27
Obr. 2-3 Mezní vrstva na desce [13]	28
Obr. 2-4 Rychlosti na vstupu a výstupu z oběžného kola ventilátoru [18]	30
Obr. 2-5 Rychlosti na vstupu do spirální skříně [13]	31
Obr. 3-1 Schéma řešení numerického výpočtu proudění	32
Obr. 3-2 Metoda konečných objemů terminologie [10]	34
Obr. 4-1 Metody matematického modelování stacionárního proudění [12]	35
Obr. 4-2 Turbulentní modely založené na Boussinequově hypotéze [12]	36
Obr. 5-1 Zadaný model ventilátoru	37
Obr. 5-2 Vytvořený objem spirální skříně	38
Obr. 5-3 Vytvořený objem oběžného kola	38
Obr. 5-4 Finální model radiálního ventilátoru	39
	64



Obr. 5-5 Pojmenování ploch spirální skříně	40
Obr. 5-6 Pojmenování ploch oběžného kola vstupního potrubí	40
Obr. 5-7 Výsledná síť oběžného kola s detailem mezní vrstvy kolem lopatky	42
Obr. 5-8 Výsledná výpočetní síť spirální skříně	42
Obr. 5-9 Výpočtový model ventilátoru s okrajovými podmínkami	44
Obr. 6-1 Proudnice ve ventilátoru	51
Obr. 6-2 Vektory rychlostí „V1“	52
Obr. 6-3 Kontury rychlostí „V1“	52
Obr. 6-4 Vektory rychlostí „V2“	53
Obr. 6-5 Kontury rychlostí „V2“	53
Obr. 6-6 Vektory rychlostí „V3“	54
Obr. 6-7 Kontury rychlostí „V3“	54
Obr. 6-8 Vektory rychlostí „V4“	55
Obr. 6-9 Kontury rychlostí „V4“	55
Obr. 6-10 Vektory rychlostí „V5“	56
Obr. 6-11 Kontury rychlostí „V5“	56
Obr. 6-12 Vektory rychlostí „V6“	57
Obr. 6-13 Kontury rychlostí „V6“	57
Obr. 6-14 Relativní vír [17]	58
Obr. 6-15 Relativní vír z numerické simulace	58
Obr. 6-16 Proudění v oběžném zakřiveném kanále [17]	59
Obr. 6-17 Kontury tlaku kolem oběžné lopatky	59
Obr. 6-18 Kontury rychlostí kolem oběžné lopatky	60
Obr. 6-19 Kontury statického tlaku „V4“	61
Obr. 6-20 Kontury statického tlaku „V6“	61

## Seznam tabulek

Tabulka 5-1 Parametry výpočetní sítě pro oběžné kolo .....	41
Tabulka 5-2 Parametry výpočetní sítě pro spirální skříň .....	41
Tabulka 5-3 Parametry výpočetní sítě pro vstupní potrubí .....	41
Tabulka 5-4 Základní parametry výpočetní sítě .....	41
Tabulka 5-5 Parametry kvality výpočetní sítě.....	43
Tabulka 5-6 Nastavení parametrů výpočtu .....	44
Tabulka 6-1 výsledné hodnoty tlaků a průtoku .....	46
Tabulka 6-2 Dosazované hodnoty pro bezrozměrné parametry.....	47
Tabulka 6-3 výsledné hodnoty bezrozměrných parametrů .....	48

## Seznam grafů

Graf 6-1 Základní charakteristika ventilátoru .....	46
Graf 6-2 Bezrozměrná tlaková charakteristika ventilátoru .....	49
Graf 6-3 Bezrozměrná účinnostní charakteristika.....	49
Graf 6-4 Porovnání vypočítané tlakové charakteristiky s naměřenými hodnotami .....	50
Graf 6-5 Porovnání vypočítané účinnostní charakteristiky s naměřenými hodnotami .....	50

## Seznam použité literatury

- [1] Čermák, Jan a kol.: Ventilátory, SNTL., 1974
- [2] ČSN 12 3061: VENTILÁTORY – Předpisy pro měření. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1897.
- [3] [www.tzb-info.cz](http://www.tzb-info.cz)
- [4] COUFALÍK, M. *Měření charakteristik ventilátorů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014.
- [5] ZMRHAL, Vladimír. *Prvky větracích a klimatizačních zařízení (I) - 1. Část, Ventilátory*, ČVUT, Fakulta strojní, Ústav techniky prostředí, 4. 12. 2006
- [6] Dokumentace firmy, ZVVZ Machinery, a.s.
- [7] Kadrnožka, Jaroslav: *Tepelné turbíny a turbokompresory*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2004
- [8] ŠOB, František. *Hydromechanika*. Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2001. 238 s. ISBN 80-214-2037-5
- [9] LINHART J., *Mechanika tekutin I*, 1. vyd. ZČU v Plzni, 2009, ISBN 978-80-7043-766-7
- [10] Ústav chemického inženýrství. *Vysoká škola chemicko-technologická v Praze* [online]. [cit.2015-Březen-30]. Dostupné : [https://vscht.cz/uchi/ped/cfd/cfd.metoda\\_konecnych\\_objemu.pdf](https://vscht.cz/uchi/ped/cfd/cfd.metoda_konecnych_objemu.pdf)
- [11] DRÁBKOVÁ S., *Mechanika tekutin*, 1. vyd. VŠB–TUO v Ostravě, 2007, ISBN 978-80-248-1508-4
- [12] BLEJCHAŘ, Tomáš. *Turbulence – Modelování proudění – CFX* [online]. Ostrava: VŠB-TU, 2010 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: [http://www.338.vsb.cz/PDF/Turbulence\\_ESF\\_v4.pdf](http://www.338.vsb.cz/PDF/Turbulence_ESF_v4.pdf)
- [13] JANALÍK, Jaroslav a Pavel ŠTÁVA. *Mechanika tekutin* [online]. Ostrava: VŠBTU, 2002 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Janalik,Stava-MechanikaTekutin.pdf>
- [14] Kortán, Pavel. *Konstrukční řešení kinematiky mechanismu natáčení lopatek rotoru ventilátoru*. Západočeská univerzita v Plzni, 2014.
- [16] Beck, Oskar. *Ventilátory*. Státní nakladatelství technické literatury, 1953.
- [17] Duda, Petr. *Vliv konečného počtu lopatek u hydrodynamických čerpadel*. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012.
- [18] DIXON, S. L. A: *Fluid Mechanics an Thermodynamics of Turbomachinery*.