



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH TECHNOLOGIÍ

FACULTY OF ELECTRICAL ENGINEERING AND COMMUNICATION

## ÚSTAV VÝKONOVÉ ELEKTROTECHNIKY A ELEKTRONIKY

DEPARTMENT OF POWER ELECTRICAL AND ELECTRONIC ENGINEERING

## MODELOVÁNÍ ODVODU TEPLA Z KOSTRY ELEKTRICKÉHO STROJE

MODELLING OF HEAT DISSIPATION FROM THE HOUSING OF AN ELECTRICAL MACHINE

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Lukáš Adamec

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Marek Toman, Ph.D.

BRNO 2025



# Diplomová práce

magisterský navazující studijní program **Silnoproudá elektrotechnika a výkonová elektronika**

Ústav výkonové elektrotechniky a elektroniky

**Student:** Bc. Lukáš Adamec

**ID:** 228669

**Ročník:** 2

**Akademický rok:** 2024/25

**NÁZEV TÉMATU:**

## Modelování odvodu tepla z kostry elektrického stroje

### POKYNY PRO VYPRACOVÁNÍ:

1. Proveďte rešerši zaměřenou na analytické a empirické vztahy pro modelování odvodu tepla z kostry elektrického stroje.
2. Nastudujte a popište možnosti experimentální identifikace tlakové charakteristiky ventilátoru.
3. Připravte laboratorní pracoviště a proveďte měření tlakové charakteristiky na reálném ventilátoru.
4. Proveďte měření odvodu tepla z kostry na reálném motoru a zhodnoťte dosažené výsledky.

### DOPORUČENÁ LITERATURA:

- [1] CENGEL Yunus a Afshin GHAJAR. Heat and mass transfer. Fifth edition. McGraw hill education, 2015.
- [2] CENGEL Yunus a John M. CIMBALA. Fluid mechanics: Fundamentals and applications. Third edition. McGraw hill education, 2014.
- [3] PYRHONEN, Juha, Tapani JOKINEN a Valéria HRABOVCOVÁ. Design of rotating electrical machines. Second Edition. WILEY, 2014.

**Termín zadání:** 10.2.2025

**Termín odevzdání:** 28.5.2025

**Vedoucí práce:** Ing. Marek Toman, Ph.D.

**doc. Ing. Ondřej Vítek, Ph.D.**  
předseda rady studijního programu

### UPOZORNĚNÍ:

Autor diplomové práce nesmí při vytváření diplomové práce porušit autorská práva třetích osob, zejména nesmí zasahovat nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a musí si být plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č.40/2009 Sb.

## ABSTRAKT

Diplomová práce se věnuje výpočtu součinitele přestupu tepla mezi kostrou elektrického stroje a okolím, který je závislý na rychlosti chladicího vzduchu. Chladicí vzduch je urychlován radiálním ventilátorem a vlivem hydraulických odporů jeho rychlost podél kostry stroje klesá, čímž klesá i intenzita chlazení kostry. Zjištění rychlostního profilu chladicího vzduchu podél kostry stroje a následný výpočet součinitele přestupu tepla podle empirického vztahu pro žebrované plochy umožní rozdělení tepelného odporu mezi kostrou stroje a okolím na více tepelných odporů, které budou odpovídat rychlosti chladicího vzduchu v daném místě. To umožní přesnější modelování odvodu tepla z kostry elektrického stroje. Tlaková charakteristika ventilátoru je zásadním vstupem do celého výpočtu. Její identifikace je možná jen na vhodném měřicím pracovišti, jehož výrobě se diplomová práce také věnuje. Závěrečné měření odvodu tepla z kostry elektrického stroje ověří platnost provedených výpočtů.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Součinitel přestupu tepla; ventilátor; chladicí vzduch; rychlost; hydraulický odpor; otevřený kanál; kostra elektrického stroje; tlaková charakteristika ventilátoru; tlakový spád; objemový průtok; škrcení; přídatný ventilátor; měřicí komora; Venturiho trubice.

## ABSTRACT

The master thesis focuses on the calculation of the heat transfer coefficient between the frame of an electric machine and the surrounding environment, which depends on the velocity of the cooling air. The cooling air is accelerated by a radial fan, and due to hydraulic resistances, its velocity decreases along the machine frame, resulting in a reduction in the cooling intensity of the frame. Determining the velocity profile of the cooling air along the machine frame and subsequently calculating the heat transfer coefficient using an empirical relation for finned surfaces allows for the division of the thermal resistance between the machine frame and the environment into multiple thermal resistances, corresponding to the local cooling air velocity. This enables a more accurate modeling of heat dissipation from the electric machine frame. The fan's pressure characteristic is a key input to the entire calculation. Its identification is only possible at a suitable test setup, the design and construction of which is also addressed in the thesis. Final experimental measurement of heat dissipation from the electric machine frame is used to verify the validity of the performed calculations.

## KEYWORDS

Heat transfer coefficient; fan; cooling air; velocity; hydraulic resistance; open-channel; housing of an electrical machine; pressure characteristic of the fan; pressure drop; volumetric flow rate; throttling; auxiliary fan; measuring chamber; Venturi tube.

ADAMEC, Lukáš. *Modelování odvodu tepla z kostry elektrického stroje*. Diplomová práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, Ústav výkonové elektrotechniky a elektroniky, 2025. Vedoucí práce: Ing. Marek Toman, Ph.D.

# Prohlášení autora o původnosti díla

**Jméno a příjmení autora:** Bc. Lukáš Adamec  
**VUT ID autora:** 228669  
**Typ práce:** Diplomová práce  
**Akademický rok:** 2024/25  
**Téma závěrečné práce:** Modelování odvodu tepla z kostry elektrického stroje

Prohlašuji, že svou závěrečnou práci jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucí/ho závěrečné práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Jako autor uvedené závěrečné práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této závěrečné práce jsem neporušil autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhl nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a/nebo majetkových a jsem si plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č. 40/2009 Sb.

Brno .....  
.....  
podpis autora\*

---

\* Autor podepisuje pouze v tištěné verzi.

## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce panu Ing. Marku Tomanovi, Ph.D. za odborné vedení, konzultace, trpělivost a podnětné návrhy k práci. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Jakubu Súkeníkovi za pomoc a asistenci při obsluze 3D tiskárny. Poděkování patří rovněž mé rodině za neúnavnou podporu během studia.

# Obsah

|                                                                              |           |
|------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| Úvod                                                                         | 12        |
| <b>1 Teoretická část</b>                                                     | <b>13</b> |
| 1.1 Přenos tepla konvekci                                                    | 13        |
| 1.2 Proudění tekutin                                                         | 15        |
| 1.2.1 Délkové hydraulické ztráty                                             | 17        |
| 1.2.2 Místní hydraulické ztráty                                              | 19        |
| 1.2.3 Superpozice hydraulických ztrát                                        | 19        |
| <b>2 Hydraulický okruh elektrického stroje</b>                               | <b>20</b> |
| 2.1 Ventilační výpočet                                                       | 20        |
| 2.2 Hydraulické odpory                                                       | 22        |
| 2.2.1 Odpor mříže krytu ventilátoru                                          | 22        |
| 2.2.2 Odpor ohybem v kombinaci se zúžením                                    | 24        |
| 2.2.3 Odpor mezi žebry elektrického stroje                                   | 24        |
| 2.3 Stanovení rychlosti proudícího vzduchu                                   | 27        |
| 2.4 Určení součinitele přestupu tepla                                        | 27        |
| <b>3 Tlaková charakteristika ventilátoru</b>                                 | <b>29</b> |
| 3.1 Elektro – hydraulická analogie                                           | 29        |
| 3.2 Skupiny tlakových charakteristik radiálních ventilátorů                  | 29        |
| 3.3 Model pro identifikaci tlakové charakteristiky                           | 30        |
| 3.3.1 Škrčení                                                                | 32        |
| 3.3.2 Hrazení ztrát přídatným ventilátorem                                   | 34        |
| 3.3.3 Úprava bloku hydraulického odporu v Simscape                           | 37        |
| 3.4 Experimentální ověření modelů                                            | 39        |
| 3.4.1 Měření charakteristiky zátěže                                          | 39        |
| 3.4.2 Měřicí okruh pro škrčení                                               | 40        |
| 3.4.3 Měřicí okruh s přídatným ventilátorem                                  | 42        |
| 3.4.4 Vyhodnocení měření                                                     | 43        |
| <b>4 Měřicí komora pro identifikaci tlakových charakteristik ventilátorů</b> | <b>46</b> |
| 4.1 Výroba měřicí komory                                                     | 46        |
| 4.1.1 Návrh rozměrů                                                          | 46        |
| 4.1.2 Volba materiálů                                                        | 46        |
| 4.1.3 Škrťací klapka                                                         | 47        |
| 4.1.4 Venturiho trubice                                                      | 47        |
| 4.1.5 Montáž měřicí komory                                                   | 49        |

|          |                                                                                              |           |
|----------|----------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 4.2      | Testování měřicí komory . . . . .                                                            | 52        |
| 4.2.1    | Měření hydraulického odporu měřicí komory . . . . .                                          | 52        |
| 4.2.2    | Měření tlakové charakteristiky axiálního ventilátoru . . . . .                               | 53        |
| <b>5</b> | <b>Výpočet a měření odvodu tepla z kostry ASM</b>                                            | <b>55</b> |
| 5.1      | Určení objemového průtoku chladicího vzduchu . . . . .                                       | 55        |
| 5.1.1    | Měření tlakové charakteristiky radiálního ventilátoru . . . . .                              | 55        |
| 5.1.2    | Výpočet hydraulického odporu okruhu ASM . . . . .                                            | 56        |
| 5.1.3    | Měření hydraulického odporu okruhu ASM . . . . .                                             | 57        |
| 5.1.4    | Stanovení pracovního objemového průtoku . . . . .                                            | 58        |
| 5.2      | Určení tepelného odporu kostry ASM . . . . .                                                 | 58        |
| 5.2.1    | Výpočet tepelného odporu kostry ASM . . . . .                                                | 59        |
| 5.2.2    | Měření tepelného odporu kostry ASM . . . . .                                                 | 59        |
|          | <b>Závěr</b>                                                                                 | <b>62</b> |
|          | <b>Literatura</b>                                                                            | <b>64</b> |
|          | <b>Seznam symbolů</b>                                                                        | <b>66</b> |
|          | <b>Seznam zkratk</b>                                                                         | <b>69</b> |
|          | <b>Seznam příloh</b>                                                                         | <b>70</b> |
| <b>A</b> | <b>Přílohy - Vývojové diagramy</b>                                                           | <b>71</b> |
| A.1      | Vývojový diagram modelu se škrticí klapkou . . . . .                                         | 71        |
| A.2      | Vývojový diagram modelu s přídatným ventilátorem . . . . .                                   | 72        |
| <b>B</b> | <b>Přílohy - Ukázky funkcí</b>                                                               | <b>73</b> |
| B.1      | Ukázka funkce pro hledání nových pracovních bodů v modelu škrcení . . .                      | 73        |
| B.2      | Ukázka funkce pro hledání nových pracovních bodů v modelu s přídatným ventilátorem . . . . . | 73        |
| <b>C</b> | <b>Přílohy - Tabulky naměřených hodnot</b>                                                   | <b>74</b> |
| C.1      | Měření charakteristiky zátěže . . . . .                                                      | 74        |
| C.2      | Měření se škrticí klapkou . . . . .                                                          | 75        |
| C.3      | Měření s přídatným ventilátorem . . . . .                                                    | 76        |
| C.4      | Měření hydraulického odporu měřicí komory . . . . .                                          | 77        |
| C.5      | Měření tlakové charakteristiky axiálního ventilátoru . . . . .                               | 78        |
| C.6      | Měření hydraulického odporu okruhu ASM . . . . .                                             | 79        |
| C.7      | Měření tlakové charakteristiky radiálního ventilátoru . . . . .                              | 80        |

# Seznam obrázků

|      |                                                                                                 |    |
|------|-------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 1.1  | Mezní vrstvy. . . . .                                                                           | 14 |
| 1.2  | Obdélníkový otevřený kanál. . . . .                                                             | 16 |
| 1.3  | Aplikace rovnice kontinuity. . . . .                                                            | 16 |
| 1.4  | Aplikace Bernoulliho rovnice. . . . .                                                           | 17 |
| 1.5  | Kriterijní diagram pro určení režimu turbulentního proudění. . . . .                            | 18 |
| 1.6  | Moodyho diagram. . . . .                                                                        | 19 |
| 2.1  | Typy radiálních ventilátorů v elektrických strojích. . . . .                                    | 20 |
| 2.2  | Kryt ventilátoru. . . . .                                                                       | 22 |
| 2.3  | Závislost součinitele kontrakce $\mu$ na poměru zúžení $m$ . . . . .                            | 23 |
| 2.4  | Rozměrový náčrt pro určení hydraulického odporu – ohyb v kombinaci se zúžením. . . . .          | 24 |
| 2.5  | Závislost součinitele kontrakce $\mu$ na poměru průřezů $\frac{S_{Nz}}{S_5}$ . . . . .          | 25 |
| 2.6  | Rozměrový náčrt mezižebrového kanálu. . . . .                                                   | 26 |
| 3.1  | Příklad hydraulického okruhu. . . . .                                                           | 31 |
| 3.2  | Tlaková charakteristika ventilátoru, charakteristika zátěže, průběh výkonu ventilátoru. . . . . | 31 |
| 3.3  | Zisk nových pracovních bodů pomocí škrcení. . . . .                                             | 32 |
| 3.4  | Schéma hydraulického okruhu se škrticí klapkou. . . . .                                         | 33 |
| 3.5  | Model hydraulického okruhu se škrticí klapkou. . . . .                                          | 33 |
| 3.6  | Výstup z modelu škrcení. . . . .                                                                | 34 |
| 3.7  | Zisk nových pracovních bodů pomocí přídavného ventilátoru. . . . .                              | 35 |
| 3.8  | Schéma hydraulického okruhu s přídavným ventilátorem pro hrazení ztrát. . . . .                 | 35 |
| 3.9  | Model hydraulického okruhu s přídavným ventilátorem. . . . .                                    | 36 |
| 3.10 | Výstup z modelu s přídavným ventilátorem. . . . .                                               | 37 |
| 3.11 | Ověření funkčnosti upraveného bloku hydraulického odporu. . . . .                               | 38 |
| 3.12 | Anemometr a snímač tlaku. . . . .                                                               | 39 |
| 3.13 | Sestava pro měření charakteristiky zátěže. . . . .                                              | 40 |
| 3.14 | Sestava pro měření se škrticí klapkou. . . . .                                                  | 40 |
| 3.15 | Závislost hydraulického odporu škrticí klapky na poloze pístu. . . . .                          | 41 |
| 3.16 | Sestava pro měření s přídavným ventilátorem. . . . .                                            | 42 |
| 3.17 | Výsledky z provedených měření a porovnání. . . . .                                              | 44 |
| 3.18 | Ukázka jednotlivých měřicích pracovišť. . . . .                                                 | 45 |
| 4.1  | Venturiho trubice – klíčové rozměry. . . . .                                                    | 48 |
| 4.2  | Náčrt vrchní strany měřicí komory. . . . .                                                      | 49 |
| 4.3  | Náčrt hliníkové tyče. . . . .                                                                   | 50 |
| 4.4  | Fotky z výroby měřicí komory. . . . .                                                           | 51 |
| 4.5  | Sestava pro měření hydraulického odporu měřicí komory. . . . .                                  | 52 |

|     |                                                                                         |    |
|-----|-----------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 4.6 | Měření hydraulického odporu měřicí komory. . . . .                                      | 53 |
| 4.7 | Porovnání provedeného měření s katalogovými údaji výrobce měřeného ventilátoru. . . . . | 54 |
| 5.1 | Pracoviště pro měření tlakové charakteristiky radiálního ventilátoru. . . . .           | 55 |
| 5.2 | Charakteristika chladicího okruhu ASM. . . . .                                          | 57 |
| 5.3 | Grafické určení pracovního objemového průtoku $Q$ . . . . .                             | 58 |
| 5.4 | Měření tepelného odporu kostry – měřicí pracoviště. . . . .                             | 61 |
| A.1 | Vývojový diagram modelu škrcení. . . . .                                                | 71 |
| A.2 | Vývojový diagram modelu s přídatným ventilátorem. . . . .                               | 72 |

# Seznam tabulek

|     |                                                                            |    |
|-----|----------------------------------------------------------------------------|----|
| 1.1 | Typické hodnoty Prandtlova čísla $Pr$ pro běžné tekutiny. . . . .          | 14 |
| 3.1 | Elektro – hydraulická analogie. . . . .                                    | 29 |
| 5.1 | Rozměry asynchronního motoru pro hydraulický výpočet. . . . .              | 56 |
| 5.2 | Hydraulické odpory okruhu asynchronního motoru. . . . .                    | 57 |
| 5.3 | Ustálené teploty kostry ASM. . . . .                                       | 60 |
| C.1 | Naměřené hodnoty při měření zátěže. . . . .                                | 74 |
| C.2 | Naměřené hodnoty se škrticí klapkou. . . . .                               | 75 |
| C.3 | Naměřené hodnoty s přídatným ventilátorem. . . . .                         | 76 |
| C.4 | Naměřené hodnoty – hydraulický odpor měřicí komory. . . . .                | 77 |
| C.5 | Naměřené hodnoty – tlaková charakteristika axiálního ventilátoru. . . . .  | 78 |
| C.6 | Naměřené hodnoty – hydraulický odpor okruhu ASM. . . . .                   | 79 |
| C.7 | Naměřené hodnoty – tlaková charakteristika radiálního ventilátoru. . . . . | 80 |

# Úvod

Tepelné namáhání patří mezi faktory, které výrazně ovlivňují životnost celého stroje. Příliš vysoká teplota může způsobit např. zkrat ve vinutí a poté je nutné motor převinout. U tepelného modelu je velmi důležitá jeho shoda s realitou. Identifikace parametrů tepelného schématu (tepelných odporů, tepelných kapacit) je mnohdy velmi složitá. Problematickým prvkem bývá tepelný odpor kostry elektrického stroje, který výrazně ovlivňuje přesnost výstupů tepelného modelu – teploty v dílčích částech stroje.

Často se v tepelných modelech uvažuje, že tepelný odpor kostry je konstantní. To však není pravda, protože jeho velikost je závislá na rychlosti, kterou proudí vzduch podél kostry elektrického stroje. Tato rychlost ovlivňuje součinitel přestupu tepla mezi kostrou stroje a okolím. Rychlost vzduchu se navíc podél stroje směrem od ventilátoru snižuje. Snížení rychlosti proudícího vzduchu způsobí horší odvod tepla a lze tedy predikovat, že kostra stroje bude mít na protilehlé straně od ventilátoru vyšší teplotu, než bude teplota v bezprostřední blízkosti ventilátoru.

Výpočet součinitele přestupu tepla mezi kostrou a okolím není vůbec snadný. V první řadě je nutné analyzovat hydraulický okruh chladicího vzduchu a zjistit jeho rychlost podél kostry. Právě rychlost chladicího vzduchu je zásadní pro přesnější určení součinitele přestupu tepla, resp. tepelného odporu mezi kostrou elektrického stroje a okolím.

Vlastnosti radiálního ventilátoru, zjištěné pomocí empirických vztahů, je třeba ověřit praktickým měřením. Identifikace tlakové charakteristiky ventilátoru a stanovení celkového hydraulického odporu okruhu jsou zásadními vstupy pro verifikaci výpočtů. Pro realizaci praktického měření je nutné vyrobit vhodné měřicí pracoviště, které umožní správnou identifikaci tlakové charakteristiky ventilátoru. Závěrečné měření odvodu tepla z kostry elektrického stroje ověří platnost provedených výpočtů.

# 1 Teoretická část

V této části práce budou uvedeny základní principy a vztahy přenosu tepla konvencí. Důraz bude kladen na nucenou konvekci. Dále budou rozebrány základní vztahy proudění kapalin a plynů se zaměřením na jejich pohyb v otevřeném kanálu.

## 1.1 Přenos tepla konvekcí

Přenos tepla konvekcí (prouděním) je jeden ze tří základních mechanismů přenosu tepla, doplňuje přenos tepla vedením a radiací (zářením). Zpravidla k němu dochází mezi povrchem pevného tělesa a tekutinou. Pokud se tekutina nepohybuje, nebo k pohybu dochází vlivem tlakového rozdílu, hovoří se o tzv. přirozené konvekci. V opačném případě, když je tekutina uváděna do pohybu externí silou, např. ventilátorem, hovoří se o tzv. nucené konvekci [1].

Množství odvedeného nebo přivedeného tepla konvekcí popisuje Newtonův ochlazovací zákon

$$P = \alpha S(\vartheta_p - \vartheta_\infty), \quad (1.1)$$

kde  $P$  je tepelný tok mezi povrchem tělesa a tekutinou,  $\alpha$  je součinitel přestupu tepla konvekcí,  $S$  je plocha chlazeného/ohřívajícího povrchu,  $\vartheta_p$  je teplota povrchu tělesa a  $\vartheta_\infty$  je teplota tekutiny (okolí) v dostatečné vzdálenosti od povrchu tělesa. Elektrtotepelnou analogií lze z rovnice (1.1) odvodit vztah pro tepelný odpor

$$R_\vartheta = \frac{1}{\alpha S}, \quad (1.2)$$

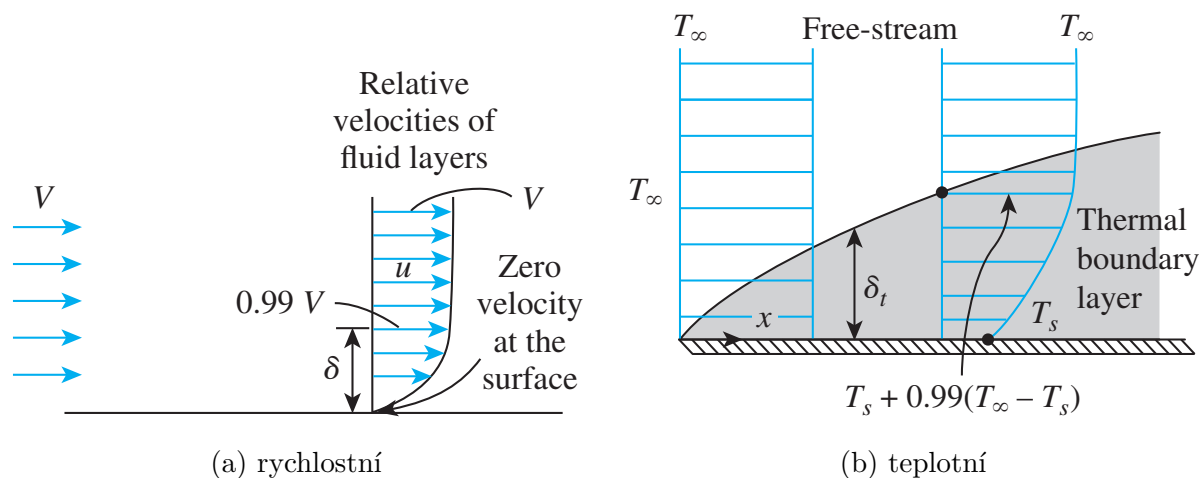
kde  $R_\vartheta$  je tepelný odpor,  $\alpha$  je součinitel přestupu tepla konvekcí a  $S$  je plocha, kterou probíhá chlazení/ohřívání. Dále bude uvažováno, že  $\vartheta_p > \vartheta_\infty$  a dochází tedy k ochlazování povrchu tělesa.

