



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Simulace a validace ventilátoru pro vůz
Formula Student

Simulation and validation of a fan for a
Formula Student car

DIPLOMOVÁ PRÁCE
2023

Jaromír Šolc

Studijní program: Motorová vozidla
Studijní obor: Dopravní a transportní technika
Vedoucí práce: Ing. Lukáš Pacoň



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Šolc** Jméno: **Jaromír** Osobní číslo: **476058**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**
Specializace: **Motorová vozidla**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Simulace a validace ventilátoru pro vůz Formula Student

Název diplomové práce anglicky:

Simulation and validation of a fan for a Formula Student car

Pokyny pro vypracování:

- 1) Proveďte rešerši možností, jak simulovat lopatkové rotační stroje v CFD.
- 2) Proveďte rešerši, jak měřit a validovat lopatkové rotační stroje.
- 3) Vybrané přístupy aplikujte na zvolený řešený problém v CFD.
- 4) Proveďte validaci vybraného ventilátoru.

Seznam doporučené literatury:

MUSTAPHA, H, M.F ZELESKY, N.C BALNES a D JAPIKSE. Axial and Radial Turbines. United States: Concepts NREC, 2003. ISBN 9780933283121.
COUFALÍK, M. Měření charakteristik ventilátorů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014.
Kortán, Pavel. Konstrukční řešení kinematiky mechanismu natáčecí lopatek rotoru ventilátoru. Západočeská univerzita v Plzni, 2014.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Lukáš Pacoň ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhého(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **19.10.2022** Termín odevzdání diplomové práce: **11.01.2023**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Lukáš Pacoň
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora: Jaromír Šolc

Název práce: Simulace a validace ventilátoru pro vůz Formula Student

Anglický název: Simulation and validation of a fan for a Formula Student car

Rozsah práce:

- 93 stran
- 129 obrázků
- 6 tabulek
- 32 grafů

Akademický rok: 2022/2023

Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Studijní program: Dopravní a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Lukáš Pacoň

Klíčová slova: Ventilátor, CFD, aerodynamika, simulace, experiment;

Key words: Fan, CFD, aerodynamics, simulation, experiment;



Abstrakt

Cílem této práce je teoretické zdokumentování a praktické ověření různých způsobů simulování a experimentálního ověření lopatkových strojů. V teoretické části jsou postupně vysvětleny základní vztahy a charakteristiky a představeny různé experimentální nebo simulační metody těchto strojů. Následně je na ventilátoru Spal VA67-A101-83A, který je používán na chlazení formule týmu CTU CarTech, provedeno experimentální měření, které je různými metodami nasimulováno a porovnáno. V závěru jsou jednotlivé přístupy zhodnoceny.

Abstract

The objective of this thesis is to make a research and practically verify multiple ways how to simulate and experimentally measure fans. In theoretical part main formulas and characteristics of fans are introduced. Also there are different methods of simulating and experimental validating of rotational fans explained. Next, fan Spal VA67-A101-83A, used by the team CTU CarTech for cooling purposes, is experimentally measured and validated by multiple simulation approaches. In the end all methods are evaluated.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: “Simulace a validace ventilátoru pro vůz Formula Student” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 11. 1. 2023

.....

(podpis autora)



Poděkování

Rád bych poděkoval kolegům z týmu CTU Cartech za ty 4 sezony, které jsem v týmu strávil a při nichž vzniknul požadavek na vytvoření této práce.

Dále bych chtěl poděkovat firmě 4Jtech s.r.o, jmenovitě Ing. Janu Čížkovi, PhD., Ing. Jiřímu Gemprlemu a Ing. Janu Punčocháři za poskytnutí zázemí pro experiment, předání teoretických znalostí a nespočet konzultací.

V neposlední řadě bych chtěl poděkovat Ing. Lukáši Pacoňovi za nevídanou vstřícnost při vedení této práce a mnoho cenných připomínek.



| | |
|---|-----------|
| Anotační záznam | 3 |
| Abstrakt | 4 |
| Abstract | 4 |
| Čestné prohlášení | 5 |
| Poděkování | 6 |
| 1 Úvod | 10 |
| 1.1 <i>Motivace a cíle</i> | 10 |
| 1.2 <i>Formula Student</i> | 10 |
| 1.3 <i>CTU Cartech</i> | 10 |
| 1.4 <i>Lopatkové stroje</i> | 11 |
| 1.5 <i>Ventilátory na vozech týmu CTU CarTech</i> | 12 |
| 2 Aerodynamika | 13 |
| 2.1 <i>Aerodynamika – teorie</i> | 13 |
| 2.1.1 Bernoulliho rovnice..... | 13 |
| 2.1.2 Rovnice kontinuity..... | 13 |
| 2.1.3 Laminární a turbulentní proudění..... | 14 |
| 2.1.4 Reynoldsovo číslo..... | 14 |
| 2.1.5 Mezní vrstva..... | 14 |
| 3 Lopatkové stroje | 16 |
| 3.1 <i>Teorie lopatkových strojů</i> | 16 |
| 3.1.1 Charakteristiky..... | 16 |
| 3.1.1.1 Tlaková charakteristika..... | 16 |
| 3.1.1.1.1 Příkonová charakteristika..... | 16 |
| 3.1.1.1.2 Účinnostní charakteristika..... | 17 |
| 3.1.1.1.3 Bezrozměrná charakteristika..... | 17 |
| 3.1.2 Základní veličiny..... | 18 |
| 3.1.2.1 Objemový průtok Q [m^3/s]..... | 18 |
| 3.1.2.2 Dopravní tlak Δp [Pa]..... | 18 |
| 3.1.2.3 Příkon P_{in} [W]..... | 18 |
| 3.1.2.1.1 Vzduchový výkon P_w [W]..... | 18 |
| 3.1.2.2 Účinnost η_c [-]..... | 19 |
| 3.1.2.3 Střední rychlost c [m/s]..... | 19 |
| 3.1.2.4 Dynamický tlak p_d [Pa]..... | 19 |
| 3.1.2.5 Hustota vzduchu ρ [kg/m^3]..... | 19 |
| 3.1.2.6 Tah [N]..... | 19 |
| 3.1.1 Podobnostní čísla..... | 20 |
| 3.1.2 Ventilátorové zákony..... | 20 |
| 3.1.2.1 Vztahy při změně otáček..... | 20 |
| 3.1.2.2 Vztahy při změně velikosti..... | 21 |
| 3.1.2.3 Vztahy při změně hustoty..... | 21 |
| 3.1.3 Rezonance..... | 21 |
| 3.1.4 Potlačení hluku posunutím lopatek..... | 22 |
| 3.1.5 Twisted blade..... | 23 |
| 3.1.1 Coandův efekt..... | 23 |



| | |
|---|-----------|
| 3.2 Rozdělení lopatkových strojů..... | 23 |
| 3.2.1 Typ a směr proudění..... | 24 |
| 3.2.1.1 Axiální..... | 24 |
| 3.2.1.2 Radiální..... | 25 |
| 3.2.1.3 Diagonální..... | 25 |
| 3.2.1.4 Diametrální..... | 26 |
| 3.2.1.5 Na principu Coandova jevu..... | 26 |
| 3.2.1.6 Měchy..... | 27 |
| 3.2.2 Typ lopatek..... | 28 |
| 3.2.2.1 Rovné a zakřivené..... | 28 |
| 3.2.2.2 Natáčecí..... | 28 |
| 3.2.2.3 Průřez..... | 28 |
| 3.2.2.4 Počet..... | 28 |
| 3.2.3 Počet stupňů..... | 28 |
| 3.2.4 Tlak..... | 28 |
| 3.2.5 Druh pohonu..... | 29 |
| 4 Experiment..... | 30 |
| 4.1 Experiment – teorie..... | 30 |
| 4.1.1 Měření charakteristiky..... | 30 |
| 4.1.2 Odečítání hodnot..... | 30 |
| 4.1.2.1 Objemový průtok..... | 30 |
| 4.1.2.2 Tlak..... | 31 |
| 4.1.2.3 Otáčky..... | 32 |
| 4.1.2.4 Tah..... | 32 |
| 4.1.3 Regulace..... | 32 |
| 4.2 Experiment – popis..... | 33 |
| 4.2.1 Ventilátor..... | 33 |
| 4.2.2 Experiment..... | 34 |
| 4.2.3 Výpočet proudění..... | 39 |
| 4.2.4 Ovládání a odečítání hodnot..... | 40 |
| 4.3 Experiment – výsledky..... | 41 |
| 4.3.1 12V charakteristika..... | 41 |
| 4.3.2 Celková charakteristika..... | 44 |
| 4.3.3 Studený vs. zahřátý motor..... | 45 |
| 4.3.4 Jaro vs. podzim..... | 48 |
| 4.4 Experiment – závěr..... | 49 |
| 5 Simulace..... | 50 |
| 5.1 Simulace – CFD teorie..... | 50 |
| 5.1.1 Základní rovnice počítačové mechaniky tekutin..... | 50 |
| 5.1.1.1 Rovnice kontinuity – zákon zachování hmotnosti..... | 50 |
| 5.1.1.2 Zákon zachování hybnosti..... | 50 |
| 5.1.2 Modelování turbulence..... | 51 |
| 5.1.2.1 RANS..... | 51 |
| 5.1.2.2 LES..... | 52 |
| 5.1.2.3 DNS..... | 52 |
| 5.1.3 Proudění u stěny..... | 52 |
| 5.1.4 Modelování rotoru ventilátoru..... | 54 |
| 5.1.4.1 Metoda tlakového spádu (Fan interface)..... | 54 |
| 5.1.4.2 MRF – moving reference frame..... | 55 |



| | |
|--|-----------|
| 5.1.4.3 Sliding mesh (rotační síť)..... | 56 |
| 5.2 Simulace – nastavení | 56 |
| 5.2.1 Geometrie | 57 |
| 5.2.2 Tlakové odběry | 58 |
| 5.2.3 Okrajové podmínky | 58 |
| 5.2.4 Odečítání rychlosti proudění..... | 58 |
| 5.2.5 Síť..... | 59 |
| 5.2.6 Vyhodnocení stability výsledku | 61 |
| 5.3 Simulace – výsledky | 62 |
| 5.3.1 Srovnání metod | 62 |
| 5.3.1.1 Tlakový spád..... | 62 |
| 5.3.1.2 MRF | 63 |
| 5.3.1.3 Rotační síť | 65 |
| 5.3.1.4 Srovnání výsledků jednotlivých metod | 67 |
| 5.3.2 Citlivostní analýzy | 69 |
| 5.3.2.1 SST k- ω vs. Realizable k- ϵ | 69 |
| 5.3.2.2 Mezní vrstva y^+ nad 30..... | 69 |
| 5.3.2.3 Velikost sítě..... | 70 |
| 5.3.2.4 Velikost povrchové sítě rotoru | 72 |
| 5.3.2.5 Geometrie rotoru | 73 |
| 5.3.2.6 Velikost štěrbiny..... | 74 |
| 5.3.2.7 Hustota – teplota..... | 75 |
| 5.3.2.8 Atmosférický tlak..... | 76 |
| 5.4 Simulace – závěr..... | 77 |
| 6 Porovnání experimentu a simulace | 78 |
| 7 Závěr..... | 82 |
| 8 Seznam použité literatury | 85 |
| 9 Seznam obrázků..... | 88 |
| 10 Seznam grafů | 90 |
| 11 Seznam tabulek..... | 91 |
| 12 Seznam použitých symbolů a zkratek..... | 92 |



1 Úvod

1.1 Motivace a cíle

Cílem práce je uceleně a prakticky prozkoumat rotační lopatkové stroje a vytvořit komplexní příručku o tom, co práce s nimi obnáší – od základních výpočetních vztahů přes provedení experimentu až po porovnání s různými druhy simulací.

Ventilátory sice leží stranou hlavního zájmu Formula Student aerodynamiků, který se upírá spíše na klapky a křídla, ale jak bylo historicky několikrát dokázáno, lze správným umístěním ventilátoru na závodní vůz posunout jeho vlastnosti zcela mimo chápání běžného smrtníka a vytvořit tak vůz, který rozdílem třídy poráží veškerou konkurenci.

V závěru bych chtěl jednotlivé přístupy zhodnotit a doporučit vhodnou metodu pro práci s rotačními lopatkovými stroji, která následně může posloužit jako základ pro větší navazující vývoj a posunout tak tým CTU CarTech na nejvyšší příčku v rámci soutěže Formula Student, na niž dlouhodobě míří.

Zároveň bych chtěl v této části práce omluvit občasné užívání anglických názvů u pojmů (např. multi reference frame), které nemají přímý český překlad a nelze je tak rozumně v našem mateřském jazyce využívat.

1.2 Formula Student

Formula Student je, jak už název napovídá, studentská soutěž, v níž je hlavním úkolem během jednoho roku sestavit závodní auto formulového typu.

Cílem soutěže je řešením reálných problémů seznámit studenty vysokých škol s problematikou závodních vozů a lépe je připravit do praxe.

Počátky soutěže byly položeny v USA roku 1981, ale v současnosti nejvíce pozornosti přitahuje Evropa, odkud pochází nejlepší světové týmy. Na světě existuje více než 500 aktivních týmů, což z Formula Student dělá z tohoto hlediska největší motoristickou soutěž.

Soutěží se celkem v 7 disciplínách, přičemž 4 jsou dynamické a 3 statické. Protože se každá disciplína zaměřuje na jinou problematiku, je každý tým opravdu důkladně prověřen a pro nejlepší výsledky by neměl mít výrazné slabiny. Dynamické části jsou zaměřené na akceleraci, zatáčení, čas na jedno kolo a vytrvalost, statické hodnotí technický návrh, cenotvorbu a investiční nápad.

1.3 CTU Cartech

Tým CTU Cartech vznikl na půdě Fakulty strojní ČVUT v Praze v roce 2007 jako první český tým. Mezi největší inovace patří první monokok z kompozitu s uhlíkovými vlákny v České republice, využití 3D tisku a rozsáhlé využití uhlíkových vláken po celém autě – kola, křídla, sání a jiné prvky.



Obr 1 Monopost FS.14 týmu CTU CarTech

I když se v posledních letech soutěž Formula Student začala vydávat různými směry, stále patří CTU CarTech mezi českou i světovou špičku, což dokázal v sezoně 2022 světovým prvenstvím v nasazení hybridního pohonu podle nových pravidel.

1.4 Lopatkové stroje

Lopatkové stroje se obecně využívají k přeměně rotační energie rotoru na pohybovou energii tekutiny nacházející se v okolí, případně naopak, pokud jsou spuštěny v generátorickém režimu.

V motorsportu jsou využívány primárně pro navýšení chladicího výkonu motoru, případně pro aktivní chlazení brzd. Technickou zajímavostí z historie, která se v poslední době dostává zpět na pořad dne např. na vozech Formula Student nebo na voze Gordon Murray T.50, je aktivní odsávání vzduchu z pod vozidla pro navýšení přtlaku.



Obr 2 Gordon Murray T.50 [1]



Podrobněji se tématu lopatkových strojů tato práce věnuje v kapitole 3.

1.5 Ventilátory na vozech týmu CTU CarTech

Aktuálně má tým CTU CarTech na voze umístěny dva axiální ventilátory symetricky po stranách monokoku, které zvyšují průtok vzduchu v chladičích a o nichž bude praktická část této práce. S integrací hybridního pohonu ale narostly nároky na chladičový systém, a tak se rozvinula diskuse o navýšení chladičového výkonu způsobem, jímž by nedošlo k výraznému nárůstu hmotnosti (zvětšení chladičů nebo ventilátorů), ceny nebo celkovému přepracování celé oblasti.



Obr 3 Symetrické umístění ventilátorů

Obr 4 Detail umístění ventilátoru na voze FS.14

Historicky se malé ventilátory používaly na chlazení předních brzd, ale z důvodu nedostatečné elektrické kapacity tým posledních 5 let používá náporové chlazení pomocí náfuků.

Od sezony 2020 je v soutěži Formula Student povoleno tzv. „ground effect power device“, tedy zařízení umožňující aktivní odsávání vzduchu z pod podlahy formule. Tým CTU CarTech tento koncept testoval, ale při vyhodnocování simulací pokaždé panovala určitá nedůvěra ve zvolenou metodiku, která společně s pracností, očekávaným přínosem a obavou o spolehlivost znamenala, že jej nikdy nenasadil na závodech. Je to ale oblast, kterou by do budoucna chtěl detailněji prozkoumat, protože při správně zvolených parametrech slibuje významné zrychlení auta při průjezdu zatáčkou.



2 Aerodynamika

2.1 Aerodynamika – teorie

Aerodynamika je fyzikální obor, který se zabývá pohybem plynů (vzduchu) a jejich vzájemného působení s pevnými objekty.

Poznání této vědy umožňuje optimalizovat tvary pohyblivých (auta, letadla) i statických objektů (mrakodrapy) za účelem snížení hluku, odporu a tedy namáhání a energetické náročnosti, nebo zvýšení přítlaku či vztlaku. Uplatnění najde i ve vnitřních prostorech, kde lze optimalizací proudění dosáhnout snížení ztrát a zvýšení např. chladicího výkonu.

2.1.1 Bernoulliho rovnice

První ze dvou základních rovnic popisující proudění jakékoliv ideální tekutiny lze nalézt v mnoha podobách, nejčastěji se s ní setkáme v následující výchozí formě:

$$\rho gh_1 + p_{s1} + \frac{1}{2} \rho c_1^2 = \rho gh_2 + p_{s2} + \frac{1}{2} \rho c_2^2 = konst.$$

Bernoulliho rovnice vychází ze zákona zachování energie a definuje vztah mezi potenciální, kinetickou a tlakovou energií.

Pro případ této práce je možné ji dále zjednodušit vyškrtnutím členu potenciální energie, čímž dostaneme vztah mezi statickým a dynamickým tlakem, který bude na proudnici konstantní. [2]

$$p_s + \frac{1}{2} \rho c^2 = p_c = konst.$$

2.1.2 Rovnice kontinuity

Druhou základní rovnicí popisující proudění ideální tekutiny je rovnice kontinuity. Ta vychází ze zákona zachování hmotnosti a říká, že objemový průtok v každém místě je pro nestlačitelnou tekutinu konstantní.

$$Q_1 = Q_2 = konst.$$

$$A_1 \cdot C_1 = A_2 \cdot C_2 = konst.$$

Pro stlačitelnou kapalinu se jedná o podobný vztah, jen člen objemového průtoku nahradí hmotnostní průtok a do rovnice se přidá hustota tekutiny.

$$\dot{M}_1 = \dot{M}_2 = konst.$$

$$A_1 \cdot C_1 \cdot \rho_1 = A_2 \cdot C_2 \cdot \rho_2 = konst.$$

Se znalostí rovnice kontinuity a Bernoulliho rovnice lze v oblasti mechaniky tekutin poměrně jednoduše spočítat veškeré důležité základní parametry proudění. [3]



2.1.3 Laminární a turbulentní proudění

Z hlediska charakteru proudění rozlišujeme 2 základní typy – laminární a turbulentní proudění.

Laminární proudění je typické pro nižší rychlosti a je charakterizováno jednodimenzionálním prouděním ve směru toku, v němž převládají vazké síly. Celková energie laminárního proudu je nižší a při obtékání rovné stěny dochází k nižším ztrátám.

Turbulentní proudění má výrazně třírozměrný charakter a je typické pro vyšší rychlosti. Dochází v něm ke vzniku vírů, tlakových a rychlostních rozdílů a vyššímu míšení celého proudu. Kvůli tomu má vyšší celkovou energii a vyšší ztráty. K výraznému prvku turbulentního proudění patří velká nestacionarita.

2.1.4 Reynoldsovo číslo

Reynoldsovo číslo se používá k vyjádření poměru vazkých a setrvačných sil v tekutině.

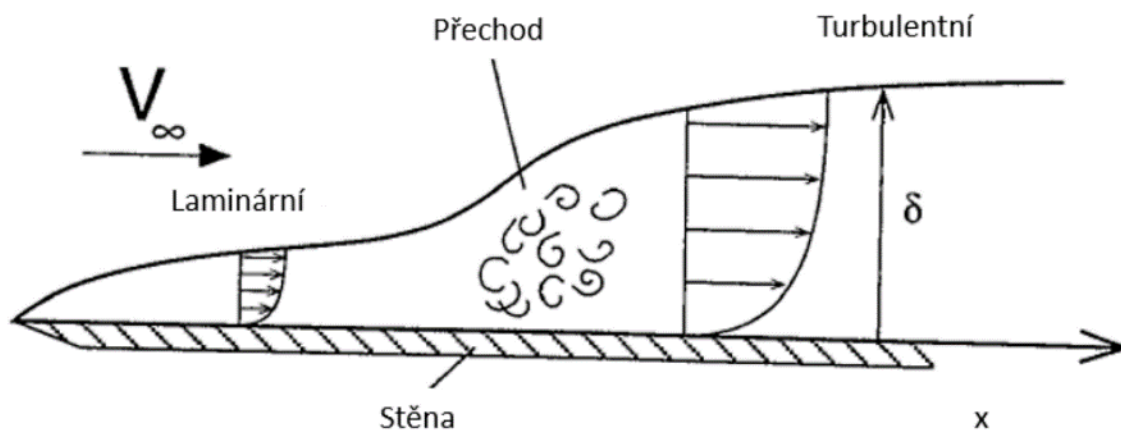
$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} [-]$$

Hodnota Reynoldsova podobnostního čísla není univerzální a pro každý případ je posuzována individuálně. Do definice vstupuje dynamická viskozita μ , hustota ρ , rychlost v a charakteristický rozměr D . Ten je obtížně definovatelný. Pro objekty tvaru válce se používá průměr, pro vozidlo délka nebo rozvor.

Kritická hodnota Reynoldsova čísla určuje, zda-li se jedná o proudění laminární (nižší hodnoty) nebo turbulentní (vyšší hodnoty). [3][4]

2.1.5 Mezní vrstva

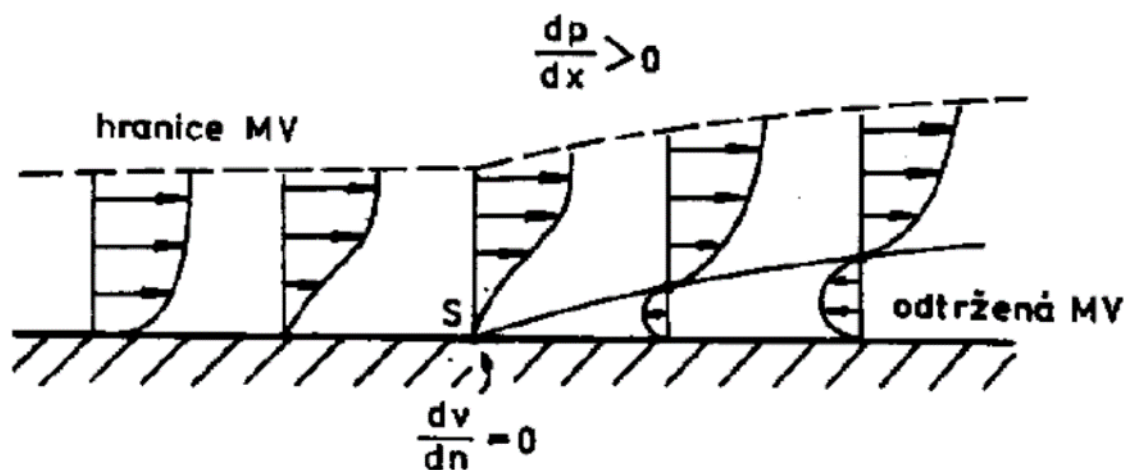
Mezní vrstvou je označována oblast v blízkosti stěny, kde v důsledku viskozity dojde k významnému snížení až zastavení rychlosti proudění. Rychlost se s přibývajícím vzdáleností od stěny postupně zvyšuje až na hodnotu neovlivněnou okolní stěnou.



Obr 5 Průběh mezní vrstvy [3]



Na obtékaném povrchu nejdříve dojde k vytvoření laminární mezní vrstvy, která se vzrůstajícím lokálním Reynoldsovým číslem postupně přejde do turbulentní. Turbulentní mezní vrstva je tlustší v důsledku prostorové povahy proudění. Také má větší energii a ztráty.



Obr 6 Odtržení mezní vrstvy [5]

Častým jevem v mezní vrstvě bývá odtržení, které většinou bývá nežádoucí, protože se zvyšuje celkový odpor. K němu dochází vlivem zakřivení povrchu a negativního tlakového spádu. V jejich důsledku postupně klesá rychlostní profil u stěny, až se proud odtrhne a směr proudění se v mezní vrstvě obrátí. Tento jev je méně citelný u turbulentního proudění, které je schopné se udržet na výrazněji zakřivených površích než laminární proudění, čehož se využívá např. při konstrukci golfového míčku nebo umístováním tzv. vortex generátorů pro snížení celkového odporu. [5]



Obr 7 Vortex generátory – Mitsubishi Lancer [6] Obr 8 Laminární a turbulentní obtékání válce [7]



3 Lopatkové stroje

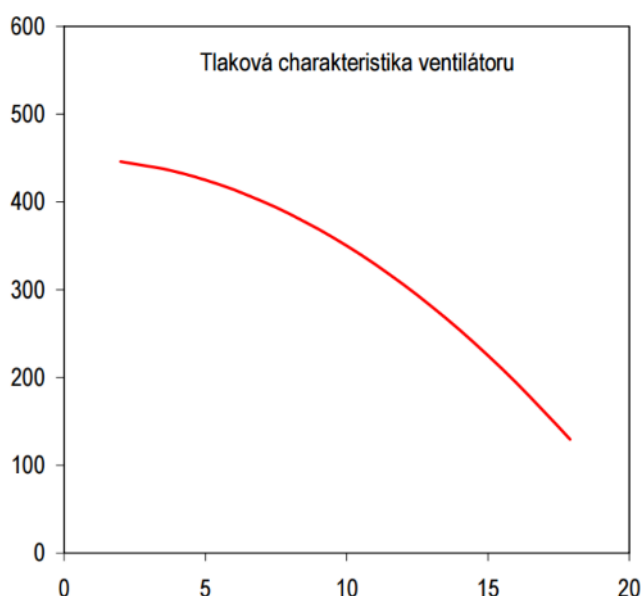
3.1 Teorie lopatkových strojů

3.1.1 Charakteristiky

Charakteristiky slouží k přehlednému zobrazení základních vlastností ventilátoru. Jsou naměřeny a poskytovány výrobcem při určitých podmínkách (tlak, teplota, otáčky) a uvádí hodnoty, které uživatele v rámci provozu ventilátoru zajímají. [8]

3.1.1.1 Tlaková charakteristika

Tlaková charakteristika udává tlakový rozdíl vykonaný ventilátorem v závislosti na objemovém průtoku.



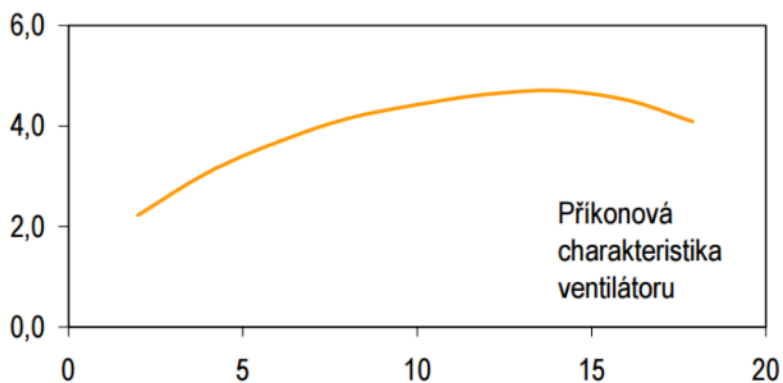
Obr 9 Tlaková charakteristika [9]

Charakteristika ventilátoru definovaná změnou tlaku na průtoku se dá rozdělit na 2 části:

- Aktivní – oblast s pozitivním tlakovým spádem. Z hlediska značení se nachází nad horizontální osou a definuje oblast, kde je ventilátor v rámci svého umístění do systému přínosem.
- Pasivní – oblast s negativním tlakovým spádem. V grafu charakteristiky se nalézá pod horizontální osou. Speciální případ představuje křivka naměřená bez příkonu, kdy se nechá ventilátor protáčet proudícím vzduchem. Tato křivka reprezentuje spodní limit tlakové charakteristiky. S touto křivkou se každá další změřená charakteristika spojí v momentě, kdy je proudění okolního vzduchu natolik výrazné, že dodávaný příkon klesne na nulu.

3.1.1.1 Příkonová charakteristika

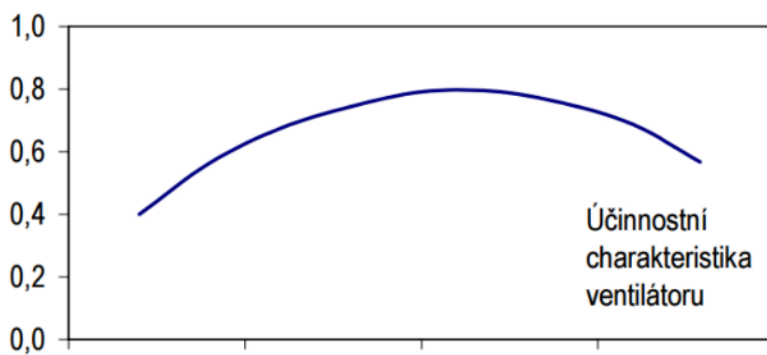
Příkonová charakteristika představuje příkon ventilátoru v průběhu objemového průtoku.



Obr 10 Příkonová charakteristika [9]

3.1.1.2 Účinnostní charakteristika

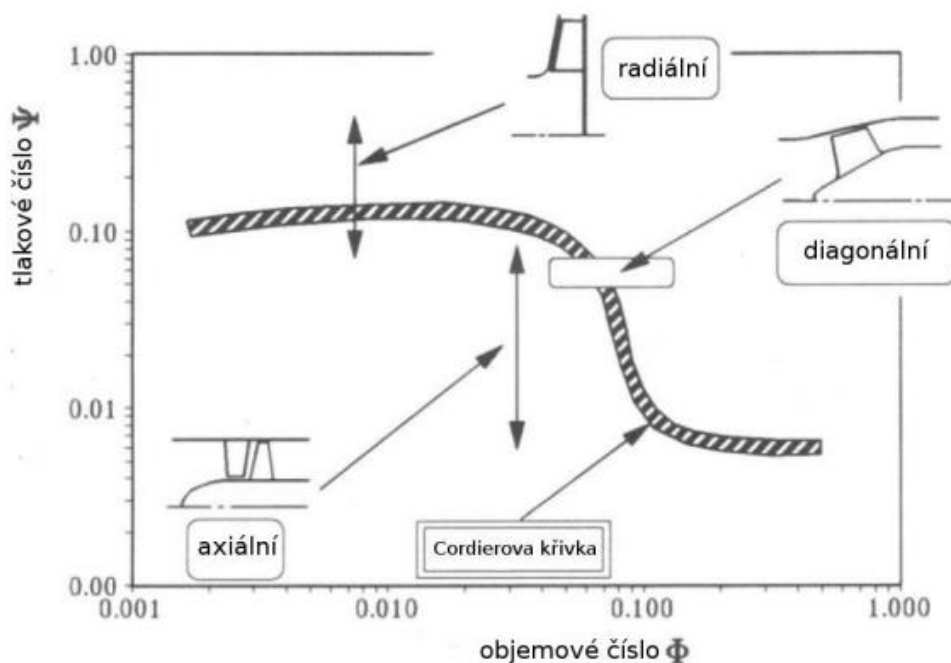
Účinnostní charakteristika zobrazuje průběh účinnosti v závislosti na objemovém průtoku.



Obr 11 Účinnostní charakteristika [9]

3.1.1.3 Bezrozměrná charakteristika

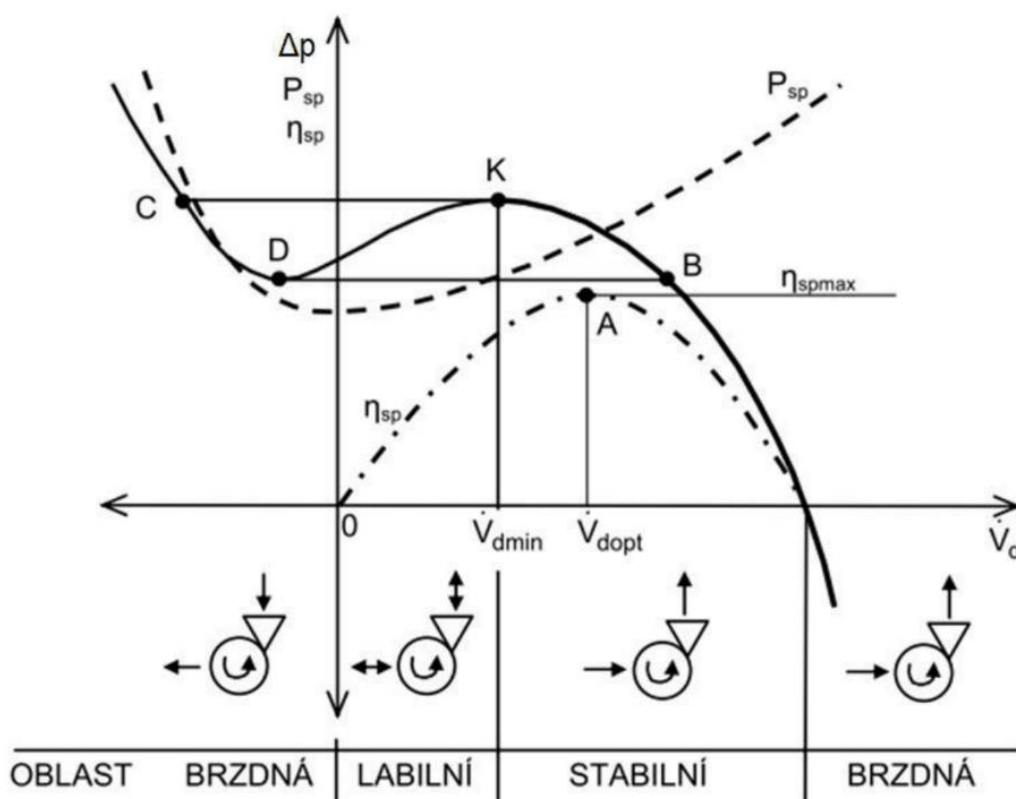
Tato charakteristika zobrazuje závislost tlakového čísla na průtokovém.



Obr 12 Bezrozměrná charakteristika s vyznačením jednotlivých druhů ventilátorů [10]



Zobrazením tlakové, příkonové a účinnostní charakteristiky v jednom grafu lze získat přehled o vztahu všech významných bodů, které u ventilátoru nastávají jako např. maximální průtok nebo maximální účinnost.