Velikost tepelného toku  $P$  udává intenzitu chlazení a je ovlivňována mimo jiné také vlastnostmi proudící tekutiny, rychlostí proudící tekutiny, tvarem, drsností obtékaného povrchu atp. Většina těchto vlivů je zahrnuta v součiniteli přestupu tepla  $\alpha$ . Jeho určení se provádí experimentálně nebo pomocí bezrozměrných podobnostních čísel [1, 2].

Mnoha experimenty bylo zjištěno, že v blízkosti povrchu tělesa zcela zaniká rychlost proudící tekutiny vlivem její viskozity. Tento efekt je znám jako podmínka ulpívání (anglicky no-slip condition). Tato podmínka má velký vliv na rychlostní profil. Místo nad povrchem tělesa, kde je vliv viskozity tekutiny významný, je označován jako rychlostní mezní vrstva (anglicky velocity boundary layer) [1]. Její tloušťka je dána rychlostním profilem tekutiny. Vzdálenost od povrchu tělesa do místa, kde rychlost tekutiny dosahuje 99 % své maximální hodnoty, je tloušťka rychlostní mezní vrstvy (viz obr. 1.1a).

Teplotní mezní vrstva je definována velmi podobně. Jedná se o vzdálenost nad povrchem tělesa, kde platí rovnost  $\vartheta - \vartheta_p = 0,99(\vartheta_p - \vartheta_\infty)$ , kde  $\vartheta$  je teplota tekutiny

v libovolné vzdálenosti od povrchu tělesa (viz obr. 1.1b). Tloušťka teplotní mezní vrstvy roste ve směru proudění tekutiny [1].



Obr. 1.1: Mezní vrstvy, převzato z [1].

Nad povrchem chlazeného tělesa se vyvíjejí obě mezní vrstvy současně. Rychlost proudící tekutiny má velký vliv na teplotní profil a vývoj rychlostní mezní vrstvy. Teplotní mezní vrstva má velký vliv na přenos tepla konvekcí [1]. Relativní tloušťku rychlostní a teplotní mezní vrstvy popisuje jedno z podobnostních čísel, a to Prandtlovo číslo, které je definované vztahem

$$\text{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda}, \quad (1.3)$$

kde  $\text{Pr}$  je Prandtlovo číslo,  $\mu$  je dynamická viskozita,  $c_p$  je izobarická měrná tepelná kapacita a  $\lambda$  je součinitel tepelné vodivosti.

Tab. 1.1: Typické hodnoty Prandtlova čísla  $\text{Pr}$  pro běžné tekutiny, převzato z [1].

| Tekutina | Pr               |
|----------|------------------|
| Plyny    | $0,7 \div 1,0$   |
| Voda     | $1,7 \div 13,7$  |
| Oleje    | $50 \div 100000$ |

Dalším bezrozměrným číslem, které úzce souvisí s přenosem tepla konvekcí a mezními vrstvami, je Nusseltovo číslo, které vyjadřuje zvýšení přenosu tepla konvekcí přes mezní vrstvu oproti přenosu tepla vedením. Nusseltovo číslo je definované vztahem

$$\text{Nu} = \frac{\alpha L_c}{\lambda}, \quad (1.4)$$

kde  $Nu$  je Nusseltovo číslo,  $\alpha$  je součinitel přestupu tepla,  $L_c$  je charakteristický rozměr a  $\lambda$  je součinitel tepelné vodivosti. Pokud je  $Nu = 1$ , probíhá přenos tepla přes mezní vrstvu čistě vedením. Čím větší je Nusseltovo číslo  $Nu$ , tím intenzivnější je přenos tepla konvekcí (větší tepelný tok  $P$  odchází z povrchu tělesa přes mezní vrstvu do okolí).

## 1.2 Proudění tekutin

O tom, zda je proudění tekutiny laminární nebo turbulentní, rozhoduje Reynoldsovo číslo  $Re$ . Laminární proudění je charakteristické rovnými proudnicemi a uspořádaným pohybem jednotlivých částic. V praxi se téměř nevyskytuje. Daleko častější je turbulentní proudění, které je charakterizováno kolísáním rychlosti a neuspořádaným pohybem částic [1]. Reynoldsovo číslo je dané vztahem

$$Re = \frac{\rho v L_c}{\mu}, \quad (1.5)$$

kde  $Re$  je Reynoldsovo číslo,  $\rho$  je hustota proudící tekutiny,  $v$  je rychlost proudící tekutiny,  $L_c$  je charakteristický rozměr a  $\mu$  je dynamická viskozita tekutiny.

Hodnoty Reynoldsova čísla  $Re$ , při kterých dochází k již zmiňované změně typu proudění, jsou pro otevřený obdélníkový kanál následující:

$$Re = \begin{cases} < 500 & \text{laminární proudění} \\ > 2500 & \text{turbulentní proudění} \end{cases}$$

V intervalu  $Re = \langle 500; 2500 \rangle$  se jedná o tzv. přechodovou oblast, kde se tekutina pohybuje místy laminárně a místy turbulentně [3]. Ovšem reálné hodnoty Reynoldsova čísla se jsou zpravidla buď mnohem menší než 500, nebo mnohem větší než 2500. Přechodová oblast tedy nastává jen velmi zřídka.

Charakteristickým rozměrem  $L_c$  potrubí nebo otevřených kanálů (obdélníkových, lichoběžníkových,...) je hydraulický průměr  $D_H$ , který je dán vztahem

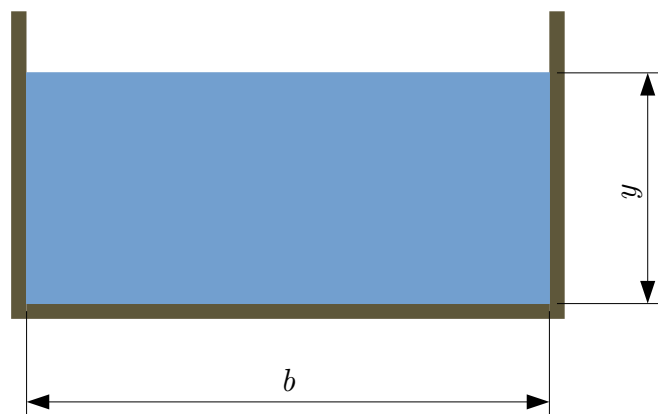
$$D_H = \frac{4S_c}{o}, \quad (1.6)$$

kde  $S_c$  je plocha příčného průřezu a  $o$  je omočený obvod. Při aplikaci rovnice (1.6) a s využitím rozměrů otevřeného kanálu z obr. 1.2 je hydraulický průměr otevřeného kanálu

$$D_H = \frac{4by}{b + 2y}, \quad (1.7)$$

kde  $b$  je šířka otevřeného kanálu a  $y$  je smáčená výška otevřeného kanálu.

Proudění tekutin se řídí třemi základními zákony zachování. Prvním z nich je zákon zachování hmotnosti – rovnice kontinuity, druhým je zákon zachování hybnosti – Eulerova

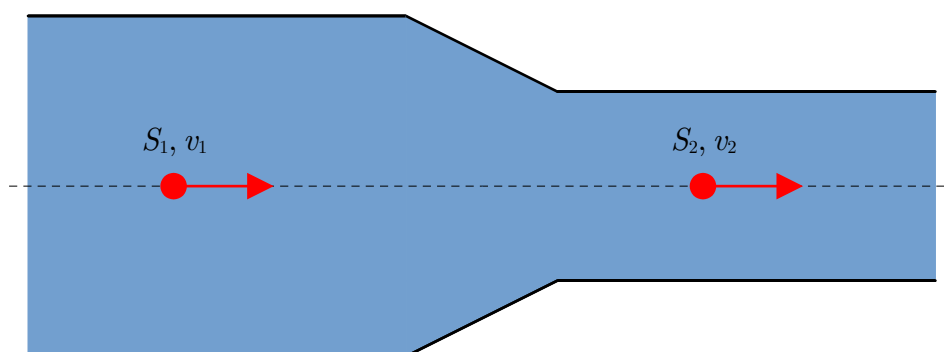


Obr. 1.2: Obdélníkový otevřený kanál.

rovnice hydrodynamiky a třetím je zákon zachování mechanické energie – Bernoulliho rovnice. Rovnice kontinuity je dána vztahem

$$Q = S_c v = \text{konst.}, \quad (1.8)$$

kde  $Q$  je objemový průtok,  $S_c$  je plocha příčného průřezu a  $v$  je rychlost proudící tekutiny. Díky rovnici kontinuity lze snadno získat rychlost proudící tekutiny v různých částech zkoumaného systému.



Obr. 1.3: Aplikace rovnice kontinuity.

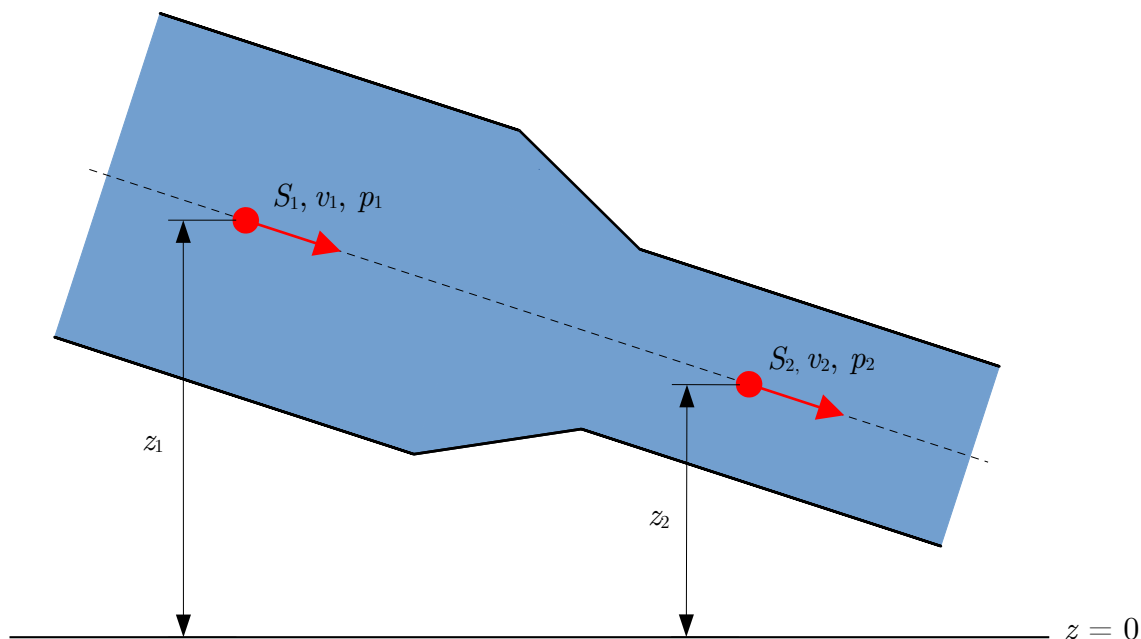
Bernoulliho rovnice dává do souvislosti rychlost tekutiny a její tlak a platí pouze pro body na stejné proudnici. Bernoulliho rovnice je dána vztahem

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz = \text{konst.}, \quad (1.9)$$

kde  $p$  je tlak tekutiny,  $\rho$  je hustota tekutiny,  $v$  je rychlost tekutiny,  $g$  je tíhové zrychlení a  $z$  vzdálenost zkoumaného bodu od referenční hladiny.

Rovnice (1.9) je platná pro ideální tekutinu a nezohledňuje žádné hydraulické ztráty [3]. Bernoulliho rovnice mezi dvěma body pro skutečnou tekutinu má následující tvar:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 + Y_{z,1 \rightarrow 2}, \quad (1.10)$$



Obr. 1.4: Aplikace Bernoulliho rovnice.

kde  $p$  je tlak tekutiny,  $\rho$  je hustota tekutiny,  $v$  je rychlost tekutiny,  $g$  je tíhové zrychlení,  $z$  je vzdálenost zkoumaného bodu od referenční hladiny a  $Y_{z,1 \rightarrow 2}$  je měrná ztrátová energie mezi body 1 a 2. Měrná ztrátová energie je způsobena hydraulickými ztrátami a je dána vztahem

$$Y_z = \zeta \frac{v^2}{2}, \quad (1.11)$$

kde  $Y_z$  je měrná ztrátová energie,  $\zeta$  je ztrátový součinitel a  $v$  je rychlost tekutiny. Měrná ztrátová energie sestává z délkových a místních hydraulických ztrát.

### 1.2.1 Délkové hydraulické ztráty

Délkové hydraulické ztráty vznikají třetím tekutiny o obtékatý povrch na rovných úsecích. Klíčovým úkolem je zjištění součinitele tření  $f$ , který je funkcí Reynoldsova čísla  $Re$  a relativní drsnosti  $k_r$ . Relativní drsnost je dána vztahem

$$k_r = \frac{\varepsilon}{D_H}, \quad (1.12)$$

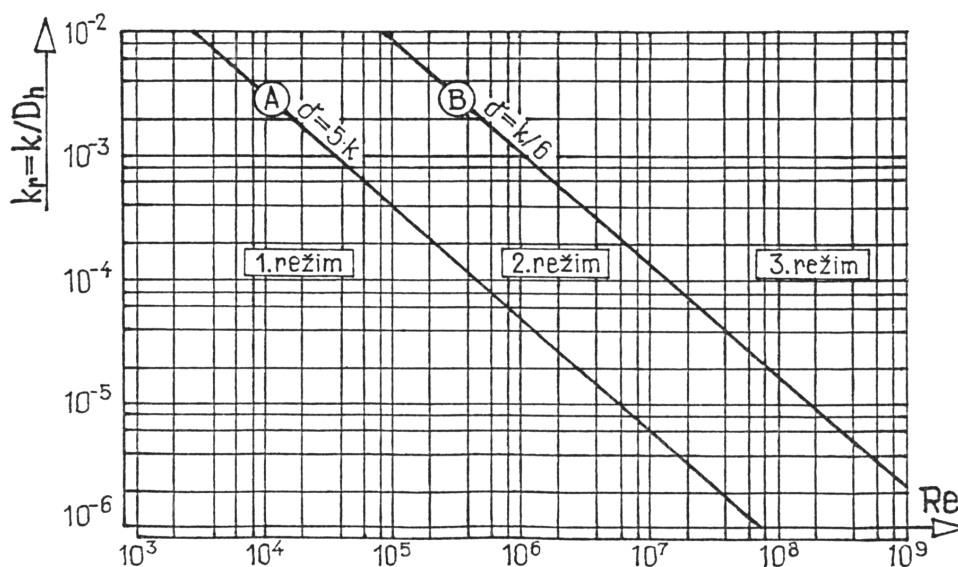
kde  $k_r$  je relativní drsnost,  $\varepsilon$  je absolutní drsnost a  $D_H$  je hydraulický průměr. Součinitel tření  $f$  závisí mimo jiné i na typu proudění. V případě laminárního proudění, které se však v praxi moc nevyskytuje, je součinitel tření závislý pouze na hodnotě Reynoldsova čísla  $Re$ . Tato závislost je vyjádřena vztahem

$$f = \frac{64}{Re}, \quad (1.13)$$

kde  $f$  je součinitel tření a  $Re$  je Reynoldsovo číslo. U turbulentního proudění jsou rozlišovány tři režimy:

$$\text{turbulentní proudění} \rightarrow \begin{cases} 1. \text{ hydraulicky hladké potrubí} & f = f(Re) \\ 2. \text{ přechodový režim} & f = f(Re, k_r) \\ 3. \text{ hydraulicky drsné potrubí} & f = f(k_r) \end{cases}$$

Režim turbulentního proudění se určuje pomocí kritérijního diagramu na obr. 1.5, ve kterém je v logaritmických osách vynesena závislost relativní drsnosti  $k_r$  na Reynoldsově čísle  $Re$ .



Obr. 1.5: Kritérijní diagram pro určení režimu turbulentního proudění, převzato z [4].

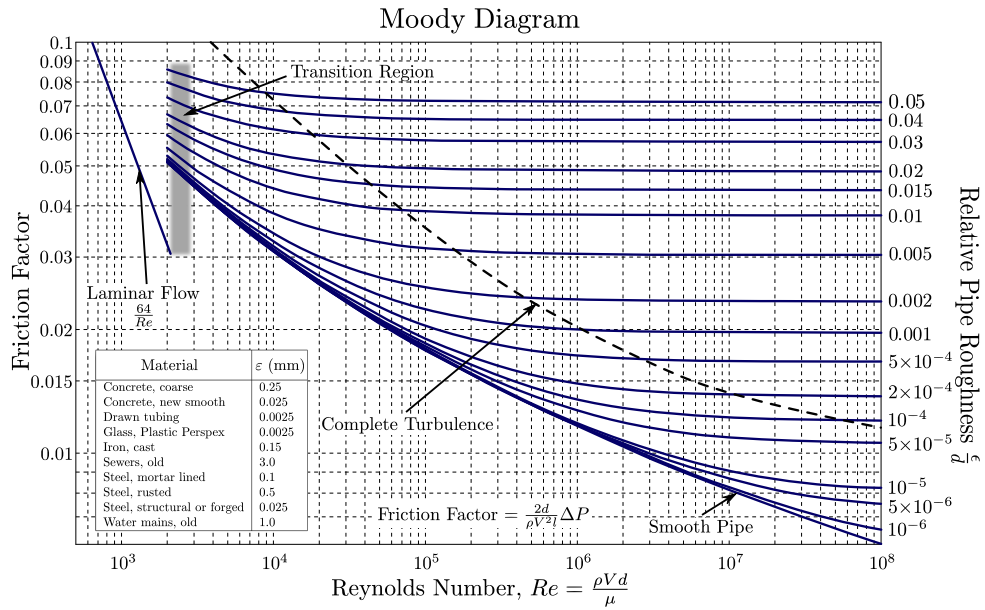
Hodnotu součinitele tření  $f$  je pak možné dopočítat pomocí empiricky odvozených vztahů:

$$f = \begin{cases} \frac{1}{(\log Re - 1,5)^2} & 1. \text{ režim} \\ \left[ -1,8 \log \left( \frac{k_r}{10} + \frac{7}{Re} \right) \right]^{-2} & 2. \text{ režim} \\ \left[ 1,14 + 2 \log \left( \frac{1}{k_r} \right) \right]^{-2} & 3. \text{ režim} \end{cases} \quad (1.14)$$

Další možností, jak určit součinitel tření  $f$ , je využití Moodyho diagramu na obr. 1.6. Nyní lze přejít k výpočtu délkového ztrátového součinitele  $\zeta_L$ , který je dán vztahem

$$\zeta_L = f \frac{L}{D_H}, \quad (1.15)$$

kde  $\zeta_L$  je součinitel délkových ztrát,  $L$  je délka rovného úseku a  $D_H$  je hydraulický průměr. V případě prvotního návrhu hydraulického systému se součinitel tření uvažuje  $f \approx 0,02$ .



Obr. 1.6: Moodyho diagram, převzato z [5].

## 1.2.2 Místní hydraulické ztráty

Místní hydraulické ztráty vznikají v prvcích, které spojují rovné části hydraulického systému. Jedná se např. o difuzory, konfuzory, nebo kolena, ve kterých dochází k víření tekutiny. Hodnota místního ztrátového součinitele  $\zeta_m$  se určuje experimentálně nebo za pomoci simulace. V případě difuzoru nebo konfuzoru je před prvkem a za prvkem různá rychlost tekutiny. Zpravidla se měrná ztrátová energie v prvku vztahuje k vyšší rychlosti tekutiny, tedy k rychlosti, kterou se tekutina pohybuje v menším z průřezů.

## 1.2.3 Superpozice hydraulických ztrát

Obecně nelze sčítat dílčí ztrátové součinitele (dévkové nebo místní), protože každý součinitel může být vztahen k různému průřezu hydraulického okruhu, tedy i k jiné rychlosti tekutiny [6]. U dílčích měrných ztrátových energií platí princip superpozice. Je tedy výhodné rozdělit hydraulický okruh na více částí, na každé části zjistit ztrátový součinitel  $\zeta$  a vypočítat tomu odpovídající měrnou ztrátovou energii. Jednotlivé měrné ztrátové energie lze pak sečíst podle vztahu

$$Y_{z, \text{celk}} = \sum_{i=1}^n Y_{z, L, i} + \sum_{i=1}^n Y_{z, m, i}, \quad (1.16)$$

kde  $Y_{z, \text{celk}}$  je celková měrná ztrátová energie,  $Y_{z, L, i}$  jsou dílčí dévkové měrné ztrátové energie a  $Y_{z, m, i}$  jsou dílčí místní měrné ztrátové energie.

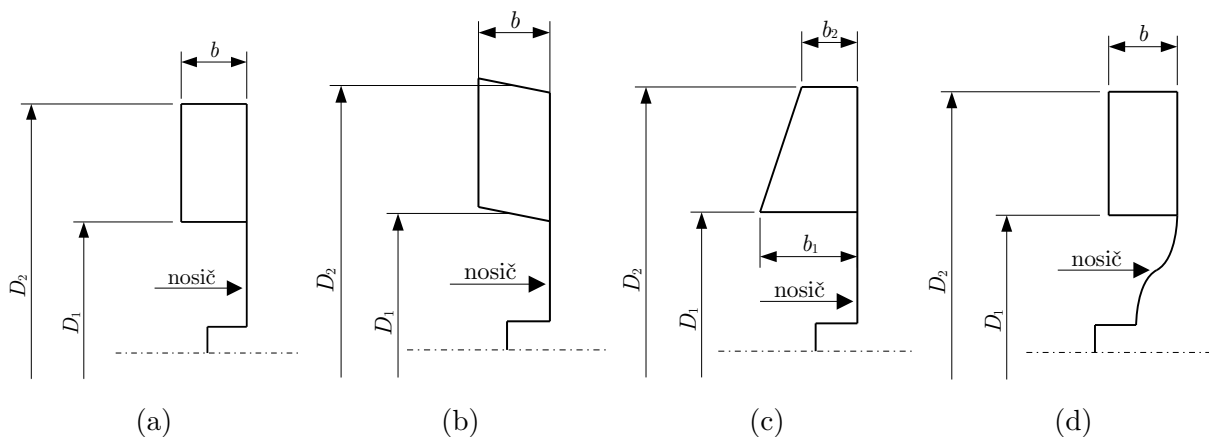
## 2 Hydraulický okruh elektrického stroje

V následující části práce bude rozebráno proudění vzduchu na kostře elektrického stroje. Nejdříve bude uveden ventilační výpočet se zaměřením na radiální ventilátory, bude následovat analýza hydraulického okruhu na elektrickém stroji, konkrétně identifikace hydraulických odporů a vše bude ukončeno výpočtem střední rychlosti vzduchu mezi žebry na kostře elektrického stroje. Právě střední rychlost vzduchu mezi žebry je hlavní složkou pro určení součinitele přestupu tepla mezi kostrou elektrického stroje a okolím.

Při zpracovávání této kapitoly bylo hodně čerpáno z jednoho velmi obsáhlého literárního zdroje [7]. Zdrojů, které se věnují problematice hydraulických odporů typických pro elektrické stroje, je velmi málo a zpravidla se jedná o literaturu z minulého století.

### 2.1 Ventilační výpočet

Proudění vzduchu přes kostru elektrického stroje je zajištěno radiálním ventilátorem s rovnými lopatkami, který je umístěn na hřídeli. Důvodem rovných lopatek je, aby bylo dosaženo stejného chlazení při obou směrech otáčení hřídele elektrického stroje. Některé typy radiálních ventilátorů jsou na obr. 2.1.



Obr. 2.1: Typy radiálních ventilátorů v elektrických strojích, upraveno z [7].

První rozdělení radiálních ventilátorů lze provést podle tvaru nosiče, ventilátory na obr. 2.1a, 2.1b a 2.1c mají rovný nosič, ventilátor na 2.1d má vyhnutý nosič. Dále lze ventilátory rozdělit podle lopatek, ventilátory na obr. 2.1a a 2.1d mají lopatky o stálé šířce  $b$  bez zešíkmení, ventilátor na obr. 2.1b má lopatky o stálé šířce  $b$  se zešíkmenou vstupní i výstupní hranou a ventilátor na obr. 2.1c má lopatky s měnící se šířkou od  $b_1$  do  $b_2$ .

U elektrických strojů doléhá k hranám lopatek kryt. Ten slouží jako ochrana před nechtěným dotykem roztočeného ventilátoru, ale zároveň usměrňuje tok chladicího vzduchu mezi žebra kostry elektrického stroje. Ventilační výpočet je nutné provádět pro základní typ ventilátoru (obr. 2.1a) a případně korekcí upravit výsledek pro další typy [7].

Výsledkem ventilačního výpočtu ventilátoru v krytu jsou dvě veličiny – tlakový spád ventilátoru naprázdno  $\Delta p_0$  a vnitřní odpor ventilátoru  $K_v$ . Výpočet vyžaduje zavedení dvou bezrozměrných parametrů. Prvním z nich je průměrový parametr daný vztahem

$$\xi = 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2, \quad (2.1)$$

kde  $\xi$  je průměrový parametr,  $D_1$  je vnitřní průměr ventilátoru a  $D_2$  je vnější průměr ventilátoru. Druhým je šířkový parametr ventilátoru, který je dán vztahem

$$\nu = \frac{b}{D_2}, \quad (2.2)$$

kde  $\nu$  je šířkový parametr ventilátoru,  $b$  je šířka ventilátorové lopatky a  $D_2$  je vnější průměr ventilátoru.

Dalším krokem je zavedení bezrozměrných ventilátorových čísel, která jsou pro porovnávání různých ventilátorů velmi cenná. Pro radiální ventilátory, které splňují, že

- průměrový parametr je v intervalu  $0,15 \leq \xi \leq 0,9$ ,
- šířkový parametr je v intervalu  $0,05 \leq \nu \leq 0,3$ ,
- počet lopatek je v intervalu  $6 \leq q \leq 30$ ,
- obvodová rychlost  $u_2 < 100 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ,

platí následující aproximace pro určení tlakového čísla naprázdno  $\psi_0$  a maximálního objemového čísla  $\varphi_m$ :

$$\psi_0 = \left[ 1,042 + 0,343\nu - (3 + 44\nu) q 10^{-3} \right] \xi - (22,7 - 85\nu - 0,74q) 10^{-2}, \quad (2.3)$$

$$\varphi_m = \left[ (1,2 - \xi) \xi + 1,26 (0,6 - \xi) q 10^{-2} - 0,11 \right] (3,42\nu + 0,13) - (1 - 0,06q) 10^{-2}, \quad (2.4)$$

kde  $\xi$  je průměrový parametr ventilátoru,  $\nu$  je šířkový parametr ventilátoru a  $q$  je počet lopatek ventilátoru. Znalost tlakového čísla naprázdno je důležitá pro určení tlakového spádu naprázdno  $\Delta p_0$ , který vychází z rovnice

$$\Delta p_0 = \psi_0 \frac{\rho}{2} u_2^2, \quad (2.5)$$

kde  $\psi_0$  je tlakové číslo naprázdno,  $\rho$  je hustota vzduchu a  $u_2$  je obvodová rychlost ventilátoru. Posledním parametrem pro sestrojení tlakové charakteristiky je vnitřní odpor ventilátoru  $K_v$ , který je dán rovnicí

$$K_v = \frac{\psi_0}{\varphi_m^2} \left( \frac{4}{\pi} \right)^2 \frac{\rho}{2} \frac{1}{D_2^4}, \quad (2.6)$$

kde  $\psi_0$  je tlakové číslo naprázdno,  $\varphi_m$  je maximální objemové číslo,  $\rho$  je hustota vzduchu a  $D_2$  je vnější průměr ventilátoru [7].

## 2.2 Hydraulické odpory

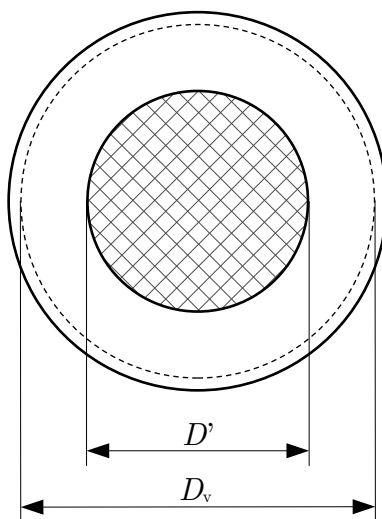
Vzduch, kterým je chlazen elektrický stroj, není zpomalován pouze vnitřním odporem ventilátoru  $K_v$ . Další odpory, vyskytující se na cestě chladicího vzduchu mezi žebra kostry elektrického stroje, budou rozebrány v této části práce. Jedná se např. o zúžení či ohyby [8]. Všechny tyto hydraulické odpory vedou ke ztrátě mechanické energie a zpomalení chladicího vzduchu.

### 2.2.1 Odpor mříže krytu ventilátoru

Mříže krytů ventilátorů elektrických strojů bývají vyrobeny z drátěných sít, nebo děrovaných plechů. Dráty mohou mít kruhový, nebo obdélníkový průřez. Vzhledem k tomu, že bude uvažován kolmý vstup vzduchu do krytu ventilátoru, nezpůsobí dráty kruhového průřezu kontrakci toku, narozdíl od drátů obdélníkového průřezu, které kontrakci toku způsobí. Pro odporový součinitel krytu ventilátoru platí

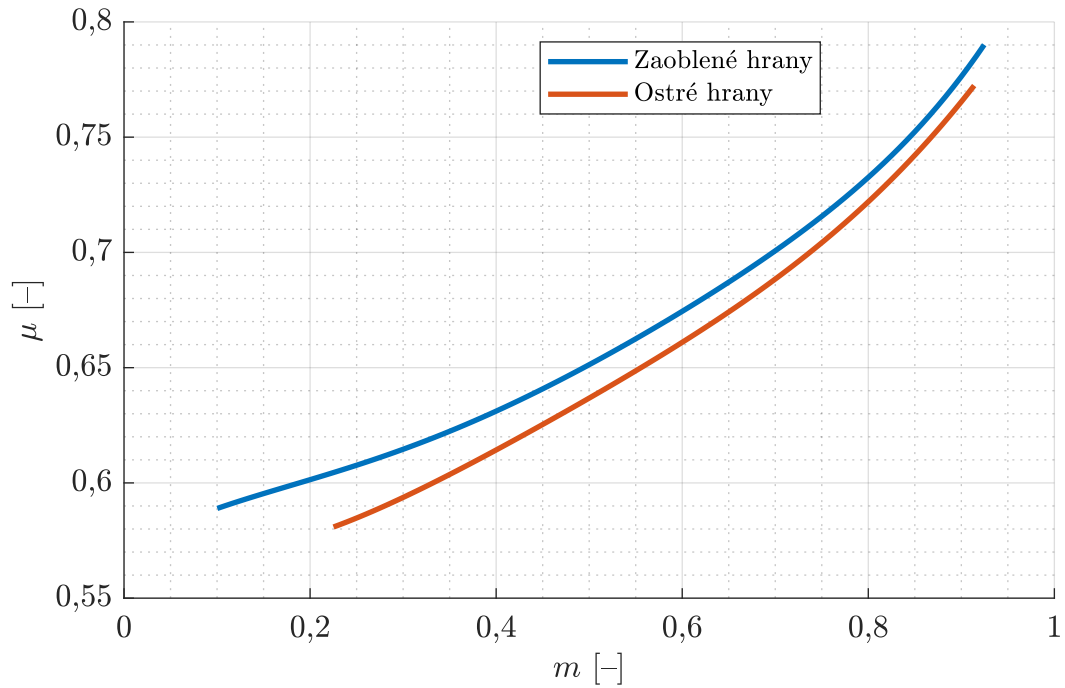
$$\zeta_k = \begin{cases} (1 - m)^2 & \text{pro drát s kruhovým příčným průřezem} \\ (1 - \mu m)^2 & \text{pro drát s obdélníkovým příčným průřezem} \end{cases} \quad (2.7)$$

kde  $\zeta_k$  je odporový součinitel krytu ventilátoru,  $m$  je poměr zúžení a  $\mu$  je součinitel kontrakce toku.



Obr. 2.2: Kryt ventilátoru.

Poměr zúžení  $m$  je vlastně poměr volného průřezu mříže a volného průřezu krytu o průměru  $D'$  (viz obr. 2.2), kdyby nebyl opatřen bezpečnostní mříží. Součinitel kontrakce toku se pro obdélníkový příčný průřez zjišťuje z grafu na obr. 2.3, ze kterého je zřejmé, že zaoblení hran drátu na vstupní straně zajistí, že součinitel kontrakce  $\mu$  vzroste a tím dojde ke zmenšení součinitele odporu krytu ventilátoru  $\zeta_k$ .



Obr. 2.3: Závislost součinitele kontrakce  $\mu$  na poměru zúžení  $m$ , upraveno z [7].

Pro stanovení odporu krytu ventilátoru je nutné zjistit celkový volný průřez mříže  $S_{0c}$ . Ten lze vyčíslit pomocí vztahu

$$S_{0c} = m \frac{\pi D'^2}{4}, \quad (2.8)$$

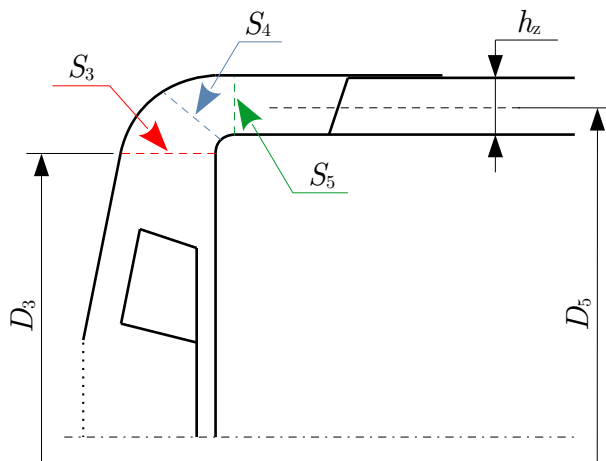
kde  $S_{0c}$  je celkový volný průřez mříže,  $m$  je poměr zúžení a  $D'$  je průměr otvoru v krytu ventilátoru. V případě neznámého poměru zúžení  $m$  lze celkový volný průřez mříže snadno spočítat – z rozměrů a celkového počtu ok. Odpor krytu ventilátoru je pak dán rovnicí

$$K_k = \frac{\rho}{2} \frac{\zeta_k}{S_{0c}^2}, \quad (2.9)$$

kde  $K_k$  je odpor krytu ventilátoru,  $\rho$  je hustota vzduchu,  $\zeta_k$  je součinitel odporu krytu ventilátoru a  $S_{0c}$  je celkový volný průřez mříže [7].

## 2.2.2 Odpor ohybem v kombinaci se zúžením

Při usměrňování vzduchu z lopatek ventilátoru do prostoru žebrování dochází ke dvěma změnám vedení vzduchu – k ohybu vzduchu o  $90^\circ$  a současně ke zúžení profilu vedení vzduchu.



Obr. 2.4: Rozměrový nákres pro určení hydraulického odporu – ohyb v kombinaci se zúžením.

Odpor způsobený zúžením se stanovuje zvlášť a je dán vztahem

$$K_z = \frac{\rho}{2} \left( \frac{1}{S_5^2} - \frac{1}{S_3^2} \right), \quad (2.10)$$

kde  $K_z$  je odpor způsobený zúžením,  $\rho$  je hustota vzduchu,  $S_5 = \pi D_5 h_z$  je průřez za ohybem a  $S_3 = \pi D_3 b_3$  je průřez před ohybem. Odpor způsobený ohybem v kombinaci ze zúžením se stanovuje pro střední průřez  $S_4$ , který je označen na obr. 2.4. Součinitel odporu je dán odhadem, v literatuře se uvádí hodnota  $\zeta_{oh} = 0,5 \div 0,8$  [7]. Odpor ohybem se pak určí vztahem

$$K_{oh} = \frac{\rho \zeta_{oh}}{2 S_4^2}, \quad (2.11)$$

kde  $K_{oh}$  je odpor v ohybu,  $\rho$  je hustota vzduchu,  $\zeta_{oh}$  je součinitel odporu v ohybu a  $S_4$  je střední průřez v ohybu. Celkový odpor způsobený ohybem v kombinaci se zúžením je dán součtem dílčích odporů:

$$K_{oh,celk} = K_{oh} + K_z. \quad (2.12)$$

## 2.2.3 Odpor mezi žebry elektrického stroje

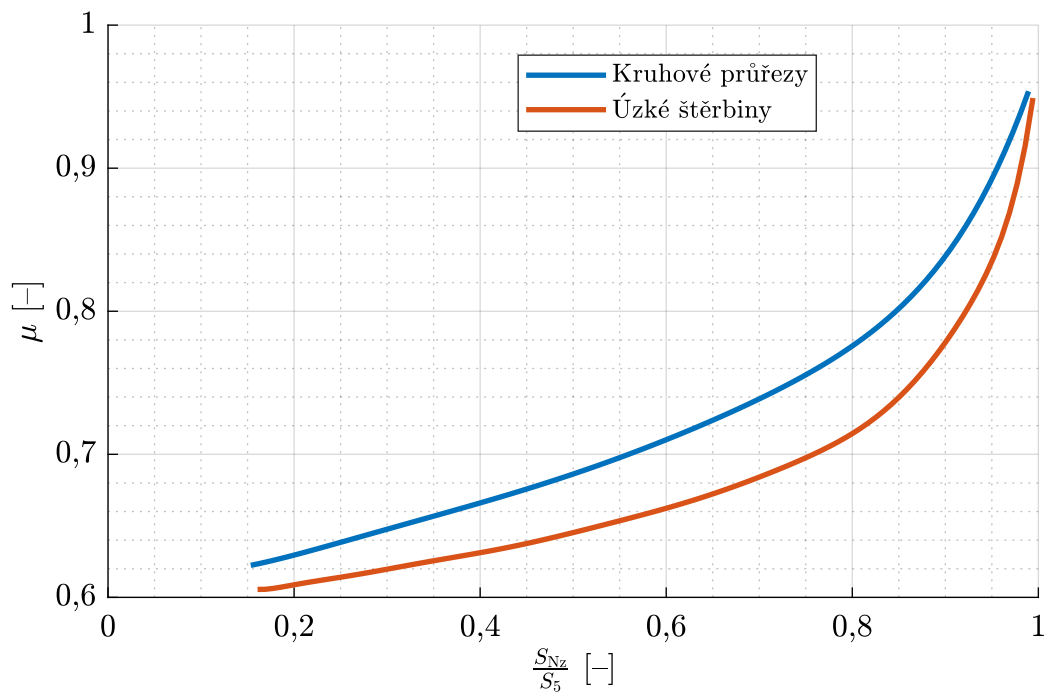
Před vstupem chladicího vzduchu mezi žebra kostry nastává zúžení profilu, a to z průřezu  $S_5$  (viz obr. 2.4) na průřez mezi žebry  $S_{Nz}$ . Součinitel odporu náhlým zúžením průřezu (kontrakce) je dán vztahem

$$\zeta_\mu = \left( \frac{1}{\mu} - 1 \right)^2, \quad (2.13)$$

kde  $\zeta_\mu$  je součinitel odporu kontrakce a  $\mu$  je součinitel kontrakce. Právě součinitel kontrakce je určován z grafu na obr. 2.5. Vzhledem k tomu, že pro situaci, která nastává na kostře elektrického stroje, není empiricky zjištěna grafická závislost, bude součinitel kontrakce  $\mu$  uvažován jako interval hodnot mezi zjištěnými závislostmi pro náhlé zúžení kruhových průřezů (modrá) a náhlé zúžení do úzkých štěrbin (červená) [7]. Hydraulický odpor vstupu do žebrovaného prostoru je pak dán vztahem

$$K_{z,vst} = \frac{\rho}{2} \left( \frac{\zeta_\mu + 1}{S_{Nz}^2} - \frac{1}{S_5^2} \right), \quad (2.14)$$

kde  $K_{z,vst}$  je odpor vstupu do žebrovaného prostoru,  $\rho$  je hustota vzduchu,  $\zeta_\mu$  je součinitel odporu kontrakce,  $S_{Nz}$  je průřez mezi všemi žebry a  $S_5$  je průřez před žebrovaným prostorem.



Obr. 2.5: Závislost součinitele kontrakce  $\mu$  na poměru průřezů  $\frac{S_{Nz}}{S_5}$ , upraveno z [7].

Další hydraulický odpor vzniká třením vzduchu v kanálech mezi žebry. Následující výpočet bude odvozen pro nekrytá žebra a mezižebrový prostor bude považován tedy za otevřený kanál, viz obr. 1.2. Odpor jednoho kanálu mezi žebry lze získat pomocí vztahu

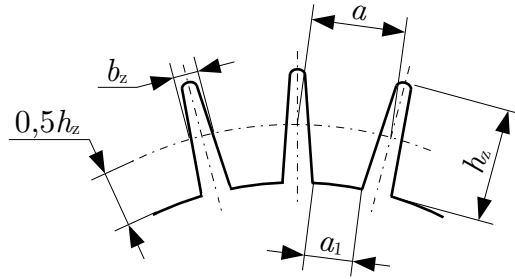
$$K_{1z} = \frac{\rho}{2} \frac{\zeta_L}{S_{1z}^2}, \quad (2.15)$$

kde  $K_{1z}$  je odpor jednoho kanálu,  $\rho$  je hustota vzduchu,  $\zeta_L$  je délkový ztrátový součinitel a  $S_{1z}$  je průřez jednoho kanálu mezi dvěma žebry. Za  $\zeta_L$  lze dosadit rovnici (1.15), dále

za  $D_H$  lze dosadit rovnici (1.6). Spojení rovnic (2.15), (1.15) a (1.6) přinese vztah

$$K_{1z} = \frac{\rho f}{2} \frac{oL}{4 S_{1z}^3}, \quad (2.16)$$

kde  $K_{1z}$  je odpor jednoho kanálu,  $\rho$  je hustota vzduchu,  $f$  je součinitel tření,  $o$  je máčený obvod,  $L$  je délka žebíř motoru a  $S_{1z}$  je průřez jednoho kanálu mezi dvěma žebry. Součinitel tření se určuje pomocí Moodyho diagramu na obr. 1.6, nebo pomocí rovnice (1.14). Při prvním výpočtu je nutné uvažovat, že součinitel tření  $f$  je závislý pouze na relativní drsnosti  $k_r$ . Reynoldsovo číslo  $Re$  totiž nelze v této fázi výpočtu určit, protože je závislé na rychlosti proudícího vzduchu, která bude získána až na konci tohoto výpočtu. Hydraulický průměr  $D_H$  pro otevřený kanál je definován rovnicí (1.7). Rozměry, které je nutné oměřit pro jeho výpočet, jsou uvedeny na obr. 2.6.



Obr. 2.6: Rozměrový náčrt mezižebrového kanálu.

Průřez jednoho kanálu mezi žebry je pak dán vztahem

$$S_{1z} = h_z(a - b_z), \quad (2.17)$$

kde  $S_{1z}$  je průřez jednoho kanálu,  $h_z$  je výška žebra,  $a$  je střední vzdálenost žebíř a  $b_z$  je tloušťka žebra. Omočený obvod vychází ze vztahu

$$o = 2h_z + a_1, \quad (2.18)$$

kde  $o$  je omočený obvod,  $h_z$  je výška žebra a  $a_1$  je vzdálenost mezi žebry u kostry elektrického stroje. Odpor všech mezižebrových kanálů je pak dán rovnicí

$$K_{Nz} = \frac{K_{1z}}{N_z^2}, \quad (2.19)$$

kde  $K_{Nz}$  je odpor všech mezižebrových kanálů,  $K_{1z}$  je odpor jednoho kanálu a  $N_z$  je počet žebíř [7].

U elektrických strojů bývají na kostře umístěné patky, svorkovnice nebo závěsná oka. Ty mezižebrové kanály, které jsou nějakým způsobem přerušeny, je nutné uvažovat kratší. V oblasti za některou z uvedených překážek totiž chladicí vzduch již neproudí a tato část kanálu tedy nevytváří odpor.