Obr 13 Tlaková, výkonová a příkonová charakteristika [11]

3.1.2 Základní veličiny

3.1.2.1 Objemový průtok Q [m^3/s]

Objemový průtok definuje množství vzduchu nebo jiné tekutiny, které v daný moment protéká skrz ventilátor. [10]

3.1.2.2 Dopravní tlak Δp [Pa]

Jedná se o ukazatel schopnosti ventilátoru vytvořit tlakový rozdíl mezi oblastí před a za rotorem.

$$\Delta p = p_{ZA} - p_{PRED} [Pa]$$

3.1.2.3 Příkon P_{in} [W]

Celkový příkon, který roztáčí rotor ventilátoru:

$$P_{in} = U \cdot I [W]$$

3.1.2.1 Vzduchový výkon P_{vv} [W]

Jde o výkon, který ventilátor dává do systému. Za předpokladu nestlačitelné tekutiny:

$$P_{vv} = Q \cdot \Delta p [W]$$



Pro stlačitelnou tekutinu:

$$P_{vv} = Q \frac{\kappa}{\kappa-1} (b + p_1) \left[\left(\frac{b+p_2}{b+p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] [\text{W}]$$

[14]

3.1.2.2 Účinnost η_c [-]

Účinnost vypočítáme jako poměr vzduchového výkonu a příkonu. [14]

$$\eta_c = \frac{P_{vv}}{P_{in}} [-]$$

3.1.2.3 Střední rychlost c [m/s]

Střední rychlost c je celkový průtok podělený plochou. [14]

$$C_s = \frac{Q}{S} [\text{m/s}]$$

3.1.2.4 Dynamický tlak p_d [Pa]

Dynamický tlak odpovídá rychlosti tekutiny v daném místě. Vzorec vychází z Bernoulliho rovnice.

$$p_d = \frac{1}{2} \rho c^2 [\text{Pa}]$$

Dynamický tlak se dá vyjádřit i jako funkce průtoku, hustoty a průměru.

$$p_d = \frac{8 \cdot Q^2 \cdot \rho}{\pi d^4} [\text{Pa}]$$

Celkový tlak je součtem statického a dynamického tlaku.

$$p_c = p_d + p_s [\text{Pa}]$$

U stěny je rychlost proudění nulová, platí:

$$p_d = 0 \rightarrow p_c = p_s$$

[14]

3.1.2.5 Hustota vzduchu ρ [kg/m³]

Hustota vzduchu je vlastnost závislá na teplotě. Běžně se používá hodnota 1.2 kg/m³, ale pro přesnější počítání je třeba znát její přesnou hodnotu, ta je závislá na teplotě a dalších vlastnostech vzduchu. [12]

| | | | | | | | | |
|-----------------------------------|------|-------|-------|-------|-------|-------|----|-------|
| Teplota [°C] | -100 | -50 | 0 | 20 | 40 | 60 | 80 | 100 |
| Hustota [kg/m³] | 1.98 | 1.534 | 1.293 | 1.205 | 1.127 | 1.067 | 1 | 0.946 |

Tab 1 Hustota vzduchu [15]

3.1.2.6 Tah [N]

Tahová síla představuje parametr vhodný k dimenzování např. úchytů ventilátoru. [10]



$$F = \frac{1}{2} \rho A (\Delta c_s) = A \Delta p \text{ [N]}$$

$$F = \frac{4 \rho Q^2}{\pi d^2} \text{ [N]}$$

3.1.1 Podobnostní čísla

Při návrhu ventilátoru lze využít principu mechanické podobnosti, kdy lze určit vlastnosti různě velkého ventilátoru, pokud je zachována jeho geometrie a další vlastnosti. Hlavním vstupem do podobnostních čísel je dopravní tlak Δp , hustota ρ , obvodová rychlost u , vnější průměr rotoru D_2 , otáčky n , objemový průtok Q a celková účinnost η_c . [10]

Tlakové číslo ψ

$$\psi = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho u^2} [-]$$

$$u = \frac{\pi D_2 n}{60} \text{ [m/s]}$$

Průtokové/objemové číslo φ

$$\varphi = \frac{24.3 \cdot Q}{D^3 \cdot n} [-]$$

Výkonové číslo λ

$$\lambda = \frac{\varphi \cdot \psi}{\eta_c} [-]$$

Velikostní číslo δ

$$\delta = \frac{D_2}{d'_2} [-]$$

3.1.2 Ventilátorové zákony

Pro jednoduchou představu o vlivu jednotlivých parametrů jsou podobnostní čísla poměrně komplikovaná. Proto existují jednodušší vztahy pro určení základních parametrů ventilátoru. [10][12]

3.1.2.1 Vztahy při změně otáček

Průtok je úměrný otáčkám

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}$$

Dopravní tlak je úměrný kvadrátu otáček.

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2$$

Výkon je úměrný třetí mocnině otáček.



$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$

Účinnost zůstává zachována.

Hluk se změní o padesátinásobek logaritmu poměru otáček.

$$N_2 - N_1 = 50 \log_{10} \frac{n_2}{n_1}$$

3.1.2.2 Vztahy při změně velikosti

Průtok závisí na třetí mocnině velikosti.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3$$

Dopravní tlak je úměrný kvadrátu velikosti.

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2$$

Výkon je funkcí páté mocniny velikosti.

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5$$

Účinnost se téměř nemění. Se změnou velikosti 1.5 se účinnost zvýší o 1 %.

Hluk se změní o padesátinásobek logaritmu poměru velikosti.

$$N_2 - N_1 = 50 \log_{10} \frac{D_2}{D_1}$$

3.1.2.3 Vztahy při změně hustoty

Průtok, výkon i dopravní tlak jsou přímo úměrné hustotě. Obdobně výkon je přímo úměrný průtoku i dopravnímu tlaku.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1}$$

3.1.3 Rezonance

Přirozeným efektem každého rotujícího stroje jsou vibrace.

Jako nejnebezpečnější lze označit frekvenci průchodu lopatky – BPF (Blade pass frequency).

$$BPF = \frac{\text{počet lopatek} * \text{otáčky}}{60}$$

Další důležitou frekvenci představuje frekvence průchodu kolem ramene – BPF (Beam pass frequency). Ta určuje frekvenci průchodu jedné lopatky okolo nosného prvku konstrukce.

$$BPF = \frac{\text{počet ramen} * \text{otáčky}}{60}$$



Tyto jevy jsou kritičtější u hliníkových ventilátorů než u plastových nebo kompozitních. Hliník má poměrně špatné únavové vlastnosti a zároveň nižší tlumicí schopnosti. [13]

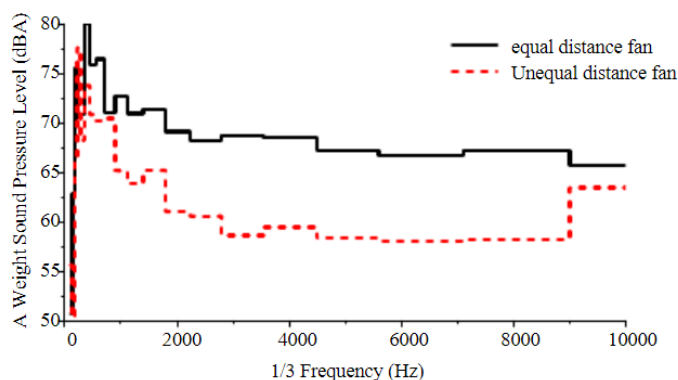
3.1.4 Potlačení hluku posunutím lopatek

Pokud se pozorně zadíváte na testovaný ventilátor (více v části 4.2.1), lze si všimnout, že 7 lopatek není od sebe vzdáleno přesně o rovnoměrný díl odpovídající $360^\circ/7 = 51.43^\circ$. Tento úhel je pozměněn v rozsahu přibližně 7° , kdy nejmenší rozdíl je 48.2° a největší 55.5° .



Obr 14 Rotor s nerovnoměrně rozmístěnými lopatkami

Nerovnoměrným rozmístěním lopatek se při zachování těžiště ventilátoru v ose rotace výrazně sníží hlukové spektrum ventilátoru bez ovlivnění tlakové charakteristiky. Při nerovnoměrném rozložení mají rotující lopatky odlišnou frekvenci protínání vzduchu a tlakovou pulzaci, čímž dojde ke snížení hladiny hluku okolo 3 dB. [14]



Obr 15 Rozložení hlukové hladiny [14]

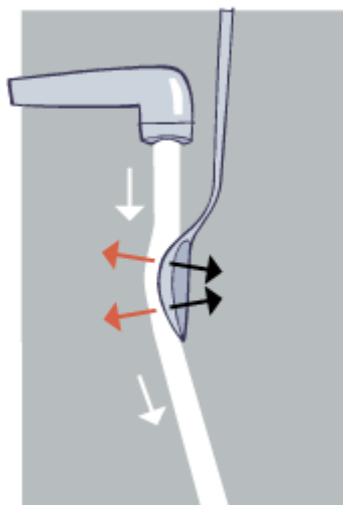


3.1.5 Twisted blade

V důsledku nízké rychlosti a přítomnosti vířivého víru tzv. „swirlu“, dochází u středu rotoru k negativnímu rychlostnímu spádu. Z tohoto důvodu je přibližně $\frac{1}{4}$ celkového průměru rotoru zaplněná, díky čemuž se tento jev odstraní a celková efektivita vzroste až o 5 %. [13]

3.1.1 Coandův efekt

Coandův efekt představuje jev, kdy kapalina proudící kolem silně zaobleného objektu má tendenci se k tomuto objektu přilnout. Tento jev byl poprvé pozorován na křídlech letadla, ale funguje i u proudu vody vytékající z kohoutku, který se po přiblížení zaobleného tělesa stočí.



Obr 16 Coandův efekt pozorovaný na tekoucí vodě [15]

3.2 Rozdělení lopatkových strojů

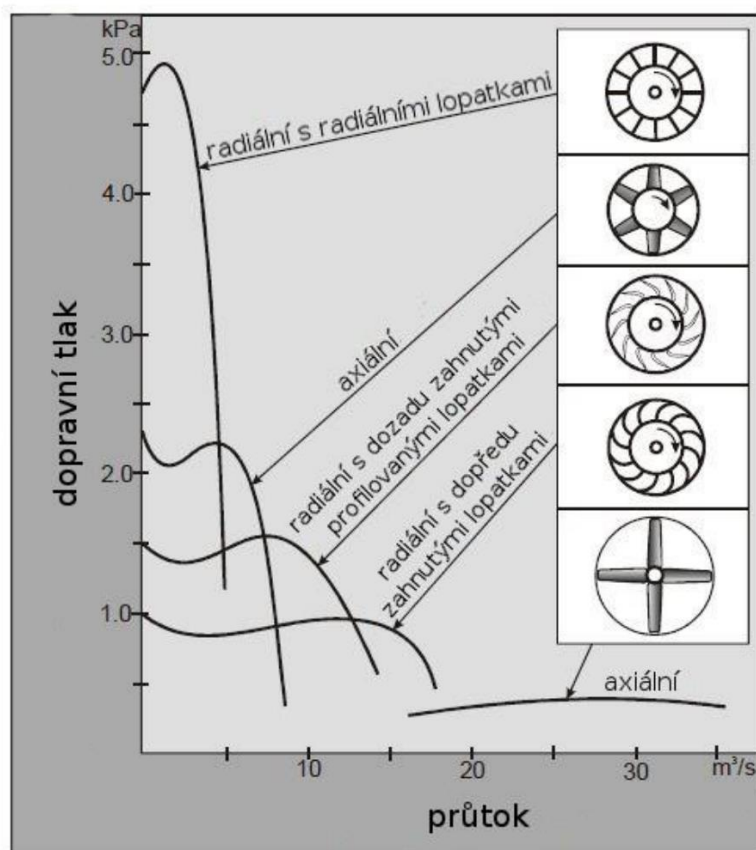
Lopatkové stroje můžeme dle jejich konstrukce či výkonu dělit dle:

- Typu a směru proudění – axiální, radiální, diagonální, diametrální
- Typu lopatek – rovné, zahnuté
- Počtu stupňů – jedno nebo vícestupňové
- Tlaku – nízkotlaké, středotlaké a vysokotlaké
- Druhu pohonu

[12][16]



3.2.1 Typ a směr proudění



Obr 17 Tlaková charakteristika pro různé druhy ventilátorů [17]

3.2.1.1 Axiální

Axiální ventilátory vzduch nasávají i vyfukují rovnoběžně ve směru osy rotoru. Tento typ ventilátoru vyniká v oblasti nižších dopravních tlaků při vyšších dosahovaných průtocích.

Tvar lopatek tak často bývá dále optimalizován pro vyšší průtoky, a tak může při nižším průtoku docházet k odtrhávání a následnému zvýšení hluku. Lopatky samotné mohou být přímé, ale pro dosažení vyšší účinnosti bývají zakřivené, různé tloušťky a zároveň proměnlivé šířky v důsledku změny obvodové rychlosti rostoucí se vzdáleností od středu.

S axiálními ventilátory se lze setkat v aplikacích, kde proudící tekutina má již určitou rychlost, např. v automobilech, větrných elektrárnách nebo u turbín.



Obr 18 Axiální ventilátor [18]



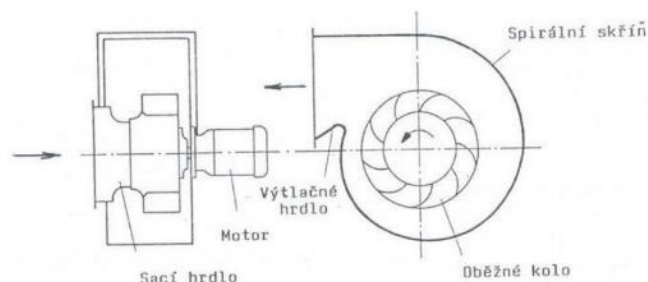
3.2.1.2 Radiální

Sání a výfuk jsou na sebe u radiálního ventilátoru kolmé. K urychlení je zde oběžné kolo. Vzduch vstupuje středem oběžného kola a přes lopatkový kanál, kde dojde k urychlení, je radiálně vypouštěn směrem ven. V okolí lopatkového kanálu je spirálová skříň, která vzduch usměrní do výfukového traktu a jako difuzor dále pomáhá k přeměně rychlostní (kinetické) energie na tlakovou.

Radiální ventilátory mohou mít 3 druhy lopatek:

- Rovné – levnější na výrobu, ale méně pevné a efektivní oproti zahnutým
- Dopředu zahnuté – dodávají proudu vzduchu vysokou rychlost a tedy i dynamický tlak, který je ve spirálové skříni přeměněn na tlak statický.
- Dozadu zahnuté – ke zvýšení statického tlaku dochází již na samotných lopatkách. Tato konstrukce dosahuje nejvyšší účinnosti.

Radiální ventilátory dosahují vysokého dopravního tlaku, ale zejména při nižších průtocích. Využití nacházejí radiální ventilátory zejména v místech, kde je minimální proudění, např. ve fukarech, klimatizačních jednotkách nebo v různých ventilačních systémech.



Obr 19 Radiální ventilátor s dozadu zahnutými lopatkami [19]

3.2.1.3 Diagonální

Diagonální ventilátor je kombinací axiálního a radiálního. Na první pohled ho lze jen obtížně rozeznat od axiálního, ale liší se výstupním proudem vzduchu, který není rovnoběžný s osou rotoru. Nasávání zůstává axiální.

Z důvodu kónického tvaru diagonálního ventilátoru dochází k vyššímu stlačení vzduchu při stejném průtoku ve srovnání s axiálním ventilátorem. Dle tlakové charakteristiky se diagonální ventilátory pohybují mezi axiálními a radiálními. Oproti axiálním zde dochází i k nižšímu celkovému hluku.



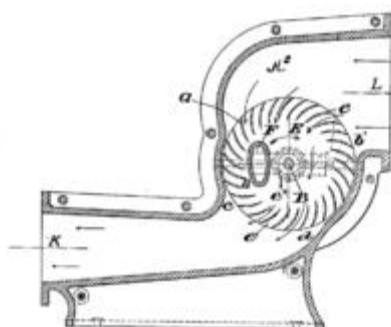
Obr 20 Diagonální ventilátor [18]

3.2.1.4 Diametrální

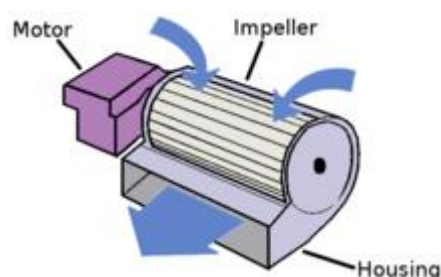
Proud vzduchu projde v tomto typu ventilátoru přes lopatkové kolo celkem dvakrát. Směry sání a výfuku jsou rovnoběžné, ale tvar dopředu zahnutých lopatek a provedení rotujícího kola více odpovídá radiálnímu ventilátoru.

Proudění vystupující z diametrálního ventilátoru má dvojrozměrnou povahu. Tím je podpořeno udržení mezní vrstvy na povrchu za tímto ventilátorem.

Své využití nachází diametrální ventilátor např. v klimatizacích, letadlech nebo ventilačních systémech.



Obr 21 Diametrální ventilátor [20]



Obr 22 Diametrální ventilátor [20]

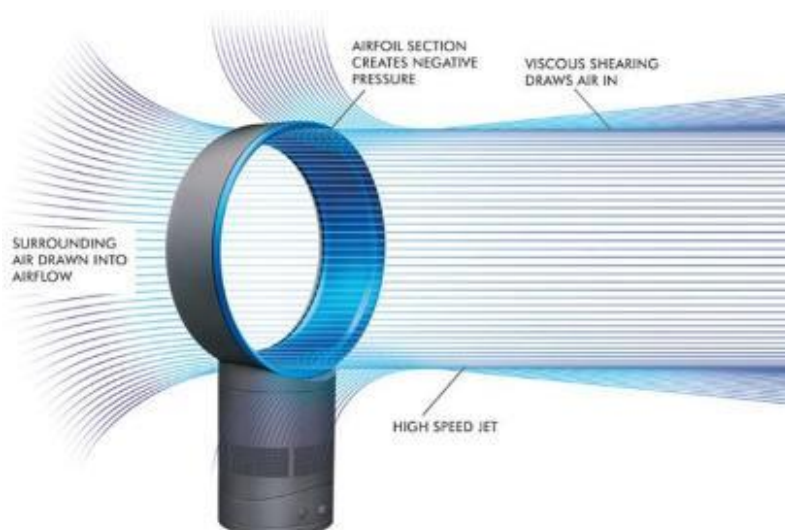
3.2.1.5 Na principu Coandova jevu

Vizuálně se nejedná o lopatkový stroj, ale stále jde o zařízení, které pomáhá cirkulaci vzduchu. Jeho výhoda spočívá v absenci jakékoliv rotující části na povrchu a tedy nutnosti jejího krytí pro zabránění zranění uživatele. Setkat se s tímto zařízením můžeme v chladicích boxech např. v supermarketu, prémiových digestořích nebo u luxusnějších fénů na vlasy nebo osvěžovačů vzduchu.

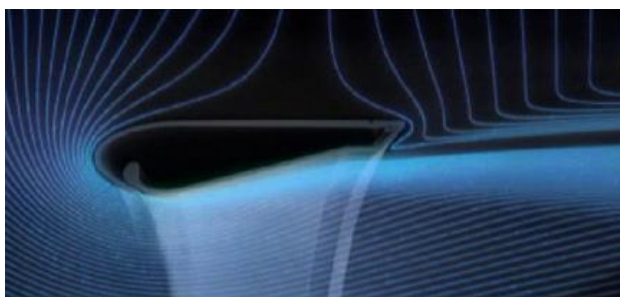
Princip je poměrně jednoduchý. V základně je schovaný ventilátor, který iniciuje proudění. Proud vzduchu je dále rozveden po obvodu bezrotorového prstence, který je vytvářen do tvaru leteckého profilu. Na jeho povrchu je proud vzduchu vypouštěn, čímž se rozpohybuje okolní vzduch, jenž se následně díky rozdílu tlaků ještě znásobí a uvnitř prstence tak začne proudit vzduch.



Obr 23 Osvěžovač vzduchu [21]



Obr 24 Osvěžovač vzduchu [21]



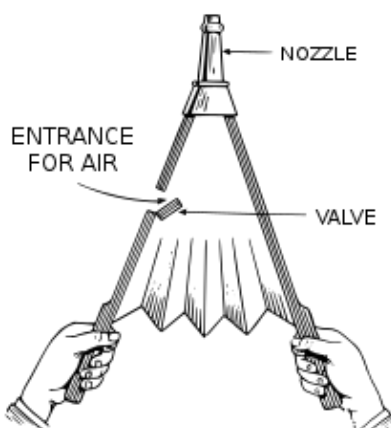
Obr 25 Detail vypouštění vzduchu [22]



Obr 26 Osvěžovač vzduchu [22]

3.2.1.6 Měchy

Měchy jsou dnes již málo používanou technologií, která nespadá pod lopátkové stroje, ale má historický význam pro vytváření usměrněného proudu vzduchu.



Obr 27 Měch [20]

V dnešní době je lze nalézt např. u akordeonu, varhan, při rozdmýchávání ohně anebo se využívá pro nafukování karimatek.



3.2.2 Typ lopatek

3.2.2.1 Rovné a zakřivené

Jak již bylo stručně popsáno v části 3.2.1.2 u radiálních ventilátorů, jsou rovné lopatky snadněji vyrobitelné a cenově dostupné, ale zakřivené lopatky umožňují přesnější směřování vzdušiny a tím i dosažení vyšší účinnosti.

3.2.2.2 Natáčecí

V aplikacích, kde není možno regulovat průtok nebo tlak, např. v elektrárnách, se instalují rotory s proměnlivým úhlem natočení jednotlivých lopatek. Dále se tímto způsobem může rychle a efektivně regulovat teplota. V praxi tak má ventilátor s proměnnou geometrií 4 významné krajní stavy:

- Maximální průtok nebo tlak
- Maximální efektivita
- Minimální odpor

3.2.2.3 Průřez

Vzhledem k rozdílné obvodové rychlosti se vzrůstající vzdáleností od středu osy otáčení je potřeba adekvátně změnit i průřez. Těživová délka lopatky se kvůli menší rychlosti zkracuje a zároveň dosahuje většího úhlu náběhu, aby bylo dosaženo podobného tlakové spádu jako na vnějším okraji lopatky. Průřez bývá optimalizovaný do tvaru profilu křídla s ohledem proudění na tlakové i podtlakové straně.

3.2.2.4 Počet

Teoreticky dosáhne ventilátor s vyšším počtem lopatek nebo s jejich celkovou šířkou většího výkonu. Vyšší počet lopatek je ale náročnější na výrobu a dochází ke snížení efektivity.

3.2.3 Počet stupňů

Především u axiálních ventilátorů je umožněno mimo rotoru i umístění statoru, a to buď před rotor, kde stator pomáhá nasměrovat proudící médium na lopatky rotoru, anebo za rotor, kde na výstupu eliminuje rotační složku proudění.

Jednostupňové ventilátory mají pouze jednu řadu lopatek.

Vícetupňové ventilátory mají vícero řad lopatek – některé jako statory, jiné i jako rotory. Využití vícetupňové ventilátory nacházejí zejména u turbín.

3.2.4 Tlak

Z hlediska dopravního tlaku rozdělujeme ventilátory na 3 druhy:

- Nízkotlaké – do 1 kPa



- Střednětlaké – od 1 do 3.5 kPa
- Vysokotlaké – od 3.5 kPa – uvažuje se stlačitelnost vzduchu

3.2.5 Druh pohonu

V dnešní době lze lopatkové stroje rozdělit do 3 kategorií dle druhu pohonu s tím, že první převládá:

- Elektromotor
- Pneumatický pohon
- Ruční pohon

Dále se dají rozdělit podle způsobu připojení pohonu k rotoru:

- Přímé
- Přes spojku
- Převodové ústrojí



4 Experiment

4.1 Experiment – teorie

Experimentální měření charakteristiky ventilátoru slouží k získání celkové charakteristiky v reálných podmínkách a ověření dat z teorie nebo simulace. [8]

4.1.1 Měření charakteristiky

Mezi nejdůležitější měřenou charakteristiku patří tlaková. Další charakteristiky, které definují celkový průběh proudění ventilátoru se získají z ostatních měřených hodnot, kterými jsou nejčastěji: příkon, otáčky, efektivita, tah.

V závislosti na podmínkách, do nichž je ventilátor v rámci svého životního cyklu určen, se lehce mění i průběh experimentu, resp. definování závislé a nezávislé proměnné. Pro ventilátory umístěné na statických objektech s minimálním okolním proudem vzduchu, kde je ventilátor hlavním zdrojem veškerého proudění, je proměnnou nejčastěji příkon nebo otáčky rotoru. Tyto ventilátory bývají určeny pro použití s konstantním výkonem, a výrobce tak často ve specifikaci uvádí jen celkový rozdíl tlaku pro jednu jmenovitou hodnotu. Pro ventilátory umístěné např. v automobilu je naopak žádoucí proměřit charakteristiku pro jmenovitou hodnotu nebo několik různých hodnot napětí při různých průtocích.

V rámci měření je také potřeba provést měření ztrát měřicí tratě, kdy se demontuje rotor a celá charakteristika se proměří znovu. Odečtením hodnoty tlaku pro ztrátu tratě od naměřeného tlakového spádu se získá čistý výkon ventilátoru.

O experimentálním měření ventilátorů hovoří česká norma ČSN 12 3061 a mezinárodní norma ISO ČSN 5801.

4.1.2 Odečítání hodnot

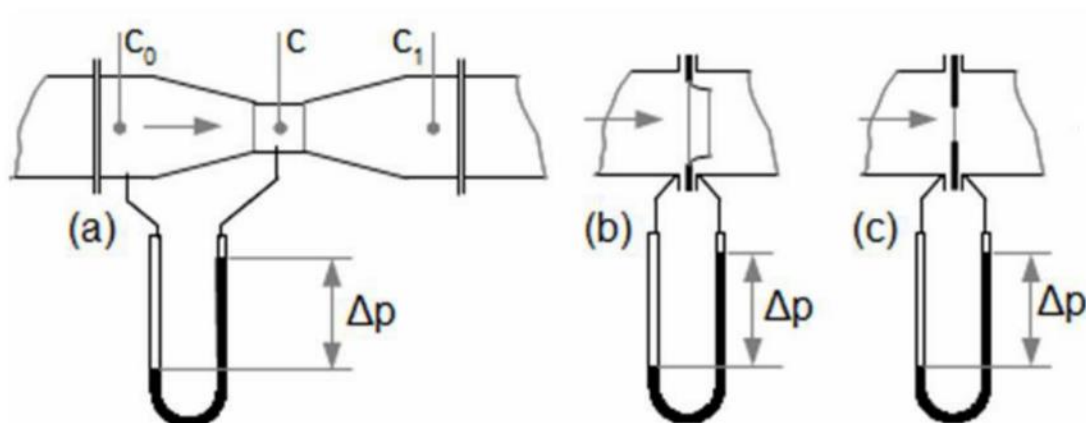
Pro správné odečtení hodnot je třeba trať osadit sensory pro jejich odečtení, zde je přehled těch nejběžnějších:

4.1.2.1 Objemový průtok

K měření průtoku se mohou použít 3 různé skupiny přístrojů, kdy přímo průtok neměří ani jeden, ale průtok se z nich dá velmi jednoduše dopočítat.

Proudová měřidla se škrticím elementem

Do této skupiny založené na měření tlaku ve dvou místech trubice s rozdílným průřezem spadá tzv. venturiho trubice, dýza a clona. Měří se statický tlak, který se mění společně s rychlostí. Nevýhodou těchto metod je zvýšená tlaková ztráta dodatečným přiškrcením tratě a především u venturiho trubice větší prostorová náročnost.



Obr 28 Proudová měřidla se škrticím elementem a) Venturiho trubice b) Dýza c) Clona [11]

Anemometry

Anemometry se běžně používají k měření rychlosti a směru větru, zejména v meteorologii. Anemometry určené pro měřicí tratě fungují na dvou základních principech a měří pouze rychlost. Předpoklad směru proudění je rovnoběžnost s měřicí tratí a ustálené proudění. Anemometry jsou výrobcem pro zvýšení přesnosti individuálně kalibrované.

Vrtulkový anemometr funguje na principu umístění anemometru s vrtulkou, která je proudícím vzduchem roztáčena.

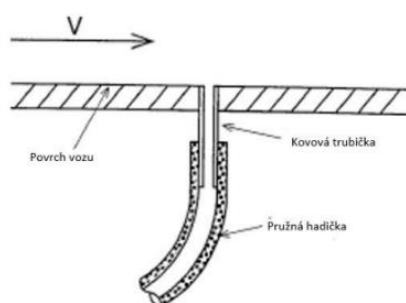


Obr 29 Vrtulkový anemometr [28]

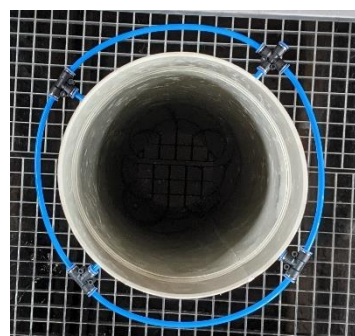
Termické anemometry fungují na principu umístění nažhaveného drátku do proudícího vzduchu. Z rychlosti ochlazení anebo z potřebné dodané energie pro udržení konstantní teploty se dá rychlost vzduchu dopočítat.

4.1.2.2 Tlak

K odečítání hodnoty statického tlaku v trubici slouží propojená soustava hadiček, která je připojena k povrchu trubice na jedné straně a tlakovému převodníku na straně druhé.



Obr 30 Umístění tlakových odběrů [3]



Obr 31 Zapojení tlakových hadiček



Tlakový převodník obsahuje na každém vstupu membránu s tenzometry.

4.1.2.3 Otáčky

Nejčastěji se při měření ventilátorů využívají optické snímače otáček. Pokud má ventilátor oběžné kolo, lze sensor umístit vně trubky a na oběžné kolo umístit odraznou plochu. V opačném případě je potřeba snímač umístit dovnitř trubice a odraznou plochu umístit přímo na lopatku ventilátoru.

4.1.2.4 Tah

Měření tahu spočívá v umístění ventilátoru na konstrukci, která v sobě má zabudované prvky pro měření síly. V dnešní době se nejčastěji jedná o tenzometry, historicky o různé formy siloměrů.

4.1.3 Regulace

K regulaci průtoku vzduchu trati se běžně používá ventilátor a clona. Ty jsou umístěny na konci, kde neovlivňují celkové proudění, ale je možné je umístit i na začátek.

Samotný pohonný ventilátor je regulován změnou budicí frekvence, což změní jeho otáčky a v důsledku celkový průtok. Regulace může probíhat i nasazením ventilátoru s otočnými lopatkami.

V případě měření při nižších hodnotách průtoku, než jaké samotný měřený ventilátor vyprodukuje, se používá clona, která celou trať přiškrtí.

Vzhledem k umístění za měřeným ventilátorem, čímž není ovlivněno proudění, nevadí jednodušší konstrukce tzv. motýlkové clony. Ta sestává z kruhové desky s otočnou osou. Ta má nevýhodu ve větších tlakových ztrátách oproti cloně šoupátkové nebo válečkové. [24]



Obr 32 Motýlková clona [25]

Clonou nelze docílit úplného zastavení proudění. V určité nenulové hodnotě nastane jev tzv. bludných proudů, kdy se průtok výfukovou částí tratě sníží natolik, že se přesune na stranu sání a průtok začne znovu narůstat.



4.2 Experiment – popis

4.2.1 Ventilátor

Měřeným objektem se stal ventilátor od společnosti Spal Automotive, konkrétně model Spal VA67-A101-83A. Ten dle tabulkových hodnot od výrobce dosahuje výborného poměru tlakového rozdílu s ohledem na jeho celkovou velikost. Tým CTU CarTech používá dva tyto ventilátory symetricky umístěné na každé straně monokoku za chladiči, čímž je zachována poměrně kompaktní zástavba.

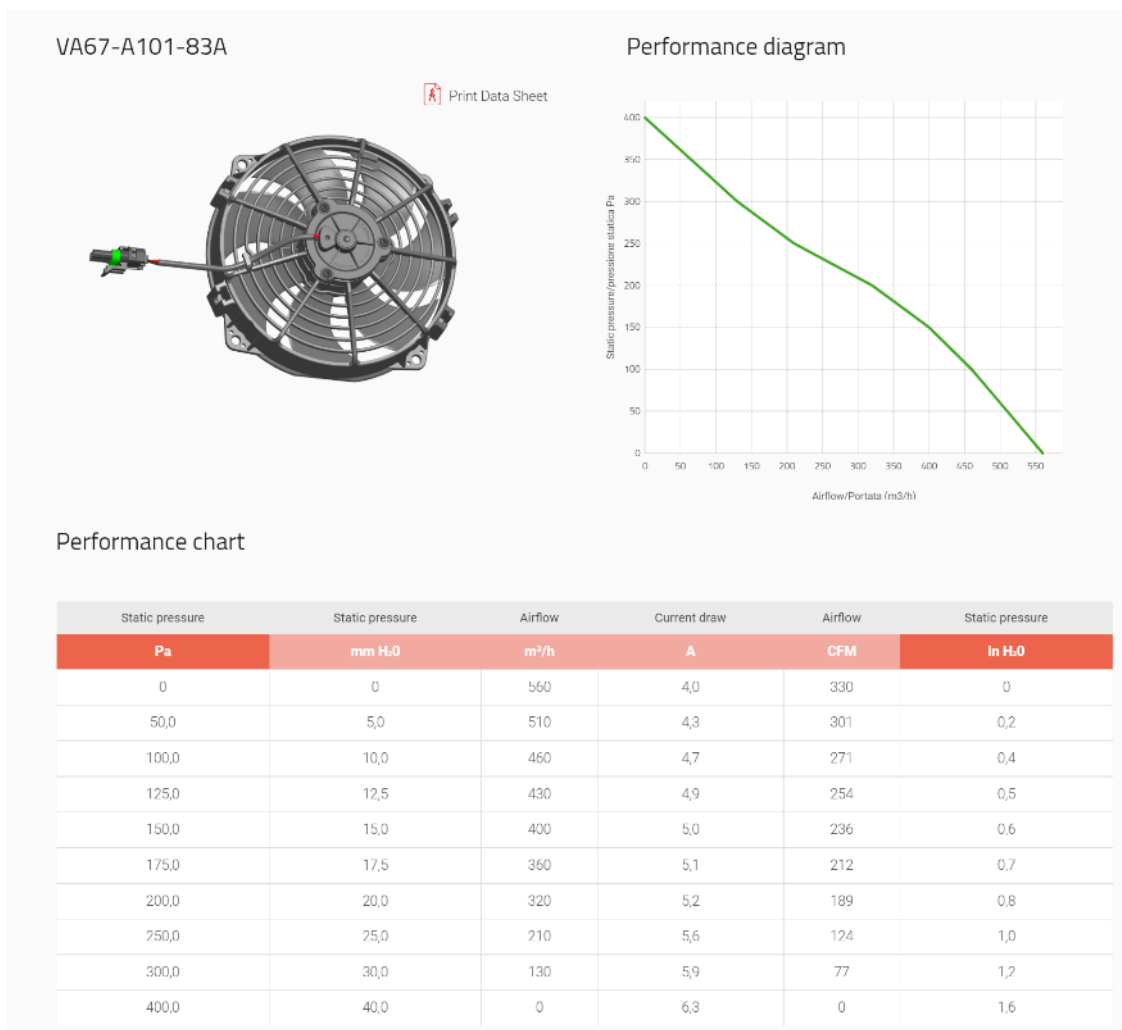
- Jedná se o axiální ventilátor, jenž je navržen pro použití na 12V systémech.
- 7 zakřivených lopatek nemá konstantní rozestup, ale jak bylo vysvětleno v části 3.2.4, jedná se o změnu, která neovlivní výkon, ale pomůže snížit hluk.
- Průměr rotoru dosahuje 167 mm, vnitřní průměr krytu 174 mm.
- Při nulovém průtoku je tlakový spád až 400 Pa.
- Přechod mezi aktivní a pasivní oblastí by měl nastat při průtoku 560 m³/h, což odpovídá vstupní rychlosti 6.25 m/s v měřené trati.