## 2.3 Stanovení rychlosti proudícího vzduchu

Po zjištění talového spádu ventilátoru naprázdno a všech dílčích hydraulickým odporů je možné přejít ke stanovení střední rychlosti chladicího vzduchu mezi žebry. Je definován vztah pro objemový průtok:

$$Q = \sqrt{\frac{\Delta p_0}{K_{\text{celk}} + K_v}}, \quad (2.20)$$
$$K_{\text{celk}} = K_k + K_z + K_{\text{oh}} + K_{z,\text{vst}} + K_{Nz},$$

kde  $Q$  je objemový průtok,  $\Delta p_0$  je tlakový spád ventilátoru naprázdno,  $K_{\text{celk}}$  je celkový hydraulický odpor okruhu elektrického stroje a  $K_v$  je vnitřní odpor ventilátoru. Vzhledem k tomu, že i některé součinitele odporu byly stanoveny intervalem, je celkový hydraulický odpor určitým intervalem hodnot. Projeví se to tedy u objemového průtoku  $Q$  i u výsledné střední rychlosti proudícího vzduchu. Z objemového průtoku už lze snadno určit střední rychlost chladicího vzduchu, a to za pomoci rovnice kontinuity (1.8)

$$\bar{v} = \frac{Q}{S_{Nz}}, \quad (2.21)$$

kde  $\bar{v}$  je střední rychlost vzduchu mezi žebry,  $Q$  je objemový průtok a  $S_{Nz}$  je celkový průřez mezi všemi žebry.

## 2.4 Určení součinitele přestupu tepla

Ofukování kostry elektrického stroje je jedním ze způsobů, jak odebírat vznikající teplo vlivem ztrát. Povrch kostry je často žebrovaný. Důvodem je zvětšení plochy, na které probíhá přenos tepla konvekcí. Drsnost žeber a složitost geometrie jsou faktory, které způsobují turbulence vzduchu na povrchu kostry a popis se tak stává složitějším. Pro určení součinitele přestupu tepla mezi kostrou a okolím nelze použít vztahy, uvedené v teoretickém úvodu této práce [9]. Pro žebrovaný povrch byl zjištěn empirický vztah pro určení součinitele přestupu tepla nucenou konvekcí mezi kostrou elektrického stroje a okolím

$$\alpha_h = \frac{\rho c_p D_H \bar{v}}{4L} (1 - e^{-x}), \quad (2.22)$$
$$x = \frac{0,1448 L^{0,946}}{D_H^{1,16}} \left( \frac{\lambda}{\rho c_p \bar{v}} \right)^{0,214},$$

kde  $\alpha_h$  je součinitel přestupu tepla z kostry elektrického stroje (h – housing),  $\rho$  je hustota vzduchu,  $c_p$  je měrná izobarická tepelná kapacita vzduchu,  $D_H$  je hydraulický průměr otevřeného kanálu,  $\bar{v}$  je střední rychlost vzduchu mezi žebry,  $L$  je délka kanálu a  $\lambda$  je součinitel tepelné vodivosti vzduchu [10].

Rychlost chladicího vzduchu se bude po délce žeber elektrického stroje měnit. Střední rychlost, vyčíslená rovnicí (2.21), vlastně odpovídá rychlosti u konce žeber motoru. Jedná

se o bezpečnou hodnotu z hlediska tepelného návrhu elektrického stroje. Pro určení rychlostního profilu lze vyčíslit hydraulický odpor  $K_{Nz}$  v závislosti na podélné souřadnici  $y$ , kde  $y \in \langle 0; L \rangle$ . To by vedlo k přesnějšímu určení součinitele přestupu tepla  $\alpha_h$  v daném místě kostry elektrického stroje a lze pak získat reálnější rozložení teplot na kostře elektrického stroje.

Některé zdroje upravují rovnici (2.22) ještě faktorem turbulence. Jedna studie tvrdí, že faktor turbulence je po celé délce žeber konstantní a odhaduje jeho hodnotu intervalem  $1,7 \div 1,9$ . Jiná studie uvažuje závislost faktoru turbulence na podélné souřadnici délky žeber [11]. Odvozen je také empirický vztah pro určení faktoru turbulence pro žebrovaný povrch, který má tvar

$$t(y) = 1 + (1,8 - 1)e^{-13,087y}, \quad (2.23)$$

kde  $t$  je faktor turbulence a  $y$  je podélná souřadnice délky žeber stroje, která nabývá hodnot  $y \in \langle 0; L \rangle$ , kde  $L$  je délka žeber. Otázkou zůstává, která z hodnot faktoru turbulence přísluší zkoumanému elektrickému stroji, pokud je faktor turbulence v rovnici (2.22) uvažován [11].

## 3 Tlaková charakteristika ventilátoru

V této kapitole budou uvedeny možné aproximace tlakových charakteristik ventilátorů a podmínky, za kterých lze jednotlivé aproximace uvažovat. Následně budou rozebrány dva principy (škrcení a hrazení ztrát přidavným ventilátorem), kterými lze identifikovat body tlakových charakteristik ventilátorů. Pro tyto principy budou vytvořeny modely v softwaru Simulink od společnosti MathWorks. Na závěr bude provedeno praktické měření s reálným ventilátorem.

### 3.1 Elektro – hydraulická analogie

Tlaková charakteristika ventilátoru je závislost tlakového spádu  $\Delta p$  na objemovém průtoku  $Q$ . Díky analogiím mezi elektrickými a hydrodynamickými veličinami je tlaková charakteristika ventilátoru ekvivalentní charakteristice reálného napěťového zdroje. Tlakový spád odpovídá elektrickému napětí, objemový průtok odpovídá elektrickému proudu a hydraulický odpor odpovídá elektrickému odporu, viz tab. 3.1. Ventilátor je v hydraulickém okruhu elektrického stroje zdroj tlakového spádu, který způsobuje pohyb vzduchu, tedy přesun určitého objemu vzduchu za jednotku času.

Tab. 3.1: Elektro – hydraulická analogie.

| Elektrická veličina    | Hydrodynamická veličina                               |
|------------------------|-------------------------------------------------------|
| El. napětí [V]         | Tlakový spád [Pa]                                     |
| El. proud [A]          | Objemový průtok [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ]  |
| El. odpor [ $\Omega$ ] | Hydraulický odpor [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-7}$ ] |

Jelikož má proudění vzduchu převážně turbulentní charakter, tak je závislost mezi tlakovým spádem a objemovým průtokem kvadratická, tzn. že tlakový spád  $\Delta p$  na hydraulickém odporu  $K$  roste s kvadrátem objemového průtoku  $Q$ :

$$\Delta p = KQ^2. \quad (3.1)$$

### 3.2 Skupiny tlakových charakteristik radiálních ventilátorů

Jedna z možných aproximací tlakové charakteristiky radiálního ventilátoru je popsána rovnicí

$$\Delta p = \Delta p_0 - CQ - K_v Q^2, \quad (3.2)$$

kde  $\Delta p$  je tlakový spád ventilátoru,  $\Delta p_0$  je tlakový spád ventilátoru naprázdno, člen  $CQ$  představuje tlakovou ztrátu vlivem vzduchových vírů a člen  $K_v Q^2$  představuje tlakovou ztrátu na vnitřním odporu ventilátoru [7].

Skutečná tlaková charakteristika radiálního ventilátoru může mít přibližně přímkový, nebo parabolický tvar. To závisí, který z členů v rovnici (3.2) je dominantní. Pokud je vnitřní odpor ventilátoru  $K_v$  zanedbatelný, poté je charakteristika přibližně přímková. Pokud je vliv vnitřního odporu ventilátoru  $K_v$  značný, poté je charakteristika přibližně parabolická. V některých případech je tlaková charakteristika ventilátoru tvořena dvěma částmi. V oblasti malých objemových průtoků je charakteristika přímková, v oblasti maximálního objemového průtoku parabolická. Taková charakteristika je nazývána jako sedlová. Podle počtu lopatek ventilátoru  $q$  a průměrového parametru ventilátoru  $\xi$  (rovnice (2.1)) lze radiální ventilátory rozdělit do skupin:

1. s přímkovou tlakovou charakteristikou,
  - $4 \leq q \leq 24$  při  $\xi < 0,35$
  - $q > 9$  při  $\xi < 0,55$
2. s parabolickou tlakovou charakteristikou,
  - $q > 5$  při  $\xi > 0,75$
  - $q > 9$  při  $\xi > 0,55$
3. se sedlovou tlakovou charakteristikou.
  - $q < 6$  při  $\xi > 0,35$
  - $q < 10$  při  $0,35 < \xi < 0,75$

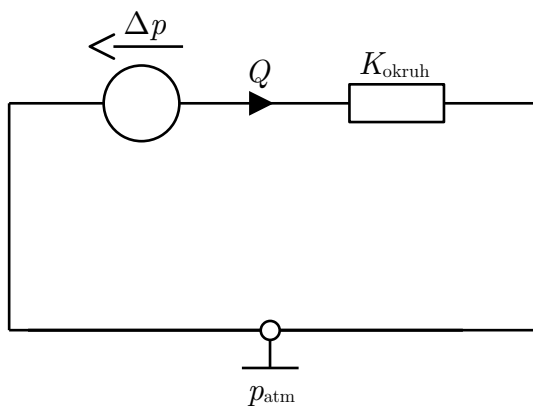
V praxi často stačí uvažovat parabolickou tlakovou charakteristiku ventilátoru bez lineárního členu, což vede ke zjednodušení výpočtů. Rovnice (3.2) tedy přejde do tvaru

$$\Delta p = \Delta p_0 - K_v Q^2. \quad (3.3)$$

### 3.3 Model pro identifikaci tlakové charakteristiky

Možnost sestavení tlakové charakteristiky ventilátoru díky empiricky odvozeným vztahům je velmi silný nástroj. Způsobu, jak tuto charakteristiku ověřit, budou věnovány následující odstavce této práce.

Pro modelování měření tlakových charakteristik lze využít jednu z knihoven softwaru Simulink od společnosti MathWorks – Simscape. Jedná se o modelování fyzikální, neboť každému bloku se definují parametry včetně fyzikální jednotky. Veškeré přenášené veličiny mají fyzikální rozměr a směr jejich toku je dán fyzikální podstatou. Hydraulický okruh se skládá z ventilátoru a zátěže, která je tvořena různými ohyby proudu vzduchu nebo změnami průřezů vedení vzduchu. Vlastnost zátěže bývá vyjádřena hydraulickým odporem  $K$ . Schéma takového hydraulického okruhu je uvedeno na obr. 3.1.

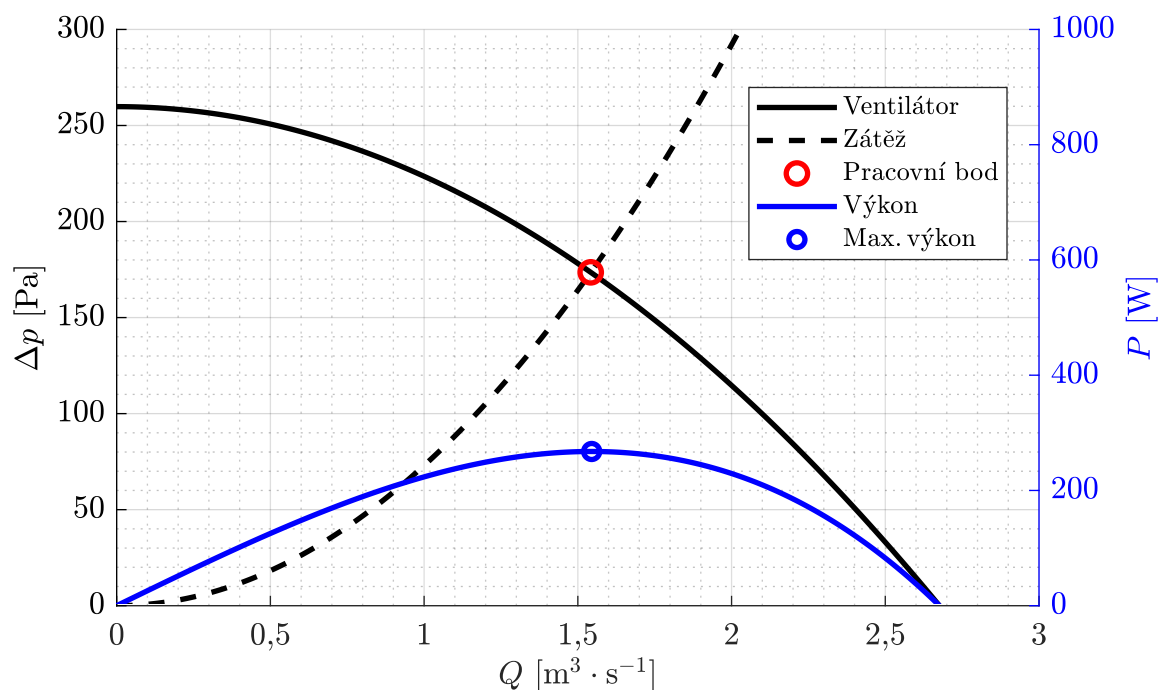


Obr. 3.1: Příklad hydraulického okruhu.

Ventilátor i zátěž pracují podle určité charakteristiky. Místo, kde se tyto charakteristiky protínají, se nazývá pracovní bod. Tento pracovní bod by se měl nacházet v oblasti největšího výkonu ventilátoru. Výkon ventilátoru  $P_{\text{vent}}$  je dán součinem tlakového spádu  $\Delta p$  a objemového průtoku  $Q$ :

$$P_{\text{vent}} = \Delta p Q. \quad (3.4)$$

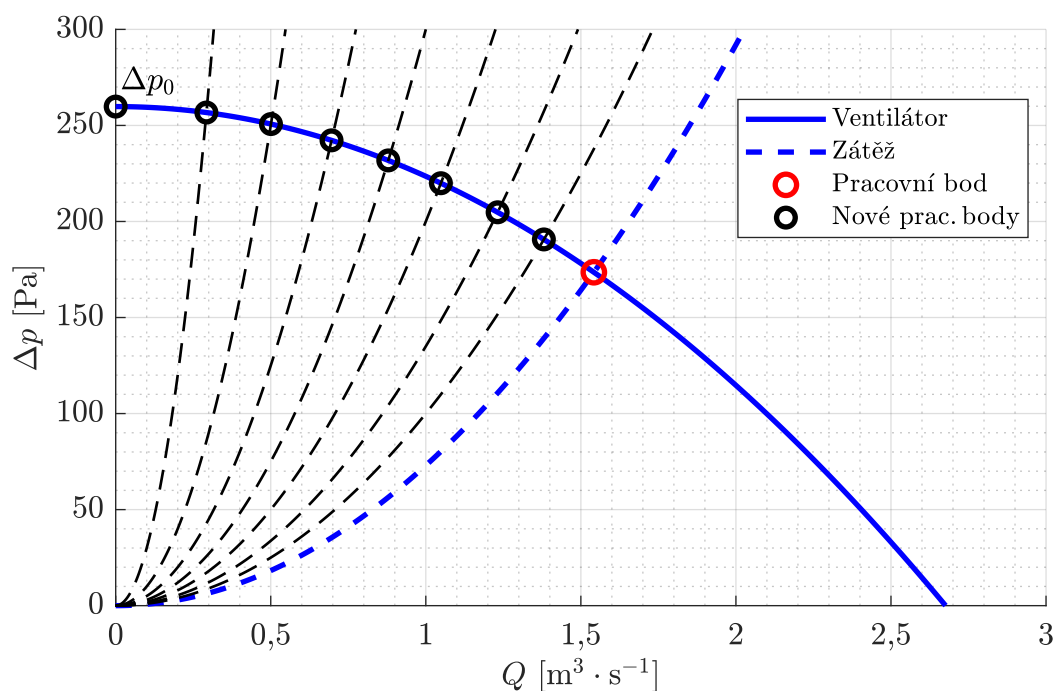
Příklad tlakové charakteristiky ventilátoru, charakteristiky zátěže, průběh výkonu i optimální vzájemná poloha pracovního bodu a maximálního výkonu ventilátoru jsou uvedeny na obr.3.2. Jeden bod tlakové charakteristiky ventilátoru je tedy známý, a to ten pracovní, který je dán podmínkami hydraulického okruhu. Pro získání dalších bodů tlakové charakteristiky je potřeba hydraulický okruh na obr. 3.1 vhodně modifikovat.



Obr. 3.2: Tlaková charakteristika ventilátoru, charakteristika zátěže, průběh výkonu ventilátoru.

### 3.3.1 Škrcení

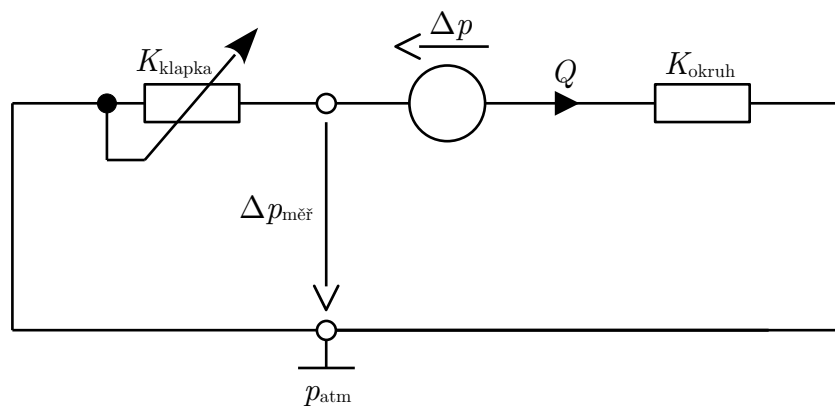
První způsob, jak získat další body na tlakové charakteristice ventilátoru, je škrcení přívodu vzduchu. Je založené na zvyšování celkového hydraulického odporu okruhu, neboť škrcení přidává do okruhu přídatnou hydraulickou ztrátu – ztrátu zúžením. Škrcení umožňuje získ nových pracovních bodů pouze nalevo od původního pracovního bodu (červeně označený na obr. 3.3). S rostoucím koeficientem kvadratické funkce, tedy s rostoucím hydraulickým odporem okruhu, roste její strmost a nové pracovní body se tedy nacházejí v oblasti nižších objemových průtoků  $Q$  a vyšších tlakových spádů  $\Delta p$ , viz obr. 3.3. Bod, označený na obr. 3.3 symbolem  $\Delta p_0$ , se získá v momentě, kdy je škrťací klapka zcela uzavřená a hydraulickým okruhem nebude proudit žádný vzduch –  $Q = 0$ .



Obr. 3.3: Získ nových pracovních bodů pomocí škrcení.

Škrcení je v modelu realizováno pomocí proměnného hydraulického odporu. Ventilátor si lze představit jako zdroj tlakového spádu, který v obvodu vyvolává objemový průtok, eventuálně hmotnostní průtok. Okruh je nahrazen jedním hydraulickým odporem o konstantní hodnotě. Hydraulický odpor, který je dostupný v knihovně Simscape, je definován pomocí nominálních hodnot hmotnostního průtoku a tlakového spádu. Jeho zdrojový kód je upraven tak, aby jeho hodnota byla definována hustotou tekutiny, průřezem potrubí a ztrátovým součinitelem. Veškeré úpravy zdrojového kódu hydraulického odporu jsou uvedeny v podkapitole 3.3.3. Situace, kdy je ventilátor společně s hydraulickým okruhem škrcen pomocí klapky, je schematicky znázorněna na obr. 3.4.

Na obr. 3.4 je vyznačeno místo měření tlaku. Tento tlak bude podstatný pro hledání nových pracovních bodů. Objemový průtok je možno v okruhu měřit na libovolném místě,

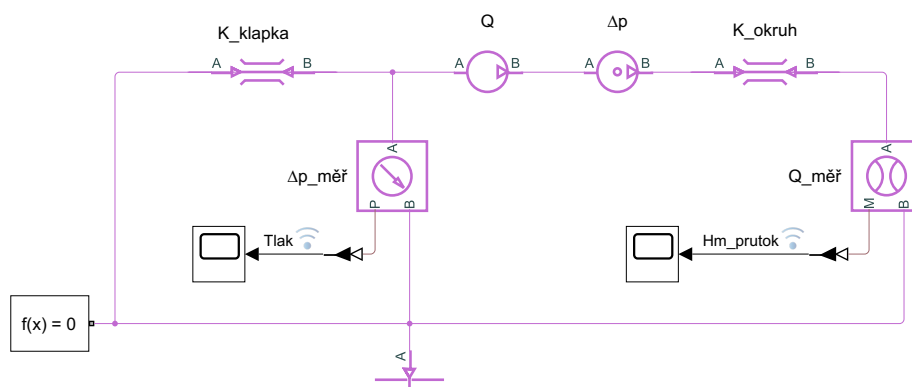


Obr. 3.4: Schéma hydraulického okruhu se škrticí klapkou.

protože veškeré prvky jsou řazeny sériově. Pro každou změnu polohy škrticí klapky jsou zaznamenány hodnoty tlaku  $\Delta p_{\text{měř}}$  a objemového průtoku  $Q$ . Neznámou veličinou v okruhu na obr. 3.4 je tedy tlakový spád ventilátoru  $\Delta p$ , pro který platí rovnice:

$$\Delta p = K_{\text{okruh}} Q^2 - \Delta p_{\text{měř}}, \quad (3.5)$$

kde  $\Delta p$  je tlakový spád ventilátoru,  $K_{\text{okruh}}$  je hydraulický odpor okruhu,  $Q$  je objemový průtok, proudící přes ventilátor, a  $\Delta p_{\text{měř}}$  je měřená hodnota tlakového spádu. V případě škrcení vzniká v místě před ventilátorem podtlak, hodnoty tlaku jsou tedy menší, než je tlak atmosferický, a proto jsou hodnoty měřeného tlakového spádu  $\Delta p_{\text{měř}}$  záporné. Pro simulaci lze využít software Simulink od společnosti MathWorks, konkrétně knihovnu Simscape. Z této knihovny jsou použity veškeré prvky pro sestavení okruhu podle obr. 3.4. Jediný rozdíl je v tom, že ventilátor není nahrazen pouhým tlakovým zdrojem, ale i zdrojem hmotnostního průtoku. Tato kombinace zajistí, aby hydraulický okruh respektoval tlakovou charakteristiku ventilátoru.