Obr 33 Ventilátor Spal VA67-A101-83A



Obr 34 Měřený ventilátor

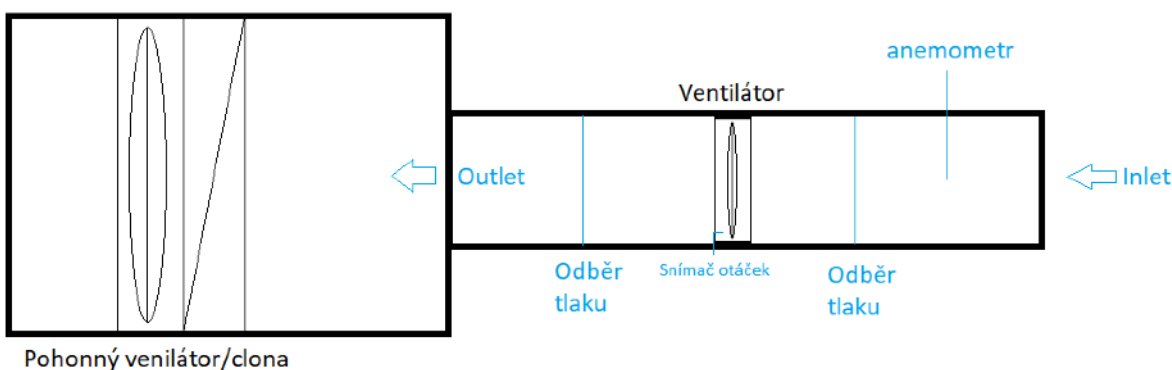


Obr 35 Data k měřenému ventilátoru [26]

4.2.2 Experiment

Samotný experiment probíhal ve společnosti 4Jtech, která se mimo jiné specializuje na měření charakteristik automobilových ventilátorů používaných pro chlazení motoru.

Z prostorových důvodů – běžné automobilové ventilátory mají průměr od cca 300 mm – však bylo zapotřebí navrhnout a postavit novou trať, která se připojila na stávající pohonný ventilátor.



Obr 36 Schéma trati



Ideální by bylo použít trubku s vnitřním průměrem odpovídající velikosti krytu od výrobce ventilátoru, tj. 174 mm, avšak standardizované velikosti např. kanalizačních trubek mají jmenovitý průměr DN 160 nebo DN 200. Nakonec se podařilo sehnat trubku velikosti DN 180 s tloušťkou stěny 2 mm, a tedy vnitřním průměrem 176 mm. S ohledem na požadovanou délku tratě okolo 1800 mm byly nakonec zakoupeny 3 1000 mm dlouhé trubky, které se na sebe napojily.



Obr 37 Rozložená měřicí trať

S ohledem na požadavek umístění tlakových odběrů 3 průměry před a 5 průměrů za rotor ventilátoru byla jedna trubka umístěna před ventilátor a dvě trubky za něj. Ventilátor byl v měřicí trati uchycen na tříramenné přírubě. Ta se umísťovala mezi dvě příruby, které byly nasazeny na každém konci sousedící trubky, čímž bylo zajištěno jejich hladké napojení.



Obr 38 Pohled zepředu



Obr 39 Celkový pohled



Obr 40 Celkový pohled

Montážně se nejdříve pomocí 4 šroubů uchytila třiramenná příruba s ventilátorem na přední přírubu, a následně došlo ke spojení 4 šrouby tohoto celku i k zadní přírubě.



Obr 41 Detail uchycení ventilátoru



Obr 42 Uchycení ventilátoru v trati

Na konci 176mm tratě byly další dvě příruby, které sloužily jako přechod a výztuha mezi 176mm trubkou a 500mm trubkou, v níž byl umístěn pohonný ventilátor se clonou, kterými se reguloval průtok vzduchu v trati.



Obr 43 Přechod na průměr 500 mm



Obr 44 Přechod na průměr 500 mm



3 průměry před a 5 průměrů za ventilátorem, tedy 522 mm před a 870 mm za, byly po obvodu trubky po 90° vyvrtány otvory pro mosazné trubičky, na něž se napojila sestava propojených hadiček pro odběr statického tlaku. Odtud byly vedeny do tlakového převodníku. Všechny mosazné trubičky byly zarovnané se stěnou, aby co nejméně narušovaly proudění.



Obr 45 Tlakový odběr celkový pohled



Obr 46 Tlakový odběr pohled dovnitř



Obr 47 Tlakový odběr pohled na kovovou trubičku



Obr 48 Tlakový odběr celkový pohled

Ve vzdálenosti 227 mm od začátku trati byl vyvrtán otvor pro umístění vrtulkového anemometru, který byl uchycen svorně pomocí plastového 3D tištěného držáku.

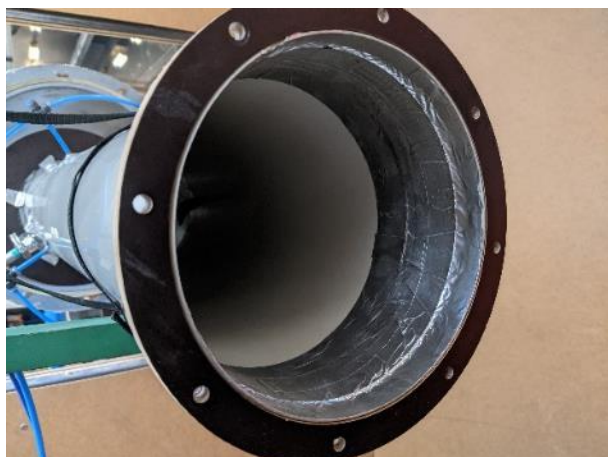


Obr 49 Detail uchycení anemometru



Obr 50 Pohled na anemometr zevnitř trati

V místě okolo rotoru ventilátoru byla vlepena 1mm „obruč“ délky 50 mm, symetricky umístěná, tedy 25 mm před a 25 mm za osou ventilátoru. Ta byla vyrobena také z plastu na 3D tiskárně a sloužila k vymezení velikosti průměru ze 176 na 174 mm.



Obr 51 Detail vlepene "obruče"



Obr 52 Detail umístění rotoru

O pohon ventilátoru se staral kartáčový stejnosměrný motor dodávaný společně s ventilátorem, který byl napájen laboratorním zdrojem. Přiložený kabel byl veden po jednom z ramen příruby a ven z ní vystupoval drážkou, která byla zatěsněna butylovou páskou připomínající žvýkačku.



Obr 53 Vedení kabelu - pohled zvenku



Obr 54 Vedení kabelu - vnitřní pohled

Měření otáček zajišťoval optický sensor uchycený na jednom ze tří ramen příruby a vedený společně s napájecím kabelem elektromotoru ventilátoru.



Obr 55 celkový pohled na snímač otáček



Obr 56 Detail snímače otáček



Obr 57 Detail uchycení snímače otáček

Všechna možná místa úniku vzduchu, pokud nebylo uvedeno jinak, byla zatěsněna tmelem, hliníkovou páskou anebo jejich kombinací.

S ohledem na aplikaci ventilátoru na studentské formuli bylo potřeba určit průtok skrz měřenou trať, která odpovídá průtokům, v nichž se může ventilátor při jízdě vyskytovat. Při maximální rychlosti formule dosahuje průtok skrz chladiče 0.3 kg/s. To při průměru trubky 176 mm a ploše 0.024328 m² odpovídá rychlosti 9.6 m/s. Pro případnou rezervu byl vybrán maximální průtok 0.35 kg/s odpovídající vstupní rychlost 12 m/s. Minimální průtok byl stanoven na 2 m/s, což odpovídá hmotnostnímu průtoku 0.058 kg/s, ale prakticky vždy záleželo na konkrétní konfiguraci měření a pod určité hodnoty průtoku se dostat nešlo.

V celé práci bude průběžně psáno o vstupní rychlosti nebo průtoku – s ohledem na předpoklad konstantní hustoty vzduchu, který si můžeme v těchto rychlostech dovolit, se jedná o parametr, s nímž jednoduše jednu veličinu z druhé dopočítáme. Zejména v experimentální části tak bude objemový průtok nahrazený střední rychlostí vzduchu.

4.2.3 Výpočet proudění

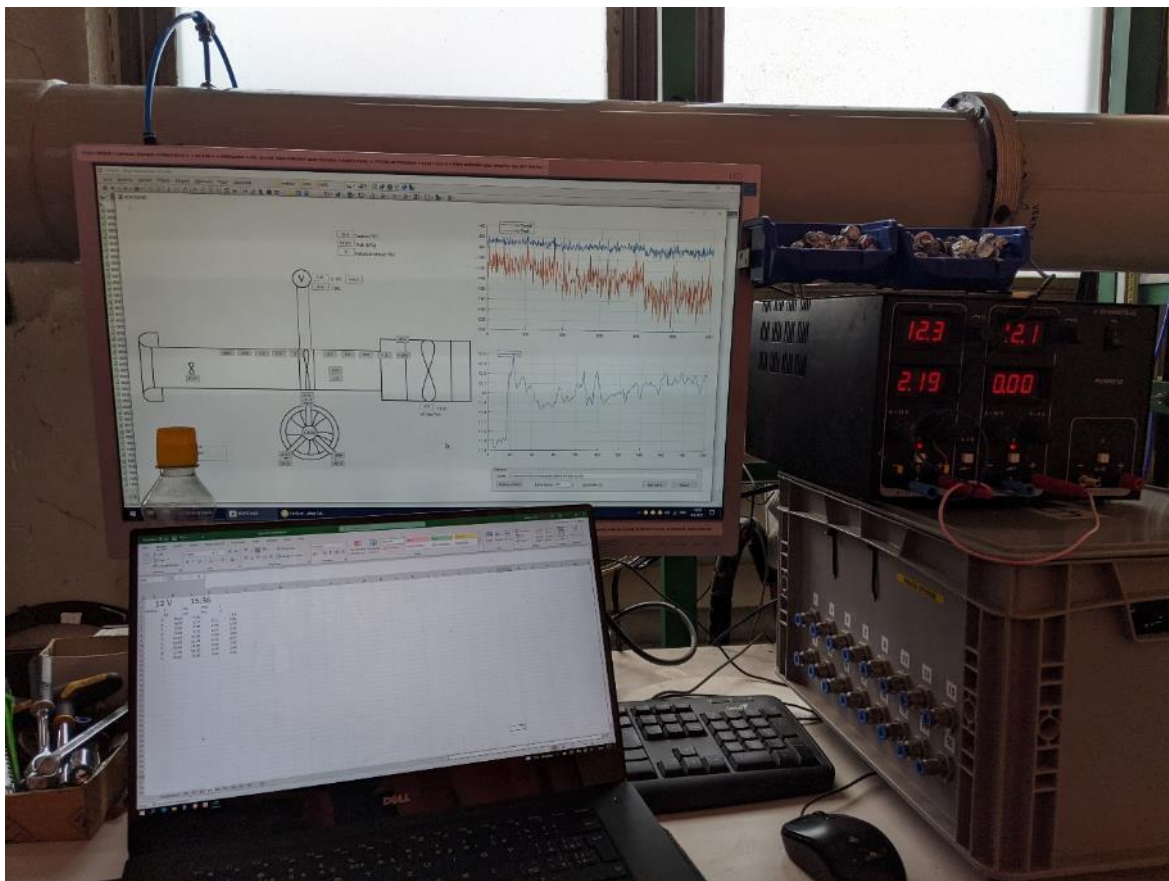
Minimální vstupní rychlost se pohybovala od 2 do 3 m/s v závislosti na vstupním napětí měřeného ventilátoru, kdy kvůli bludným proudům nešel nastavit nižší průtok. Pro maximální hodnotu průtoku bylo vybráno 12 m/s. Tato rychlost v průměru 176 mm a hustotě vzduchu 1.18415 kg/m³ odpovídá hmotnostnímu průtoku 887.5 kg/h. To je přibližně 1.25 násobek odpovídajícího průtoku jedním ventilátorem umístěným na formuli týmu CTU CarTech při maximální rychlosti.



4.2.4 Ovládání a odečítání hodnot

Průtok vzduchu skrz měřicí trať byl regulován pomocným ventilátorem a clonou umístěnými na konci tratě. Měřený ventilátor byl na začátku každé charakteristiky nastaven na měřenou hodnotu napětí, hodnota proudu se přiřadila automaticky, čímž byl definován příkon. Tímto způsobem se však dosáhlo pouze jedné hodnoty průtoku.

Pro vyšší hodnoty průtoku bylo zapotřebí roztočit pomocný ventilátor. Ten se nastavoval skrze budicí frekvenci na počítači.



Obr 58 Stanoviště experimentu

Zejména při vyšších hodnotách napětí měřeného ventilátoru byl průtok příliš vysoký a bylo potřeba jej snížit. K tomu sloužila clona, která postupně trať uzavírala, ale jen do určité hodnoty, než začaly skrz trať proudit tzv. bludné proudy. Proto nezačínají všechny charakteristiky na hodnotě 2 m/s, ale výše, podle toho, v jaké hodnotě bylo proudění nejmenší.

Odečítání měřených hodnot (rychlost vzduchu, tlak vzduchu, otáčky rotoru) probíhalo automaticky po dobu 60 s pro každou polohu. Vždy bylo zapotřebí počkat na ustálení proudění, ale i tak proud vzduchu mírně kolísal, a proto byly výsledné hodnoty aritmeticky zprůměrovány. Odečítání hodnoty elektrického proudu probíhalo ručně z displeje laboratorního zdroje, je tudíž více náchylné na možnost chyby, ale vzhledem k tomu, že nevstupuje do přímého porovnání se simulacemi, je tento způsob dostatečně přesný.



4.3 Experiment – výsledky

Experimentální měření proběhlo dvakrát – na jaře a na podzim roku 2022. V obou případech byla konfigurace trati totožná. Jediný rozdíl činilo umístění sensoru otáček ve druhém měření a rozdílné okolní podmínky.

Měření bylo zopakováno z důvodu ověření opakovatelnosti experimentu, a zároveň pro naměření otáček, která dále sloužily jako vstupní data do simulací. Při druhém měření došlo k navýšení rozsahu měření z 2 až 12 m/s na 2 až 19 m/s pro větší názornost grafického zobrazování, které nebylo dostatečně názorné, pokud bylo ukončeno na nižší průtokové rychlosti.

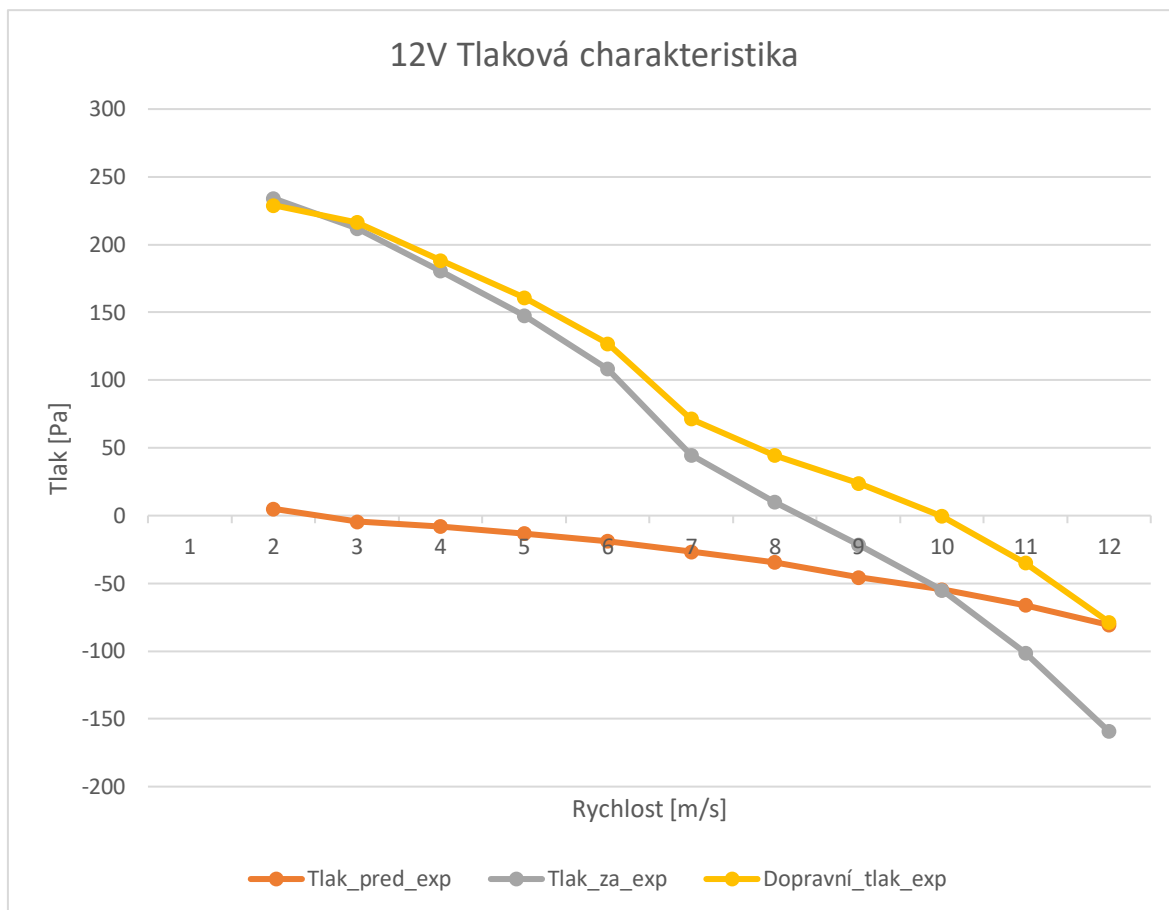
Proměřena byla pasivní charakteristika, kdy byl ventilátor bez příkonu a od proudícího vzduchu se nechal volně protáčet. Dále se proměřila aktivní charakteristika pro 8V, 12V a 16V napětí. Nakonec byl rotor demontován a byla proměřena ztráta tratě. Tímto způsobem vznikla základní kompletní charakteristika daného ventilátoru pro vstupní rychlost 2 až 12 (jaro) nebo 19 (podzim) m/s.

Dále bylo provedeno měření, které si kladlo za cíl zjistit, jak moc se výkon ventilátoru změní, pokud jej budeme používat dlouhodobě a ohřejeme elektromotor. To proběhlo při napětí 12 V „za studena“ a po hodině, kdy se ventilátor nechal zapnutý, bylo zopakováno.

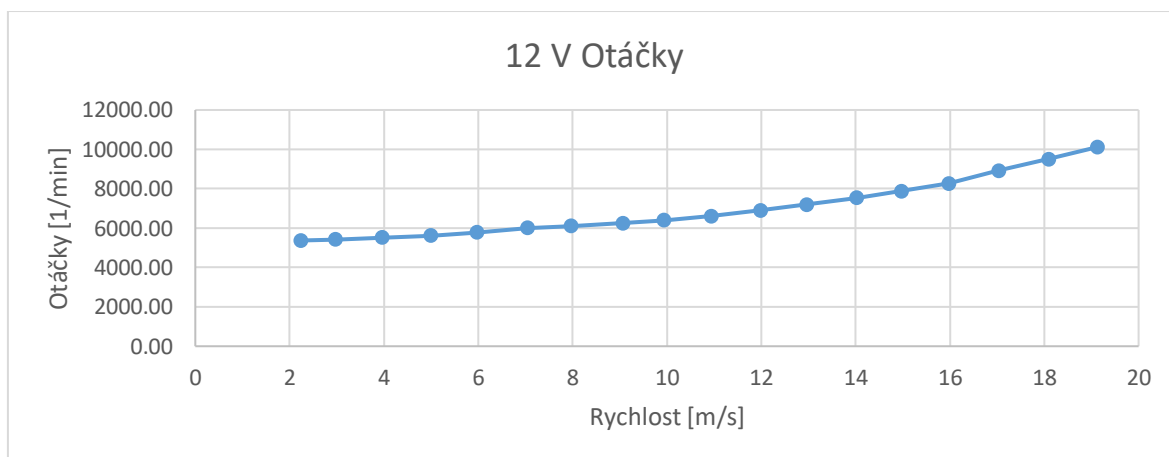
4.3.1 12V charakteristika

Výstupem experimentu byly naměřené nebo dopočítané hodnoty pro každou hodnotu napětí a zobrazené v grafu v závislosti na průtoku nebo otáčkách ventilátoru.

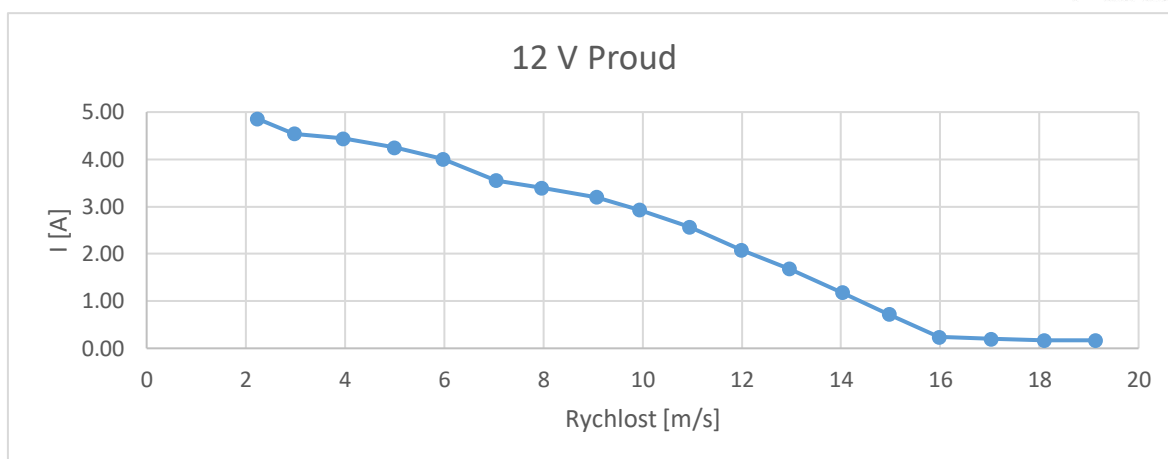
V případě napájení 12 V vypadají tyto charakteristiky následovně:



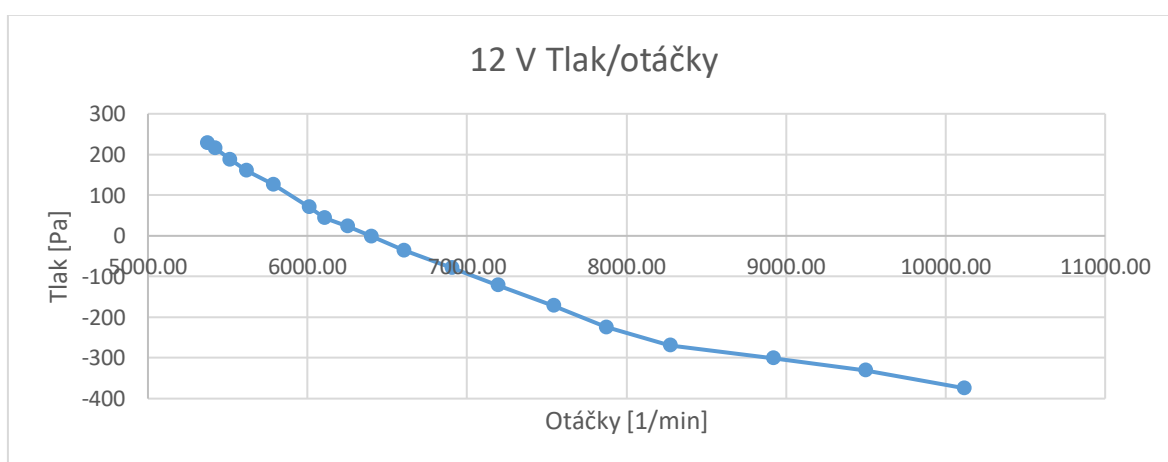
Graf 1 Experimentálně naměřená tlaková charakteristika - 12 V



Graf 2 Experimentálně naměřené otáčky - 12 V



Graf 3 Experimentálně naměřený proud - 12 V



Graf 4 Experimentálně naměřený tlak v závislosti na otáčkách - 12 V

Naměřené charakteristiky pro 12 V odpovídají očekávání. Jediná nepravidelnost je mírný schod v oblasti kolem 7 m/s, kde začíná docházet k postupnému přechodu z aktivní části charakteristiky do pasivní. Tento schod je patrný ve všech napětích a je patrný i v simulacích.

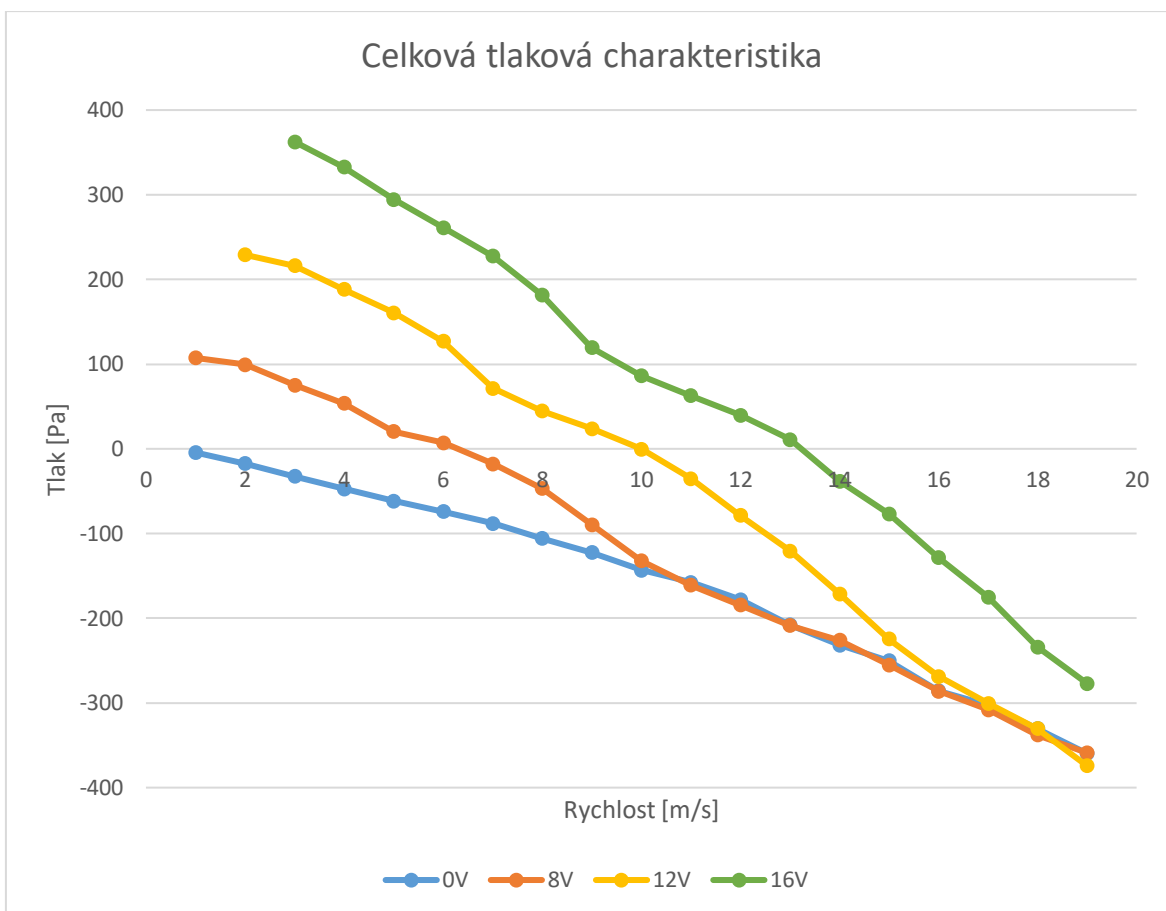
Větší smysl však dávají tyto charakteristiky až po zobrazení společně pro všechny hodnoty napětí v jednom grafu, kdy se dají porovnat a kde je vidět, jak se křivky pro různá napětí nakonec ztotožní s pasivní charakteristikou pro 0 V. V této oblasti už je dodávaný příkon stejný nebo menší než energie, kterou ventilátor z proudícího vzduchu přijme. Tento jev je vidět na všech měřených datech bez výjimky.

Pro zachování rozumné délky této práce zde proto uvádím samotnou jen 12V charakteristiku jako příklad, ostatní jsou prezentovány až v celkové charakteristice.

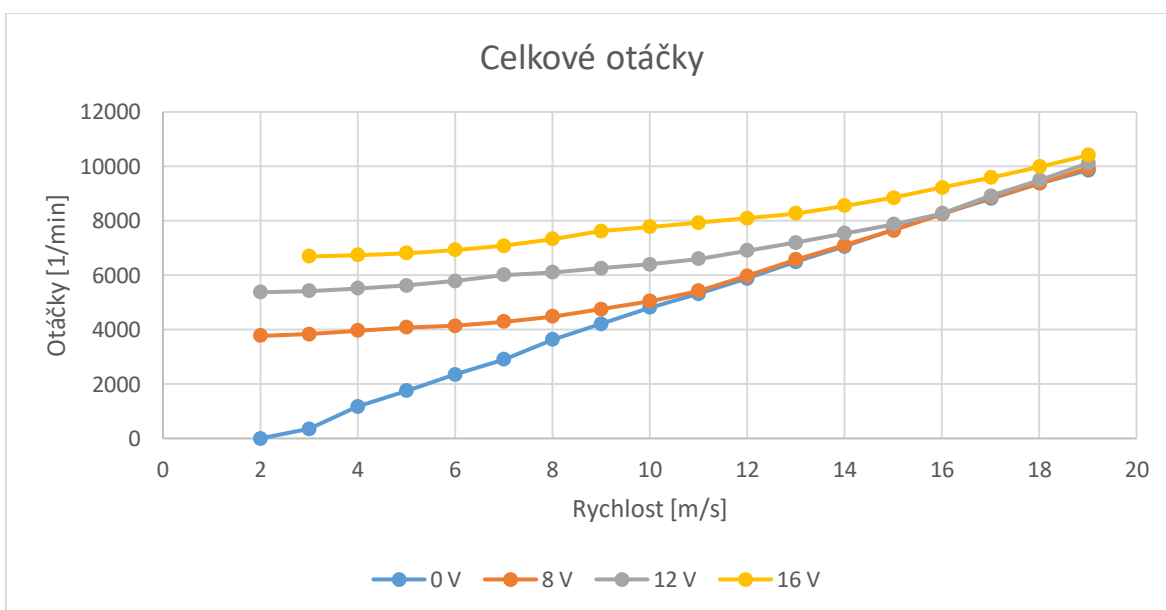


4.3.2 Celková charakteristika

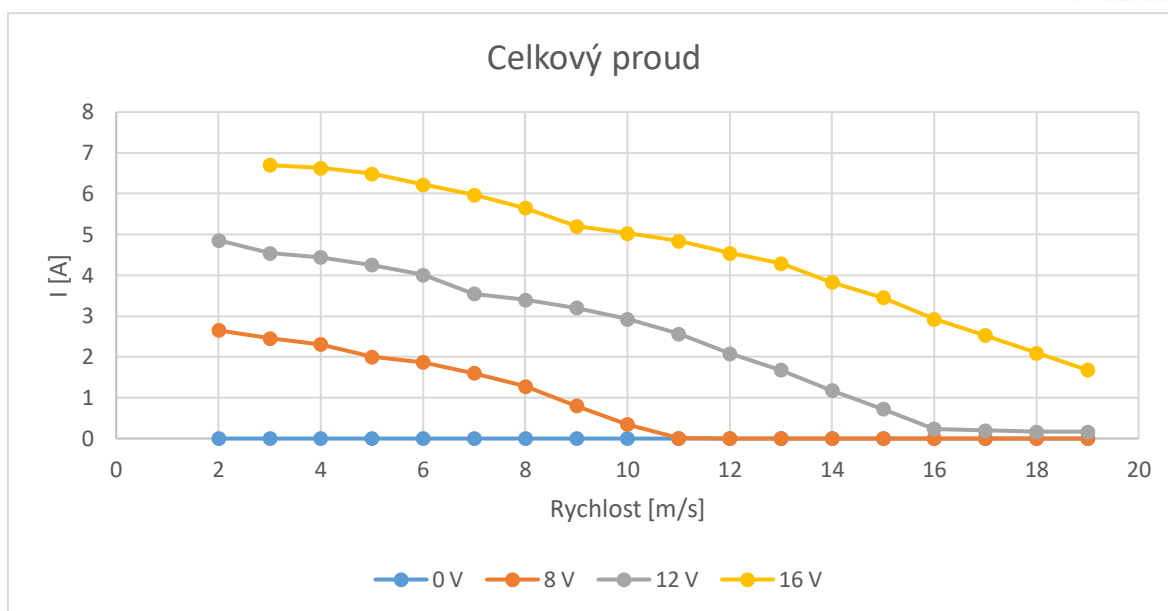
Veškeré naměřené charakteristiky zobrazené společně v grafu vypadají následovně:



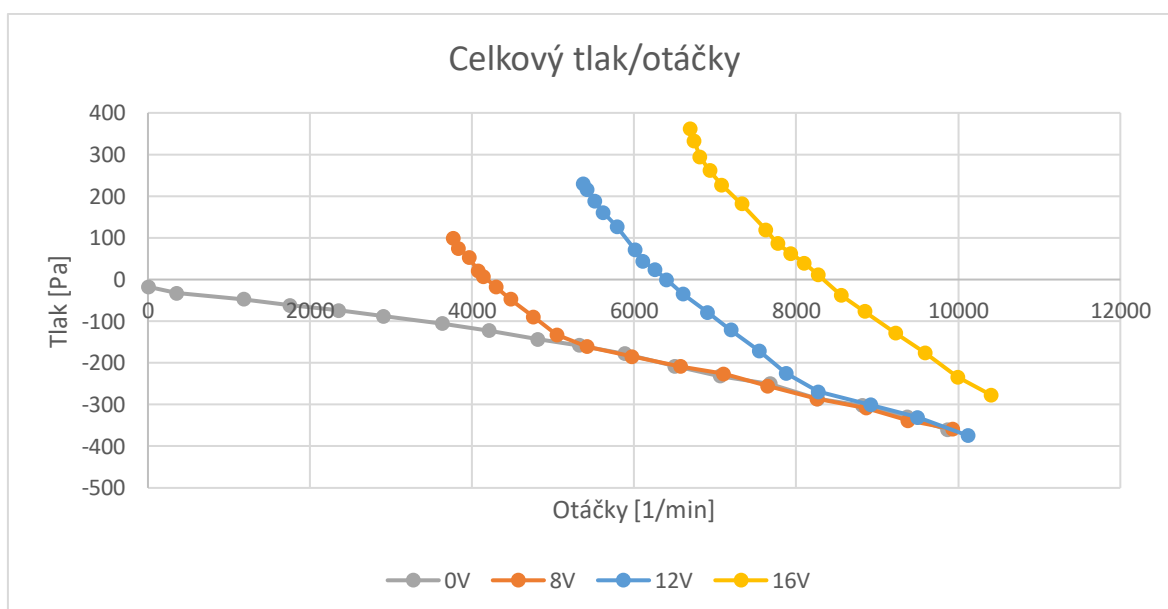
Graf 5 Celková experimentálně naměřená charakteristika



Graf 6 Celkové experimentálně naměřené otáčky



Graf 7 Celkový experimentálně naměřený proud

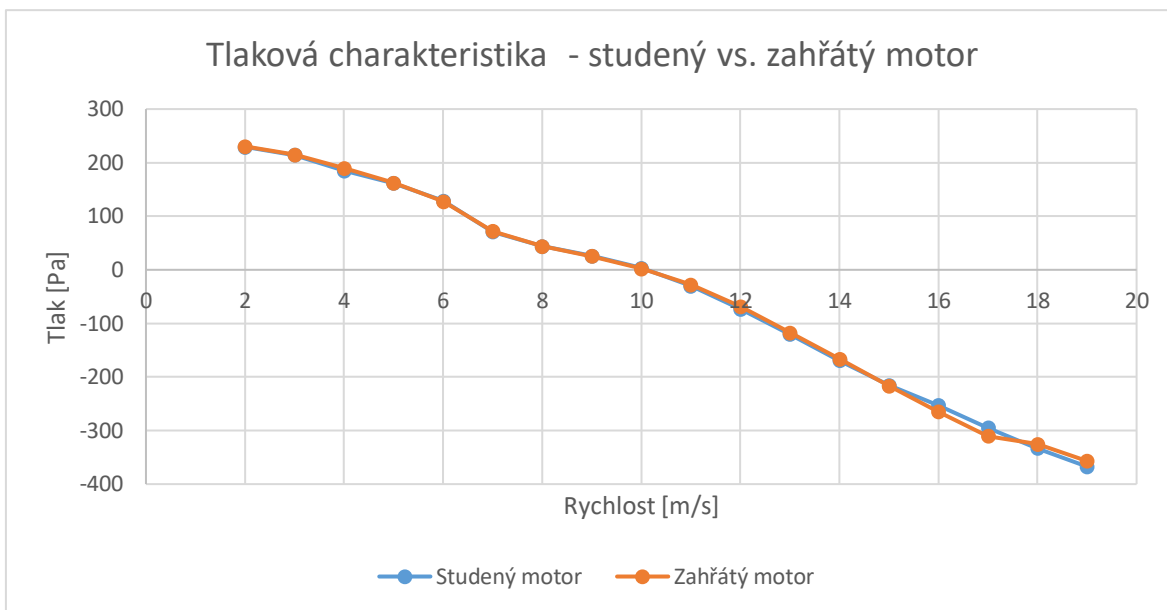


Graf 8 Celková naměřená závislost tlak/otáčky

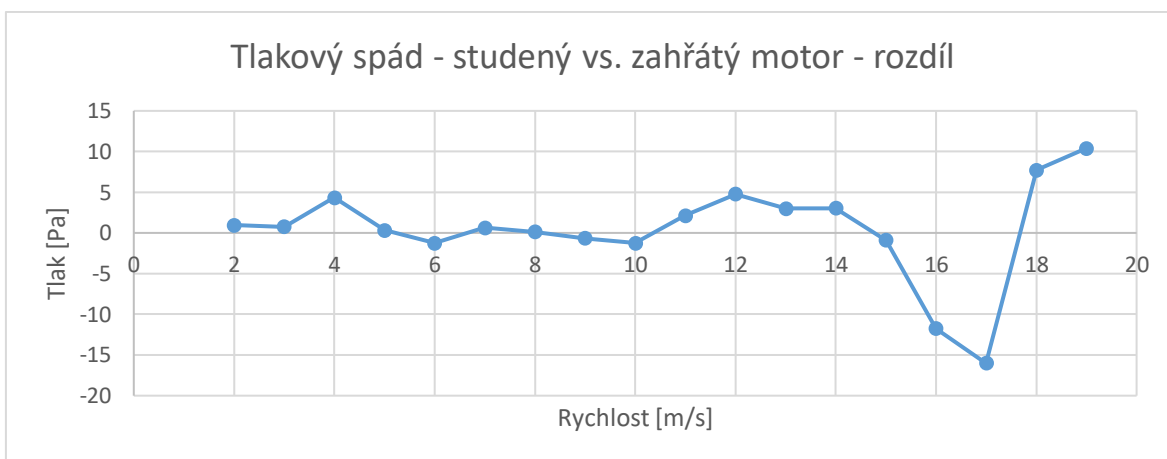
4.3.3 Studený vs. zahřátý motor

Jak již bylo zmíněno v úvodu této části, bylo provedeno porovnání změny charakteristiky v důsledku zahřátí elektromotoru ventilátoru.

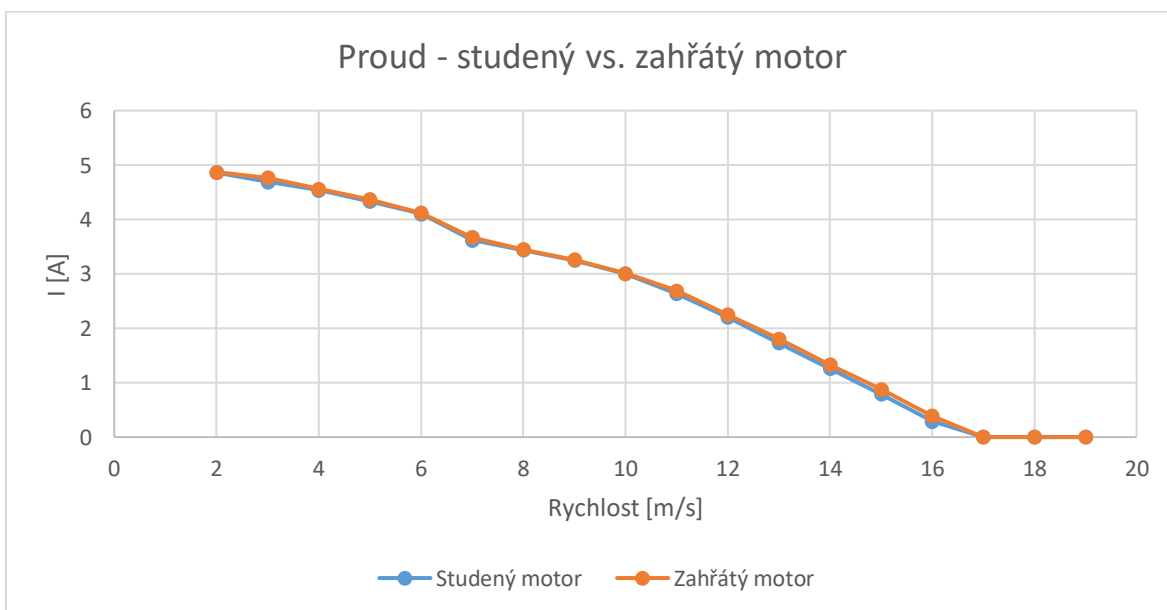
Měření za studena proběhlo dopoledne po noci, kdy byl ventilátor i trať odstaveny. Ten se poté nechal hodinu běžet a měření bylo zopakováno.



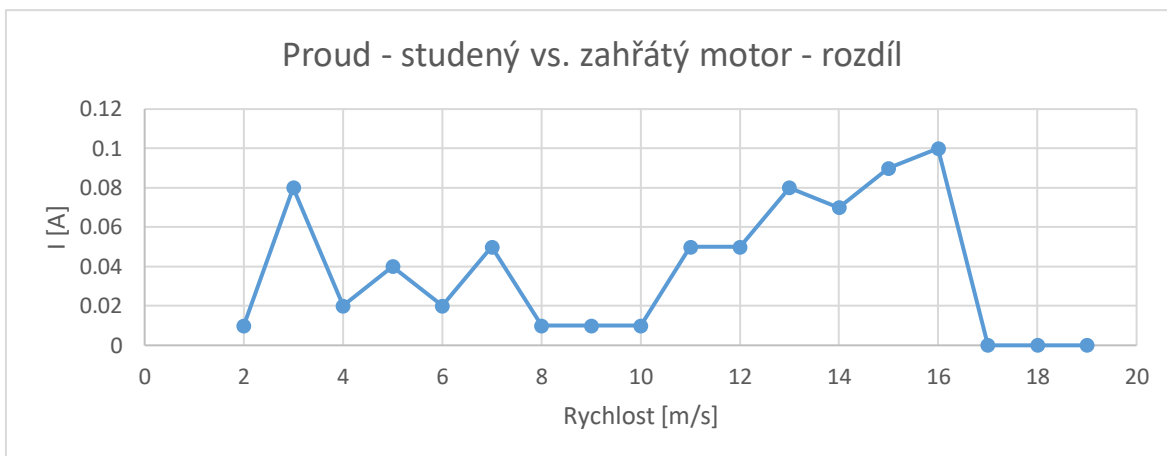
Graf 9 Tlaková charakteristika - studený vs. zahřátý motor



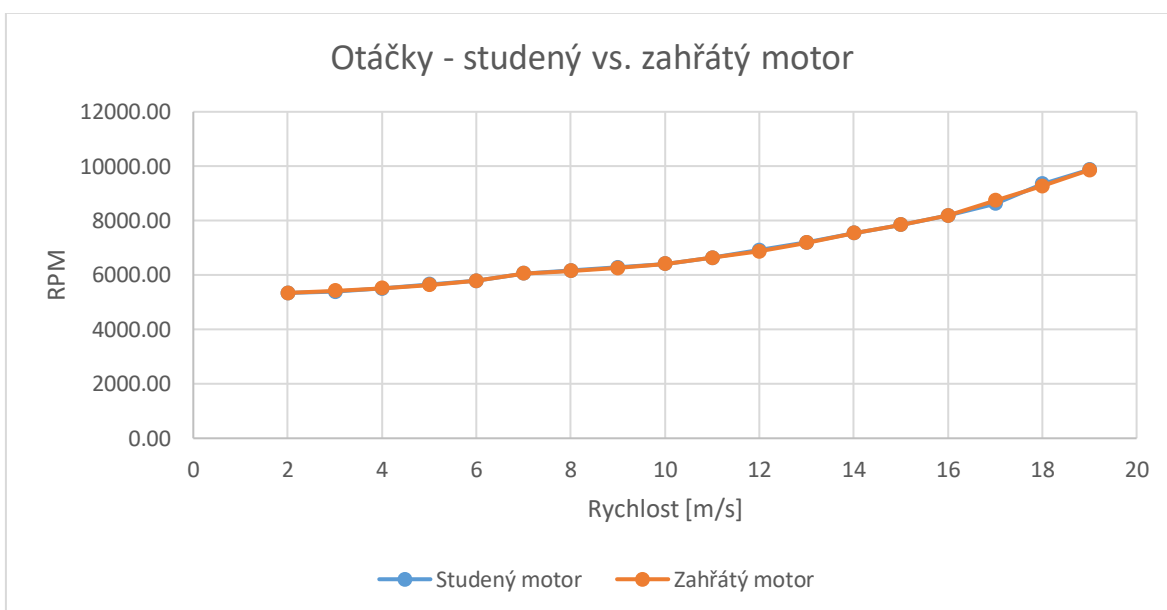
Graf 10 Tlakový spád - studený vs. zahřátý motor - rozdíl



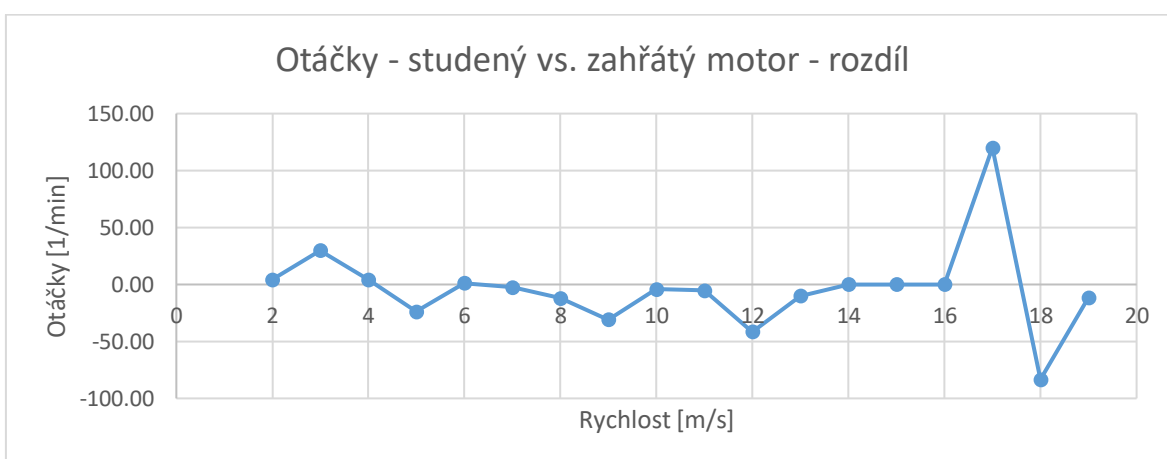
Graf 11 Proud - studený vs. zahřátý motor



Graf 12 Proud - studený vs. zahřátý motor - rozdíl



Graf 13 Otáčky - studený vs. zahřátý motor



Graf 14 Otáčky - studený vs. zahřátý motor - rozdíl

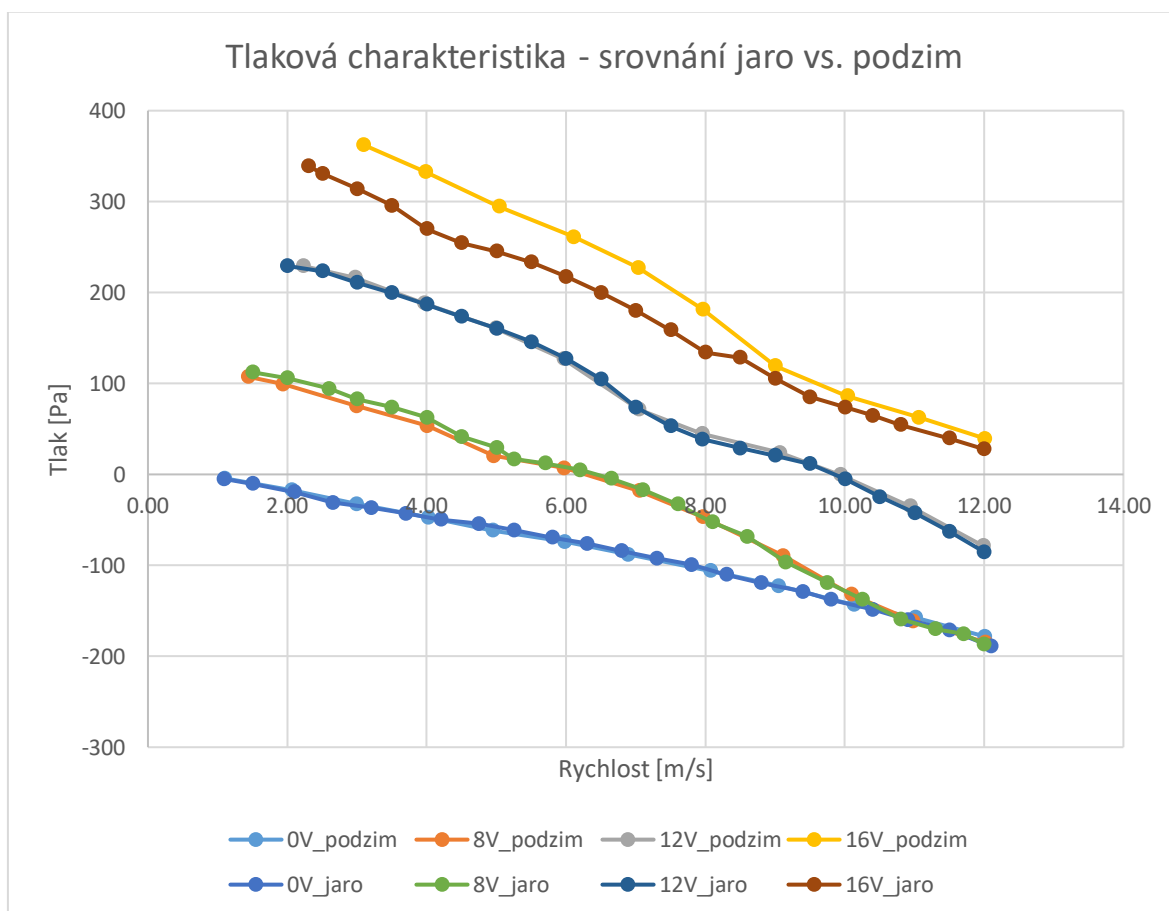
Výsledky jsou prakticky totožné, k odchylkám dochází jen v řádu přesnosti experimentu a i tak nelze určit jednoznačný směr. Jediný příkon, resp. dodávaný proud byl pro měření za tepla vždy nepatrně vyšší a to o 0.01 až o 0.1 A.



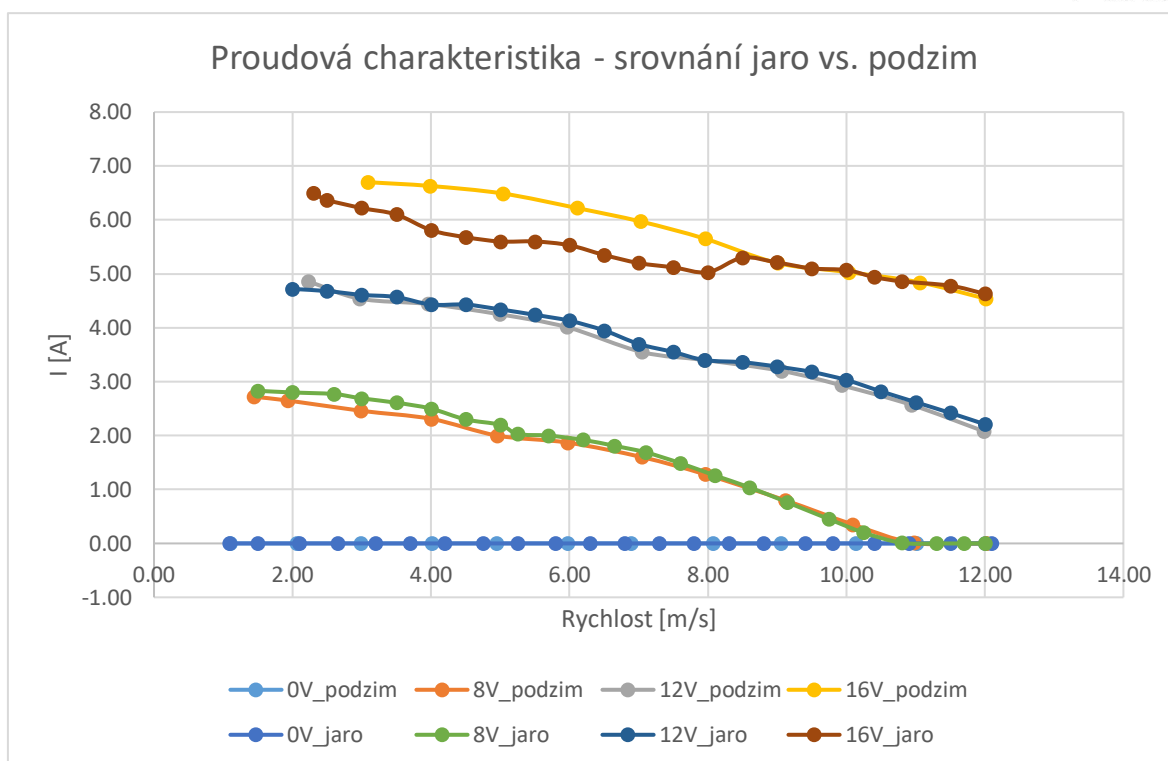
Srovnání proběhlo při měření na podzim při okolní teplotě 16 °C a napětí 12 V. Je možné, že při vyšším napětí a vyšší okolní teplotě by se tyto rozdíly zvětšily a nebyly by zanedbatelné.

4.3.4 Jaro vs. podzim

Pro ověření opakovatelnosti experimentu bylo měření zopakováno. Konfigurace měřicí trati byla odlišná jen v umístění sensoru otáček při podzimním měření a lišila se také teplota a okolní tlak. Na jaře experiment probíhal za okolní teploty 25 °C, zatímco na podzim bylo 16 °C. Okolní tlak se lišil o 1.459 kPa, na jaře dosahoval hodnoty 97.975 kPa, na podzim 96.516 kPa – na hodnoty rozdílu tlaku by však tato veličina neměla mít vliv.



Graf 15 Tlaková charakteristika - srovnání jaro vs. podzim



Graf 16 Proudová charakteristika - srovnání jaro vs. podzim

Jak je vidět z přiloženého grafu, výsledný rozdíl tlaku je velmi podobný pro 0 V, 8 V a 12 V, s téměř nepatrným snížením pro podzimní hodnoty (patrně v důsledku umístění snímače otáček), ale při 16 V dochází ke snížení v prvních dvou třetinách jarního měření. Přestože je toto snížení grafu jasně patrné, s ohledem na výsledky citlivostních analýz v části 5.3.2 a zejména s ohledem na okolní teplotu a možnost zahřátí elektromotoru ventilátoru, které v této nenávrhové napěťové hladině nastává, bych experiment považoval za opakovatelný. Navíc se jedná o odchylky okolo 10 %.

4.4 Experiment – závěr

Bylo provedeno měření celkové charakteristiky ventilátoru Spal VA67-A101-83A. Měření probíhalo pro vstupní rychlosti proudění 2 až 12 nebo 2 až 19 m/s.

Dále bylo měření zopakováno a porovnáno – výsledné hodnoty jsou si velmi podobné s odchylkou do 10 % pro vyšší napěťovou hladinu.

Také bylo zkoumáno, jaký má vliv zahřátí elektromotoru pohánějící ventilátor I když by se náznaky trendu daly objevit, výrazné závěry vyvodit nelze.

| | Min vstupní rychlost [m/s] | Max vstupní rychlost [m/s] | Měření otáček | Srovnání studeného a zahřátého motoru | Teplota [°C] | Tlak [kPa] | Porovnatelné výsledky |
|---------------|----------------------------|----------------------------|---------------|---------------------------------------|--------------|------------|-----------------------|
| Jaro | 2 | 12 | Ne | Ne | 25 | 97.97 | Ano |
| Podzim | 2 | 19 | Ano | Ano | 16 | 96.51 | |

Tab 2 Experiment - porovnání měření



5 Simulace

5.1 Simulace – CFD teorie

Oblast mechaniky tekutin zabývající se simulováním proudění se nazývá CFD z anglického Computational fluid dynamics, neboli do češtiny volně přeloženo počítačová mechanika tekutin. Používá se nejen k modelování proudění, ale i pro přestup tepla.

Své uplatnění nachází zejména díky výraznému snížení finančních, lidských i časových zdrojů především v automobilovém, lodním, kosmickém nebo stavebním průmyslu. Uživatelům umožňuje široké možnosti zkoumání a vizualizací dat.

Samotný proces se dá rozdělit do tří základních kroků:

- 1) Preprocessing – tvorba geometrie, volba výpočetních modelů, definování sítě a okrajových podmínek
- 2) Výpočet = diskretizace – převedení základních integrálních rovnic mechaniky tekutin na soustavu algebraických rovnic a jejich iterativní řešení
- 3) Postprocessing – zpracování a analýza dat [4]

5.1.1 Základní rovnice počítačové mechaniky tekutin

Rovnice uvedené v následující kapitole jsou platné pro proudění nestlačitelné tekutiny s absencí tepelných přechodů. Jedná se o 4 rovnice se 4 neznámými (u , v , w , p). Pro stlačitelnou tekutinu se přidají 2 stavové rovnice a pro případ řešení přestupů tepla rovnice energetická. [27]

5.1.1.1 Rovnice kontinuity – zákon zachování hmotnosti

Pro nestlačitelnou tekutinu můžeme rovnici kontinuity zjednodušit na jeden člen, který definuje tok hmoty přes hranice kontrolního objemu:

$$\operatorname{div}(\rho u) = 0$$

ρ představuje hustotu tekutiny, u rychlost.

5.1.1.2 Zákon zachování hybnosti

Druhá rovnice vychází z druhého Newtonova zákona a uvažuje do vztahu změnu hybnosti částice a působící síly pro obecně definovanou veličinu φ .

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho\varphi u) = -\operatorname{div}(pI) + \operatorname{div}T + f_b$$

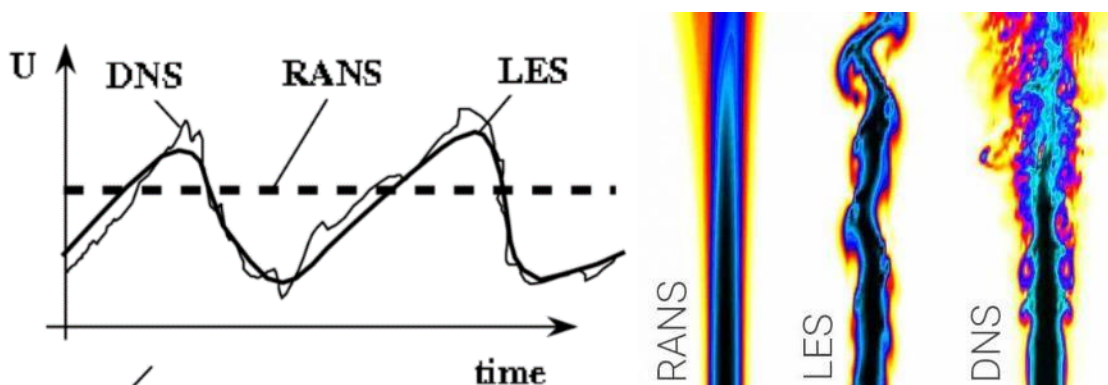
V této rovnici t značí čas, p tlak, I jednotkový tenzor, T tenzor třecích napětí a f_b vnější objemové síly. Za obecnou veličinu φ se dosazují složky rychlosti u , v , w , čímž se vytvoří 3 rovnice pro každý směr kartézského systému souřadnic.



5.1.2 Modelování turbulence

Výjimečně se lze v praxi setkat s laminárním prouděním, naprostá většina problémů se řeší pro turbulentní proudění. Modelování turbulence je ale výpočetně náročná záležitost, zejména kvůli nestacionární povaze vírů, jejichž fluktuace bývají nízké a vysokofrekvenční. Pro zjednodušení se využívá dvou přístupů:

- RANS – Reynolds Averaged Navier-Stokes
- LES – Large Eddy Simulation [4][27]



Obr 59 Metody turbulence dle rychlosti U [28] Obr 60 Rozdíl proudění jednotlivých modelů [29]

5.1.2.1 RANS

Výpočetně nejméně náročnou metodou je modelování turbulence pomocí tzv. Reynoldsova středování. Metoda RANS umožňuje promodelovat celé spektrum, ale jedná se pouze o zprůměrované hodnoty, což umožňuje stacionární projev této metody. Jednoduchost je vykoupena méně přesným odhadem odtržení proudění anebo přechodu do turbulence.

Model RANS obsahuje další neznámé, které je potřeba vyřešit. To je zajištěno přidáním turbulentního modelu. Turbulentních modelů existuje celá řada a každý se hodí na jinou aplikaci – zde jsou uvedeny ty nejběžnější:

- Spallart – Allmaras model – tento model přidává další rovnici, ve které řeší difuzivitu. Vhodný je zejména pro aeronautiku.
- $k-\epsilon$ model – obsahuje další dvě rovnice pro turbulentní kinetickou energii a její disipaci. Ve své výchozí definici je vhodný zejména pro modelování externího proudění s vysokým Reynoldsovým číslem. Nedostatky řeší Realizable $k-\epsilon$ model, vhodný i v oblasti blízkosti stěny.
- $k-\omega$ model – dvourovnicový model vychází z modelu $k-\epsilon$, kde ve druhé rovnici řeší specifickou disipaci energie. Vyniká v oblasti vysokých tlakových gradientů (mezní vrstva), ale je nepřesný ve volném prostoru. Upraveným modelem je tzv. SST (shear stress transport) $k-\omega$ model, který umožňuje dále od stěny přepnutí na model $k-\epsilon$.

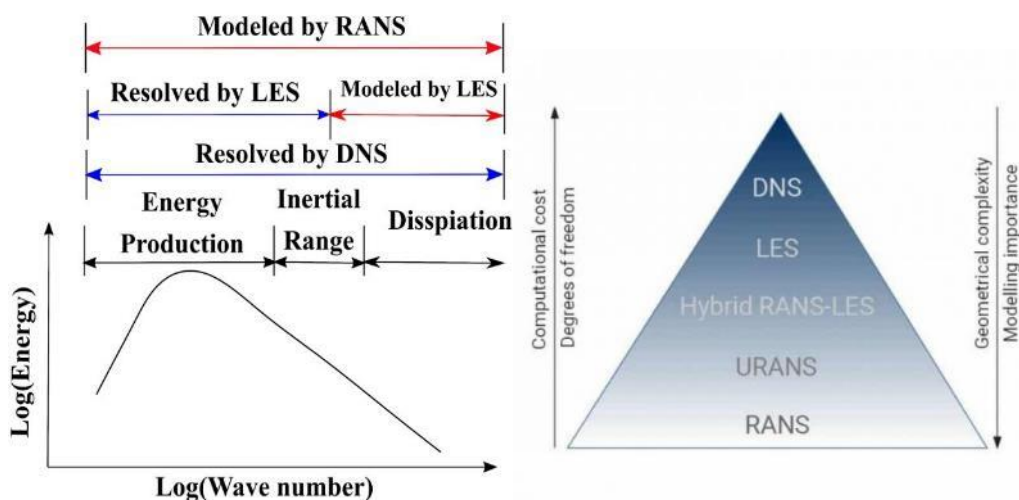


5.1.2.2 LES

Metoda LES (Large Eddy Simulation) řeší pouze větší víry, zatímco ty menší modeluje. Tím dokáže podrobněji nasimulovat neustálé proudění. Požadavek na jemnost sítě a časový krok je tak menší než u metody DNS, ale stále řádově vyšší než u RANS. Pod metodu LES spadá metoda DES, která je kombinací mezi RANS a LES.

5.1.2.3 DNS

DNS nebo-li Direct Numerical Simulation řeší celé spektrum turbulencí všech velikostí. Ke komplexnímu promodelování je potřeba velmi podrobná síť a malý časový krok. Kvůli své náročnosti se využívá jen u velmi jednoduchých modelů nebo pro validace.



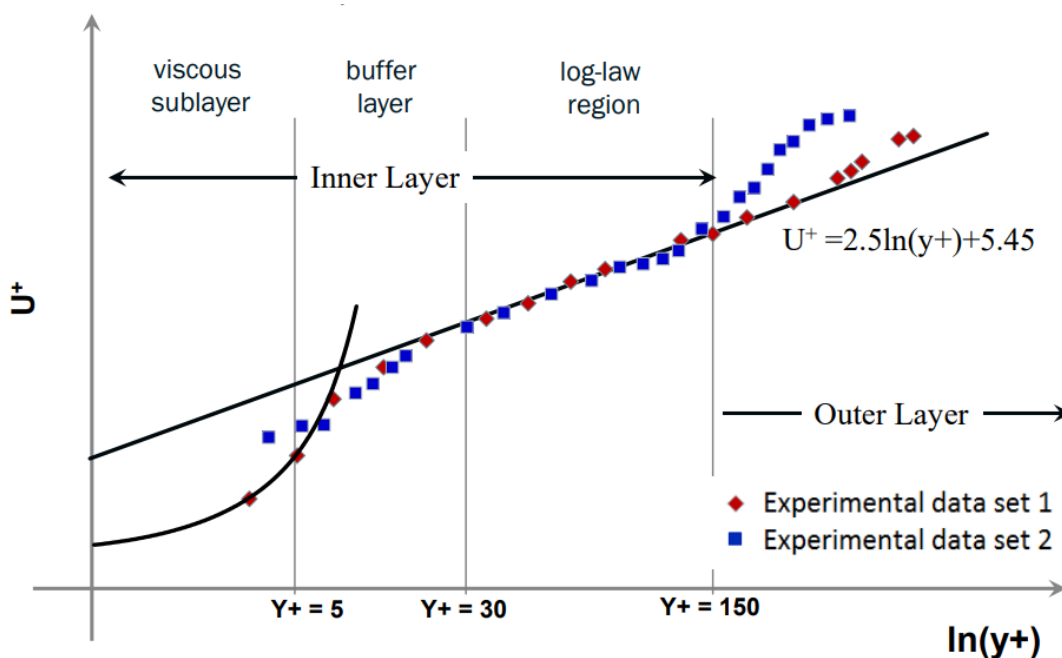
Obr 61 Velikost turbulence a jak ji modely počítají [29] Obr 62 Náročnost geometrie a výpočtu [30]

5.1.3 Proudění u stěny

Jak již bylo řečeno v části 2.1.4, v mezní vrstvě vznikají na poměrně malé vzdálenosti velké rozdíly rychlosti a dalších veličin. Proto je zde více než kde jinde důležité správně danou oblast promodelovat.

Oblast mezní vrstvy lze rozdělit na celkem 4 podoblasti:

- Vnější vrstva (outer layer)
- Vnitřní vrstva (inner layer)
 - Oblast plně vyvinuté turbulence ležící v oblasti tzv. logaritnického zákona (log-law region)
 - Přechodová vrstva (buffer layer) – přechod mezi laminární a turbulentní vrstvou
 - Viskózní podvrstva (viscous sublayer) – laminární



2019

Obr 63 Průběh mezní vrstvy [31]

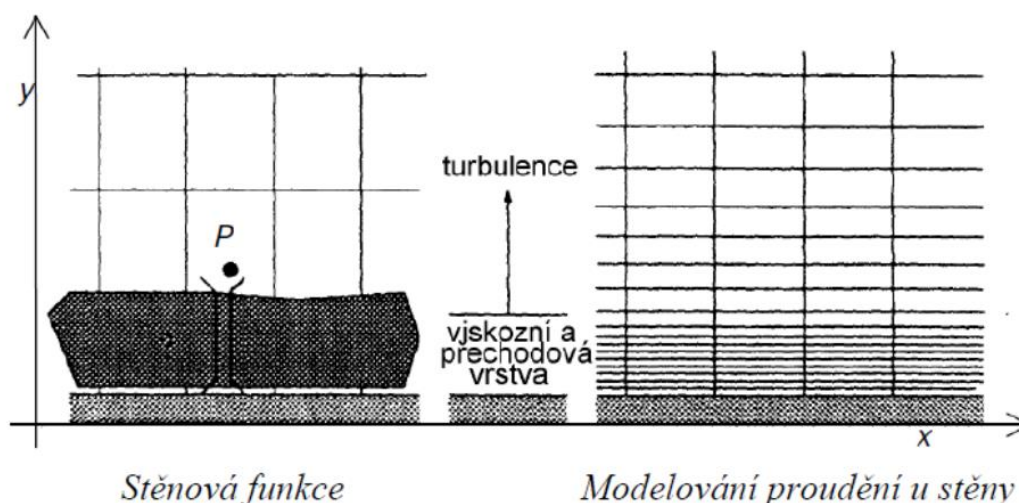
Oblast mezní vrstvy se promodelovává pomocí prismatických buněk. Jejich velikost směrem od stěny postupně narůstá. Nejkritičtější je velikost (výška) první vrstvy. Ta je posuzována dle bezrozměrné hodnoty y^+ :

$$y^+ = \frac{y\rho\mu_t}{\nu}$$
$$\mu_t = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$$

Hodnotu y^+ definuje vzdálenost od stěny y , hustota ρ , třecí rychlost μ_t a kinematická viskozita ν . τ_w představuje tečné napětí na stěně.

Pro modelování mezní vrstvy lze využít dvou přístupů:

- První vrstva umístěná ve viskózní podvrstvě ($y^+ < 1$) a podrobné promodelování celého gradientu. Doporučeno je aplikování 10 až 15 vrstev.
- První vrstva umístěná do oblasti platnosti logaritmičského zákona ($30 < y^+ < 300$) a využití stěnové funkce pro překlenutí viskózní podvrstvy.



Obr 64 Modelování proudění u stěny [32]

Přístup přesného promodelování by měl být teoreticky přesnější, např. pro zjištění místa odtržení, díky detailnímu promodelování celé mezní vrstvy, ale je také velmi výpočetně náročný kvůli vyššímu počtu buněk v síti. Zejména pro vyšší rychlosti, kde je zapotřebí první vrstvu adekvátně zmenšit je tak častěji nasazován druhý přístup.

Umístění první vrstvy do přechodové oblasti $-5 < y^+ < 30$ je doporučeno se vyhnout. [28][28]

5.1.4 Modelování rotoru ventilátoru

Pro simulování ventilátoru se v simulacích používají 3 metody.

5.1.4.1 Metoda tlakového spádu (Fan interface)

Metoda modelování ventilátoru pomocí tlakového spádu nebo tlakového skoku se vyznačuje zejména jednoduchostí a robustností. Jedná se o stacionární metodu a není potřeba znát geometrii ani otáčky samotného rotoru.

Oblast ventilátoru je vymodelována jako prostředí určité tloušťky se vstupní a výstupní plochou, které má uživatelem definovanou tlakovou charakteristiku v závislosti na průtoku anebo rychlosti. Tlakový rozdíl odečtený z křivky je přidán do rovnic proudění v místě výstupní plochy, čímž dojde k tlakovému skoku v proudění.

$$\Delta p = p_{sin} - p_{tout}$$

Standardně je tlakový spád Δp vyjádřen jako rozdíl statického tlaku p_{sin} na vstupu a celkového tlaku p_{tout} na výstupu.

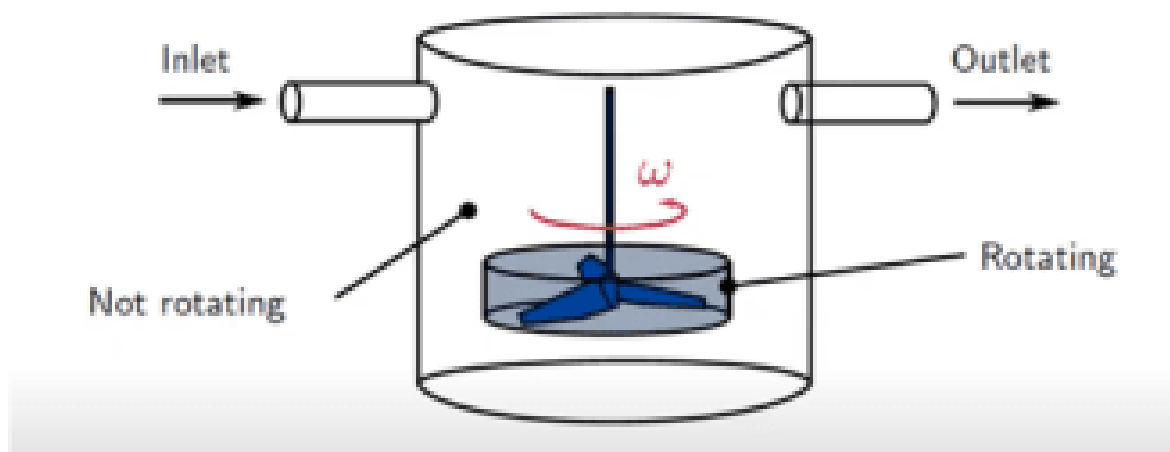
Pro ventilátory s přímými lopatkami je zde možnost definovat vířivý vír (swirl). Změna vířivé rychlosti (swirl velocity) Δv_t je definována jako poměr rozdílu celkového tlaku a efektivity η , úhlové rychlosti Ω , vzdálenosti od osy rotace r a hustoty média ρ . [33]

$$\Delta v_t = \frac{\Delta p_t}{\eta \Omega r \rho}$$



5.1.4.2 MRF – moving reference frame

Metoda MRF nabízí stacionární řešení nestacionárního problému. Funguje na principu relativní rychlosti, kdy se definované rotační oblasti v okolí rotoru přiřadí tečná rychlost odpovídající otáčkám ventilátoru a vzdálenosti od osy rotace. Tím se docílí stejné interakce mezi statickým rotorem a rotujícím okolím jako kdyby se rotor otáčel a okolí se jím nechalo ovlivňovat.



Obr 65 Zobrazení MRF oblasti v rámci celkové geometrie [34]

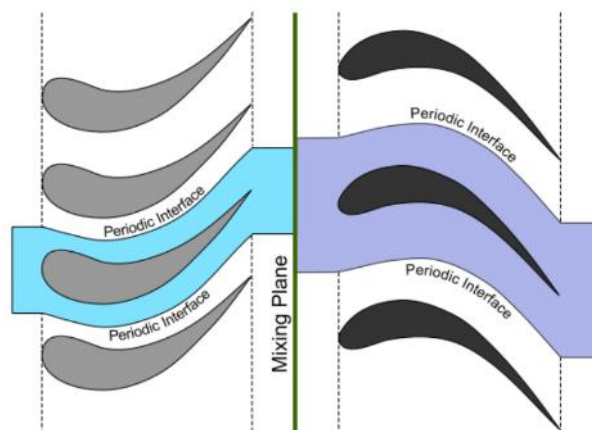
Výsledná rychlost v_r v rotační oblasti lze vyjádřit jako rozdíl absolutní rychlosti v a tečné rychlosti v daném bodě získané z úhlové rychlosti ω_{MRF} v oblasti a vzdálenosti r od osy rotace.

$$v_r = v - \omega_{MRF} \times r$$

Metoda MRF tak oproti stejnému modelu bez rotační oblasti výrazně nepřidá na výpočetní náročnosti, ale jednoduchým způsobem vyřeší problém, který by jinak musel být řešen nestacionárně.

Toto řešení zachytí rotor v jedné konkrétní poloze, což nevadí u jednostupňových ventilátorů, ale pokud by bylo zapotřebí nasimulovat interakci rotoru a statoru, jednalo by se vždy o simulaci zachycující konkrétní vzájemnou polohu.

Pro tyto případy je potřeba přejít z tzv. „frozen rotor approach“ na tzv. „mixing-plane approach“, který umožní přestup prostorově proměnných veličin, ale na úkor méně přesného přenosu úplavu přes tuto oblast. [35][36]



Obr 66 Mixing plane [35]

5.1.4.3 Sliding mesh (rotační síť)

Na rozdíl od předchozích metod je modelování ventilátoru pomocí rotační sítě nestacionárním problémem. V průběhu simulace dochází k postupnému otáčení ventilátoru a neustálému přepočítávání objemové sítě.

K pohybu sítě dochází v uživatelem definované oblasti. Pohyb může být rotační, translační, nebo rotační i translační.

Oproti předchozím variantám je zde potřeba definovat časový krok. V případě simulace ventilátoru se jednalo o úhel, o nějž se v každém kroku rotor pootočil. Pro každý krok je pak nutné definovat počet iterací, které se v každé poloze spočítají.

Řešení kvůli nestacionární povaze úlohy velmi pravděpodobně nekonverguje k jediné hodnotě, ale bude mírně kolísat. Proto je potřeba výslednou hodnotu odečítat jako průměr posledních několika (set) kroků. [37]

5.2 Simulace – nastavení

Všechny simulace byly prováděny v softwaru Star CCM+ verze 2022.1 s následujícím nastavením:

- Ustálené proudění při rychlosti 2 až 12 m/s s krokem po 1 m/s
- Nestlačitelný vzduch
- Ideální plyn
- Mezní vrstva podrobně vysítovaná pro zachování parametru y^+ menším než 1 na okraji simulovaného prostředí
- RANS model (Reynolds averaged Navier – Stokes)
- Realizable $k-\varepsilon$ model turbulentního proudění
- 1500 iterací pro metodu rozdílu tlaku, 2500 iterací pro MRF a 15 000 pro rotační síť
- Mnohostěnná síť s postupným zjemněním (polyhedral mesh)



- Ventilátor modelován pomocí rozdílu tlaku, MRF nebo rotační sítě (vždy uvedeno u konkrétní simulace) – pro metodu MRF a rotační síť byla zvolena rychlost otáčení rotoru 6000 1/min
- Velikost okolního tlaku 101325 Pa

V pozdější fázi byly provedeny citlivostní analýzy na:

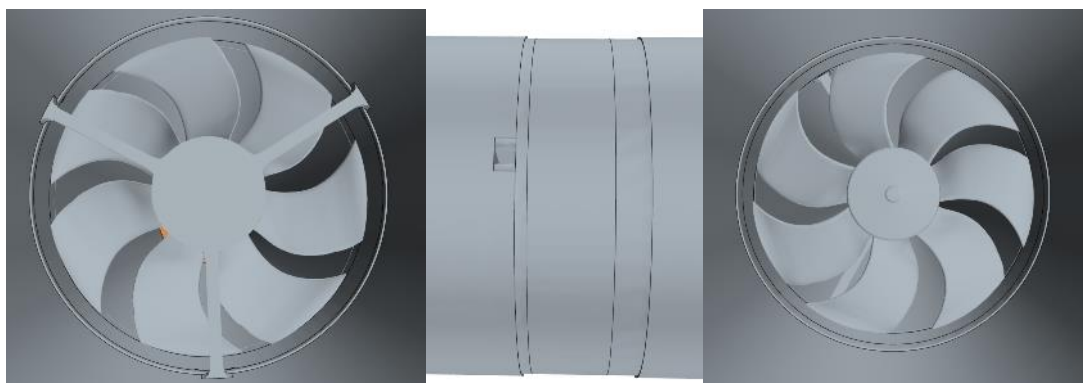
- Velikost buňky sítě
- Mezní vrstva modelovaná pomocí stěnové funkce s parametrem y^+ větším než 30
- Různé hodnoty atmosférického tlaku v okolí
- Hustota vzduchu
- Velikost štěrbin mezi rotorem a stěnou
- SST k- ω model turbulentního proudění
- Velikost povrchové sítě rotoru ventilátoru
- Odlišný způsob vymodelování rotoru z dostupného scannu

5.2.1 Geometrie

Geometrie simulace vycházela z geometrie experimentu a co nejpřesněji se jej snažila kopírovat. Základem se stala 3 m dlouhá trubka o vnitřním průměru 176 mm, v níž byl na tříramenné přírubě umístěn rotor ventilátoru. V nejbližším okolí ventilátoru bylo 1mm osazení po délce 50 mm, aby štěrbina mezi rotorem a nepohyblivou stěnou byla stejně velká jako na krytu od výrobce ventilátoru nebo v experimentální trati.



Obr 67 Celkový pohled na simulovanou geometrii



Obr 68 Pohled na rotor zezadu Obr 69 Detail oblasti okolo rotoru Obr 70 Pohled na rotor zepředu



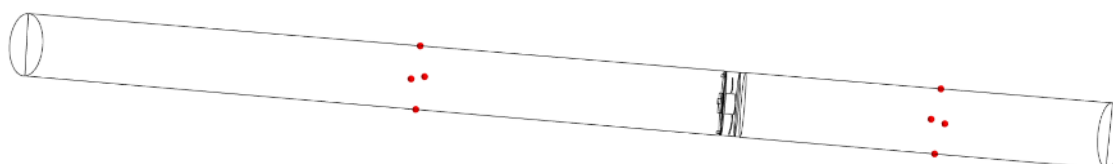
Model ventilátoru byl vymodelován dle naskenovaného modelu a je mu věnována část 5.3.2.5 v rámci citlivostních analýz, aby byly odhaleny možné nedostatky těchto procesů.

5.2.2 Tlakové odběry

4 tlakové odběry byly umístěny rovnoměrně po obvodu ve vzdálenosti 3 průměry před a 5 průměrů za ventilátorem. Odečet těchto hodnot probíhal kontinuálně ve všech iteracích a k ustálení jeho hodnot došlo přibližně po 400 krocích.



Obr 71 Umístění tlakových odběrů



Obr 72 Umístění tlakových odběrů v kontextu průhledného zobrazení

5.2.3 Okrajové podmínky

Jako okrajové podmínky byly zvoleny „pressure outlet“ na vstupu a „velocity inlet“ na výstupu. Přestože některé simulace (pro porovnání metod) měly proudění definované přes „velocity inlet“ na vstupu a „pressure outlet“ na výstupu (obráceně), na rozdílu tlaku mezi odběrovými místy nehraje tato výměna rolí. Jen v prvním případě je za ventilátorem podtlak a ve druhém je před ventilátorem přetlak, na straně „pressure outlet“ vždy byly hodnoty blíže nulové hodnotě. První metoda ale lépe ilustruje umístění pomocného ventilátoru nebo clony na výstupu měřené tratě.

5.2.4 Odečítání rychlosti proudění

Podobně jako v experimentu, kde se měřila rychlost proudění ve středu trubice vrtulkovým anemometrem, i v simulacích docházelo k odečítání rychlosti proudění přes kontrolní plochu umístěnou ve stejném místě. Resp. docházelo k odečítání hmotnostního průtoku a přes plochu a hustotu média došlo k přepočítání na rychlost.

Tímto přepočítáním se předcházelo chybě, která vzniká v důsledku nulové rychlosti proudění v krajní oblasti mezní vrstvy. Ta snižuje celkový průtok média, který je v kontrolní ploše až o 0.5 m/s vyšší než je průměrný průtok vztažený na celou plochu trubice.

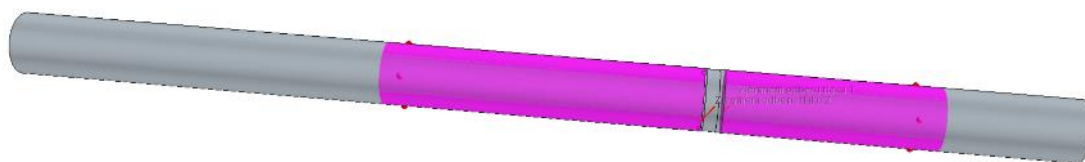


5.2.5 Síť

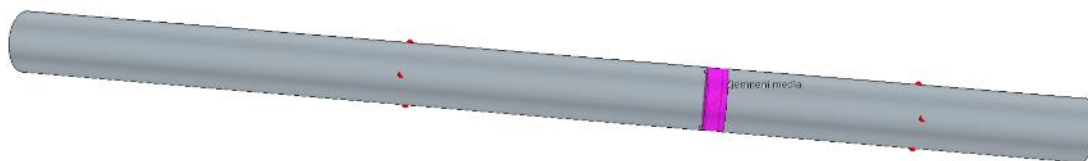
V rámci prováděných simulací byla použita tzv. polyhedral mesh, tedy síť složená z mnohostěnů. Tento tvar sice oproti čtyř- nebo šestistěnným elementům dosahuje vyššího počtu buněk, avšak výrazně rychleji konverguje.

S ohledem na vyžadovanou přesnost byly zvoleny 4 oblasti s různými velikostmi buněk. Velikost buněk mohla být u metody pomocí tlakového skoku větší, zejména z důvodu absence rotoru s komplexní geometrií, v důsledku čehož ani nedocházelo k rotaci média. Zároveň u této metody nebyla použita poslední oblast zjemnění, protože kvůli jednodušší geometrii nebyla vyžadována. Zvolené oblasti byly následující:

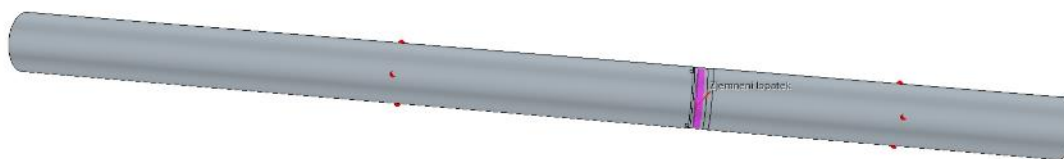
- 1) Základní velikost buňky byla nastavena globálně na celou oblast simulace, avšak následná zjemnění nakonec zajistila výskyt takto velkých buněk jen před prvním a za druhým tlakovým odběrem.
- 2) K prvnímu zjemnění dochází v oblasti pokrývající obě místa, kde se odečítají hodnoty tlaku.
- 3) K dalšímu zjemnění dochází v okolí oblasti tlakového skoku nebo v okolí rotoru, konkrétně v prostoru 1mm osazení.
- 4) V nejbližším okolí lopatek rotoru je definována poslední oblast. Ta se týká pouze simulací pomocí MRF nebo rotační sítě.



Obr 73 Druhá oblast - první zjemnění



Obr 74 Třetí oblast - druhé zjemnění



Obr 75 Čtvrtá oblast - třetí zjemnění - jen MRF a ROT



V neposlední řadě dochází i k definování velikosti buňky na přechodech mezi oblastmi a na povrchu součástí – vše s ohledem na velikost buňky respektující danou velikost zjemnění v oblasti.

Síť v oblasti mezní vrstvy byla definována tloušťkou a počtem buněk včetně faktoru postupného zvětšení. Zatímco tloušťka poměrně odpovídala velikosti buňky v dané oblasti, počet buněk byl vždy 12 a zjemnění se pohybovalo mezi 1.4 až 1.5 a bylo individuálně upravováno tak, aby poslední buňka mezní vrstvy byla srovnatelně velká jako další navazující buňka.

Volbě velikosti buňky sítě je dále věnována část 5.3.2.3 v rámci citlivostních analýz.

Celkový počet buněk dosáhnul na:

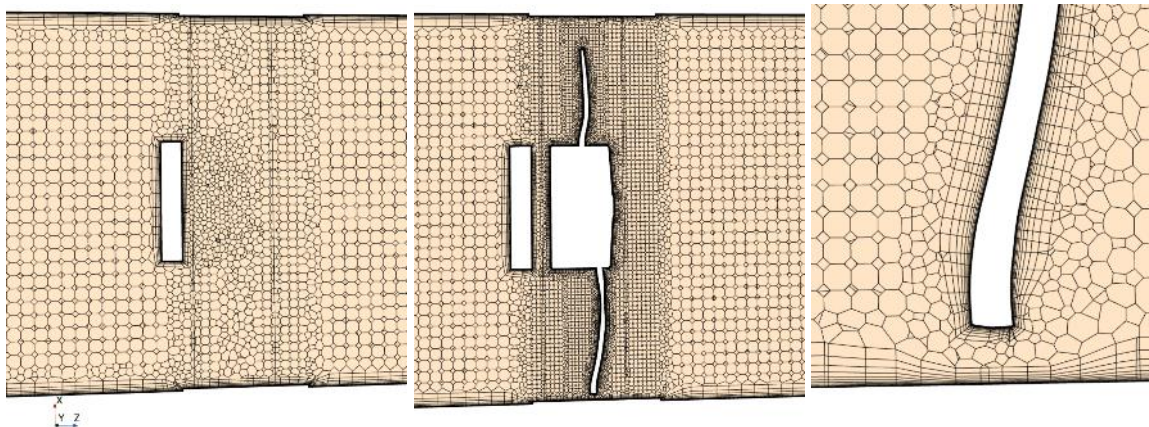
- 1.3 milionu pro metodu pomocí tlakového skoku
- 3.2 milionu pro simulace prováděné pomocí metody MRF a rotační sítě



Obr 76 Síť oblasti před rotorem - metoda tlakového spádu



Obr 77 Síť oblasti před rotorem - MRF a ROT



Obr 78 Detail oblasti tlakového skoku

Obr 79 Detail sítě rotoru

Obr 80 Detail sítě štěrbině



Obr 81 Povrchová síť - metoda tlakového spádu



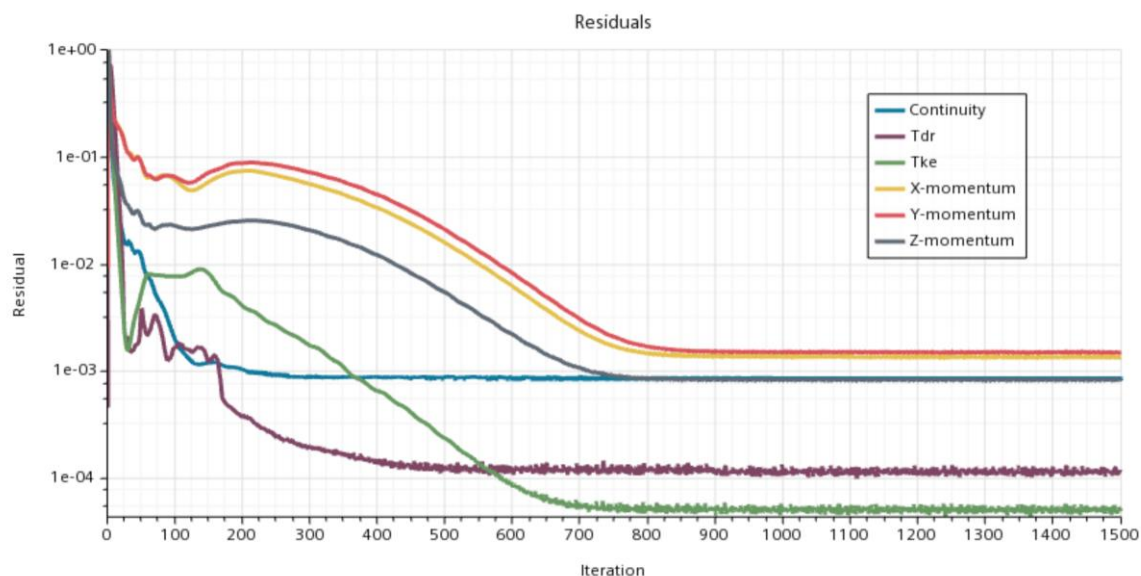
Obr 82 Povrchová síť - MRF a ROT

Výsledná velikost sítě a zejména mezní vrstvy je zvolena s ohledem na zachování parametru y^+ u stěny menším než 1 ve všech stavech – dále probráno v části 5.3.2.2.

5.2.6 Vyhodnocení stability výsledku

Ke stanovení, zda-li jsou výsledky simulace validní, se využívají převážně residua nebo ustálené hodnoty v určitých bodech.

Vzhledem k povaze iterativního výpočtu a tedy řešení soustavy nelineárních rovnic je obecná snaha o přiblížení se k nulové hodnotě na pravé straně a jejich přesné vyřešení. To ale prakticky nemůže nastat, a tak se vyskytuje chyba určité velikosti, která by z počáteční hodnoty měla zkonvergovat o několik řádů. Tato chyba se nazývá residuem a existuje pro každou rovnici. Konkrétní hodnota dostatečně nízké hodnoty residuí neexistuje, ale pro rozumně přesné výsledky by měla dosáhnout řádově na alespoň 10^{-3} , ideálem je 10^{-5} . Dále se „zdravý“ průběh residuí projevuje absencí výrazných skoků či gradientů.



Obr 83 Průběh residuí během simulace



U rotační sítě dochází k pravidelné změně geometrie, která hodnotu residuí v každém kroku vrátí zpět na výchozí pozici. V případě, kdy je proudění nestacionární, je řád residuí přirozeně vyšší.

Samotná residua ale nejsou zárukou dobrého výsledku. K tomu je zapotřebí sledovat i integrální hodnoty jako je tlakový rozdíl nebo hmotnostní průtok a rychlost, které by se měly ustálit na určité hodnotě a neměly by kolem ní příliš oscilovat. Zde velmi záleží, v jakém řádu se veličina pohybuje, ale pro zachování co nejpřesnějšího výsledku je dobré mít 2 až 4 platné číslice beze změny. Také je doporučeno průměrovat hodnoty z posledních několika (stovek) iterací.

V provedených iteracích byl sledován tlakový rozdíl mezi odběrnými místy před a za ventilátorem a také průtok skrz kontrolní plochu v místě vrtulky anemometru. Obě hodnoty byly získány jako průměr posledních 360 iterací.

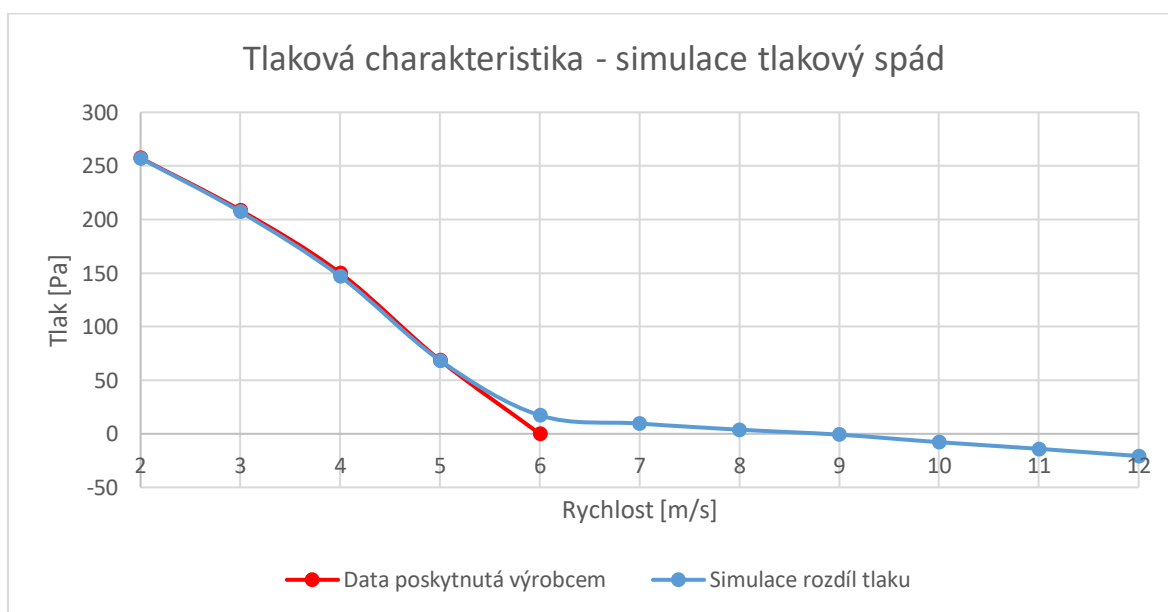
5.3 Simulace – výsledky

5.3.1 Srovnání metod

5.3.1.1 Tlakový spád

Vstupem do simulací modelovaných pomocí metody tlakového skoku je tabulka průběhu rozdílu tlaku na průtoku ventilátorem získaná od výrobce. Výrobce tato data uvádí jen v aktivní charakteristice, proto tabulka končí lehce za vstupní rychlostní vzduchu 6 m/s.

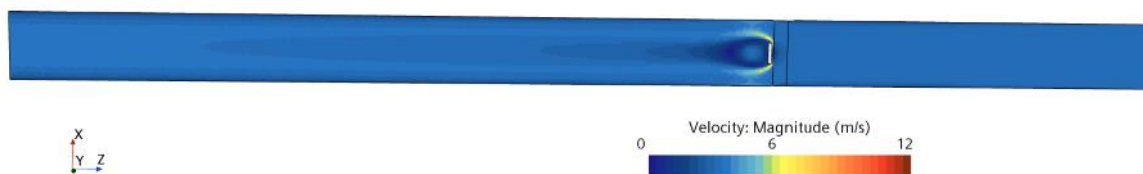
Také nejsou známy přesné podmínky, za jakých byly tyto hodnoty naměřeny, můžeme se maximálně domnívat, že se tomu stalo ve standardizovaných hodnotách, ale jistotu nemáme. Jakkoliv byla snaha více informací od výrobce získat, nedostala se nám k datu odevzdání práce žádná odpověď.



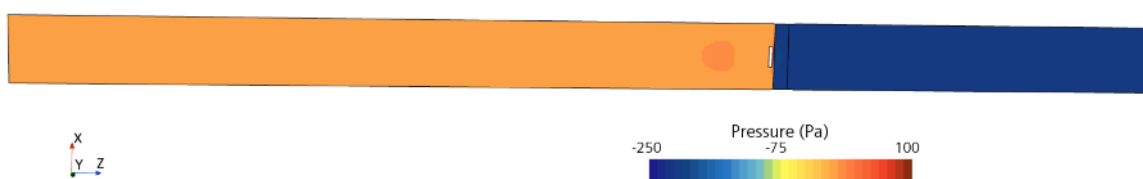
Graf 17 Tlaková charakteristika - simulace tlakový spád



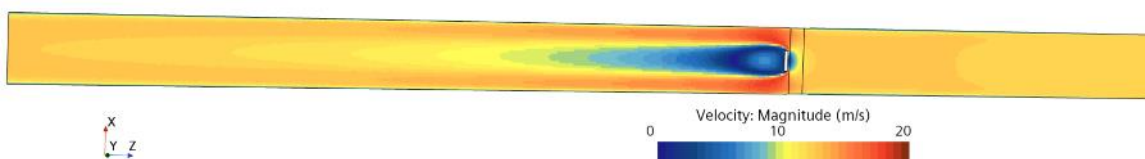
V uvedeném grafu je vidět křivka dat od výrobce ventilátoru a odpovídající křivka dle výsledků simulací. Z tohoto grafu je velmi jasně patrné, že vzhledem k povaze metody se výsledky simulací shodují s daty, která do simulace vstupují. V oblasti, kde vzhledem k vyšším hodnotám průtoku není tlakový spád definován, dochází k nulovému rozdílu a ze simulace maximálně odečteme ztráty tratě.



Obr 84 Tlakový spád - průběh rychlosti - 3 m/s



Obr 85 Tlakový spád - průběh tlaku - 3 m/s



Obr 86 Tlakový spád - průběh rychlosti - 12 m/s

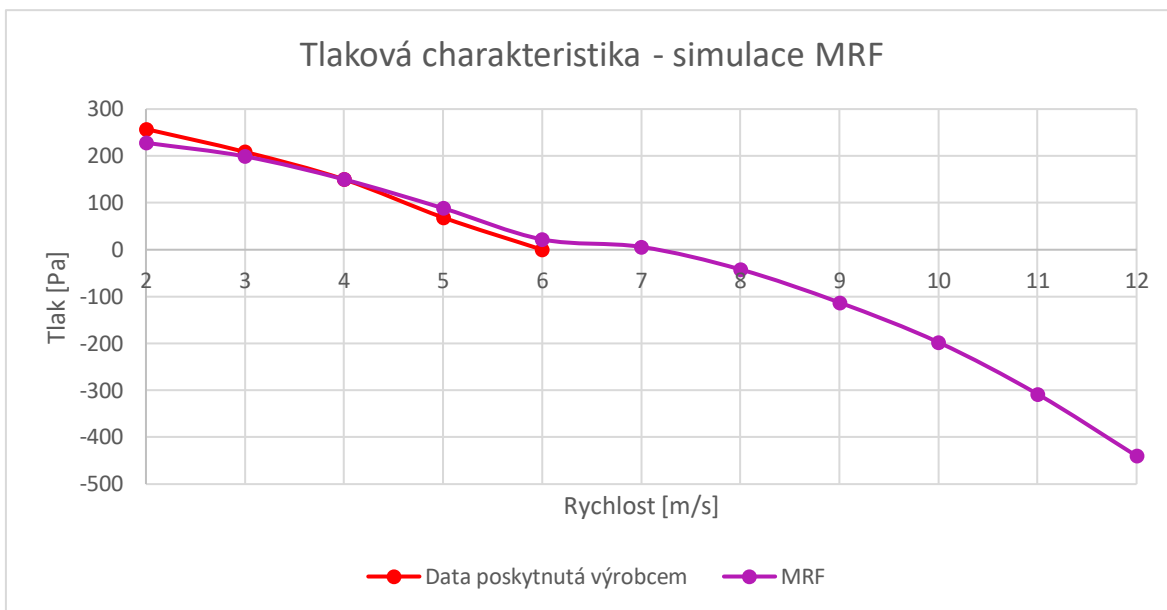


Obr 87 Tlakový spád - průběh tlaku - 12 m/s

Průměrný čas iterace se pohyboval okolo 5 sekund. 1500 iterací bylo tímto tempem dosaženo po 2 hodinách.

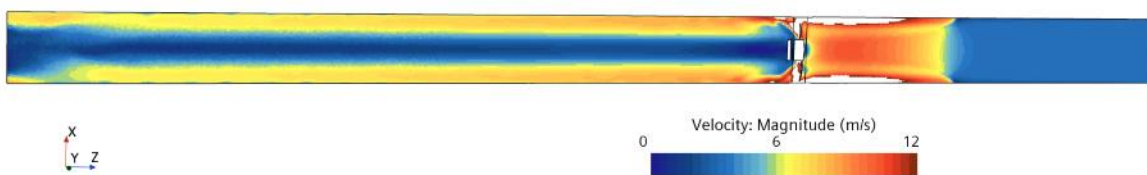
5.3.1.2 MRF

Simulace prováděné pomocí metody MRF obsahovaly kompletní geometrii včetně rotoru ventilátoru, který byl nastaven na 6000 ot/min pro všechny průtoky. To si vyžádalo jemnější nastavení sítě, o němž bylo pojednáno v části 5.2.5.