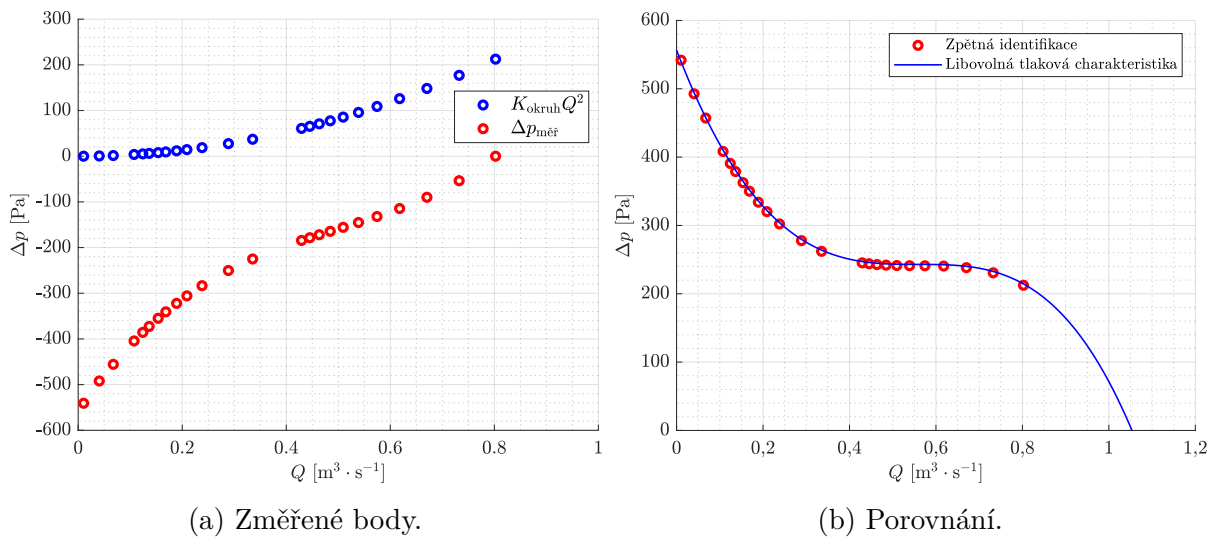


Obr. 3.5: Model hydraulického okruhu se škrticí klapkou.

Model škrcení na obr. 3.5 je spouštěn opakovaně. Pomocí cyklu se mění hydraulický odpor škrticí klapky, nastavuje se příslušný objemový průtok a tlakový spád podle tla-

kové charakteristiky ventilátoru a zaznamenávají se dvě hodnoty – tlakový spád a hmotnostní průtok, který je následně převeden přes hustotu na objemový průtok, viz vývojový diagram na obr. A.1. Použitím rovnice (3.5) lze ověřit, zda je možno tímto způsobem simulovat škrcení ventilátoru. Výsledky jsou zobrazeny v grafech na obr. 3.6.

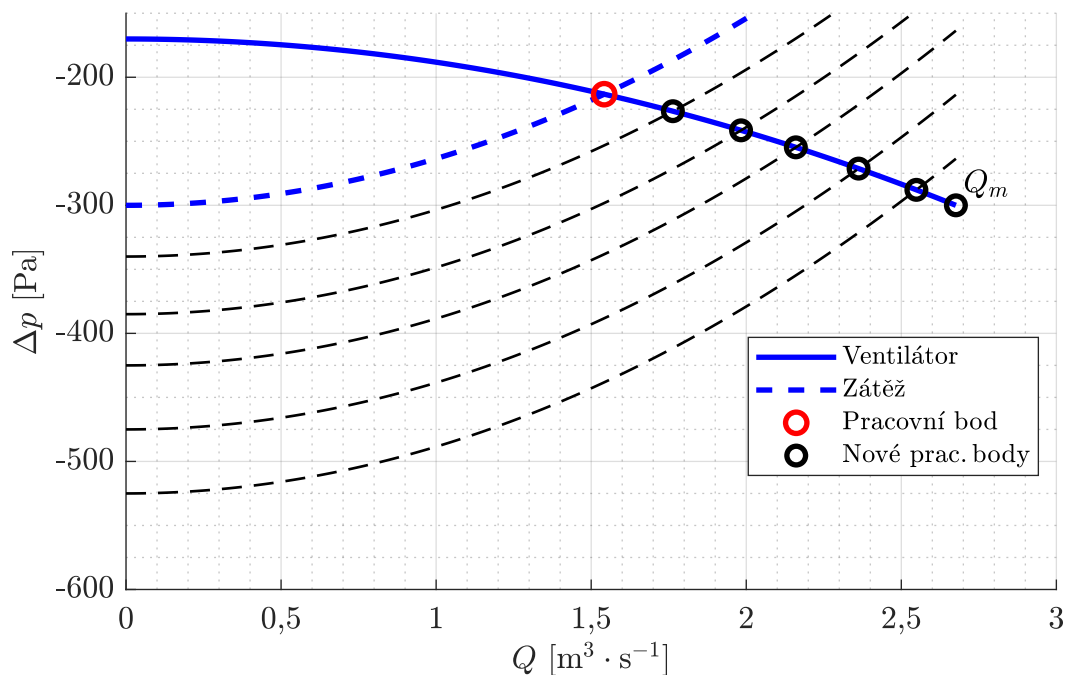
Z obr. 3.6b je patrné, že škrcením ventilátoru je možné získat body tlakové charakteristiky ventilátoru. Modrá křivka je tlaková charakteristika ventilátoru, který je umístěn v modelu. Červené body jsou identifikované body tlakové charakteristiky ventilátoru. Drobná nepřesnost mezi body a charakteristikou je způsobena matematickým hledáním nových pracovních bodů, tedy průsečíků tlakové charakteristiky ventilátoru s charakteristikou zátěže. Jelikož se průsečík hledá iteračně, tj. dosazováním objemových průtoků do rovnic ventilátoru a zátěže, je ve funkci pro hledání průsečíku povolena tolerance  $\pm 2$  Pa, viz výpis B.1 v příloze.



Obr. 3.6: Výstup z modelu škrcení.

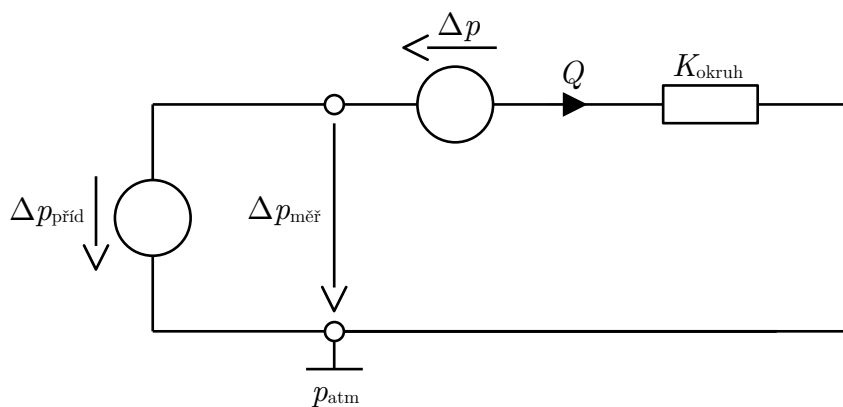
### 3.3.2 Hrazení ztrát přidavným ventilátorem

Zbylé body tlakové charakteristiky ventilátoru, tedy ty napravo od pravcovního bodu, lze získat hrazením ztrát přidavným ventilátorem. Tento přidavný ventilátor umožní získ bodů v oblasti nižších tlakových spádů  $\Delta p$  a vyšších objemových průtoků  $Q$ . Přidavný ventilátor bude působit proti tlakovému spádu, který vznikne v hydraulickém okruhu, což způsobí snížení ztrát. Graficky se jedná o to, že se charakteristika zátěže posune k nižším tlakovým spádům bez změny sklonu, což je zobrazeno na obr. 3.7. Bod, označený symbolem  $Q_m$ , odpovídá situaci, kdy přidavný ventilátor poskytuje takový tlakový spád, který je roven tlakovému spádu, který způsobí hydraulický odpor okruhu. Zároveň okruhem protéká maximální objemový průtok, který může měřený ventilátor poskytnout.



Obr. 3.7: Zisk nových pracovních bodů pomocí přídavného ventilátoru.

Přídavný ventilátor je v modelu realizován pomocí zdroje tlakového spádu. V obvodu je zařazen ve stejném smyslu jako měřený ventilátor. Situace, kdy je ventilátor společně s hydraulickým okruhem doplněn o přídavný ventilátor pro hrazení ztrát v okruhu, je schematicky znázorněna na obr. 3.8.



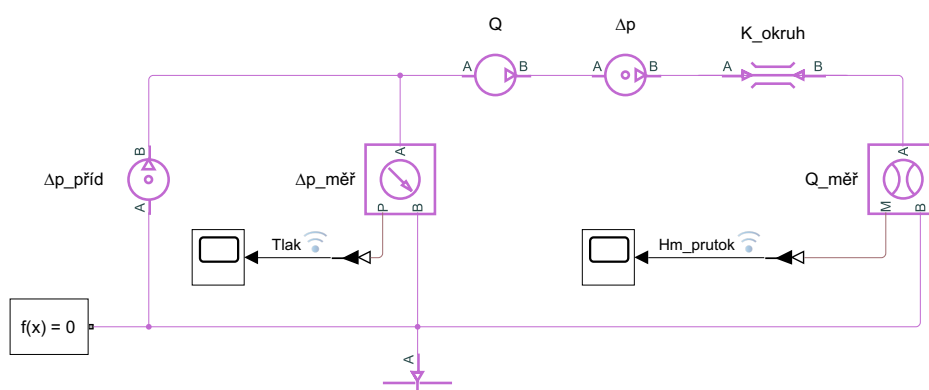
Obr. 3.8: Schéma hydraulického okruhu s přídavným ventilátorem pro hrazení ztrát.

Místo měření tlaku zůstává totožné jako v modelu škrcení. Pro každou změnu otáček přídavného ventilátoru jsou zaznamenány hodnoty tlaku  $\Delta p_{\text{měř}}$  a objemového průtoku  $Q$ . Pro tlakový spád  $\Delta p$  na obr. 3.8 platí rovnice:

$$\Delta p = K_{\text{okruh}} Q^2 - \Delta p_{\text{měř}}, \quad (3.6)$$

kde  $\Delta p$  je tlakový spád ventilátoru,  $K_{\text{okruh}}$  je hydraulický odpor okruhu,  $Q$  je objemový průtok, proudící přes ventilátor, a  $\Delta p_{\text{měř}}$  je měřená hodnota tlakového spádu. Lze si všimnout, že rovnice (3.6) je totožná s rovnicí (3.5). Ovšem v případě hrazení ztrát přídatným ventilátorem jsou měřeny hodnoty tlaku, které jsou vyšší než tlak atmosferický, a proto jsou hodnoty měřeného tlakového spádu  $\Delta p_{\text{měř}}$  kladné.

Model hrazení ztrát je vytvořen ve stejném prostředí jako model škrcení. Škrtecí klapka je nahrazena přídatným ventilátorem (zdrojem tlakového spádu). Měřený ventilátor je opět nahrazen zdrojem tlakového spádu a zdrojem hmotnostního průtoku a okruh je reprezentován hydraulickým odporem, viz obr. 3.9. Hydraulický odpor, který je dostupný v knihovně Simscape, je definován pomocí nominálních hodnot hmotnostního průtoku a tlakového spádu. Jeho zdrojový kód je upraven tak, aby jeho hodnota byla definována hustotou tekutiny, průřezem potrubí a ztrátovým součinitelem. Veškeré úpravy zdrojového kódu hydraulického odporu jsou uvedeny v podkapitole 3.3.3.

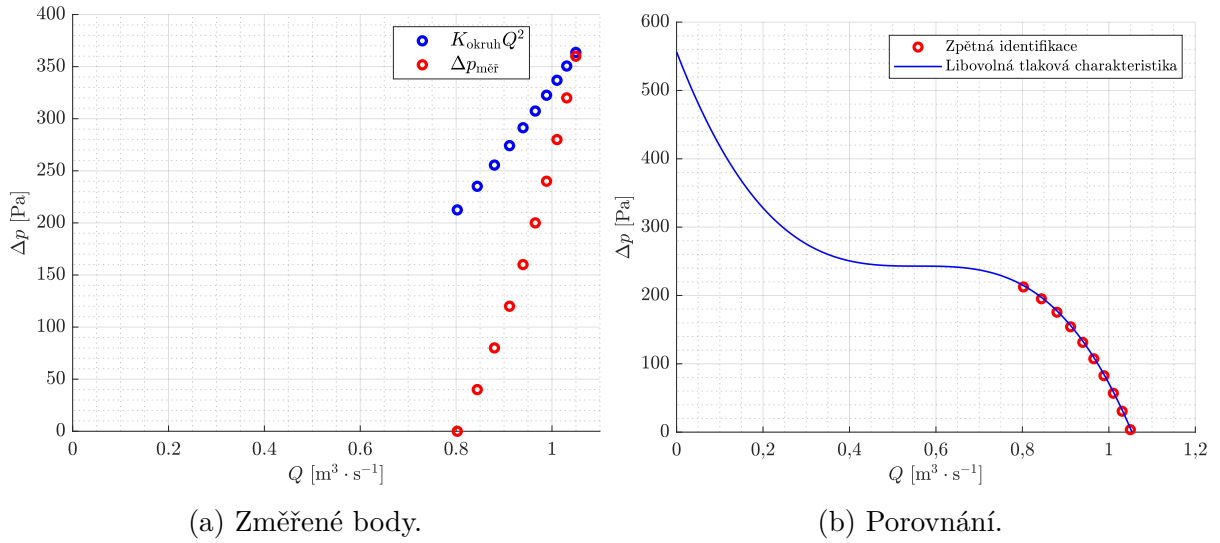


Obr. 3.9: Model hydraulického okruhu s přídatným ventilátorem.

Model s přídatným ventilátorem na obr. 3.9 je spouštěn opakovaně. Pomocí cyklu se mění tlakový spád přídatného ventilátoru, nastavuje se příslušný objemový průtok a tlakový spád podle polohy pracovního bodu na tlakové charakteristice ventilátoru a zaznamenávají se dvě hodnoty – tlakový spád a hmotnostní průtok, který je následně převeden přes hustotu na objemový průtok, viz vývojový diagram na obr. A.2. Použitím rovnice (3.6) lze ověřit, zda je možno tímto způsobem získat zbývající body tlakové charakteristiky ventilátoru. Výsledky jsou zobrazeny v grafech na obr. 3.10.

Z obr. 3.10b je patrné, že díky přídatnému ventilátoru je možné získat zbylé body tlakové charakteristiky ventilátoru. Modrá křivka je tlaková charakteristika ventilátoru, který je umístěn v modelu. Červené body jsou identifikované body tlakové charakteristiky ventilátoru. Drobná nepřesnost mezi body a charakteristikou je způsobena matematickým hledáním nových pracovních bodů, tedy průsečíků tlakové charakteristiky ventilátoru s charakteristikou zátěže. Jelikož se průsečík hledá iteračně, tj. dosazováním objemových

průtoků do rovnic ventilátoru a zátěže, je ve funkci pro hledání průsečíku povolena tolerance  $\pm 2 \text{ Pa}$ , viz výpis B.2 v příloze.



Obr. 3.10: Výstup z modelu s přidavným ventilátorem.

### 3.3.3 Úprava bloku hydraulického odporu v Simscape

U každého bloku je nutné znát, jakým způsobem pracuje, a eventuálně si funkci bloku ověřit jednoduchým obvodem. Pro pochopení správné funkce bloku je proto uveden stručný popis a přiložen zdrojový kód.

Médium, které je ventilátorem urychlováno, je vzduch. Proto v Simscape jsou využívány bloky ze základní knihovny plyn (gas). Problém nastává u bloku hydraulického odporu. Jeho odpor se má totiž zadávat pomocí jmenovitých hodnot tlakového spádu a hmotnostního průtoku. Cílem je nastavit hydraulický odpor pomocí hustoty média, odporového součinitele a průřezu potrubí, protože tyto vlastnosti přímo souvisí s médiem a s okolím, kde médium proudí. V dokumentaci od MathWorks je pro blok hydraulického odporu uvedena rovnice:

$$\Delta p = \zeta \frac{\dot{m}}{2\rho S^2}, \quad (3.7)$$

kde  $\Delta p$  je tlakový spád,  $\zeta$  je odporový součinitel,  $\dot{m}$  je hmotnostní průtok,  $\rho$  je hustota média a  $S$  je plocha příčného průřezu potrubí [12]. Cílem je upravit rovnici (3.7) do tvaru součinu výrazu (hustota, odporový součinitel a průřez) a kvadrátu objemového průtoku.

$$\zeta \frac{\dot{m}^2}{2\rho S^2} \frac{\rho}{\rho} = K Q^2$$

$$\underbrace{\zeta \frac{\rho}{2S^2}}_K \underbrace{\frac{\dot{m}^2}{\rho^2}}_{Q^2} = K Q^2$$

Z úpravy rovnice (3.7) tedy vyplývá, jakým způsobem přistoupit k zadávání hodnoty hydraulického odporu v Simscape. Hodnota hydraulického odporu  $K$  může být zjištěna např. experimentálně, hustota vzduchu  $\rho$  je známa, průřez  $S$  je zvolen a zbývá vyčíslit hodnotu odporového součinitele  $\zeta$ :

$$\zeta = \frac{2S^2}{\rho} K. \quad (3.8)$$

Nyní stačí částečně upravit zdrojový kód hydraulického odporu. Pro potřeby škrtecí klapky musí být upravena podmínka, která je kladena na hodnotu odporového součinitele. V originálním zdrojovém kódu není připuštěna hodnota nula. Ovšem při modelování škrcení je nutno tuto hodnotu umožnit. Dále dojde k úpravě vztahu, definující tlakový spád na hydraulickém odporu, ve kterém jsou nahrazeny jmenovité hodnoty tlakového spádu a hmotnostního průtoku hodnotami hustoty, průřezu a odporového součinitele.

Správnou funkci upraveného bloku je třeba ověřit. Při nastavení tlakového spádu 100 Pa, průřezu  $0,01 \text{ m}^2$ , hustoty  $1,25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$  a odporového součinitele 0,001 je nutné obdržet hodnotu objemového průtoku  $4 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , protože platí

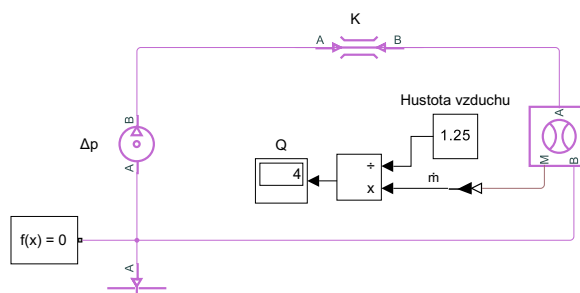
$$Q = \sqrt{\frac{\Delta p}{\zeta \frac{\rho}{2S^2}}} = 4 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}.$$

Po zadání parametrů do upraveného bloku hydraulického odporu (obr. 3.11a) a nastavení tlakového spádu je možné spustit simulaci. Z obr. 3.11b je zřejmé, že blok hydraulického odporu je modifikován správně a jeho chování odpovídá teoretickým předpokladům.

Flow Resistance (G) ☒ Auto Apply 

| Settings               | Description                                                                                                |
|------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| NAME                   | VALUE                                                                                                      |
| <b>Parameters</b>      |                                                                                                            |
| > Nominal density      | 1.25 kg/m <sup>3</sup>  |
| > Cross-sectional area | 0.01 m <sup>2</sup>     |
| > Loss factor          | 0.001                                                                                                      |

(a) Nastavení parametrů.



(b) Model.

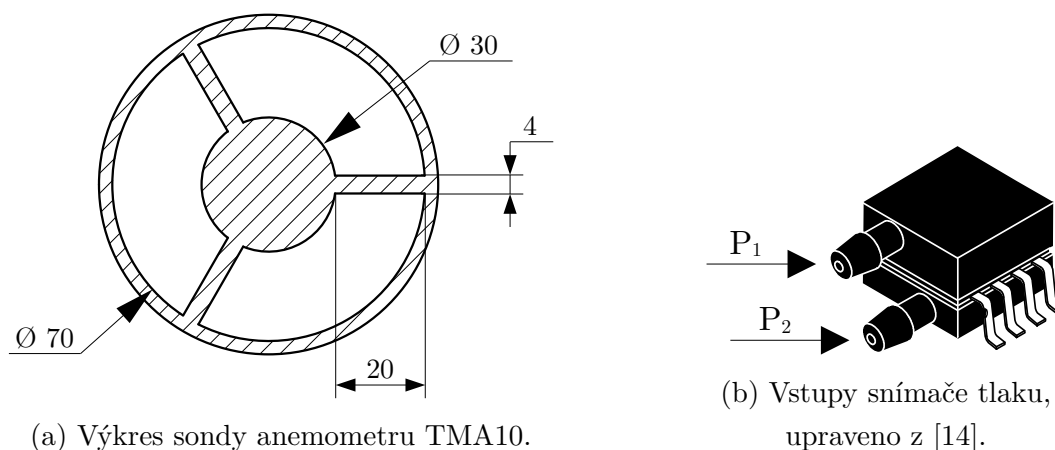
Obr. 3.11: Ověření funkčnosti upraveného bloku hydraulického odporu.

## 3.4 Experimentální ověření modelů

Pro praktické měření je nutné sestavit měřicí pracoviště. Hlavními částmi jsou měřený axiální ventilátor [13], snímač rozdílového tlaku, vrtulkový anemometr, škrticí klapka a přídavný axiální ventilátor. Tyto části je nutné pro každé příslušné měření vhodně poskládat. Tlakový spád je měřen snímačem rozdílového tlaku MPXV5004DP [14] a rychlost proudícího vzduchu je měřena vrtulkovým anemometrem TMA10 [15]. Díky známé geometrii měřicí sondy použitého anemometru (obr. 3.12a) je snadné pomocí rovnice kontinuity (1.8) přepočítat rychlost proudícího vzduchu na objemový průtok  $Q$ . Volný průřez sondy anemometru TMA10, kterým může protékat vzduch, je roven

$$S_{\text{anem}} = \frac{\pi \cdot 70^2}{4} - \frac{\pi \cdot 30^2}{4} - 3 \cdot 20 \cdot 4 \doteq 2902 \text{ mm}^2 = 2,902 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2.$$

U snímače rozdílového tlaku MPXV5004DP na obr. 3.12b je nutné dodržovat pravidlo, aby tlak na vstupu  $P_1$  byl větší než na vstupu  $P_2$ , vyjádřeno matematicky  $p(P_1) > p(P_2)$ . Při měření přetlaku musí být vstup  $P_1$  připojen do místa, kde k přetlaku dochází, a vstupem  $P_2$  je měřen atmosferický tlak  $p_{\text{atm}}$ . Naopak při měření podtlaku je vstupem  $P_1$  měřen atmosferický tlak  $p_{\text{atm}}$  a vstup  $P_2$  je připojen do místa, kde dochází k podtlaku. Vztah pro převod výstupního napětí snímače na tlakový spád je uveden v datasheetu.

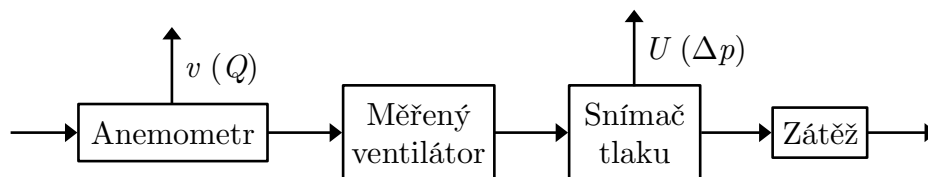


Obr. 3.12: Anemometr a snímač rozdílového tlaku.