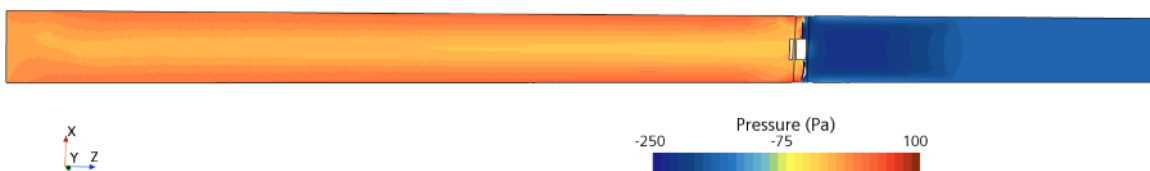


Graf 18 Tlaková charakteristika - simulace MRF

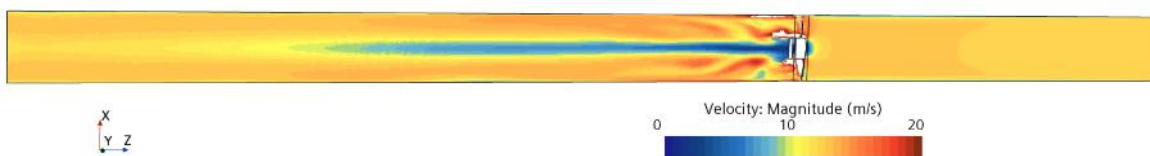
Křivka odečtených hodnot v grafu tvarově připomíná křivky z experimentu včetně zhroupení v přechodu mezi aktivní a pasivní částí.



Obr 88 MRF - průběh rychlosti - 3 m/s



Obr 89 MRF - průběh tlaku - 3 m/s



Obr 90 MRF - průběh rychlosti - 12 m/s



Obr 91 MRF - průběh tlaku - 12 m/s



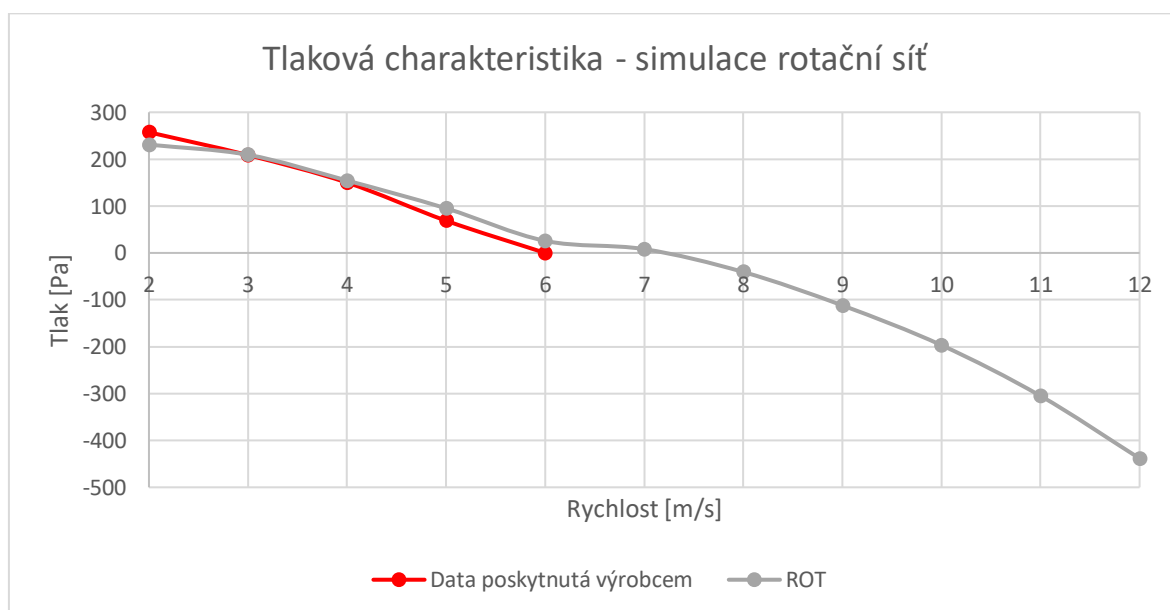
Stále se jednalo o stacionární metodu, iterace zabrala při stejném výpočetním výkonu jako u předchozí metody přibližně 15 sekund. Celkově jedna simulace spuštěná na 2500 iterací zabrala přes 10 h výpočetního času.

5.3.1.3 Rotační síť

U rotační sítě nedošlo oproti metodě MRF ke změně geometrie nebo nastavení. Jediný rozdíl tak představuje samotná metodika a s tím spojené navýšení počtu kroků.

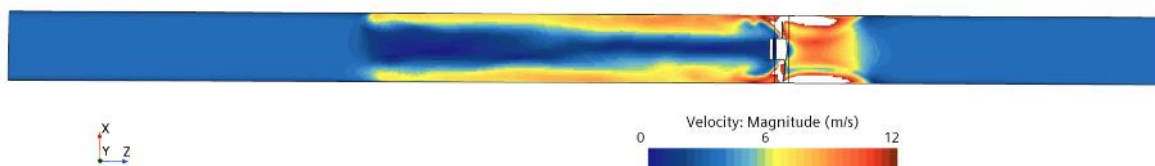
U rotační sítě je potřeba definovat počet kroků, mezi nimiž dojde k proměně geometrie a počtu iterací na jeden krok. V tomto případě se během jednoho kroku spočítalo 5 iterací, po nichž došlo k rotaci rotoru o 3° a odpovídající změně sítě, což odpovídá doporučeným hodnotám. Jedna otáčka tak vychází na 120 kroků. Výsledné hodnoty byly odečteny jako průměr posledních 360 kroků, což odpovídalo 3 otáčkám rotoru.

Celkově byly tyto simulace počítány na 3000 kroků, tedy 15000 iterací a 25 otáček rotoru ventilátoru. Samotná iterace trvala srovnatelně dlouho jako u metody MRF, tedy 15 sekund, ale během každého kroku došlo ke změně geometrie, což přidalo dalších přibližně 30 sekund na nutné přepočítání sítě. Výsledný čas simulace se vyšplhal při stejném výpočetním výkonu jako u předchozích metod na 90 hodin, tedy 3.75 dne.

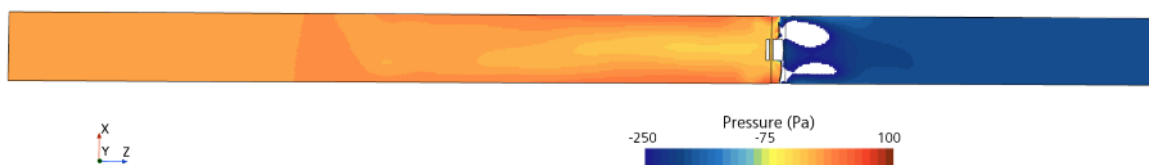


Graf 19 Tlaková charakteristika - simulace rotační síť

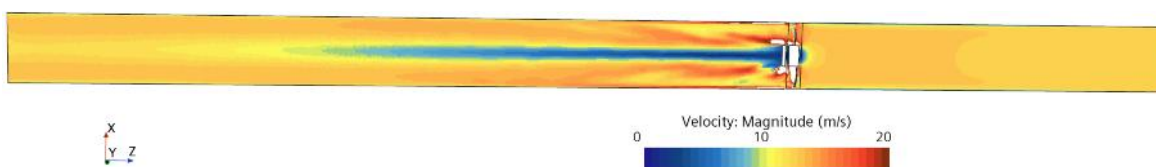
Bez přímého srovnání jsou výsledky metod MRF a rotační sítě takřka nerozeznatelné – křivka odpovídá všem představám o tom, jak by měla charakteristika vypadat.



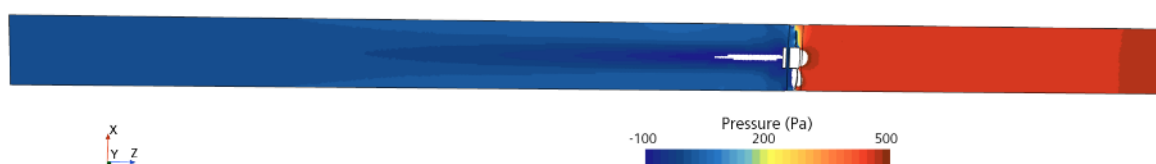
Obr 92 ROT - průběh rychlosti - 3 m/s



Obr 93 ROT - průběh tlaku - 3 m/s



Obr 94 ROT - průběh rychlosti - 12 m/s

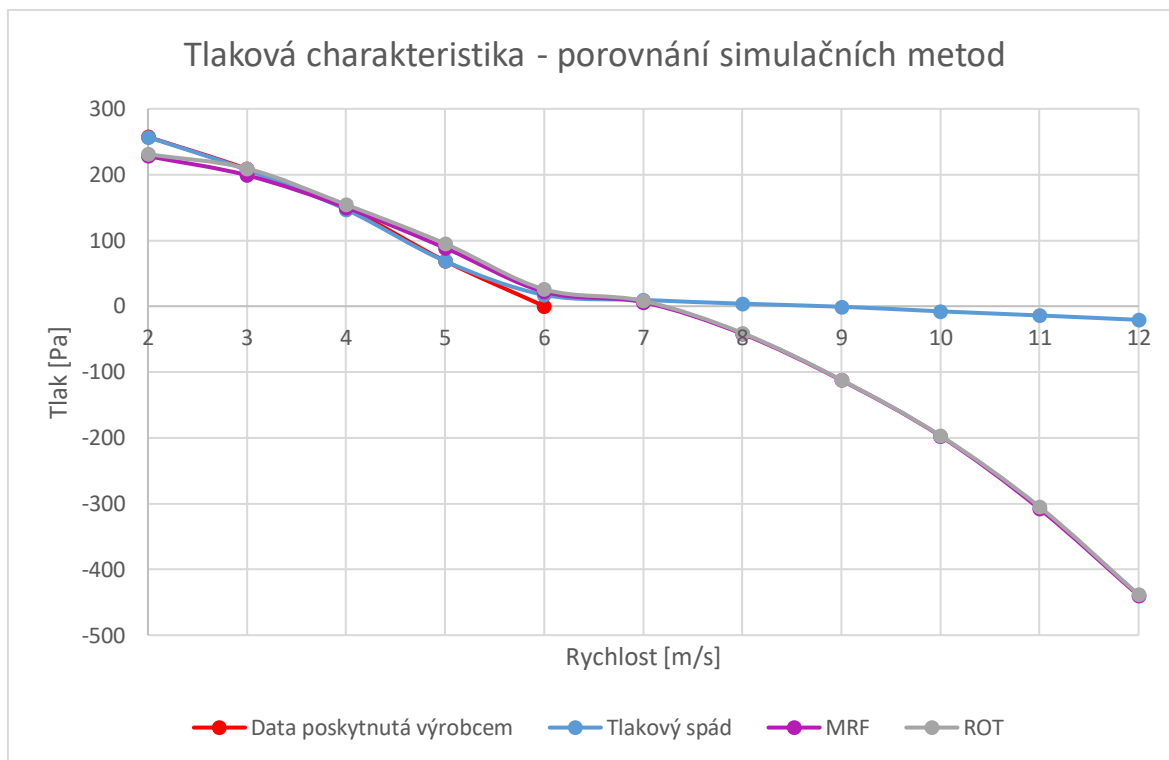


Obr 95 ROT - průběh tlaku - 12 m/s



5.3.1.4 Srovnání výsledků jednotlivých metod

V jednom společném grafu jsou zobrazené výsledky jednotlivých metod pro uživatele mnohem hodnotnější.

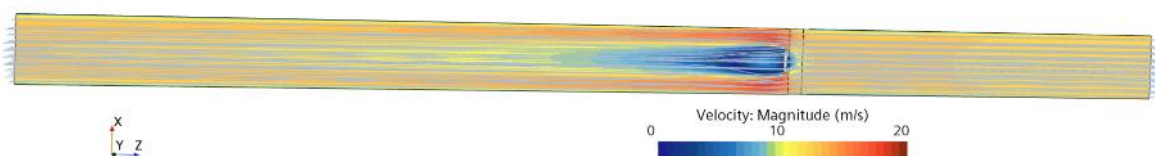


Graf 20 Tlaková charakteristika - porovnání simulačních metod

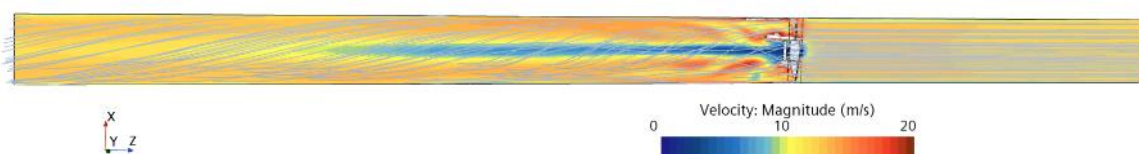
Ze společného grafu jsou nejvíce patrné 2 fakty:

1. Dle odečtených hodnot jsou metody MRF a rotační síť bez výrazného rozdílu a dají se zaměnit. Výsledky se liší maximálně o 5 Pa, což lze v rozsahu od +230 až -440 Pa považovat za dostatečně přesné.
2. Metoda pomocí rozdílu tlaku se v aktivní části s dalšími metodami do určité míry shoduje, ale otázkou zůstává, do jaké míry se dá věřit datům poskytnutým výrobcem, resp. vůči jakým hodnotám otáček rotoru by se měly tyto metody porovnávat. V oblasti bez definovaného tlakového spádu je ale tato metoda prakticky nepoužitelná.

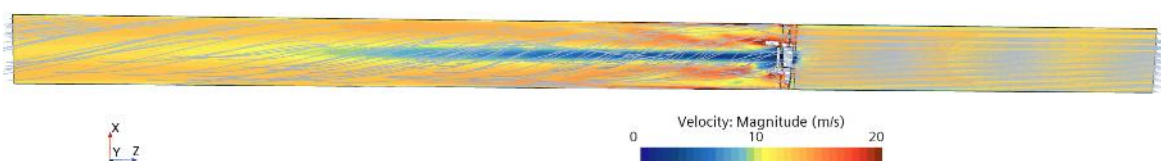
Dokáží si představit, že metoda modelování pomocí rozdílu tlaku může mít svoje opodstatnění a přesné výsledky, zejména v případech, kdy je vstupem do simulace naměřená charakteristika z experimentu. V důsledku použití hrubší sítě je tato metoda velmi rychlá a výpočetně nepříliš náročná. Kvůli zjednodušení tato metoda ale nedokáže podchytit rotaci proudu vzduchu v důsledku otáčejícího se rotoru jako u metod MRF a rotační sítě, což je velmi dobře vidět na následujících obrázcích.



Obr 96 Proudnice - Tlakový spád - průběh rychlosti - 12 m/s



Obr 97 Proudnice - MRF - průběh rychlosti - 12 m/s



Obr 98 Proudnice - ROT - průběh rychlosti - 12 m/s

Při zobrazení proudnic je patrné, že metoda tlakového spádu žádnou rotaci neobsahuje, metoda MRF rotuje stacionárně a u rotační sítě lze spatřit nestacionární rotační „vlny“.

| | Tlakový spád | MRF | Rotační síť |
|-------------------|--------------|-------------|---------------|
| Počet buněk | 1.3 M | 3.2 M | 3.2 M |
| Časově | Stacionární | Stacionární | Nestacionární |
| Čas iterace [s] | 5 | 15 | 15 |
| Počet iterací | 1500 | 2500 | 15000 |
| Doba simulace [h] | 2 | 10 | 90 |

Tab 3 Srovnání simulačních metod

Z celkového srovnání tak vychází každá metoda se svými výhodami. Předností rozdílu tlaku je především jednoduchost a rychlost. Největší výhodou rotační sítě je nejrealističtější způsob simulování, ale jako nejuniverzálnější bych označil metodu MRF, která dosahuje stejných výsledků jako rotační síť, ale časově se blíží tlakovému spádu.

Pokud by pro simulace byla zvolena metoda modelování mezní vrstvy pomocí stěnové funkce, byly by rozdíly ve výpočetní náročnosti mezi jednotlivými metodami menší.



5.3.2 Citlivostní analýzy

Při provádění simulací je potřeba vybrat vhodné simulační modely, které mohou významně ovlivnit výsledek simulací. Několik takových parametrů bylo porovnáno a v závislosti na jejich výsledcích bylo rozhodnuto, který z nich se použije v simulacích. Při shodném výsledku byl vybrán ten model, který teoreticky sliboval vyšší přesnost. Při rozdílných výsledcích byl vybrán model, jehož výsledek se více blížil výsledku experimentu.

Pro zajištění správnosti výsledků simulací je nutné vyladit velikost sítě – příliš hrubá síť nedokáže zachytit reálné proudění a příliš jemná jen prodlouží výpočetní čas.

Zároveň je potřeba odhalit faktory, které by mohly ovlivnit výsledek experimentu nebo simulací, pokud by u nich došlo k nepatrné změně – např. změna teploty nebo tlaku v průběhu experimentu či drobné geometrické nesrovnalosti. Tyto analýzy nijak neovlivnily nastavení simulací, které byly nastaveny geometricky dle návrhu a dle podmínek naměřených při experimentu.

5.3.2.1 SST k- ω vs. Realizable k- ϵ

V části 5.1.2.1 je zmíněno, že samotný model k- ϵ je vhodnější pro modelování proudění dále od stěny, zatímco k- ω se hodí pro modelování proudění u stěny. Model SST k- ω pak oba tyto přístupy kombinuje.

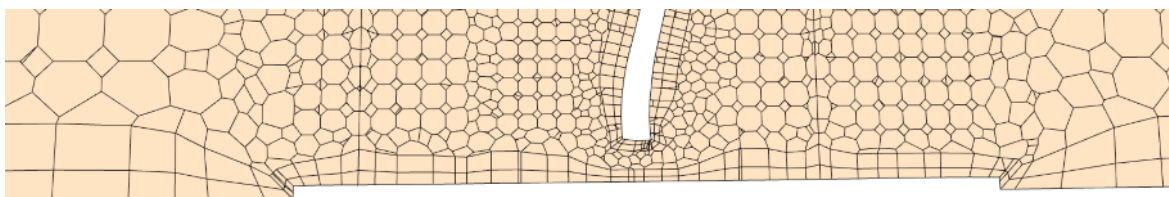
Model Spallart Allmaras byl vyřazen jako nevhodný pro použití na simulaci ventilátoru. Samostatný model k- ω nešel nastavit, takže se model turbulence nakonec zúžil na dva kandidáty.

Při 12 m/s je výsledek modelu Realizable k- ϵ -312 Pa, zatímco SST k- ω -351 Pa.

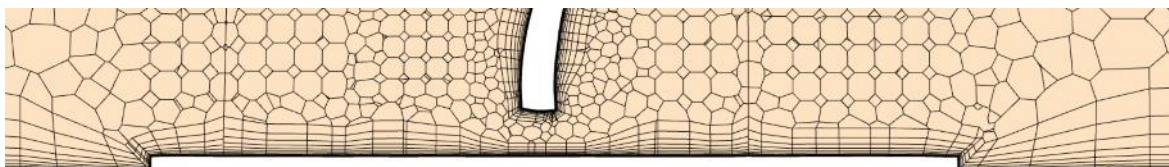
Jakkoliv z teorie vychází samotný model k- ω jako vhodnější model pro rotační lopatkové stroje, patrně zde nedochází k tak výraznému tlakovému skoku a pro simulace byl zvolen model Realizable k- ϵ .

5.3.2.2 Mezní vrstva y^+ nad 30

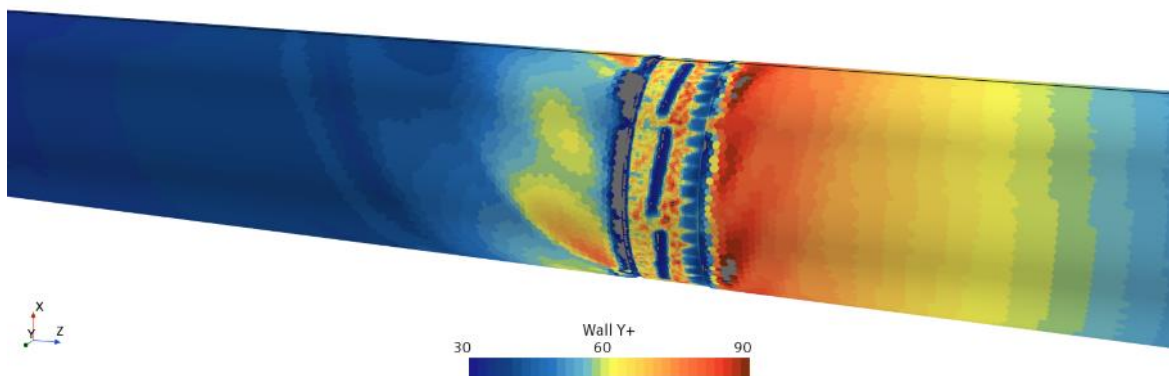
V části 5.1.3 byly zmíněny 2 přístupy modelování proudění u stěny. Vzhledem ke zvládnutelné implementaci komplexnějšího modelu v důsledku nižších rychlostí proudění, kdy se celá mezní vrstva promodeluje, bylo toto řešení upřednostněno, přestože výsledkově vycházely takřka identicky – 198 vs. 199 Pa při rychlosti 3 m/s.



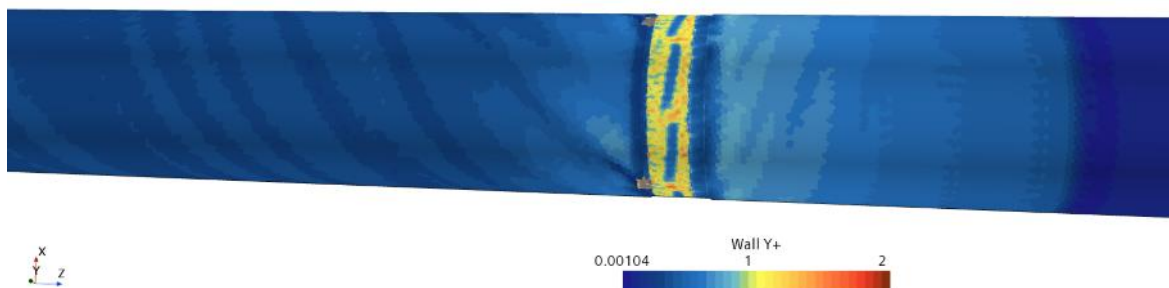
Obr 99 Detail sítě - y^+ nad 30



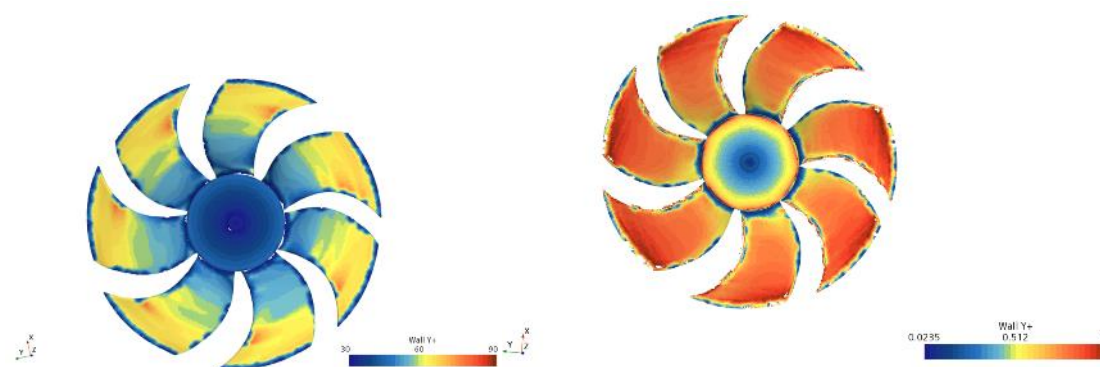
Obr 100 Detail sítě - y^+ pod 1



Obr 101 Zobrazení y^+ na stěně pro y^+ nad 30



Obr 102 Zobrazení y^+ na stěně pro y^+ pod 1



Obr 103 Zobrazení y^+ na rotoru pro y^+ nad 30 Obr 104 Zobrazení y^+ na rotoru pro y^+ pod 1

5.3.2.3 Velikost sítě

Citlivost na velikost sítě probíhala ve dvou fázích. Výchozí hodnoty velikosti buněk v jednotlivých oblastech byly odhadnuty dle zkušenosti a upraveny po finálním vysítování celé geometrie. V první fázi došlo k postupnému zvětšení buněk o 1.5 a 2.25 násobek výchozích hodnot při rychlosti 3 m/s. Ve druhé fázi došlo ke zmenšení buněk v násobku 1.5 a 2.25 hodnoty výchozí velikosti, ovšem za rychlosti 12 m/s. Tato změna byla zapříčiněna

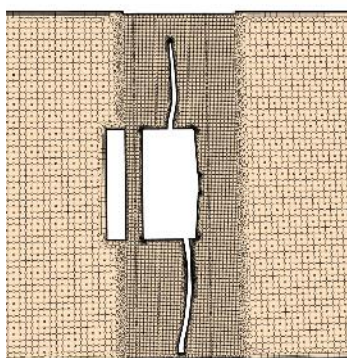


drobnou úpravou modelu, která v mezičase nastala, nemá však vliv na validitu této citlivosti.

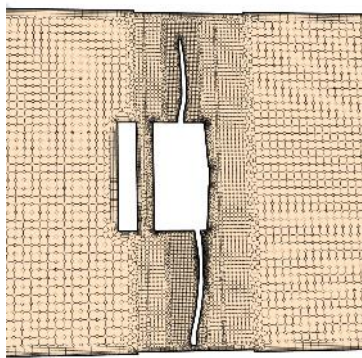
V první fázi došlo ke snížení rozdílu tlaku z hodnoty 198 na 190 a 170 Pa. V poslední variantě už ale bylo viditelné špatné vysítování rotoru ventilátoru, který tak nemohl správně fungovat.

| | | | | | |
|---------------------------|---------|------|-----|-----|------|
| Relativní velikost | 0.44444 | 0.67 | 1 | 1.5 | 2.25 |
| Počet buněk | 15.2 | 6.5 | 3.2 | 1.4 | 0.63 |

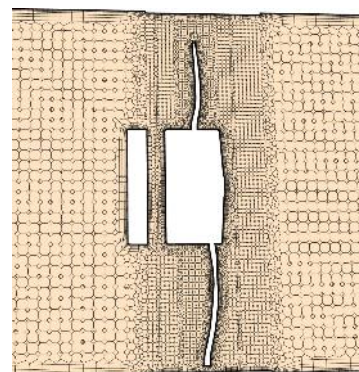
Tab 4 Počet buněk v závislosti na relativní velikosti



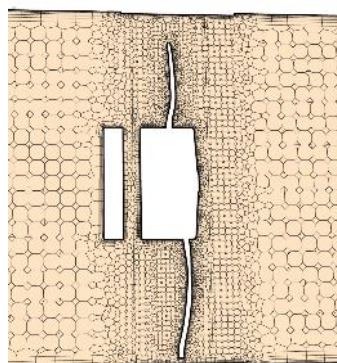
Obr 105 Detail sítě - 0.44



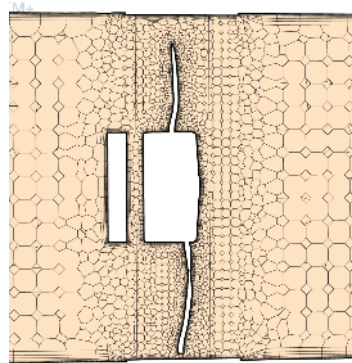
Obr 106 Detail sítě - 0.67



Obr 107 Detail sítě - 1

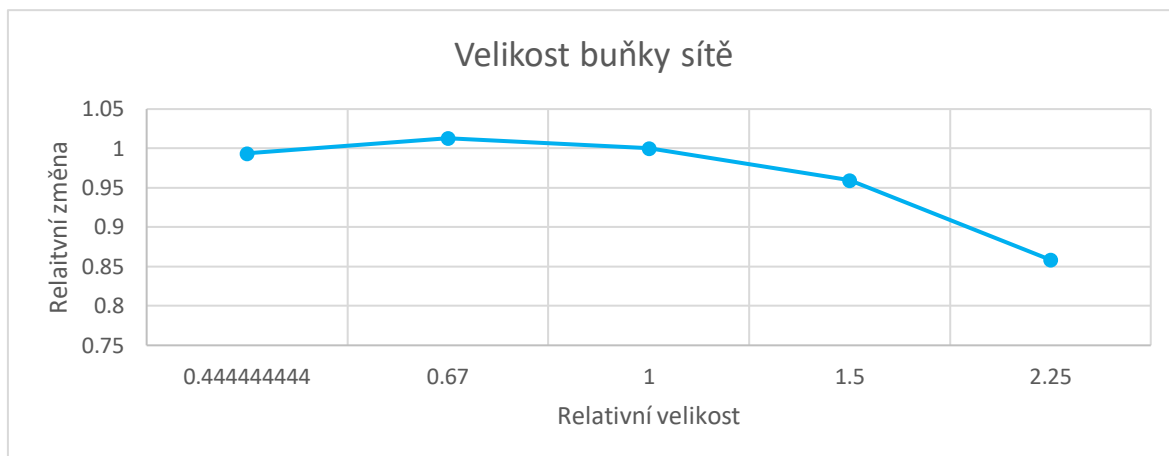


Obr 108 Detail sítě - 1.5



Obr 109 Detail sítě - 2.25

Ve druhé fázi se výchozí hodnota -312 Pa změnila na -308 a následně na -314 Pa. Změny této velikosti už tak nepřinesly další změnu výsledných hodnot.



Graf 21 Relativní změna tlaku v závislosti na velikosti buňky

Jakkoliv se kvůli drobné změně nedají přímo porovnat všechny tyto simulace, lze je srovnat s výchozí velikostí sítě, z níž je jasně patrné, že představuje zlatý střed mezi přesností a časem simulace, kdy větší buňky přináší horší výsledky a menší delší výpočetní čas.

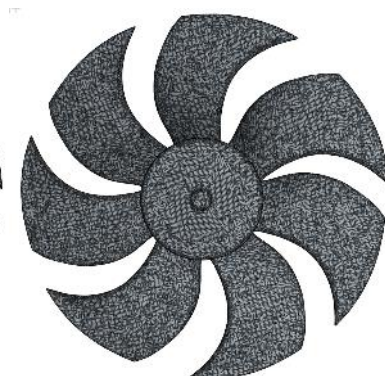
5.3.2.4 Velikost povrchové sítě rotoru

Pro správné obtékání vzduchu jsou kritické hladkost a správné vysíťování povrchu rotoru. Proto byla provedena nová sada pro citlivostní analýzu, kde se oproti výchozím hodnotám velikosti buňky měnily pouze hodnoty pro povrchovou síť rotoru.

Ke změně docházelo v násobku 1.5 a 2.25, stejně jako u změny velikosti sítě, oběma směry.



Obr 110 Detail sítě - 0.44



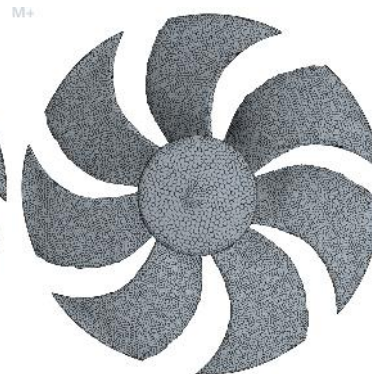
Obr 111 Detail sítě - 0.67



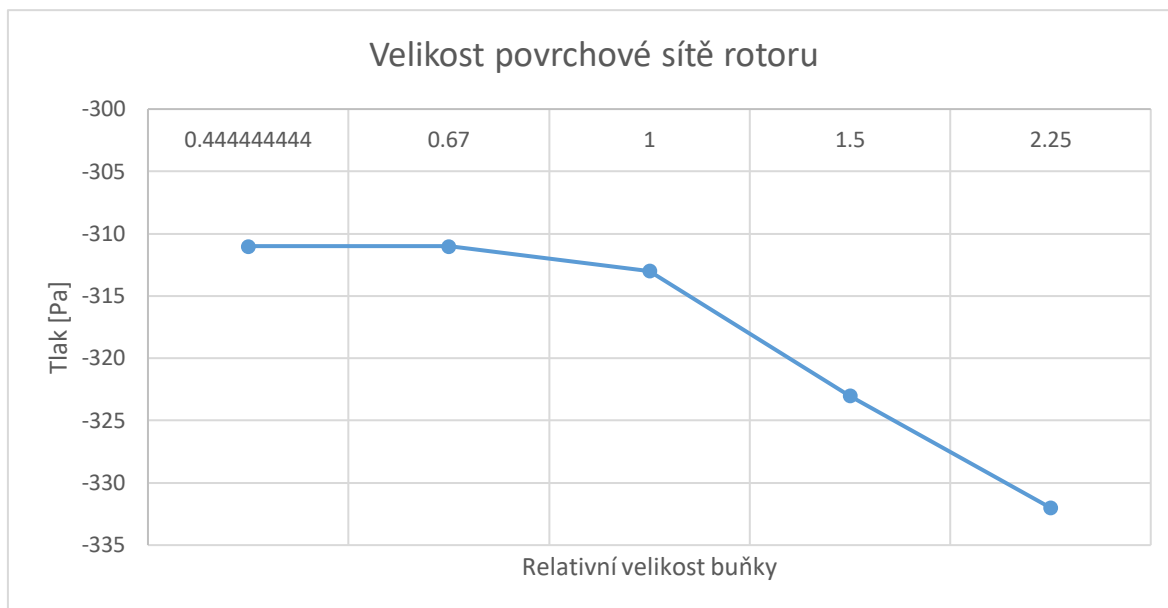
Obr 112 Detail sítě - 1



Obr 113 Detail sítě - 1.5



Obr 114 Detail sítě - 2.25



Graf 22 Tlak v závislosti na realitvní velikosti sítě na povrchu rotoru

V tomto případě vycházejí výsledky postupně -332, -323, -313, -311 a -311 Pa.

Podobně jako u celkové velikosti sítě i zde došlo ke zhoršení proudění při větších hodnotách velikosti povrchových buněk, ale nedošlo ke změnám výsledků při dalším zjemnění.

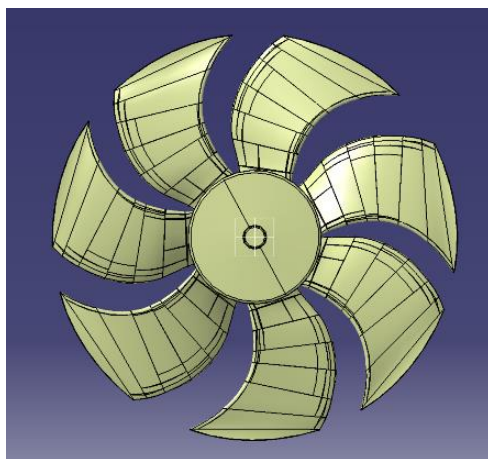
5.3.2.5 Geometrie rotoru

Dalším faktorem, který by mohl hrát roli v průběhu simulací, byl způsob, jakým se z naskenovaného modelu vytvořil model ventilátoru. Nějaký vliv určitě měla i přesnost samotného naskenovaného modelu, ale tu nebylo možné vzhledem k časově náročnému skenování ověřit nebo zopakovat.