### 3.4.1 Měření charakteristiky zátěže

Pro správnou identifikaci tlakové charakteristiky ventilátoru je nutné zjistit hydraulický odpor okruhu  $K_{\text{okruh}}$ . Měření charakteristiky zátěže spočívá v tom, že jsou postupně zvyšovány otáčky ventilátoru. Každý axiální ventilátor má od výrobce stanovený rozsah napájecího napětí, díky čemuž lze regulovat otáčky ventilátoru, resp. objemový průtok  $Q$ . Pro každé nastavené napájecí napětí jsou odečteny hodnoty napětí na výstupu snímače

rozdílového tlaku a rychlosti proudícího vzduchu. Schéma měřicího pracoviště je uvedeno na obr. 3.13.



Obr. 3.13: Sestava pro měření charakteristiky zátěže.

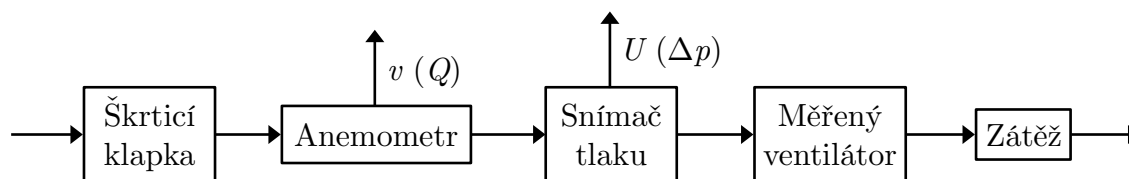
Snímač rozdílového tlaku je zapojen tak, že vstup  $P_1$  na obr. 3.12b je zapojen do místa měření tlaku a vstup  $P_2$  je volný a měří atmosferický tlak. Jelikož je tlakový spád na hydraulickém odporu je dán rovnicí (3.1)), pak lze pro každý naměřený bod tento odpor stanovit. Výsledný hydraulický odpor okruhu lze pak získat jako aritmetický průměr dílčích hodnot. Platí tedy následující vztah:

$$K_{\text{okruh}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{\Delta p_{\text{měř},i}}{Q_{\text{měř},i}^2}, \quad (3.9)$$

kde  $K_{\text{okruh}}$ ,  $n$  je počet měření,  $\Delta p_{\text{měř}}$  je změřený tlakový spád a  $Q_{\text{měř}}$  je změřený objemový průtok.

### 3.4.2 Měřicí okruh pro škrcení

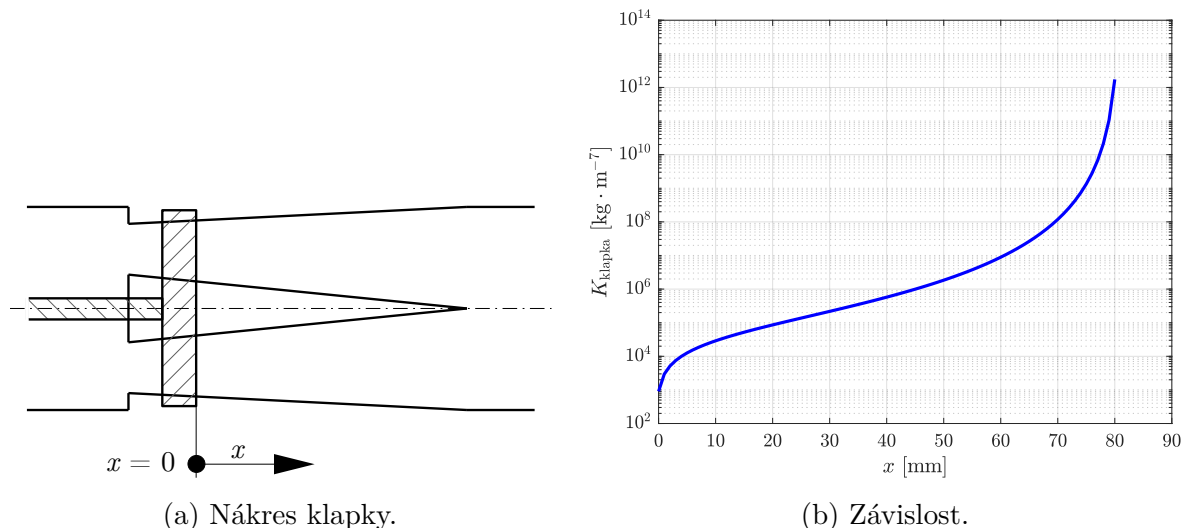
Měřicí okruh pro identifikaci prvních bodů tlakové charakteristiky ventilátoru vychází z obr. 3.14. Oproti měření charakteristiky zátěže je snímač tlaku umístěn před ventilátorem. Snímač rozdílového tlaku je zapojen tak, že vstup  $P_1$  na obr. 3.12b je volný a měří atmosferický tlak a vstup  $P_2$  je zapojen do místa měření tlaku. Samotná realizace škrticí klapky je pro toto měření zásadní.



Obr. 3.14: Sestava pro měření se škrticí klapkou.

Prototyp škrticí klapky je vyroben z PVC trubky DN 75 (obr. 3.18c). Do této trubky jsou vyřezány čtyři rovnoramenné trojúhelníky o délkách základen 30 mm a výškách 100 mm, umístěných po obvodu trubky po 90°. Osy základen trojúhelníků jsou rovnoběžné s osou PVC trubky. Na straně u hlavních vrcholů trojúhelníků je umístěn ventilátor. Na straně základen trojúhelníků je umístěn pohyblivý píst, jehož pohyb je zajištěn pomocí

M6 závitové tyče. Pohybem pístu směrem k ventilátoru dochází ke zmenšování průřezu, kterým ventilátor nasává vzduch. Tím vzniká další hydraulický odpor, který je označen jako  $K_{\text{klapka}}$ . Přibližováním pístu směrem k ventilátoru tento odpor roste. Závislost hydraulického odporu škrticí klapky na poloze pístu je vykreslena na obr. 3.15b.



Obr. 3.15: Závislost hydraulického odporu škrticí klapky na poloze pístu.

Poloha, která je označena jako  $x =$  na obr. 3.15a, odpovídá situaci, kdy je průřez PVC trubky stejný jako součet průřezů jednotlivých rovnoramenných trojúhelníků. Průřezem rovnoramenného trojúhelníku se myslí ta část, kterou může ventilátor nasávat vzduch z okolí, tedy část od hlavního vrcholu trojúhelníku k pohyblivému pístu. Zde je uveden příklad výpočtu pro konkrétní rozměry.

$$S_{\Delta} = \operatorname{tg}\left(\frac{\theta}{2}\right) h_{\Delta}^2, \operatorname{tg}\left(\frac{\theta}{2}\right) = \frac{30 \text{ mm}}{2 \cdot 100 \text{ mm}}$$

$$S_{\circ} = \frac{\pi d^2}{4}, d = 75 - 2 \cdot 1,9 \text{ mm}$$

$$4S_{\Delta} = S_{\circ} \rightarrow h_{\Delta} = \sqrt{\frac{\pi d^2}{16 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\theta}{2}\right)}} \doteq 81 \text{ mm}$$

Vztah pro výpočet obsahu rovnoramenného je upravený vztah pro výpočet obsahu obecného trojúhelníku. Symbolem  $\theta$  je označen úhel u hlavního vrcholu trojúhelníku. Symbolem  $d$  je označen vnitřní průměr PVC trubky. Píst je tedy na počátku měření umístěn do vzdálenosti 81 mm od hlavního vrcholu trojúhelníku.

Důvodem použití nasávacích otvorů ve tvaru rovnoramenných trojúhelníků je kvadratická závislost obsahu rovnoramenného trojúhelníku na jeho výšce [16]. Výška trojúhelníku je měněna přímo pohybem pístu a platí, že posun pístu je roven změně výšky trojúhelníku.

Průběh hydraulického odporu klapky  $K_{\text{klapka}}$  má potom mocninový průběh. Kvůli řádovým změnám má osa  $y$  na obr. 3.15b logaritmické měřítko a mocninový průběh tedy není na první pohled zřejmý. Je zajímavé si všimnout, že hydraulický odpor  $K_{\text{klapka}}$  na intervalu  $x \in \langle 0; 40 \rangle$  mm vzroste přibližně o tři řády, zatímco na intervalu  $x \in \langle 40; 81 \rangle$  mm vzroste přibližně o šest řádů. Tato vlastnost je velmi výhodná, protože umožňuje lepší nastavení nových pracovních bodů. Lze si toho všimnout už v simulaci škrcení, kde hodnoty hydraulického odporu  $K_{\text{klapka}}$  rostly nejprve pozvolně, ale následně bylo nutné zadávat řádově větší hodnoty, aby byla proměřena celá tlaková charakteristika ventilátoru nalevo od původního pracovního bodu.

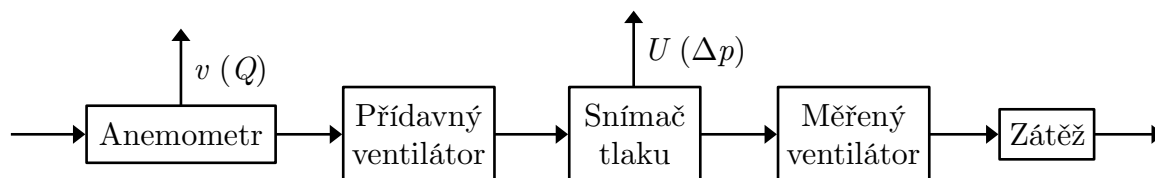
Pohybem pístu blíže k měřenému ventilátoru jsou tedy postupně získávány body tlakové charakteristiky. Aplikací rovnice (3.5) jsou z měřených hodnot objemového průtoku a tlakového spádu vyčíslovány. Tlakového spádu naprázdno  $\Delta p_0$  je dosaženo v momentě, kdy jsou nasávací otvory zcela uzavřeny a objemový průtok okruhem je nulový.

### 3.4.3 Měřicí okruh s přídavným ventilátorem

Další body ventilátorové charakteristiky lze získat zařazením přídavného ventilátoru do okruhu. Měřicí okruh vychází z obr. 3.16. V této konfiguraci je měřený ventilátor napájen jmenovitým napětím a přídavnému ventilátoru měníme otáčky díky regulovatelnému zdroji napětí. Pro každé nové nastavení otáček přídavného ventilátoru jsou odečteny hodnoty měřeného tlakového spádu a objemového průtoku. Snímač rozdílového tlaku je zapojen tak, že vstup  $P_1$  na obr. 3.12b je zapojen do místa měření tlaku a vstup  $P_2$  je volný a měří atmosferický tlak. Hydraulický odpor okruhu  $K_{\text{okruh}}$  je známý z měření charakteristiky zátěže. Otáčky přídavného ventilátoru jsou měněny, dokud není dosaženo rovnosti

$$K_{\text{okruh}} Q_{\text{měř}}^2 = \Delta p_{\text{měř}}. \quad (3.10)$$

Identifikované body tlakové charakteristiky jsou vyčíslovány z naměřených hodnot objemového průtoku a tlakového spádu rovnicí (3.6). Po dosažení této rovnosti je proměřena zbývající část tlakové charakteristiky ventilátoru. Zároveň poslední měřená hodnota objemového průtoku odpovídá maximálnímu objemovému průtoku měřeného ventilátoru  $Q_m$ .



Obr. 3.16: Sestava pro měření s přídavným ventilátorem.

### 3.4.4 Vyhodnocení měření

Po provedení měření je nutné dosažené výsledky zpracovat. Jako první byla měřena charakteristika zátěže. Při použití rovnice (3.9) lze vyčíslit hodnotu hydraulického odporu okruhu  $K_{\text{okruh}}$ , která je vstupem do dalších měření. Příklad výpočtu pro 5. řádek tab. C.1 a výsledný hydraulický odpor:

$$K_{\text{okruh},i=5} = \frac{\Delta p_{\text{měř},5}}{Q_{\text{měř},5}^2} = \frac{23,19}{0,00444^2} = 1176415 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-7},$$
$$K_{\text{okruh}} = 1246004 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-7}.$$

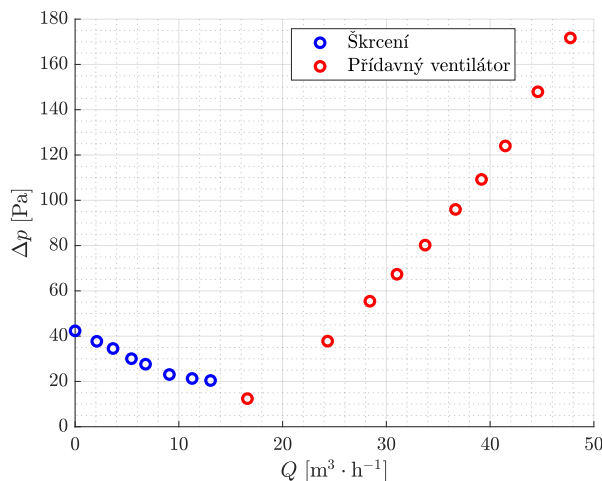
Druhým měřením bylo škrcení měřeného ventilátoru. Postupným škrcením byly získávány hodnoty rychlosti proudícího vzduchu, resp. objemového průtoku  $Q_{\text{měř}}$  a hodnoty napětí na výstupu snímače rozdílového tlaku, resp. tlakového spádu  $\Delta p_{\text{měř}}$ . Pro zpracování těchto naměřených hodnot je využita rovnice (3.5) a identifikované body tlakové charakteristiky ventilátoru jsou vyneseny modře v grafu na obr. 3.17a. Příklad výpočtu pro 5. řádek tab. C.2:

$$\Delta p_{\text{vent}} = K_{\text{okruh}} Q_{\text{měř}}^2 - \Delta p_{\text{měř}} = 1246004 \cdot 0,00189^2 - (-23,19) = 27,62 \text{ Pa}.$$

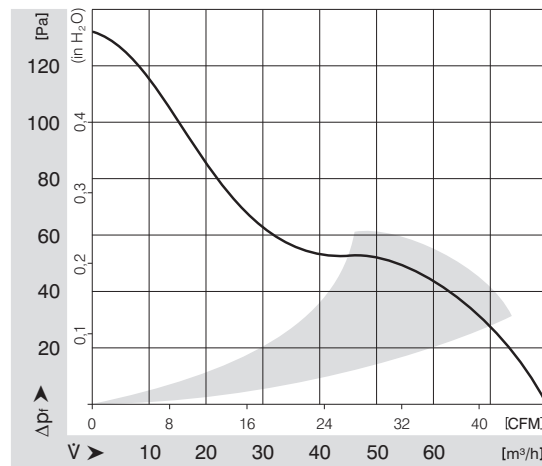
Třetím měřením bylo hrazení ztrát přídatným ventilátorem. Postupným zvyšováním otáček přídatného ventilátoru byly získávány hodnoty rychlosti proudícího vzduchu, resp. objemového průtoku  $Q_{\text{měř}}$  a hodnoty napětí na výstupu snímače rozdílového tlaku, resp. tlakového spádu  $\Delta p_{\text{měř}}$ . Pro zpracování těchto naměřených hodnot je využita rovnice (3.6) a identifikované body tlakové charakteristiky ventilátoru jsou vyneseny červeně v grafu na obr. 3.17a. Příklad výpočtu pro 5. řádek tab. C.3:

$$\Delta p_{\text{vent}} = K_{\text{okruh}} Q_{\text{měř}}^2 - \Delta p_{\text{měř}} = 1246004 \cdot 0,0094^2 - 29,23 = 80,21 \text{ Pa}.$$

Při porovnání grafů na obr. 3.17a a na obr. 3.17b je zřejmé, že nebylo dosaženo správných výsledků. U identifikovaných bodů škrcením lze alespoň říct, že částečně kopírují tvar skutečné tlakové charakteristiky měřeného ventilátoru, ale jsou v nižších tlakových spádech. U bodů, které byly zjištěny za pomoci přídatného ventilátoru, nelze najít ani podobnost. Zásadním nedostatkem, které vnáší chybu do celého měření, je netěsnost měřicího pracoviště. Při dosahování tlakového spádu naprázdno  $\Delta p_0$ , tedy v momentě, kdy přes škrticí klapku neproudil vzduch, přisával ventilátor vzduch přes netěsné spoje a nedokázal vytvořit takový podtlak, který je uveden v datasheetu měřeného ventilátoru. Netěsnost měla jistě vliv také na body, které byly zjištěny v konfiguraci s přídatným ventilátorem. Objemový průtok a tím také tlakový spád na zátěži rostl rychleji než měřený přetlak, který vytvářel přídatný ventilátor. Právě nedostatečný růst přetlaku z důvodu netěsnosti spojů způsobil nechtěnou chybu měření.



(a) Identifikované body tlakové charakteristiky měřeného ventilátoru.



(b) Katalogová charakteristika měřeného ventilátoru, převzato z [13].

Obr. 3.17: Výsledky z provedených měření a porovnání.

Dalším faktorem, proč jsou měřené hodnoty tlakového spádu nižší než očekávané, je místo měření tlaku. To se nacházelo v místě, kde proudí vzduch, a statická složka tlaku byla snížena o dynamickou složku tlaku. Celkový tlak v daném místě je totiž dán vztahem

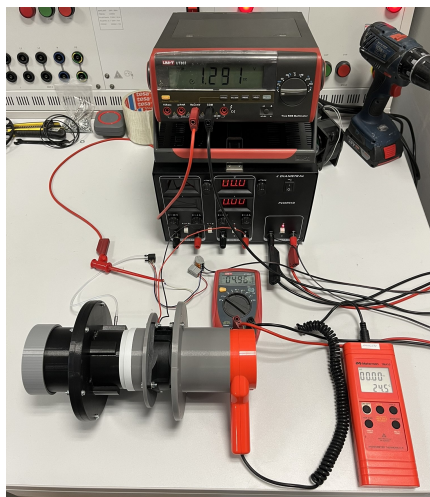
$$p_c = p_s + p_d, \quad (3.11)$$

kde  $p_c$  je celkový tlak,  $p_s$  je statický tlak a  $p_d$  je dynamický tlak. Použitý tlakový snímač měří pouze statický tlak, z čehož vyplývá, že by se místo měření tlaku mělo nacházet tam, kde tekutina neproudí, tzn.  $v \approx 0$ . Poté je totiž dynamická složka tlaku téměř nulová ( $p_d \approx 0$ ) a statický tlak, měřený snímačem, je v daném místě roven tomu celkovému:

$$p_c = p_s. \quad (3.12)$$



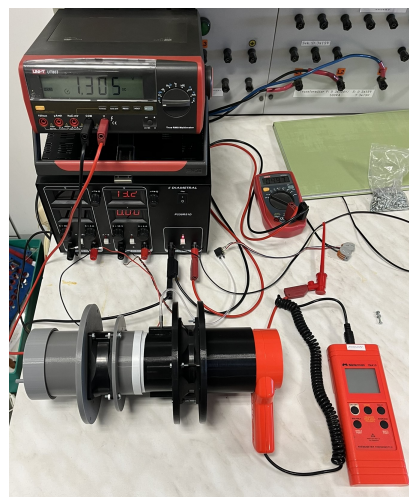
(a) Zátěž.



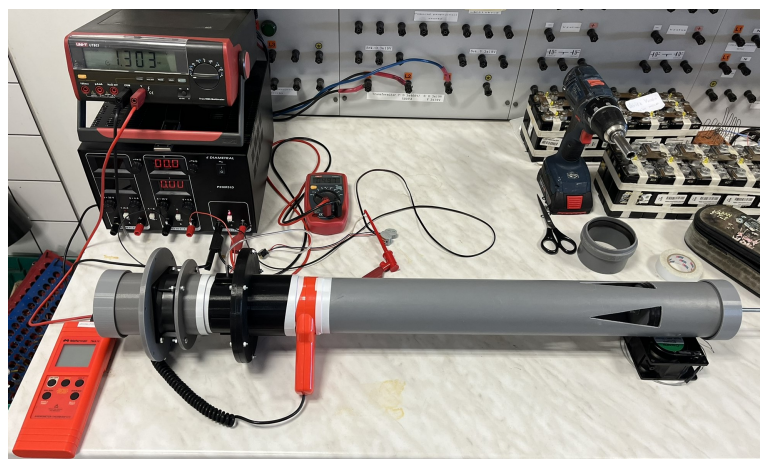
(b) Měření zátěže.



(c) Škrticí klapka.



(d) Měření s přidavným ventilátorem.



(e) Měření škrcení.

Obr. 3.18: Ukázka jednotlivých měřicích pracovišť.

## 4 Měřicí komora pro identifikaci tlakových charakteristik ventilátorů

Návrhem, výrobou a následným testováním měřicí komory se bude zabývat tato kapitola. Měřicí komora řeší a opravuje nedostatky měřicího pracoviště z části 3.4. Cílem je správná identifikace tlakových charakteristik ventilátorů.

### 4.1 Výroba měřicí komory

V následujících částech práce bude podrobně popsána výroba měřicí komory, a to od návrhu rozměrů, přes volbu materiálů až po samotnou montáž. Nedílnou součástí této části bude také realizace klíčových částí měřicí komory – škrticí klapky a Venturiho trubice.

#### 4.1.1 Návrh rozměrů

Při návrhu rozměrů se vychází z maximální hodnoty objemového průtoku. Důvodem je, aby v prostoru uvnitř měřicí komory dosahovala rychlost vzduchu malých hodnot. Literatura uvádí, že by rychlost vzduchu v měřicí komoře měla být menší než  $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  [17].

Maximální hodnota objemového průtoku byla stanovena na  $Q = 100 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ . Průřez komory je čtvercový o rozměrech  $650 \times 650 \text{ mm}$ . Hloubka měřicí komory je  $900 \text{ mm}$ . Na horní stěně totiž budou umístěny další části měřicí komory – škrticí klapka, Venturiho trubice a přídatný ventilátor. Cílem je, aby tyto části nezhodily celkové rozměry měřicí komory.

Z uvedených rozměrů měřicí komory a stanoveného objemového průtoku je možné dopočítat rychlost vzduchu uvnitř komory, a to za pomoci úpravy rovnice (1.8):

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{100 \cdot 10^{-3}}{650 \cdot 650 \cdot 10^{-6}} = 0,24 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Vypočtená rychlost vzduchu v komoře podle navržených rozměrů je výrazně menší než povolená mez ( $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ). Díky tomu nebude měřený tlak zásadně ovlivňován jeho dynamickou složkou.