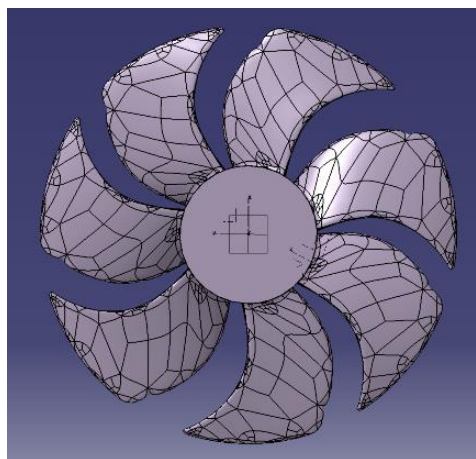
Nejprve byl model rotoru vymodelován pomocí funkce multi-section surface, jejíž vodičí křivky vycházely z celkem 5 řezů lopatky.

Druhý způsob vymodelování vycházel z nástrojů určených pro „reverse engineering“.

Obě verze vyšly velmi podobně, lišily se prakticky jen o 1 Pa, což je zanedbatelná hodnota.



Obr 115 Rotor - multi section surface



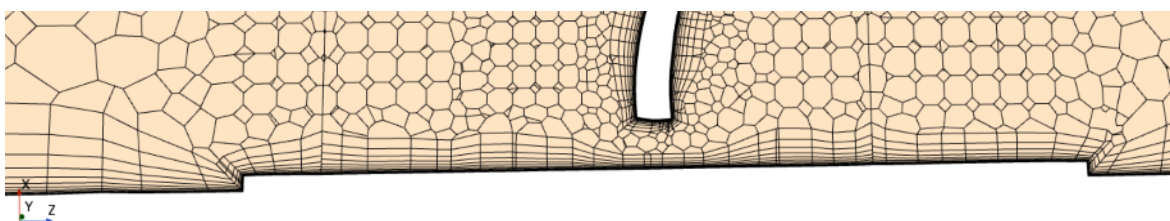
Obr 116 Rotor - reversibilní engineering



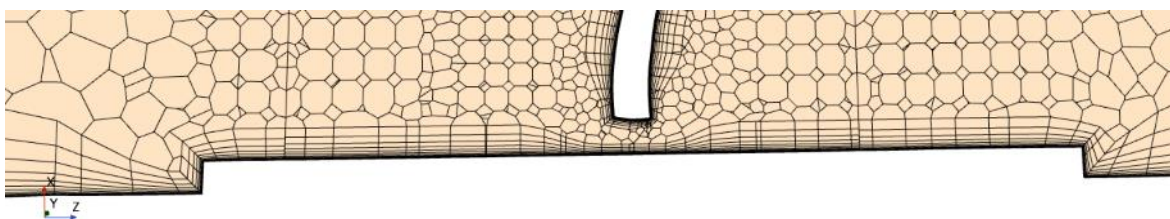
5.3.2.6 Velikost štěrby

Velikost štěrby mezi koncem lopatky ventilátoru a vnitřní stěnou trubky by měla mít ze zkušenosti firmy 4Jtech velký vliv. 3D tištěný insert, který byl do trubky jen vlepený také mohl mít nesouvislou velikost i geometrii, takže se tato oblast jevila jako ideální k prozkoumání.

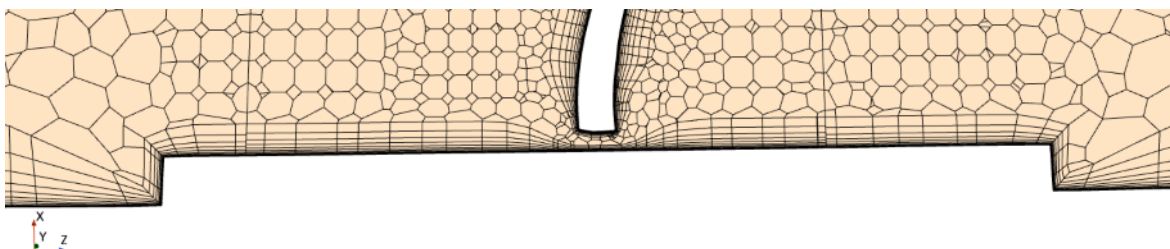
Návrhově má insert tloušťku 1 mm, ubírá tedy 2 mm na průměru. Pro simulace byly vybrány varianty přidání dalších 0.5 a 1 mm tloušťky, které zmenšily průměr trubky v místě rotoru ze 174 na 173 a 172 mm.



Obr 117 Detail sítě - 1 mm osazení



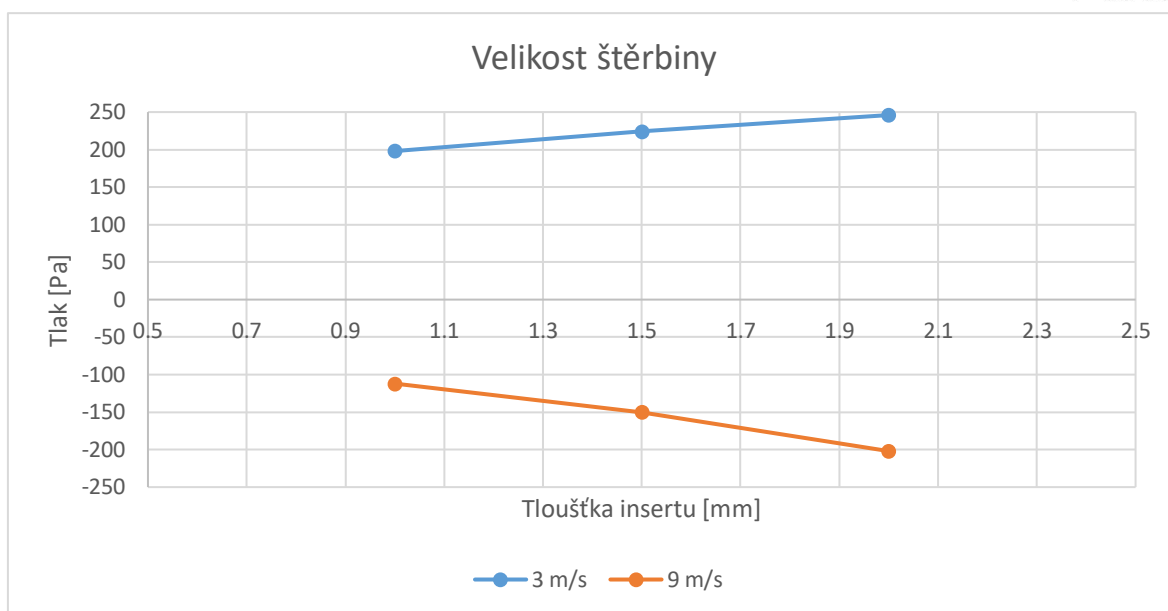
Obr 118 Detail sítě - 1.5 mm osazení



Obr 119 Detail sítě - 2 mm osazení

Při 3 m/s, tedy v aktivní charakteristice, došlo ke zlepšení a nárůstu tlaku ze 198 na 224 a 246 Pa.

Při 9 m/s, tedy v pasivní charakteristice, došlo ke zhoršení a ke snížení tlaku z -112 na -150 a -202 Pa.



Graf 23 Průběh tlaku v závislosti na velikosti osazení

Z daných simulací je zřejmé, že se snižující se štěrbinou dochází k výraznému zvýšení efektivity v oblasti aktivní charakteristiky, ale naopak ke snížení (zvětšení tlakové ztráty) v oblasti pasivní charakteristiky.

5.3.2.7 Hustota – teplota

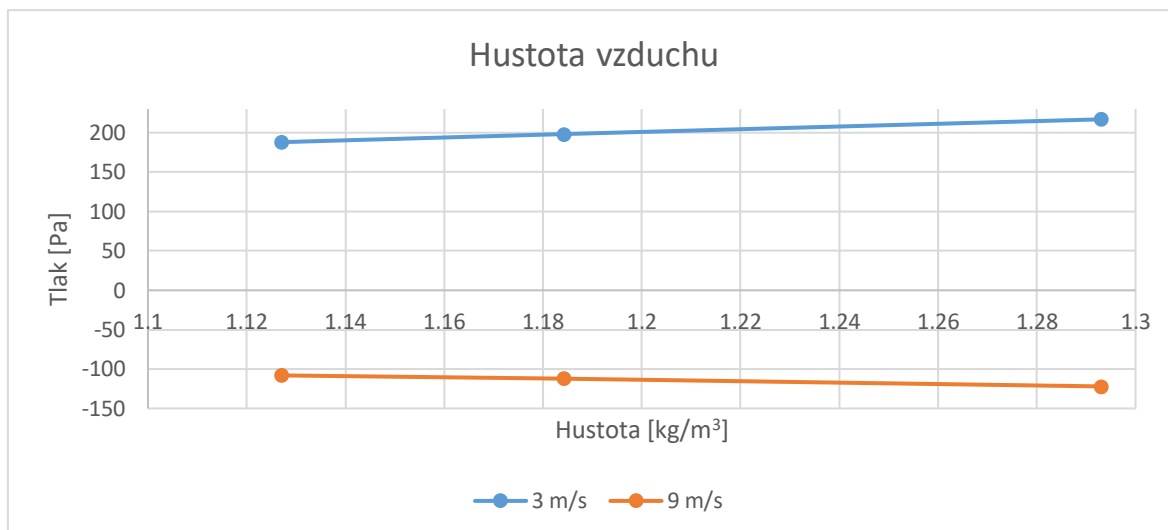
Vzhledem k rozdílným teplotním podmínkám během experimentů, v jejichž důsledku dochází ke změně hustoty vzduchu, se přirozeně nabízela k vyzkoušení i tato možnost a ověření vzorce z části 3.1.2.3.

Simulace byly standardně nastaveny pro výchozí hodnotu hustoty vzduchu $\rho = 1.18415 \text{ kg/m}^3$, která odpovídá teplotě 25°C . Citlivost na hustotu vzduchu byla prováděna s hodnotou $\rho = 1.293 \text{ kg/m}^3$, odpovídající 0°C , a hodnotou $\rho = 1.127 \text{ kg/m}^3$, odpovídající teplotě vzduchu 40°C .

Při 3 m/s, tedy v aktivní charakteristice, došlo ke změně rozdílu tlaku ze 198 na 217 a 188 Pa.

Při 9 m/s, tedy v pasivní charakteristice, došlo ke změně rozdílu tlaku z -112 na -122 a -108 Pa.

Při ustáleném průtoku je tlakový rozdíl přímo úměrný hustotě vzduchu.



Graf 24 Závislost tlaku na hustotě vzduchu

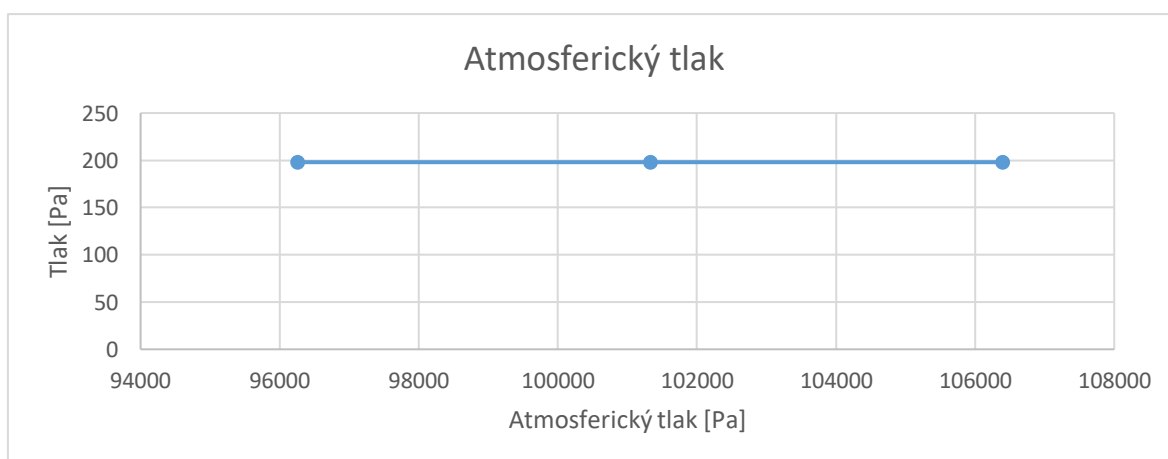
Otázkou je, jak moc se v důsledku změny hustoty vzduchu změní otáčky ventilátoru, které v simulaci zůstaly konstantní.

S ohledem na přemrštěné hodnoty, které byly do simulací v rámci této citlivostní analýzy dosazeny, byla ponechána v simulacích výchozí hodnota $\rho = 1.18415 \text{ kg/m}^3$, která odpovídá teplotě 25°C. Na případné změny výsledků v důsledku změny teploty o 5 °C se tak dá nahlížet jako na relativně drobnou chybu, která bude mít minimální vliv.

5.3.2.8 Atmosférický tlak

Výchozí hodnota atmosférického tlaku v softwaru Star CCM+ je 101325 Pa. V našich zeměpisných šířkách je běžně tlak nižší a v průběhu dne se lehce mění.

Pro citlivostní analýzu okolního tlaku byly vybrány hodnoty o 5 % vzdálené od výchozí hodnoty, tedy 106391.25 a 96258.75 Pa.



Graf 25 Závislost tlaku na hodnotě atmosférického tlaku

Simulace neprokázaly žádnou citlivost na hodnotu okolního tlaku. Nestalo se tak v celkovém rozdílu tlaku, ale ani v odečítaných místech před a za ventilátorem.



5.4 Simulace – závěr

V první části simulační fáze této práce byl kladen důraz na prozkoumání jednotlivých metod, jakými se může ventilátor v simulaci modelovat.

Metoda tlakového skoku se ukázala jako výpočetně a geometricky nejjednodušší, ale také jako nejvíce omezená z hlediska kontroly ze strany uživatele. Doporučil bych ji především pro simulace, kde ventilátor a jeho víření nehraje tak vysokou roli, ale je naopak kladen důraz na čas výpočtu, případně v koncepční fázi výběru ventilátoru pro rychlejší rozhodování, kdy je i tato metoda dostatečně přesná. Ideálním vstupem by ale měly být experimentem ověřená data, ne data dodávané výrobcem.

Metoda MRF je časově o dost náročnější, zejména kvůli složitější geometrii a podrobnější síti. Nabízí velmi přesné výsledky při zachování rozumných výpočetních nároků. Pokud uživatele nezajímá detailní proudění přímo okolo rotoru, ale ventilátor je součástí většího modelovaného celku, je tato metoda nerozeznatelná od rotační sítě.

Rotační síť je nestacionární metodou, s čímž je spojena řádově vyšší časová náročnost, zejména kvůli nutnosti ustálení proudění a vyššímu počtu kroků. To je ovšem vyváženo nejrealističtějším promodelováním, jakého lze v simulaci dosáhnout. Tuto metodu bych doporučil pro specializované simulování rotačních strojů při jejich návrhu či ověřování.

Ve druhé části simulační fáze byl kladen důraz na zjištění faktorů, jejichž změna by mohla výrazně ovlivnit výsledek daného měření.

Zde bylo zjištěno několik faktorů, které se neprojeví, jmenovitě:

- Mezní vrstva modelována pomocí stěnové funkce s parametrem y^+ větším než 30
- Různé hodnoty atmosférického tlaku v okolí
- Odlišný způsob vymodelování rotoru z dostupného scannu

Dále bylo prozkoumáno několik veličin, na nichž výsledek závisí více:

- Velikost buňky sítě – na jednu stranu od výchozí velikosti se výsledek nemění, další zmenšování jen zvyšuje výpočetní náročnost
- Hustotu vzduchu – úměrně hustotě se zvyšuje hmotnostní průtok a tlakový rozdíl
- Velikost štěrbin mezi rotorem a stěnou – v aktivní části je menší mezera efektivnější, v pasivní části je tomu naopak
- SST $k-\omega$ model turbulentního proudění – navzdory očekávání zhoršení o více než 10 % oproti modelu Realizable $k-\epsilon$
- Velikost povrchové sítě rotoru ventilátoru – podobně jako u velikosti buňky sítě se na jednu stranu od výchozí hodnoty jen zvyšuje náročnost, na druhou stranu se výsledek zhoršuje

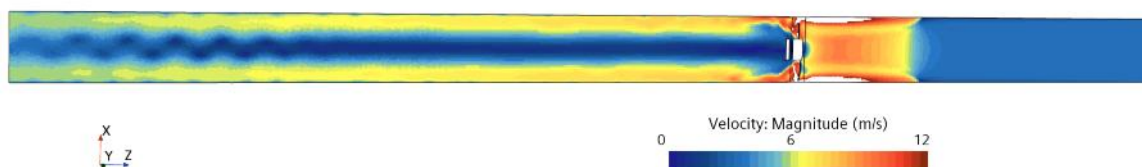


6 Porovnání experimentu a simulace

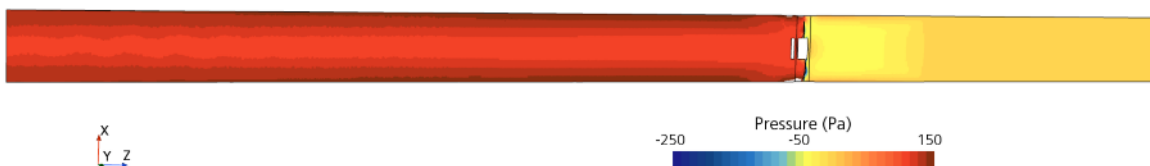
Pro srovnání experimentu a simulace byla vybrána metoda MRF – metoda tlakového spádu neumožňuje nastavení konkrétních otáček a metoda rotační sítě při takřka totožných výsledcích oproti metodě MRF jen významně prodlužuje čas výpočtu. Oproti nastavení popsaných v části 5.2 se měnily pouze otáčky rotoru a okolní tlak. Jakkoliv byl okolní tlak v citlivostní analýze shledán jako parametr neovlivňující výsledek simulace, pro zachování korektnosti a co nejdřívejšímu nasimulování skutečnosti, byl dosazen dle naměřených dat. Porovnání probíhalo s 12V charakteristikou.

| Rychlost [m/s] | Otáčky [1/min] | Atmosferický tlak [kPa] |
|----------------|----------------|-------------------------|
| 2 | 5371 | 96.516 |
| 3 | 5417 | 96.515 |
| 4 | 5513 | 96.512 |
| 5 | 5618 | 96.512 |
| 6 | 5784 | 96.510 |
| 7 | 6010 | 96.508 |
| 8 | 6107 | 96.505 |
| 9 | 6251 | 96.504 |
| 10 | 6398 | 96.507 |
| 11 | 6602 | 96.507 |
| 12 | 6905 | 96.509 |

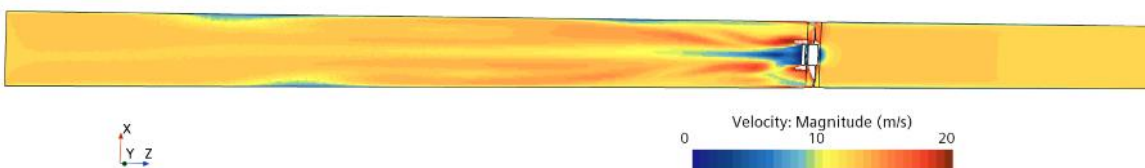
Tab 5 Otáčky a atmosferický tlak naměřené při experimentu



Obr 120 MRF_exp - průběh rychlosti - 3 m/s



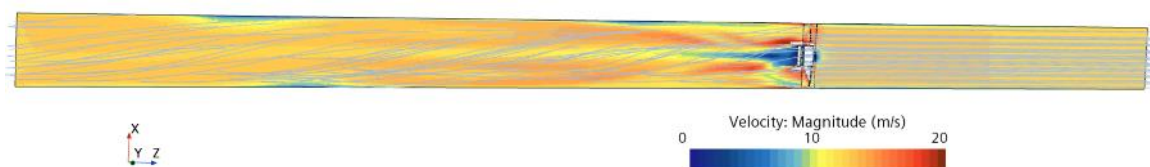
Obr 121 MRF_exp - průběh tlaku - 3 m/s



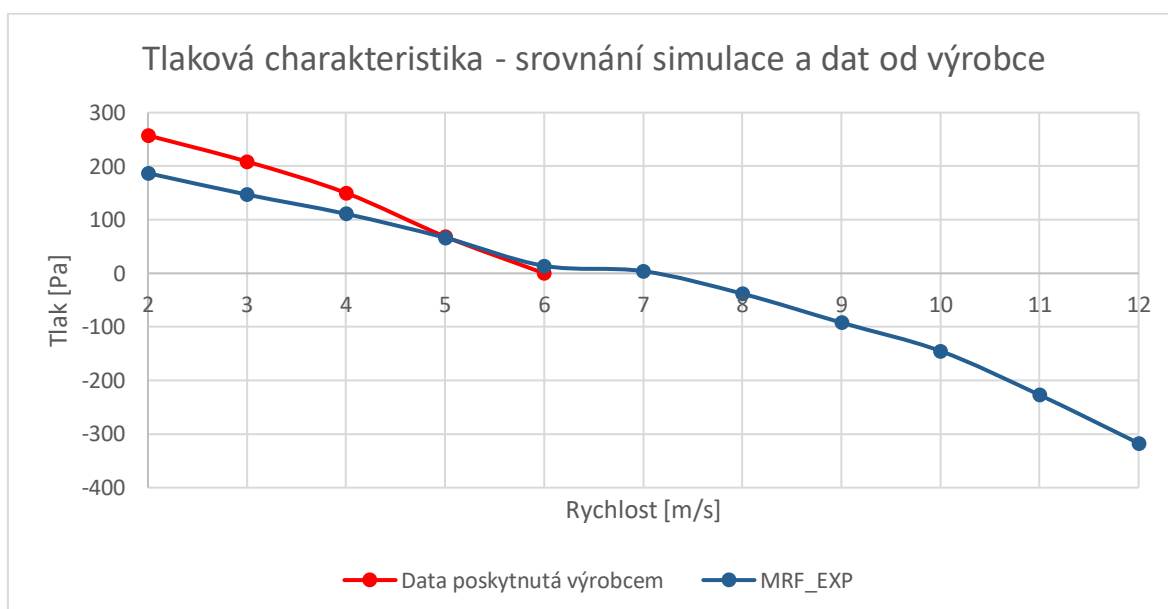
Obr 122 MRF_exp - průběh rychlosti - 12 m/s



Obr 123 MRF_exp - průběh tlaku - 12 m/s

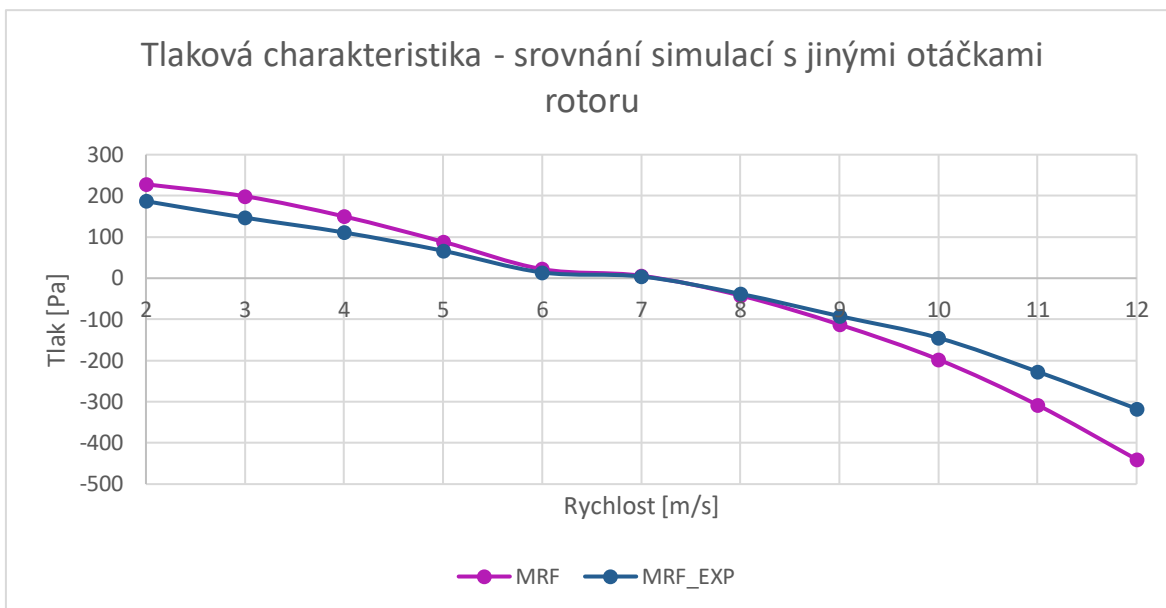


Obr 124 Proudnice - MRF_exp - průběh rychlosti - 12 m/s



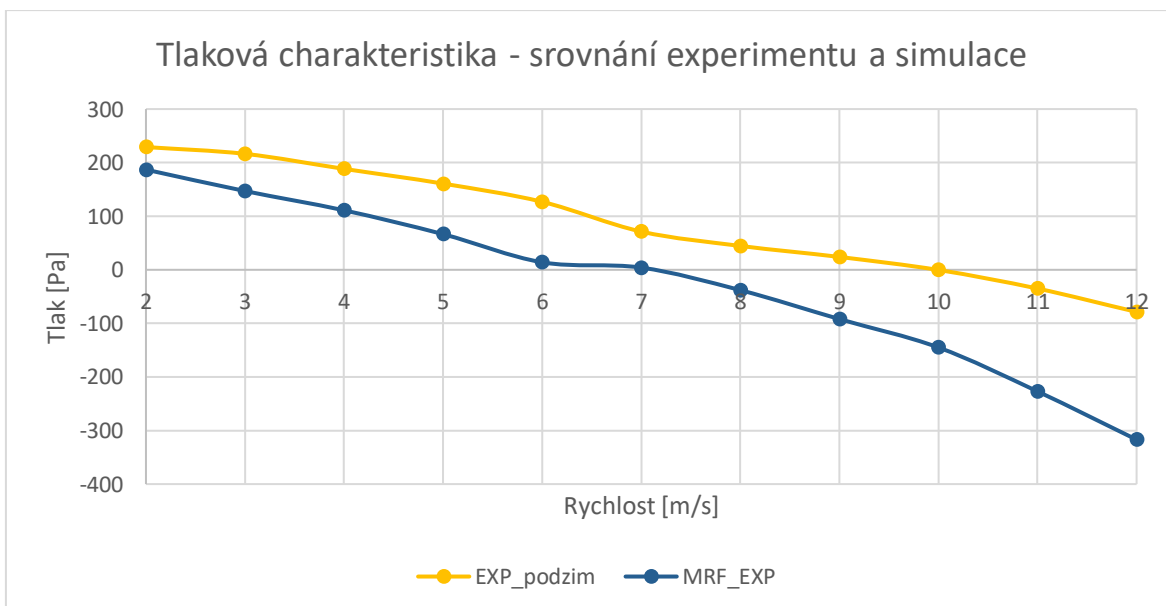
Graf 26 Tlaková charakteristika - srovnání simulace a dat od výrobce

Oproti simulacím s konstantní hodnotou 6000 otáček/min dochází k většímu odstupu od naměřených dat výrobce. To se s ohledem na změnu otáček dalo předpokládat. Vzhledem k tomu, že podmínky, za kterých byla tato data naměřena a které mají velký vliv, nám nejsou známy, nebudeme zde o rozdílu spekulovat.



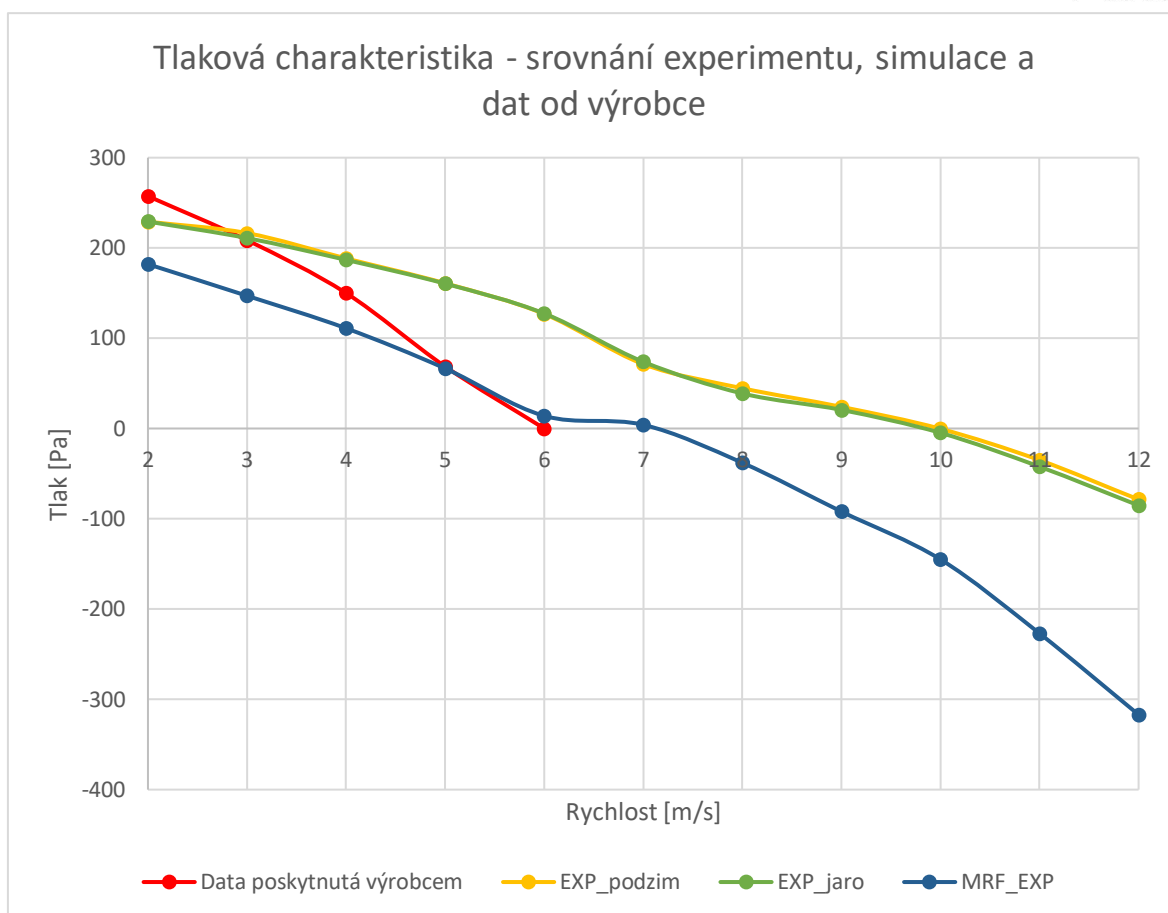
Graf 27 Tlaková charakteristika - srovnání simulací s jinými otáčkami rotoru

Srovnání simulací mezi sebou přináší zajímavější závěry. Hlavní změnou zde byly odlišné otáčky. Odečtené hodnoty dopravního tlaku se od sebe liší úměrně kvadrátu otáček, jak bylo popsáno v části 3.1.2.1, což potvrzuje vztah mezi dopravním tlakem a otáčkami ventilátoru.



Graf 28 Tlaková charakteristika - srovnání experimentu a simulace

Jak je vidět z přiloženého grafu 28, tlakový rozdíl získaný ze simulací je vždy nižší než experimentálně naměřený. Z obou křivek je jasně patrné zhroupení na konci oblasti aktivní charakteristiky, ale více toho křivky společného nemají.



Graf 29 Tlaková charakteristika - srovnání experimentu, simulace a dat od výrobce

Tento graf shrnuje vše výše popsané:

- Experimentálně získaná data jsou zaměnitelná
- Data ze simulací jsou podobná tvarem křivky, ale oproti experimentu posunutá směrem dolů
- Data poskytnutá výrobcem jsou neznámého původu a podmínek, tudíž je lze jen velmi obtížně vůči čemukoliv porovnávat

Zda-li rozdíl simulací a experimentem mohl vzniknout např. nepřesným sestavením nebo nesprávně definovanou hodnotou v rámci simulace jsem se snažil zjistit v části 5.3.2, ale žádný takový prvek objeven nebyl. Skrytý zůstal i po zopakování experimentu a několika konzultacích s odborníky zabývajícími se CFD výpočty nebo prováděním experimentů.

Jedním z možných vysvětlení, které ale lze velmi špatně diagnostikovat, jsou geometrické změny v důsledku sil od proudícího vzduchu nebo odstředivých sil působících na ventilátor, které simulace s pevně definovanou geometrií nepodchytí.

7 Závěr

V této práci byla postupně vysvětlena a na konkrétním případě experimentem i simulacemi ověřena teorie týkající se rotačních lopatkových strojů.

V teoretické části byly představeny charakteristiky, podobnostní čísla nebo druhy rozdělení lopatkových strojů včetně několika konstrukčních úprav pro vylepšení jejich každodenního použití.

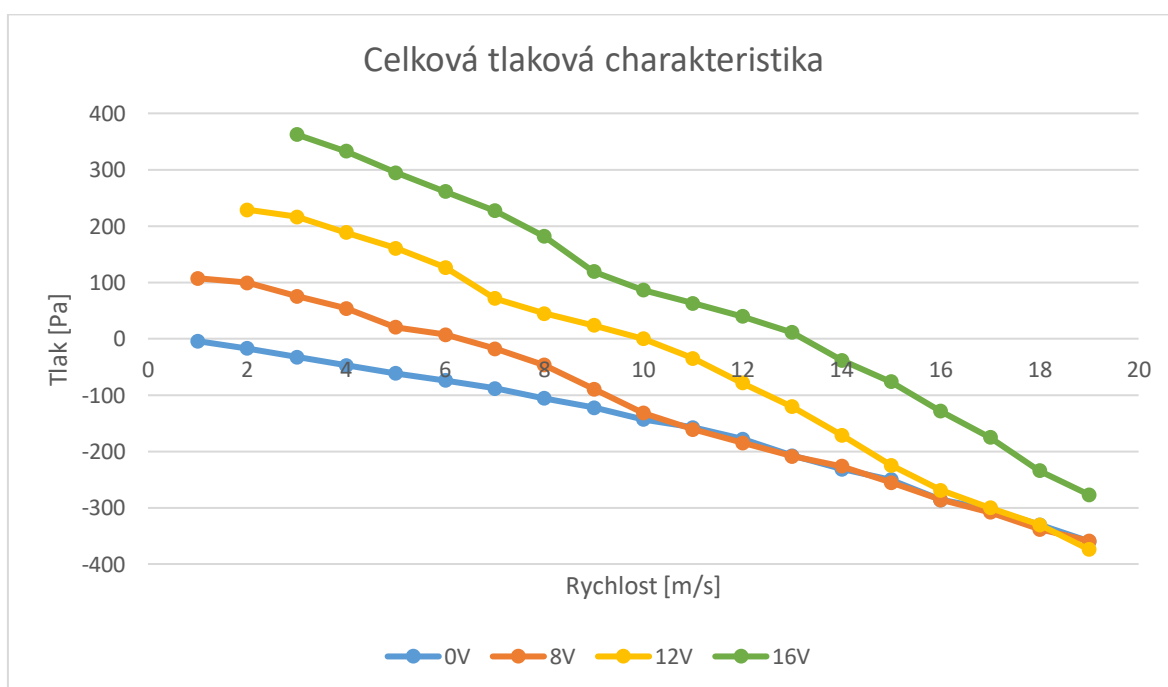
Během experimentální fáze byla změřena kompletní charakteristika ventilátoru Spal VA67–A101-83A. Pro ověření opakovatelnosti byla za odlišných (zejména teplotních) podmínek proměřena znovu, bez významné změny naměřených dat.