#### 4.1.2 Volba materiálů

Dno a vrchní strana měřicí komory je vyrobena z polypropylenové desky o tloušťce  $15 \text{ mm}$ . Důvodem této tloušťky je, aby připevnění dalších částí komory (škrticí klapka, Venturiho trubice) nezasahovalo do komory a neporušovalo tak její těsnost, která je zásadní.

Mezera mezi dnem a vrchní stranou je vymezena hliníkovými tyčemi čtvercového průřezu o rozměru  $20 \times 20 \text{ mm}$ . Hlavními přednostmi hliníku jsou – snadná obrobitelnost a nízká hmotnost.

Boky měřicí komory jsou zhotoveny z čirého plexiskla o tloušťce 5 mm. Tloušťka plexiskla byla volena tak, aby byla zajištěna dostatečná tuhost při vytváření podtlaku či přetlaku uvnitř komory.

### 4.1.3 Škrticí klapka

Škrticí klapka je zhotovena z pneumatického válce o průměru 80 mm a se zdvihem 230 mm. Tělo pneumatického válce má přibližně čtvercový průřez a na jedné jeho straně je vyfrézovaný otvor ve tvaru rovnoramenného trojúhelníku o délce základny 44 mm a výšce 230 mm (viz obr. 4.4a). Jak je uvedeno v části 3.4.2, obsah rovnoramenného trojúhelníku musí být shodný s obsahem otvoru, ve kterém se pohybuje píst. Výška rovnoramenného trojúhelníku byla zvolena podle zdvihu pneumatického válce a délka základny byla následně dopočtena:

$$\begin{aligned} S_{\Delta} &= S_o, \\ \frac{a_{\Delta} h_{\Delta}}{2} &= \frac{\pi d^2}{4}, \\ a_{\Delta} &= \frac{2}{h_{\Delta}} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = \frac{2}{230} \cdot \frac{\pi \cdot 80^2}{4} \doteq 44 \text{ mm}. \end{aligned}$$

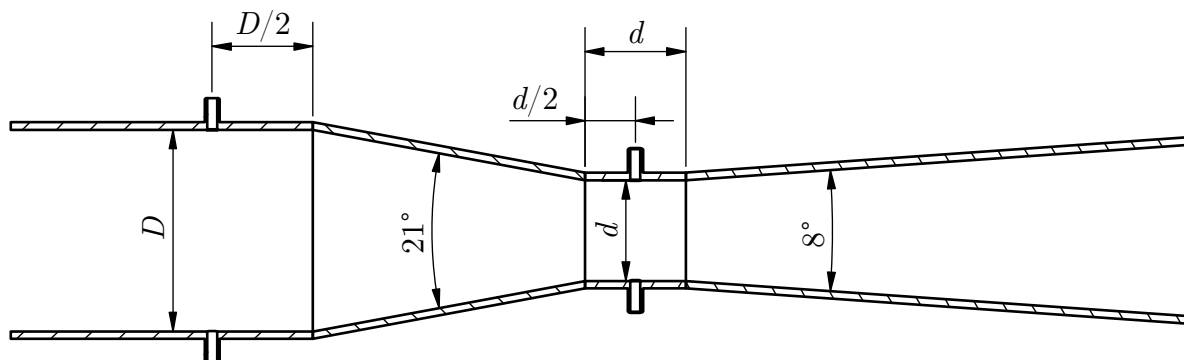
Pneumatický válec zajišťuje těsnost nejen kolem pístu, ale i kolem pístnice. Tyto části jsou opatřeny těsněními, které zajišťují těsnost až do tlaku 6 bar. Z pohledu tlaků, kterých bude v měřicí komoře dosahováno (max. 1 kPa), by neměl nastat problém s těsností škrticí klapky. V případě poškození některého z těsnění není problém pneumatický válec rozdělat a těsnění vyměnit. Zhotovená škrticí klapka je na obr. 4.4a.

Posunem pístu pomocí pístní tyče dochází ke škrcení zkoumaného ventilátoru a tím k nastavování nových pracovních bodů. Pro získání tlaku naprázdno  $\Delta p_0$  zkoumaného ventilátoru je nutné pístní tyč zasunout, čímž se dosáhne stavu, že přes ventilátor neproudí žádný vzduch ( $Q = 0$ ). V případě plně vysunuté pístní tyče je nastaven tzv. přirozený pracovní bod, který je dán hydraulickým odporem měřicí komory.

### 4.1.4 Venturiho trubice

Venturiho trubice je zařízení pro měření objemového průtoku na základě tlakového rozdílu [18]. Skládá se ze vstupní, konvergentní, zúžené, divergentní a výstupní části, přičemž ve vstupní a zúžené části jsou měřeny tlaky, ze kterých je následně určen tlakový rozdíl.

Pro přesné měření je nutné při návrhu Venturiho trubice dodržet optimální úhly konvergentní a divergentní části, doporučená místa pro snímání tlaku a délku zúžené a nasávací části. Úhel konvergentní části bývá  $21^\circ$ , úhel divergentní části se často uvádí jako interval hodnot  $7^\circ \div 15^\circ$  [19]. V případě divergentního úhlu je lepší volit nižší hodnotu úhlu, a proto je zvolena hodnota  $8^\circ$  na základě informací z [6]. Místa pro snímání tlaku v jednotlivých částech Venturiho trubice a jejich délky jsou uvedeny na obr. 4.1.



Obr. 4.1: Venturiho trubice – klíčové rozměry.

Na obr. 4.1 jsou uvedeny hodnoty konvergentního a divergentního úhlu. Ostatní rozměry jednotlivých částí jsou označeny symboly. Na jeden konec Venturiho trubice se umístí přídavný ventilátor, který bude hradit tlakové ztráty vzniklé měřicí komorou či Venturiho trubicí. Průměr nasávací části je  $D = 80$  mm – vychází z průměru pneumatického válce. Průměr zúžené části je  $d = 56$  mm – volen s ohledem na celkovou délku Venturiho trubice. Ze zvolených rozměrů plyne, že místo pro snímání tlaku v nasávací části je umístěno 40 mm od konvergentní části. Jelikož délka zúžené části vychází z jejího průměru, tak se místo pro snímání tlaku nachází uprostřed této části.

Měření rozdílu tlaku lze zpřesnit tím, že se tlak v daných místech měří ve více bodech, např. ve čtyřech bodech, která jsou pravidelně rozmístěna po obvodu nasávací a zúžené části [19]. Všechny čtyři body se propojí hadičkou a společně se připojí k tlakovému snímači – to platí pro obě části Venturiho trubice. Právě přesnost měření rozdílu tlaku je zásadní pro dosažení správných hodnot objemového průtoku  $Q$ .

Jednotlivé části Venturiho trubice jsou vytisknuty na 3D tiskárně a slepeny pomocí dvousložkového epoxidového lepidla. Body pro měření tlaku je nutné osadit hroty, na které lze připojit hadičku. Hroty budou zhotoveny z metrických šroubů M6 s částečným závitem, které je nutné za pomoci soustruhu opatřit dírou 3,5 mm ve směru osy šroubu. Z takto upraveného šroubu M6 je využito 3 mm závitu a 10 mm hladkého dřívku pro připojení hadičky. Zhotovená Venturiho trubice je na obr. 4.4b.

Pro popis chování vzduchu ve Venturiho trubicí lze využít rovnici (1.9) – Bernoulliho rovnici. Body, ve kterých bude měřen tlak, se budou nacházet ve stejné výšce, a proto lze člen  $gz$  vynechat. Za jednotlivé rychlosti lze dosadit z rovnice (1.8) – rovnice kontinuity. Následně lze vyjádřit objemový průtok  $Q$  Venturiho trubicí:

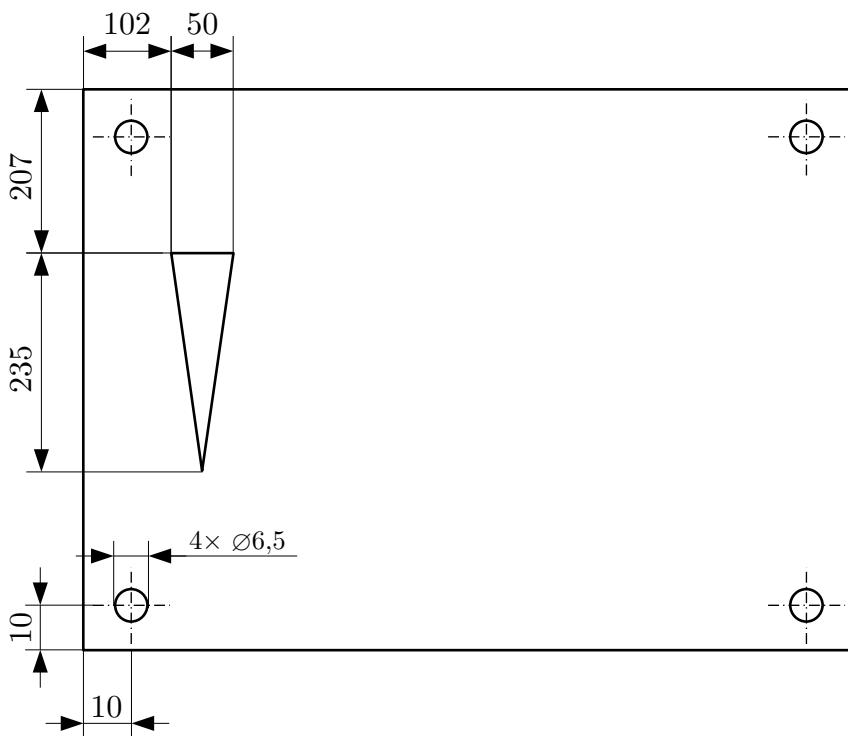
$$Q = C_d \cdot S_1 \cdot S_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{\text{měř},2}}{\rho \cdot (S_1^2 - S_2^2)}}, \quad (4.1)$$

kde  $S_1$  je průřez nasávací části Venturiho trubice,  $S_2$  je průřez zúžené části Venturiho trubice,  $\Delta p_{\text{měř},2}$  je měřený tlakový rozdíl ve Venturiho trubicí a  $\rho$  je hustota vzduchu.  $C_d$  je součinitel průtoku, který zohledňuje tření a víření tekutiny, a jeho standardní hodnoty

jsou uvedeny v [20]. Uvažovaná hodnota součinitele průtoku  $C_d$  pro dané měření je vždy uvedena pod tabulkou naměřených hodnot (viz přílohy C.4, C.5, C.6 a C.7). V případě proudění plynu bývá rovnice (4.1) doplněna ještě součinitel roztažnosti  $\varepsilon$ , který zohledňuje jeho stlačitelnost. Jeho vliv je však výrazný až při velkých tlakových rozdílech, a proto ho není nutné v této aplikaci uvažovat [19].

#### 4.1.5 Montáž měřicí komory

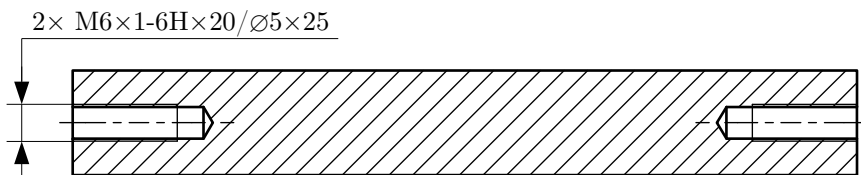
Z rozměrů dna a vrchní strany vycházejí hlavní rozměry měřicí komory. Z polypropylenové desky  $1600 \times 1000 \times 15$  mm bylo nutné získat dvě desky o rozměru  $650 \times 900 \times 15$  mm. V každém rohu desky byla vyvrtána díra o průměru 6,5 mm, která je vzdálena od hrany desky 10 mm. Vrchní strana měřicí komory je navíc opatřena trojúhelníkovým otvorem, jehož pozice a rozměry jsou znázorněny na obr. 4.2.



Obr. 4.2: Náčrtek vrchní strany měřicí komory.

Na trojúhelníkový otvor ve vrchní části měřicí komory byl připevněn pneumatický válec. Jeho poloha je fixována pomocí držáku a navíc je na vrchní části měřicí komory přilepen. Lepidlo slouží jako další fixace a navíc také jako těsnicí hmota. Při tomto kroku bylo nutné kontrolovat vzájemnou polohu obou otvorů tak, aby otvor v pneumatickém válci nebyl zakrytý vrchní částí měřicí komory. Vytlačené lepidlo bylo po zaschnutí odstraněno.

K vymezení mezery mezi dnem a vrchní částí komory jsou využity čtyři hliníkové tyče se čtvercovým průřezem  $20 \times 20$  mm o délce 650 mm. Jejich konce jsou opatřeny závitem M6 o délce 20 mm ve směru osy tyče. Vzájemným sešroubováním tyčí a desek vznikne hlavní konstrukce měřicí komory. Praktické provedení hliníkové tyče je na obr. 4.3.



Obr. 4.3: Nákres hliníkové tyče.

Při práci s plexisklem je nutné mít na paměti, že se jedná o materiál velmi náchylný na poškrábání. Už samotné zbavování prachu za pomoci hadříku vytváří na jeho povrchu vlasové škrábance. Při vrtání plexiskla je nutné ihned vrtat finální velikostí vrtáku. Metoda předvrtávání způsobuje odlomení hran okolo otvoru. V případě, že je nutné některý otvor v plexiskle zvětšit, je potřeba použít postupného vrtáku.

Po obvodu měřicí komory jsou umístěny čtyři plexiskla o tloušťce 5 mm – dvě o rozměru  $900 \times 680$  mm a dvě o rozměru  $660 \times 680$  mm. Do jednoho plexiskla o rozměru  $660 \times 680$  mm se vyřízl kruhový otvor o průměru 150 mm, který bude sloužit pro připojení zkoumaného axiálního či radiálního ventilátoru. Plexiskla jsou ke konstrukci připevněny pomocí vrutů a šroubů. Vrutů o rozměru  $3,5 \times 16$  mm byly použity pro připevnění plexiskel do dna a vrchní části komory a šrouby o rozměru  $M4 \times 12$  mm byly využity pro připevnění plexiskel do hliníkových tyčí. Prostor mezi plexisklem a konstrukcí měřicí komory byl utěsněn pomocí transparentního silikonu.

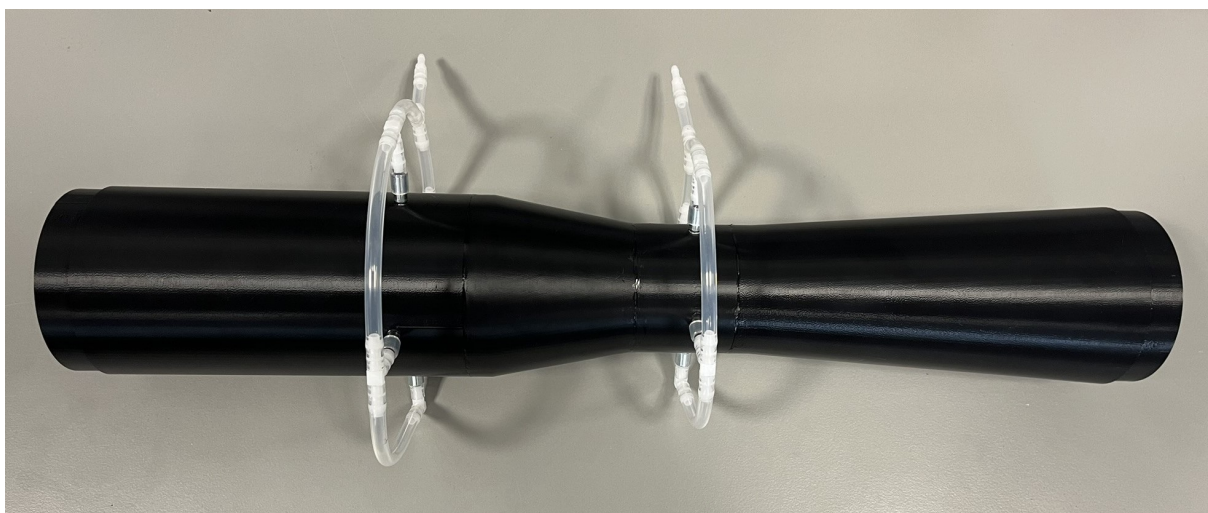
Venturiho trubice je umístěna také na vrchní stranu měřicí komory a je propojena se škrticí klapkou. Na druhém konci je Venturiho trubice opatřena přídavným axiálním ventilátorem. Jelikož je nutné zajistit, aby vzduch mohl proudit oběma směry, musí být možné Venturiho trubici otočit. Je nutné tedy zajistit, aby nasávací část mohla být jak na straně škrticí klapky, tak i na straně přídavného ventilátoru.

V přední části měřicí komory je zhotoven otvor o průměru 150 mm. Toto místo je opatřeno čtyřmi šrouby M6 (viz obr. 4.4c), na které je možné upevnit libovolný mezikus, zajišťující např. připojení ventilátoru o menším průměru, než je otvor v měřicí komoře. Takovou redukci je možné zhotovit např. za pomoci 3D tiskárny. Ukázka připojeného ventilátoru o menším průměru je na obr. 4.4d.

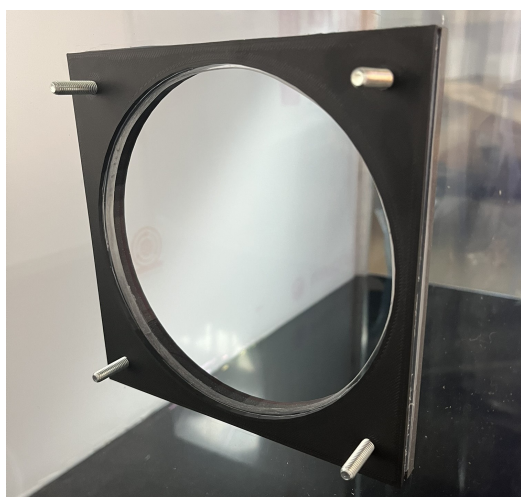
Místo pro měření tlaku uvnitř měřicí komory je umístěno ve spodním rohu měřicí komory na straně pro připojení měřeného ventilátoru. V tomto místě bude docházet k minimálnímu pohybu vzduchu a měřený tlak nebude tedy ovlivněn dynamickou složkou tlaku. Připojné místo je opatřeno šroubením s nástrčnou koncovkou pro průměr hadičky 6 mm, které zajišťuje její snadné připojení i odpojení.



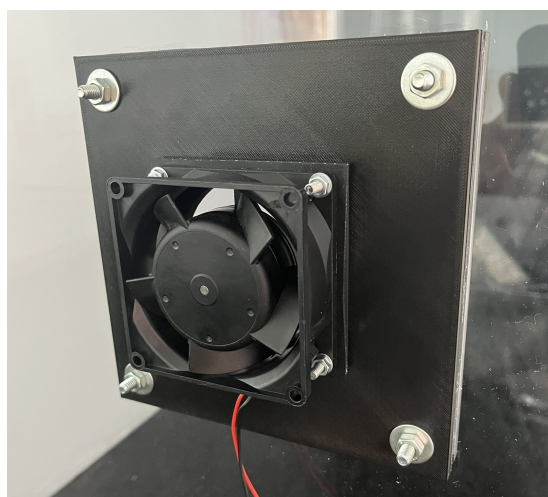
(a) Nová škrticí klapka.



(b) Venturiho trubice.



(c) Otvor v měřicí komoře.



(d) Připojený ventilátor.

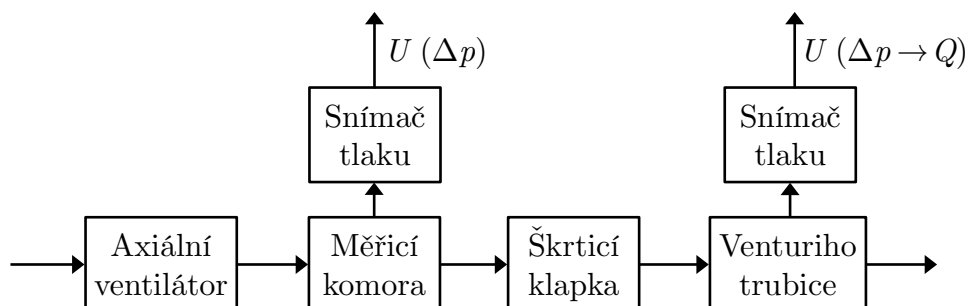
Obr. 4.4: Fotky z výroby měřicí komory.

## 4.2 Testování měřicí komory

Správná identifikace tlakových charakteristik ventilátorů bude náplní této kapitoly. Nedílnou součástí správné identifikace je také zjištění hydraulického odporu měřicí komory, které předchází všem provedeným měřením.

### 4.2.1 Měření hydraulického odporu měřicí komory

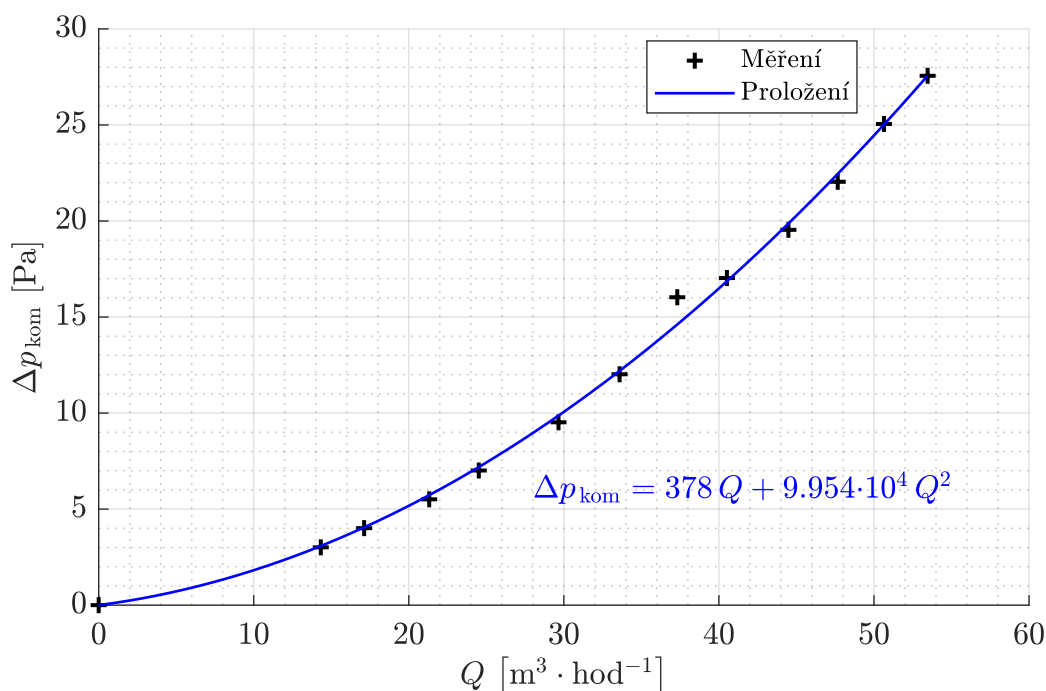
Každé měřicí zařízení (zde měřicí komora, škrticí klapka, Venturiho trubice) představuje pro měřené ventilátory zátěž, která pracuje podle své charakteristiky. Měření je částečně popsáno v části 3.4.1. Ovšem uspořádání měřicího okruhu je odlišné. K identifikaci hydraulického odporu měřicí komory je potřeba axiální ventilátor, který se připojí k měřicí komoře takovým způsobem, aby vháněl vzduch do měřicí komory. Je nutné použít takový axiální ventilátor, který umožní proměření charakteristiky v rozumném rozsahu vzhledem k maximální hodnotě objemového průtoku, na který je měřicí komora stavěna. Během měření je postupně zvyšován objemový průtok  $Q$  (změnou napájecího napětí ventilátoru). Během měření jsou zaznamenávány dva rozdíly tlaku – v měřicí komoře  $\Delta p_{\text{měř},1}$  a ve Venturiho trubici  $\Delta p_{\text{měř},2}$ , a škrticí klapka je naplno otevřená. Schéma měřicího pracoviště je na obr. 4.5.