Obr 125 Celkový pohled na trať



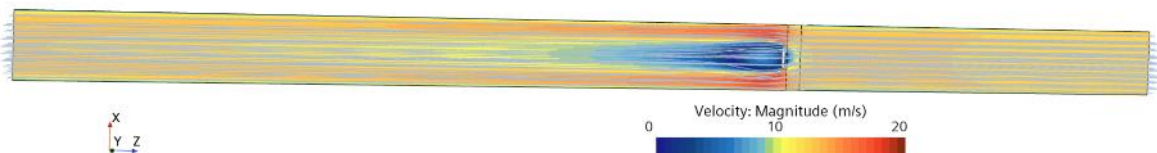
Obr 126 Detail uchycení ventilátoru



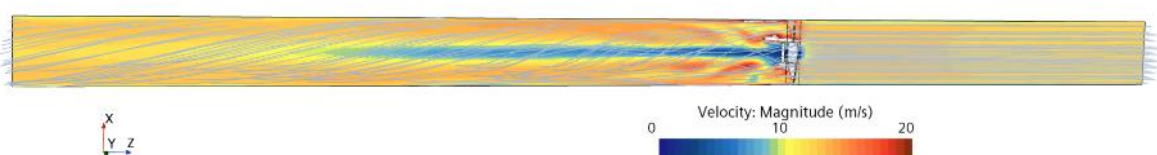
Graf 30 Celková tlaková charakteristika



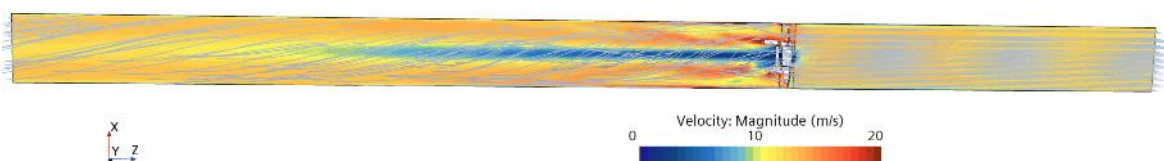
V rámci simulací nejprve došlo k porovnání tří přístupů pro modelování rotačních lopatkových strojů v CFD. Postupně byly odsimulovány a zhodnoceny přístupy modelování pomocí rozdílu tlaku, metody MRF a nestacionární rotační sítě. Dále byly provedeny citlivostní analýzy na faktory, které by mohly ovlivnit výsledné hodnoty, např. v důsledku nepřesného promodelování ventilátoru.



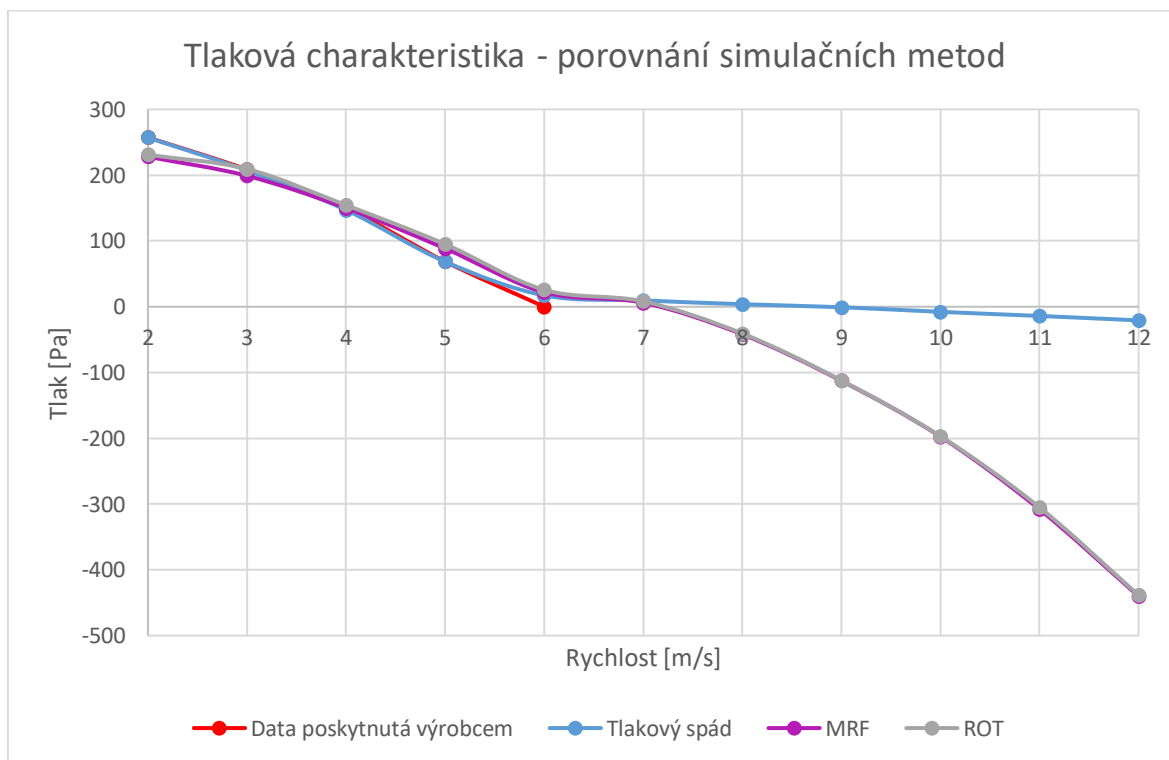
Obr 127 Proudnice - tlakový spád - průběh rychlosti - 12 m/s



Obr 128 Proudnice - MRF - průběh rychlosti - 12 m/s



Obr 129 Proudnice - ROT - průběh rychlosti - 12 m/s



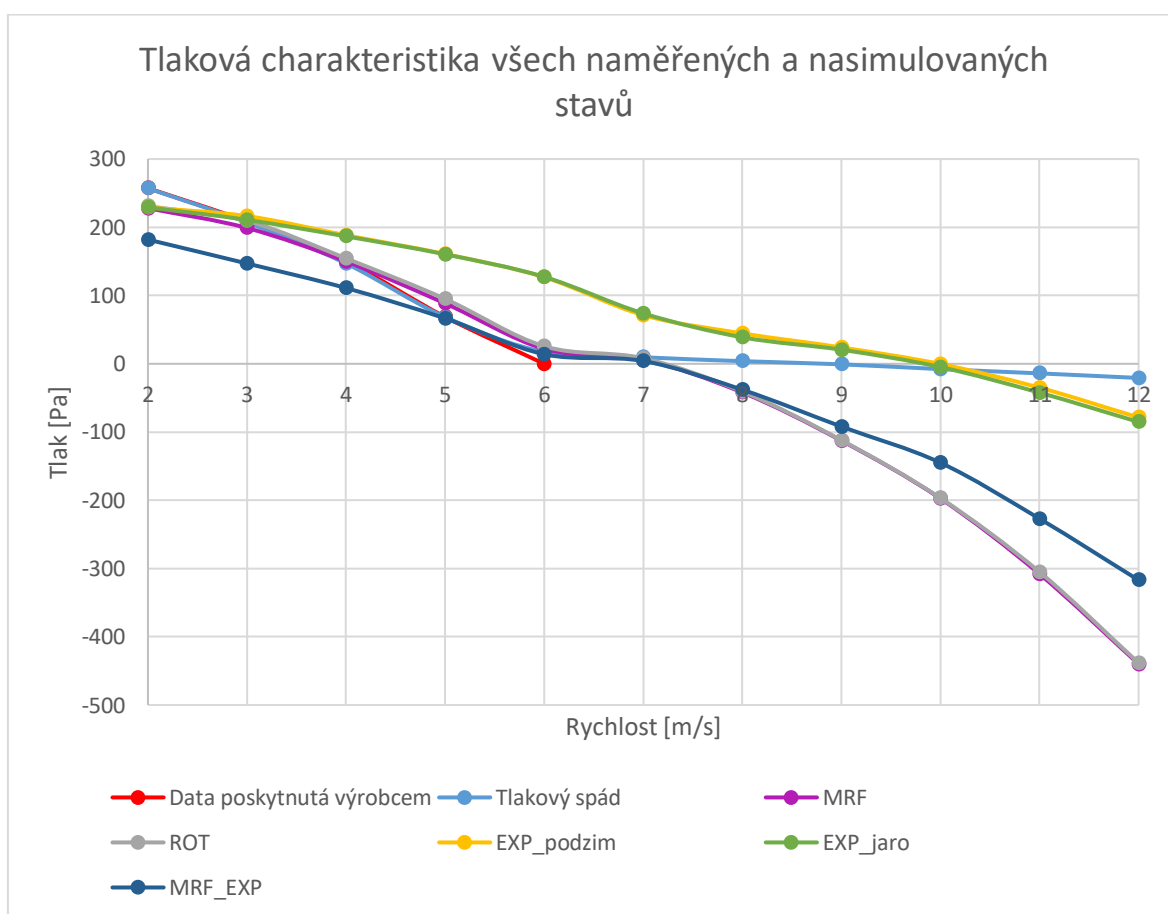
Graf 31 Tlaková charakteristika - porovnání simulačních metod



| | Tlakový spád | MRF | Rotační síť |
|-------------------|--------------|-------------|---------------|
| Počet buněk | 1.3 M | 3.2 M | 3.2 M |
| Časově | Stacionární | Stacionární | Nestacionární |
| Čas iterace [s] | 5 | 15 | 15 |
| Počet iterací | 1500 | 2500 | 15000 |
| Doba simulace [h] | 2 | 10 | 90 |

Tab 6 Srovnání simulačních metod

Nakonec bylo provedeno porovnání naměřených dat s těmi získaných simulací. Zde bohužel došlo k poměrně významnému rozdílu, jehož příčina zůstává neobjasněná, i když byla mnohokrát probírána s odborníky.



Graf 32 Tlaková charakteristika všech naměřených a nasimulovaných stavů

Touto zkušeností se tak ověřilo úsloví o tom, že ne každá simulace odpovídá realitě a neměli bychom jí proto příliš důvěřovat.

Dále tato práce prokázala, že je metoda MRF vhodná pro simulování ventilátoru v rámci celého modelu formule a že je potřeba vlastnosti každého důležitého ventilátoru experimentálně ověřit.



8 Seznam použité literatury

- [1] Gordon Murray T.50 [online: 10. 1. 2023]. Dostupné z <https://wall.alphacoders.com/big.php?i=1094691&lang=German>
- [2] JEŽEK, Jan, Blanka VÁRADIOVÁ a Josef ADAMEC. Mechanika tekutin. Vyd. 3., přeprac. Praha: ČVUT, 1997. ISBN 9788001016152.
- [3] KATZ, Joseph. Race car aerodynamics: designing for speed. Cambridge, MA, USA: R. Bentley, c1995. ISBN 0837601428
- [4] VERSTEEG, Henk. Kaarle. a Weeratunge. MALALASEKERA. An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method. 2nd ed. New York: Pearson Education, 2007. ISBN 978-0-13-127498-3.
- [5] BROŽ, Václav. Aerodynamika nízkých rychlostí. Vyd. 5. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 80-01-02347-8.
- [6] Mitsubishi Lancer [online: 10. 1. 2023]. Dostupné z <https://elitegarage.com.au/products/mitsubishi-lancer-cj-es-rear-roof-vortex-generator-07-18>
- [7] Obtékání válce [online: 10. 1. 2023]. Dostupné z https://physics.mff.cuni.cz/kfpp/skripta/kurz_fyziky_pro_DS/display.php/kontinuum/4_6
- [8] ČSN 12 3061: Vzduchotechnika. Ventilátory. Předpisy pro měření. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1987.
- [9] Charakteristiky ventilátorů [online: 10. 1. 2023]. Dostupné z <https://vetrani.tzb-info.cz/vzduchotechnicka-zarizeni/3733-prvky-vecracich-a-klimatizacnich-zarizeni-i-1-cast>
- [10] JANČÍK, Petr. Návrh malých radiálních ventilátorů pro filtroventilační jednotky. Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2015. Vedoucí bakalářské práce Ing. Vít Štorch. Původně z LEWIS, R. I. Turbomachinery performance analysis. New York: Wiley, 1996. ISBN 04-702-3596-9.
- [11] COUFALÍK, Martin. Měření charakteristik ventilátorů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
- [12] Hustota [online: 10. 1. 2023]. Dostupné z <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/vlastnosti-vzduchu>
- [12] BLEIER, Frank. Fan handbook: selection, application and design. New York: McGraw Hill, 1997. ISBN 13 978-0070059337.
- [13] HUDSON Products Corporation. The basics of axial flow fans. McDermott, 2000. [Online] Dostupné z <https://eurovent.eu/sites/default/files/field/file/PP%20-%202015-05-23%20-%20Attachment%20-%20Hudson%20tip%20clearance%20example%20-%20page%2015%20-%20figure%206.pdf>



- [14] ZHAI, Shufeng a Wanyue HUXIAO. Study on noise reduction of fans with uneven blade spacing. 2020. [Online] Dostupné z https://www.researchgate.net/publication/342608722_Study_on_Noise_Reduction_of_Fans_with_Uneven_Blade_Spacing
- [15] Coandův jev [online: 10. 1. 2023]. Dostupné z <http://www.terrycolon.com/1features/how-planes-dont-fly.html>
- [16] ČERMÁK, Jan et al. Ventilátory. 1.vyd. Praha: SNTL, 1974. 410 s.
- [17] CEATI INTERNATIONAL. FANS & BLOWERS: Energy Efficiency Reference Guide. Toronto, 2008. Dostupné z: <https://docplayer.net/21667009-Fans-blowers-energy-efficiency-reference-guide-airflow-volume-ducted-propeller.html>
- [18] Axiální a diagonální ventilátor [online: 10. 1. 2023]. Dostupné z <https://www.soselectronic.cz/articles/ebm-papst/diagonalni-ventilator-ebm-papst-bohatsi-o-2-uzitecne-funkce-2436>
- [19] NOVÝ, Richard. Ventilátory. 3.vyd. Praha: Česká technika, 2007. 104 s. ISBN 978-80-01-03758-4.
- [20] Diametrální ventilátor [online: 10. 1. 2023]. Dostupné z [https://wikijii.com/wiki/fan_\(machine\)](https://wikijii.com/wiki/fan_(machine))
- [21] Dyson osvěžovač [online: 10. 1. 2023]. Dostupné z <https://electronics.howstuffworks.com/gadgets/home/dyson-bladeless-fan.htm>
- [22] Dyson osvěžovač [online: 10. 1. 2023]. Dostupné z <https://www.jameco.com/Jameco/workshop/Howitworks/dysonairmultiplier.html>
- [23] Vrtulkový anemometr [online: 10. 1. 2023]. Dostupné z <https://www.ahlborn.com/download/pdfs/kap09/eng/fvade.pdf>
- [24] PIKL, Vladan. Návrh elektronického ovládání polohy škrticí klapky. Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2021. Vedoucí bakalářské práce Ing. Vít Doleček, Ph.D.
- [25] Elektronická škrticí klapka. 4turbo [online: 10. 1. 2023]. Dostupné z <https://www.4turbo.pl/electronic-throttle-body-bosch-motorsport-82-mm,3,51939,54859>
- [26] Axiální ventilátory Spal Automotive [online: 10. 1. 2023]. Dostupné z <https://www.spalautomotive.it/axial-fans>
- [27] Selecting a turbulence modeling approach [online: 10. 1. 2023]. Dostupné z <https://docs.sw.siemens.com/documentation/external/PL20200805113346338/en-US/userManual/userguide/html/index.html#page/STARCCMP%2FGUID-5A58501B-3BD7-4F4D-A45B-303A078AF785.html#>
- [28] Srovnání RANS a LES [online: 10. 1. 2023]. Dostupné z https://www.researchgate.net/figure/Principle-of-the-DNS-RANS-and-LES-approaches-Typical-time-evolutions-of-velocity-that_fig3_228383205



- [29] Srovnání RANS, LES a DNS [online: 10. 1. 2023]. Dostupné z <https://www.youtube.com/watch?v=6wEgC5H9yLg>
- [30] Pyramida výpočetní náročnosti [online: 10. 1. 2023]. Dostupné z <https://www.idealsimulations.com/resources/turbulence-models-in-cfd/>
- [31] YANAGITA, Yushi. Prism layer meshing for effective boundary layer capturing. Siemens, 2019.
- [32] KOZUBKOVÁ, Milada a Sylva DRÁBKOVÁ. Numerické modelování proudění FLUENT I. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2003, 115 s. ISBN 80- 248-0525-1.
- [33] Simcenter documentation – axial fans - [online: 10. 1. 2023]. Dostupné z <https://docs.sw.siemens.com/documentation/external/PL20200805113346338/en-US/userManual/userguide/html/index.html#page/STARCCMP/GUID-2A756764-0BD5-4D5F-B0A1-EA8DC117718C.html#wwID0ERPWVD>
- [34] MRF oblast [online: 10. 1. 2023]. Dostupné z <https://cfdisrael.blog/2021/09/22/navier-stokes-equation-in-moving-reference-frame-mrf/>
- [35] Simcenter documentation – Using moving reference frames in steady-state - [online: 10. 1. 2023]. Dostupné z <https://docs.sw.siemens.com/documentation/external/PL20200805113346338/en-US/userManual/userguide/html/index.html#page/STARCCMP/GUID-94D66D5B-010A-4809-83E0-591648C56F47.html#wwID0ELDGGB>
- [36] Simcenter documentation – Reference frames - [online: 10. 1. 2023]. Dostupné z <https://docs.sw.siemens.com/documentation/external/PL20200805113346338/en-US/userManual/userguide/html/index.html#page/STARCCMP%2FGUID-4EA85185-0E52-46F9-89BB-983FF5F2DEA6.html#wwID0EDP2UD>
- [37] Simcenter documentation -Fans and blowers - [online: 10. 1. 2023]. Dostupné z <https://docs.sw.siemens.com/documentation/external/PL20200805113346338/en-US/userManual/userguide/html/index.html#page/STARCCMP/GUID-EC77C222-B6F6-46BE-BC5C-1CBFE0F02792.html>



9 Seznam obrázků

| | |
|---|----|
| Obr 1 Monopost FS.14 týmu CTU CarTech..... | 11 |
| Obr 2 Gordon Murray T.50 [1]..... | 11 |
| Obr 3 Symetrické umístění ventilátorů Obr 4 Detail umístění ventilátoru na voze FS.14 | 12 |
| Obr 5 Průběh mezní vrstvy [3]..... | 14 |
| Obr 6 Odtržení mezní vrstvy [5]..... | 15 |
| Obr 7 Vortex generátory – Mitsubishi Lancer [6] Obr 8 Laminární a turbulentní obtékání válce [7] ... | 15 |
| Obr 9 Tlaková charakteristika [9]..... | 16 |
| Obr 10 Příkonová charakteristika [9] | 17 |
| Obr 11 Účinnostní charakteristika [9] | 17 |
| Obr 12 Bezrozměrná charakteristika s vyznačením jednotlivých druhů ventilátorů [10]..... | 17 |
| Obr 13 Tlaková, výkonová a příkonová charakteristika [11]..... | 18 |
| Obr 14 Rotor s nerovnoměrně rozmístěnými lopatkami..... | 22 |
| Obr 15 Rozložení hlukové hladiny [14]..... | 22 |
| Obr 16 Coandův efekt pozorovaný na tekoucí vodě [15]..... | 23 |
| Obr 17 Tlaková charakteristika pro různé druhy ventilátorů [17]..... | 24 |
| Obr 18 Axiální ventilátor [18] | 24 |
| Obr 19 Radiální ventilátor s dozadu zahnutými lopatkami [19]..... | 25 |
| Obr 20 Diagonální ventilátor [18] | 26 |
| Obr 21 Diametrální ventilátor [20] Obr 22 Diametrální ventilátor [20] | 26 |
| Obr 23 Osvěžovač vzduchu [21] Obr 24 Osvěžovač vzduchu [21]..... | 27 |
| Obr 25 Detail vypouštění vzduchu [22] Obr 26 Osvěžovač vzduchu [22]..... | 27 |
| Obr 27 Měch [20]..... | 27 |
| Obr 28 Proudová měřidla se škrtkicím elementem a) Venturiho trubice b) Dýza c) Clona [11] | 31 |
| Obr 29 Vrtulkový anemometr [28]..... | 31 |
| Obr 30 Umístění tlakových odběrů [3] Obr 31 Zapojení tlakových hadiček | 31 |
| Obr 32 Motýlková clona [25]..... | 32 |
| Obr 33 Ventilátor Spal VA67-A101-83A Obr 34 Měřený ventilátor | 33 |
| Obr 35 Data k měřenému ventilátoru [26]..... | 34 |
| Obr 36 Schéma trati | 34 |
| Obr 37 Rozložená měřicí trať..... | 35 |
| Obr 38 Pohled zepředu Obr 39 Celkový pohled..... | 35 |
| Obr 40 Celkový pohled | 36 |
| Obr 41 Detail uchycení ventilátoru Obr 42 Uchycení ventilátoru v trati..... | 36 |
| Obr 43 Přejchod na průměr 500 mm Obr 44 Přejchod na průměr 500 mm | 36 |
| Obr 45 Tlakový odběr celkový pohled Obr 46 Tlakový odběr pohled dovnitř | 37 |
| Obr 47 Tlakový odběr pohled na kovovou trubičku Obr 48 Tlakový odběr celkový pohled..... | 37 |
| Obr 49 Detail uchycení anemometru Obr 50 Pohled na anemometr zevnitř tratě | 37 |
| Obr 51 Detail vpleené "obruče" Obr 52 Detail umístění rotoru | 38 |
| Obr 53 Vedení kabelu - pohled zvenku Obr 54 Vedení kabelu - vnitřní pohled..... | 38 |
| Obr 55 celkový pohled na snímač otáček Obr 56 Detail snímače otáček..... | 38 |
| Obr 57 Detail uchycení snímače otáček | 39 |
| Obr 58 Stanoviště experimentu..... | 40 |
| Obr 59 Metody turbulence dle rychlosti U [28] Obr 60 Rozdíl proudění jednotlivých modelů [29] | 51 |
| Obr 61 Velikost turbulence a jak ji modely počítají [29] Obr 62 Náročnost gemoterie a výpočtu [30]... .. | 52 |
| Obr 63 Průběh mezní vrstvy [31] | 53 |
| Obr 64 Modelování proudění u stěny [32] | 54 |
| Obr 65 Zobrazení MRF oblasti v rámci celkové geometrie [34] | 55 |
| Obr 66 Mixing plane [35]..... | 56 |
| Obr 67 Celkový pohled na simulovanou geometrii..... | 57 |
| Obr 68 Pohled na rotor zezadu Obr 69 Detail oblasti okolo rotoru Obr 70 Pohled na rotor zepředu | 57 |
| Obr 71 Umístění tlakových odběrů | 58 |



| | |
|--|----|
| Obr 72 Umístění tlakových odběrů v kontextu průhledného zobrazení | 58 |
| Obr 73 Druhá oblast - první zjemnění | 59 |
| Obr 74 Třetí oblast - Druhé zjemnění..... | 59 |
| Obr 75 Čtvrtá oblast - třetí zjemnění - jen MRF a ROT..... | 59 |
| Obr 76 Síť oblasti před rotorem - metoda tlakového spádu..... | 60 |
| Obr 77 Síť oblasti před rotorem - MRF a ROT..... | 60 |
| Obr 78 Detail oblasti tlakového skoku Obr 79 Detail sítě rotoru Obr 80 Detail sítě štěrbiny..... | 60 |
| Obr 81 Povrchová síť - metoda tlakového spádu Obr 82 Povrchová síť - MRF a ROT..... | 61 |
| Obr 83 Průběh residuí během simulace | 61 |
| Obr 84 Tlakový spád - průběh rychlosti - 3 m/s..... | 63 |
| Obr 85 Tlakový spád - průběh tlaku - 3 m/s | 63 |
| Obr 86 Tlakový spád - průběh rychlosti - 12 m/s..... | 63 |
| Obr 87 Tlakový spád - průběh tlaku - 12 m/s..... | 63 |
| Obr 88 MRF - průběh rychlosti - 3 m/s..... | 64 |
| Obr 89 MRF - průběh tlaku - 3 m/s | 64 |
| Obr 90 MRF - průběh rychlosti - 12 m/s..... | 64 |
| Obr 91 MRF - průběh tlaku - 12 m/s | 64 |
| Obr 92 ROT - průběh rychlosti - 3 m/s | 66 |
| Obr 93 ROT - průběh tlaku - 3 m/s..... | 66 |
| Obr 94 ROT - průběh rychlosti - 12 m/s | 66 |
| Obr 95 ROT - průběh tlaku - 12 m/s..... | 66 |
| Obr 96 Proudnice - Tlakový spád - průběh rychlosti - 12 m/s..... | 68 |
| Obr 97 Proudnice - MRF - průběh rychlosti - 12 m/s | 68 |
| Obr 98 Proudnice - ROT - průběh rychlosti - 12 m/s..... | 68 |
| Obr 99 Detail sítě - y+ nad 30 | 69 |
| Obr 100 Detail sítě - y+ pod 1 | 70 |
| Obr 101 Zobrazení y+ na stěně pro y+ nad 30 | 70 |
| Obr 102 Zobrazení y+ na stěně pro y+ pod 1..... | 70 |
| Obr 103 Zobrazení y+ na rotoru pro y+ nad 30 Obr 104 Zobrazení y+ na rotoru pro y+ pod 1..... | 70 |
| Obr 105 Detail sítě - 0.44 Obr 106 Detail sítě - 0.67 Obr 107 Detail sítě - 1..... | 71 |
| Obr 108 Detail sítě - 1.5 Obr 109 Detail sítě - 2.25 | 71 |
| Obr 110 Detail sítě - 0.44 Obr 111 Detail sítě - 0.67 Obr 112 Detail sítě - 1..... | 72 |
| Obr 113 Detail sítě - 1.5 Obr 114 Detail sítě - 2.25 | 72 |
| Obr 115 Rotor - multi section surface Obr 116 Rotor - reversibilní engineering..... | 73 |
| Obr 117 Detail sítě - 1 mm osazení | 74 |
| Obr 118 Detail sítě - 1.5 mm osazení | 74 |
| Obr 119 Detail sítě - 2 mm osazení | 74 |
| Obr 120 MRF_exp - průběh rychlosti - 3 m/s | 78 |
| Obr 121 MRF_exp - průběh tlaku - 3 m/s..... | 78 |
| Obr 122 MRF_exp - průběh rychlosti - 12 m/s..... | 78 |
| Obr 123 MRF_exp - průběh tlaku - 12 m/s..... | 79 |
| Obr 124 Proudnice - MRF_exp - průběh rychlosti - 12 m/s | 79 |
| Obr 125 Celkový pohled na trať Obr 126 Detail uchycení ventilátoru | 82 |
| Obr 127 Proudnice - tlakový spád - průběh rychlosti - 12 m/s | 83 |
| Obr 128 Proudnice - MRF - průběh rychlosti - 12 m/s | 83 |
| Obr 129 Proudnice - ROT - průběh rychlosti - 12 m/s..... | 83 |



10 Seznam grafů

| | |
|---|----|
| Graf 1 Experimentálně naměřená tlaková charakteristika - 12 V | 42 |
| Graf 2 Experimentálně naměřené otáčky - 12 V | 42 |
| Graf 3 Experimentálně naměřený proud - 12 V | 43 |
| Graf 4 Experimentálně naměřený tlak v závislosti na otáčkách - 12 V | 43 |
| Graf 5 Celková experimentálně naměřená charakteristika | 44 |
| Graf 6 Celkové experimentálně naměřené otáčky | 44 |
| Graf 7 Celkový experimentálně naměřený proud | 45 |
| Graf 8 Celková naměřená závislost tlak/otáčky | 45 |
| Graf 9 Tlaková charakteristika - studený vs. zahřátý motor | 46 |
| Graf 10 Tlakový spád - studený vs. zahřátý motor - rozdíl | 46 |
| Graf 11 Proud - studený vs. zahřátý motor | 46 |
| Graf 12 Proud - studený vs. zahřátý motor - rozdíl | 47 |
| Graf 13 Otáčky - studený vs. zahřátý motor | 47 |
| Graf 14 Otáčky - studený vs. zahřátý motor - rozdíl | 47 |
| Graf 15 Tlaková charakteristika - srovnání jaro vs. podzim | 48 |
| Graf 16 Proudová charakteristika - srovnání jaro vs. podzim | 49 |
| Graf 17 Tlaková charakteristika - simulace tlakový spád | 62 |
| Graf 18 Tlaková charakteristika - simulace MRF | 64 |
| Graf 19 Tlaková charakteristika - simulace rotační síť | 65 |
| Graf 20 Tlaková charakteristika - porovnání simulačních metod | 67 |
| Graf 21 Relativní změna tlaku v závislosti na velikosti buňky | 72 |
| Graf 22 Tlak v závislosti na realitní velikosti sítě na povrchu rotoru | 73 |
| Graf 23 Průběh tlaku v závislosti na velikosti osazení | 75 |
| Graf 24 Závislost tlaku na hustotě vzduchu | 76 |
| Graf 25 Závislost tlaku na hodnotě atmosférického tlaku | 76 |
| Graf 26 Tlaková charakteristika - srovnání simulace a dat od výrobce | 79 |
| Graf 27 Tlaková charakteristika - srovnání simulací s jinými otáčkami rotoru | 80 |
| Graf 28 Tlaková charakteristika - srovnání experimentu a simulace | 80 |
| Graf 29 Tlaková charakteristika - srovnání experimentu, simulace a dat od výrobce | 81 |
| Graf 30 Celková tlaková charakteristika | 82 |
| Graf 31 Tlaková charakteristika - porovnání simulačních metod | 83 |
| Graf 32 Tlaková charakteristika všech naměřených a nasimulovaných stavů | 84 |



11 Seznam tabulek

| | |
|--|----|
| Tab 1 Hustota vzduchu [15]..... | 19 |
| Tab 2 Experiment - porovnání měření | 49 |
| Tab 3 Srovnání simulačních metod | 68 |
| Tab 4 Počet buněk v závislosti na relativní velikosti | 71 |
| Tab 5 Otáčky a atmosferický tlak naměřené při experimentu..... | 78 |
| Tab 6 Srovnání simulačních metod | 84 |



12 Seznam použitých symbolů a zkratek

| Označení | Jednotky | Význam |
|----------------|----------------------|---------------------------------|
| ρ | [kg/m ³] | Hustota |
| g | [m/s ²] | Gravitační zrychlení |
| h | [m] | Výška |
| p_s | [Pa] | Statický tlak |
| c | [m/s] | Rychlost |
| p_c | [Pa] | Celkový tlak |
| Q | [m ³ /s] | Objemový průtok |
| A | [m ²] | Plocha |
| C | [m/s] | Rychlost |
| \dot{M} | [kg/s] | Hmotnostní průtok |
| Re | [-] | Reynoldsovo číslo |
| v | [m/s] | Rychlost |
| D | [m] | Jmenovitý rozměr |
| μ | [m ² /s] | Kinematická viskozita |
| Δp | [Pa] | Dopravní tlak |
| p_{ZA} | [Pa] | Tlak za rotorem |
| p_{PRED} | [Pa] | Tlak před rotorem |
| P_{in} | [W] | Příkon |
| U | [V] | Napětí |
| I | [A] | Proud |
| P_{wv} | [W] | Vzduchový výkon |
| κ | [-] | Poissonova konstanta |
| b | [Pa] | Atmosferický tlak |
| η_c | [-] | Celková účinnost |
| c_s | [m/s] | Střední rychlost |
| S | [m ²] | Plocha |
| p_d | [Pa] | Dynamický tlak |
| F | [N] | Tah |
| Δ_{C_s} | [m/s] | Rozdíl střední rychlosti |
| ψ | [-] | Tlakové číslo |
| u | [m/s] | Obvodová rychlost |
| φ | [-] | Průtokové/objemové číslo |
| λ | [-] | Výkonové číslo |
| δ | [-] | Velikostní číslo |
| n | [1/min] | Otáčky |
| N | [dB] | Hluk |
| BPF | [Hz] | Blade pass frequency |
| BPF | [Hz] | Beam pass frequency |
| Swirl | | Druh víru |
| DN | | Diameter Nominal |
| CFD | | Computational fluid dynamics |
| u, v, w | [m/s] | Rychlost ve směru osy x, y, z |
| I | | Jednotkový tenzor |
| T | | Tenzor třecích napětí |
| f_b | [N] | Vnější objemové síly |
| φ | [-] | Obecná veličina |
| RANS | | Reynolds-averaged Navier-Stokes |
| LES | | Large Eddy simulation |
| DNS | | Direct numerical simulation |



| | | |
|----------------|---------------------|---|
| DES | | Detached Eddy simulation |
| y^+ | [-] | Bezrozměrná vzdálenost od stěny (lokální Reynoldsovo číslo) |
| y | [m] | Vzdálenost od stěny |
| μ_t | [m/s] | Třecí rychlost |
| ν | [m ² /s] | Kinematická viskozita |
| τ_w | [Pa] | Tečné napětí na stěně |
| Δv_t | [m/s] | Změna vířivé rychlosti (swirl velocity delta) |
| Ω | [rad/s] | Úhlová rychlost |
| r | [m] | Vzdálenost od osy rotace |
| Δp_t | [Pa] | Rozdíl celkového tlaku |
| MRF | | Multi reference frame |
| v_r | [m/s] | Výsledná rychlost v rotační oblasti |
| v | [m/s] | Absolutní rychlost |
| ω_{MRF} | [rad/s] | Úhlová rychlost v oblasti MRF |
| ROT | | Rotační síť |
| MRF_exp | | MRF pro srovnání s experimentem |
| EXP | | Experiment |
| SST | | Shear stress transport |
| T | [°C] | Teplota |
| t | [s] | Čas |
| Např. | | Například |
| Tzn. | | To znamená |
| Tj. | | To je |