Obr. 4.5: Sestava pro měření hydraulického odporu měřicí komory.

Pro připojení axiálního ventilátoru bylo nutné zhotovit redukci, aby rozteč šroubů odpovídala rozteči děr, které jsou na těle ventilátoru pro jeho upevnění. Zhotovená redukce včetně axiálního ventilátoru je na obr. 4.4d.

Naměřené body lze proložit rovnicí (3.1), nebo polynomem druhého stupně. Charakteristika měřicí komory je zjištěna jen do určité hodnoty objemového průtoku. Tlakový spád pro vyšší objemové průtoky lze získat pomocí extrapolace. Z důvodu větší přesnosti budou body proloženy právě polynomem druhého stupně. Naměřené body charakteristiky měřicí komory (včetně proložení funkcí) jsou zobrazeny v grafu na obr. 4.6.



Obr. 4.6: Měření hydraulického odporu měřicí komory.

#### 4.2.2 Měření tlakové charakteristiky axiálního ventilátoru

Identifikace tlakových charakteristik ventilátorů je účel, za kterým byla měřicí komora vyrobena. Funkčnost měřicí komory bude demonstrována na měření tlakové charakteristiky ventilátoru, jehož tlaková charakteristika je známa z datasheetu [13].

Měřený ventilátor je nutné k měřicí komoře připojit tak, aby ventilátor vháněl vzduch do měřicí komory<sup>1</sup>. Uspořádání měřicího pracoviště je totožné s měřením charakteristiky měřicí komory, viz obr. 4.5.

Měření tlakové charakteristiky ventilátoru probíhalo následovně. Na počátku měření byla škrticí klapka zcela uzavřena a axiální ventilátor byl roztočen na nominální otáčky (přiloženo jmenovité napětí). Takto provedené první měření slouží pro získání hodnoty tlakového spádu naprázdno  $\Delta p_0$  (viz obr. 3.3). Jelikož je škrticí klapka uzavřena, tak Venturiho trubici neproudí žádný vzduch a rozdíl tlaku ve Venturiho trubici je tak nulový. Následně byla škrticí klapka postupně otevírána a byly zaznamenávány hodnoty tlakového spádu v měřicí komoře a hodnoty rozdílu tlaku ve Venturiho trubici pro stanovení objemového průtoku  $Q$ .

V momentě, kdy byla škrticí klapka úplně otevřená, bylo nutné připojit přídatný ventilátor, který umožnil identifikaci zbylé části tlakové charakteristiky ventilátoru. Postupně byly zvyšovány otáčky přídatného ventilátoru a byly zaznamenávány hodnoty tlakového

<sup>1</sup>Ventilátor byl ke komoře připevněn i obráceně, ale z pohledu měření je lepší v komoře vytvářet přetlak.

spádu v měřicí komoře a hodnoty rozdílu tlaku ve Venturiho trubici. Posledním bodem tlakové charakteristiky ventilátoru je maximální objemový průtok  $Q_m$ . Tohoto bodu je dosaženo v momentě, kdy platí následující rovnost:

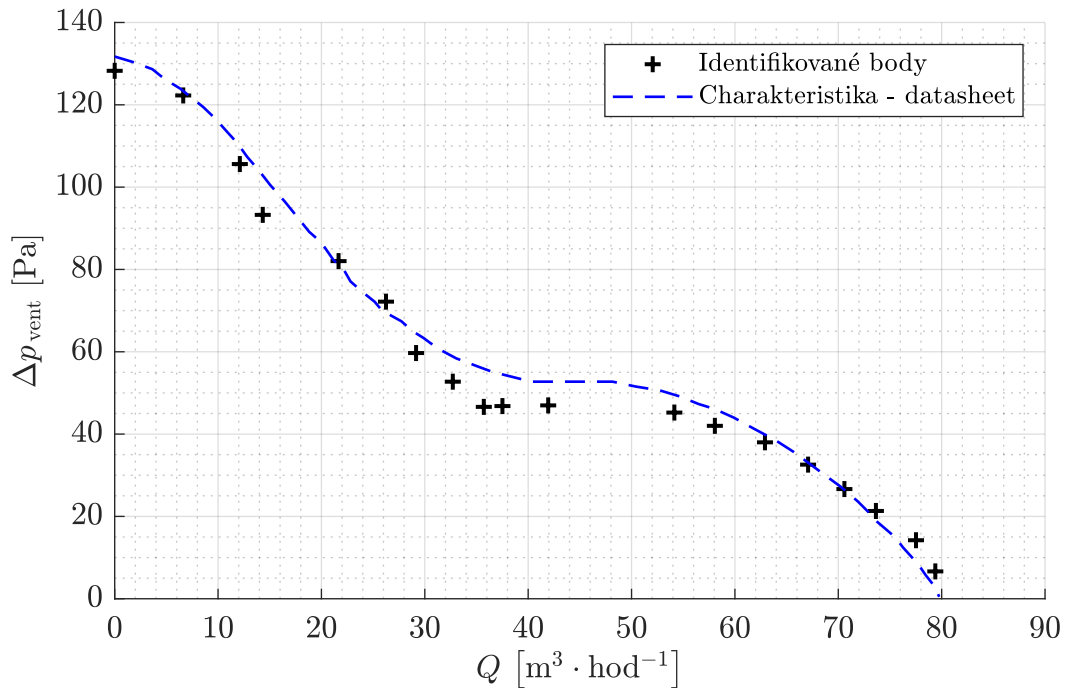
$$\Delta p_{\text{kom}} = -\Delta p_{\text{měř},1}, \quad (4.2)$$

kde  $\Delta p_{\text{kom}}$  je tlakový spád, způsobený hydraulickým odporem měřicí komory, a  $\Delta p_{\text{měř},1}$  je měřený tlakový spád v měřicí komoře. V tomto momentě je v komoře podtlak a hodnoty tlakového spádu jsou tak záporné.

Při následném zpracování naměřených hodnot je nutné naměřené hodnoty tlakového spádu v měřicí komoře  $\Delta p_{\text{měř},1}$  při změřených objemových průtocích  $Q_{\text{měř}}$  zvětšit o hodnoty  $\Delta p_{\text{kom}}$ , které odpovídají těmto měřeným objemovým průtokům:

$$\Delta p_{\text{vent}} = \Delta p_{\text{měř},1} + \Delta p_{\text{kom}}. \quad (4.3)$$

Díky funkci z části 4.2.1, kterou byly proloženy body z měření hydraulického odporu měřicí komory (viz obr. 4.6), lze určit tlakový spád  $\Delta p_{\text{kom}}$  při libovolném objemovém průtoku  $Q$ . Porovnání identifikovaných bodů tlakové charakteristiky  $\Delta p_{\text{vent}}$  axiálního ventilátoru s charakteristikou z datasheetu je vyneseno v grafu na obr. 4.7, ze kterého je zřejmé, že se jedná o velmi dobrou identifikaci tlakové charakteristiky.



Obr. 4.7: Porovnání provedeného měření s katalogovými údaji výrobce měřeného ventilátoru.

## 5 Výpočet a měření odvodu tepla z kostry ASM

Náplní této kapitoly bude především porovnání hodnoty tepelného odporu kostry asynchronního motoru (ASM), která bude vypočtena podle vztahů z kapitoly 2, s hodnotou tepelného odporu, která bude zjištěna měřením. Klíčové pro výpočet tepelného odporu kostry ASM je určení pracovního objemového průtoku chladicího vzduchu.

### 5.1 Určení objemového průtoku chladicího vzduchu

V části 2.1 byl uveden postup pro stanovení tlakové charakteristiky ventilátoru na základě bezrozměrných podobnostních čísel, který má řadu omezení. Hlavním omezením je předpoklad čistě parabolické tlakové charakteristiky. Provedená identifikace v části 5.1.1 však ukázala, že tento předpoklad je značně zjednodušující. Z toho důvodu bude ve výpočtech uvažována identifikovaná tlaková charakteristika radiálního ventilátoru. Ostatní postupy, uvedené v kapitole 2, jsou ale stále využitelné.

#### 5.1.1 Měření tlakové charakteristiky radiálního ventilátoru

Radiální ventilátory bývají často umístěny přímo na hřídeli elektrického stroje. Měření tlakové charakteristiky je tedy komplikovanější, protože radiální ventilátor musí vhánět vzduch do měřicí komory, aby bylo možné identifikovat celou charakteristiku. K měření byl zvolen asynchronní motor, který byl umístěn do kartonové krabice, která byla co nejlépe utěsněna. Tato krabice pak byla spojena s měřicí komorou. Uspořádání měřicího pracoviště vychází ze schématu na obr. 4.5 a reálné provedení je na obr. 5.1.



Obr. 5.1: Pracoviště pro měření tlakové charakteristiky radiálního ventilátoru.

Motor byl roztočen na jmenovité otáčky a následné měření tlakové charakteristiky probíhalo úplně stejně jako při měření axiálního ventilátoru – postup je uveden v části 4.2.2. Radiální ventilátor však pracuje do zátěže (chladicí okruh ASM) a tlakový spád ventilátoru je tak dán rovnicí

$$\Delta p_{\text{vent}} = \Delta p_{\text{měř},1} + K_{\text{celk}} \cdot Q_{\text{měř}}^2, \quad (5.1)$$

kde  $\Delta p_{\text{vent}}$  je tlakový spád měřeného radiálního ventilátoru,  $\Delta p_{\text{měř},1}$  je měřený tlakový spád v měřicí komoře,  $K_{\text{celk}}$  je hydraulický odpor chladicího okruhu ASM (viz část 5.1.3) a  $Q_{\text{měř}}$  je měřený objemový průtok. Poslední bod tlakové charakteristiky je identifikován v momentě, kdy nastane následující rovnost (odpovídá maximálnímu objemovému průtoku ventilátoru  $Q_m$ ):

$$K_{\text{celk}} \cdot Q_{\text{měř}}^2 = -\Delta p_{\text{měř},1}. \quad (5.2)$$

Identifikované body tlakové charakteristiky radiálního ventilátoru jsou vyneseny červeně v grafu na obr. 5.3 a tvarem připomínají sedlovou charakteristiku, k jejímuž proložení se používá přímka a parabola [7]. Identifikované body tlakové charakteristiky budou navíc sloužit jako hlavní vstup pro určení pracovního objemového průtoku  $Q_{\text{prac}}$ .

### 5.1.2 Výpočet hydraulického odporu okruhu ASM

Pro stanovení hydraulického odporu okruhu je nutné asynchronní motor oměřit a získat všechny rozměry pro stanovení dílčích hydraulických odporů. Všechny potřebné rozměry jsou uvedeny v tab. 5.1. Rozměry jsou označeny symboly a jejich význam je zřejmý z obrázků 2.2, 2.4 a 2.6.

Tab. 5.1: Rozměry asynchronního motoru pro hydraulický výpočet.

| Symbol | Hodnota | Symbol | Hodnota | Symbol | Hodnota |
|--------|---------|--------|---------|--------|---------|
| $D'$   | 91 mm   | $D_5$  | 137 mm  | $a$    | 7,5 mm  |
| $D_v$  | 141 mm  | $b_z$  | 2 mm    | $a_1$  | 6,5 mm  |
| $D_3$  | 114 mm  | $h_z$  | 8 mm    | $L$    | 113 mm  |
| $b_3$  | 36 mm   | $N_z$  | 31      |        |         |

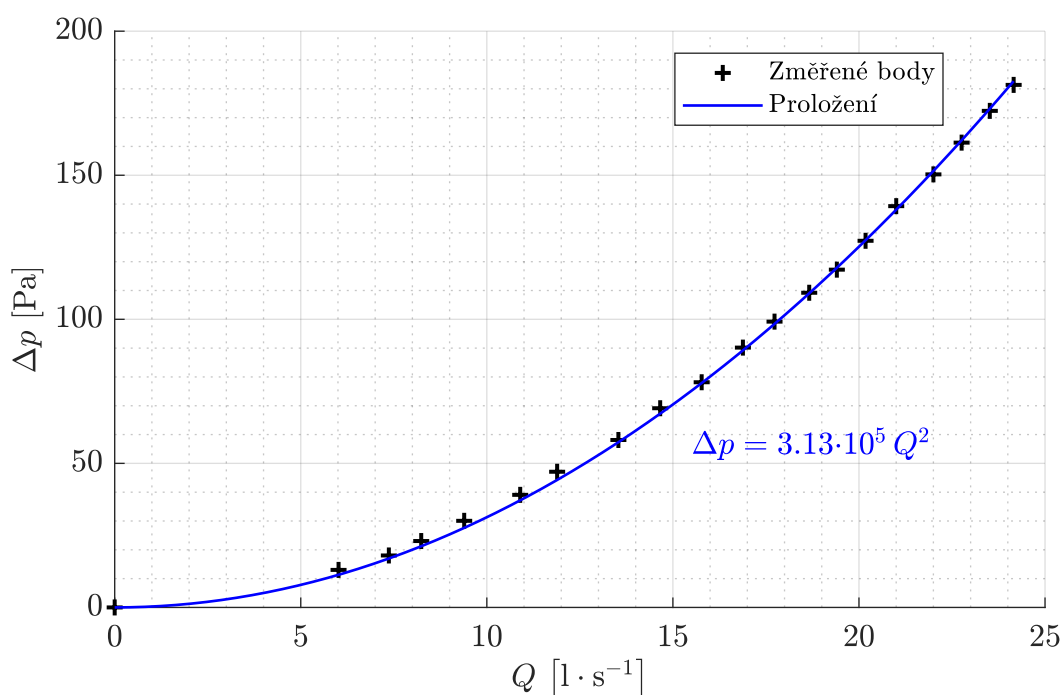
Pro stanovení dílčích hydraulických odporů okruhu elektrického motoru budou využity rovnice z kapitoly 2. Zásadními odpory jsou – odpor krytu ventilátoru, odpor ohybem v kombinaci se zúžením, odpor před vstupem do žebrované kostry a odpor třením vzduchu v kanálech mezi žebry. Hodnoty jednotlivých hydraulických odporů jsou uvedeny v tab. 5.2. Celkový hydraulický odpor okruhu je pak dán jejich součtem. Výsledná charakteristika okruhu asynchronního motoru je pak reprezentována rovnicí (3.1), kde hydraulický odpor  $K$  je právě celkový hydraulický odpor okruhu  $K_{\text{celk}}$ .

Tab. 5.2: Hydraulické odpory okruhu asynchronního motoru.

| Hydraulický odpor | Vztah pro výpočet       | Hodnota                                       |
|-------------------|-------------------------|-----------------------------------------------|
| $K_k$             | rovnice (2.9)           | $712 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-7}$            |
| $K_z$             | rovnice (2.10)          | $4,31\cdot 10^4 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-7}$ |
| $K_{oh}$          | rovnice (2.11)          | $1,88\cdot 10^3 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-7}$ |
| $K_{z,vst}$       | rovnice (2.14)          | $2,39\cdot 10^5 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-7}$ |
| $K_{Nz}$          | rovnice (2.15) a (2.19) | $3,72\cdot 10^4 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-7}$ |
| $K_{celk}$        | –                       | $3,22\cdot 10^5 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-7}$ |

### 5.1.3 Měření hydraulického odporu okruhu ASM

Měření probíhalo při stejné konfiguraci měřicího pracoviště jako při identifikaci tlakové charakteristiky radiálního ventilátoru v části 5.1.1. Jediným rozdílem bylo, že asynchronní motor nebyl napájen a vzduch byl urychlován přídavným ventilátorem, který je součástí měřicí komory. Přídavnému ventilátoru bylo postupně zvyšováno napájecí napětí, čímž rostl objemový průtok  $Q$ , a snímány byly opět dva tlakové spády – v měřicí komoře  $\Delta p_{\text{měř},1}$  a ve Venturiho trubici  $\Delta p_{\text{měř},2}$ . Změřené body byly vyneseny do grafu na obr. 5.2 a následně byly proloženy rovnicí (3.1), ve které koeficient u kvadratického členu číselně odpovídá hydraulickému odporu okruhu asynchronního motoru –  $K_{\text{celk}} = 3,13\cdot 10^5 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-7}$ .

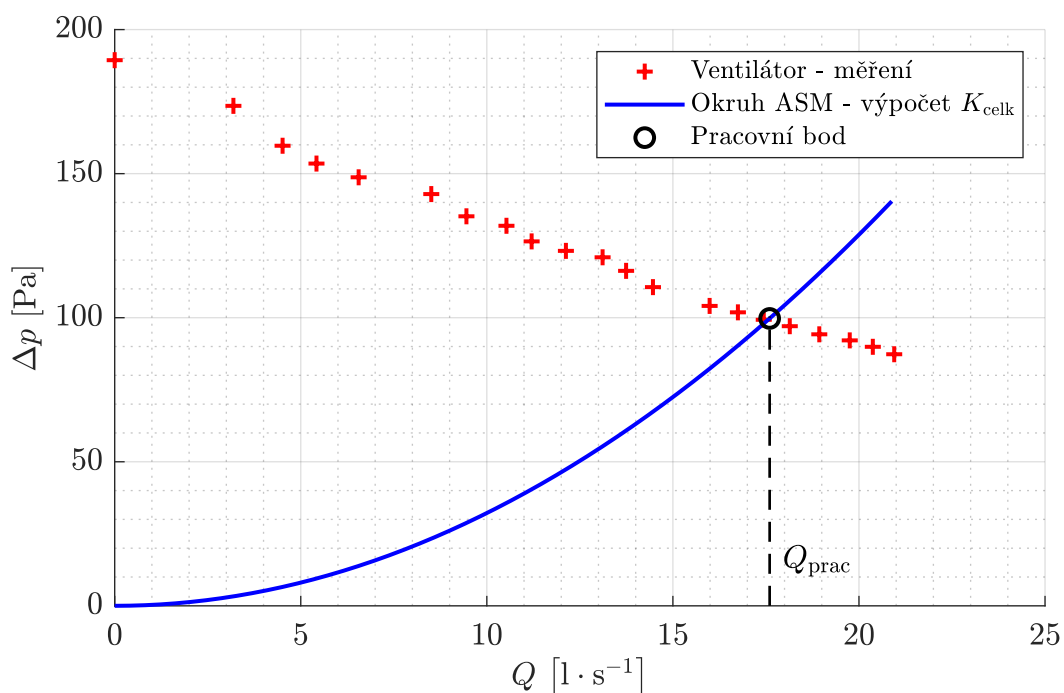


Obr. 5.2: Charakteristika chladicího okruhu ASM.

Při porovnání změřené hodnoty a vypočtené hodnoty celkového hydraulického odporu okruhu z části 5.1.2 lze říct, že bylo dosaženo velmi dobré shody – hodnoty se liší o méně než 3 %. Díky tomu je zaručeno, že i pracovní objemový průtok  $Q_{\text{prac}}$  lze určit s velmi dobrou přesností.

### 5.1.4 Stanovení pracovního objemového průtoku

Známa tlaková charakteristika radiálního ventilátoru (získaná měřením v části 5.1.1) a známá charakteristika okruhu ASM (získaná výpočtem v části 5.1.2) přináší možnost určit pracovní objemový průtok nad žebrovaným povrchem. Z grafu na obr. 5.3 je zřejmé, že pracovní objemový průtok nabývá hodnoty  $17,6 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ .



Obr. 5.3: Grafické určení pracovního objemového průtoku  $Q_{\text{prac}}$ .

## 5.2 Určení tepelného odporu kostry ASM

V části 2.4 byla uvedena empirická závislost součinitele přestupu tepla z kostry elektrického stroje, viz rovnice (2.22). Problémem pro jeho vyčíslení byla neznámá rychlost proudícího vzduchu. Ovšem tu lze získat díky vyrobené měřicí komoře, jež identifikuje tlakovou charakteristiku ventilátoru. Hydraulický odpor okruhu elektrického stroje lze stanovit na základě rovnic v části 2.2. Průsečík tlakové charakteristiky ventilátoru a charakteristiky zátěže (okruhu stroje) udává pracovní objemový průtok, ze kterého lze snadno stanovit rychlost proudícího vzduchu.

### 5.2.1 Výpočet tepelného odporu kostry ASM

Díky rovnici kontinuity (1.8) lze od pracovního objemového průtoku  $Q_{\text{prac}}$ , který byl získán v části 5.1.4, přejít ke střední rychlosti vzduchu  $\bar{v}$ , kterou vzduch proudí mezi žebry asynchronního motoru:

$$\bar{v} = \frac{Q_{\text{prac}}}{S_{\text{Nz}}} = \frac{0,0176}{0,00167} = 10,6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}.$$

Právě střední rychlost proudícího vzduchu je klíčová veličina pro určení součinitele přestupu tepla z kostry asynchronního motoru do okolí, který je dán empirickým vztahem (2.22). Jelikož tento součinitel přestupu tepla zohledňuje pouze nucenou konvekci, tak bývá jeho hodnota zvýšena ještě o hodnotu  $16 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ , která odpovídá volné konvekci z povrchu asynchronního motoru [2]. Výsledná hodnota součinitele přestupu tepla z kostry asynchronního motoru nabývá hodnoty

$$\alpha_{\text{h}} = 76,83 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}.$$

Posledním nelehkým krokem je zjistit povrch kostry asynchronního motoru. K tomu je nutné kostru dobře oměřit a stanovit celkovou plochu. Plocha kostry zkoumaného asynchronního motoru je přibližně  $S_{\text{h}} = 0,107 \text{ m}^2$ . Tepelný odpor mezi kastrou asynchronního motoru a okolím lze určit pomocí rovnice (1.2) a pro tento asynchronní motor nabývá hodnoty

$$R_{\vartheta, \text{h}} = \frac{1}{\alpha_{\text{h}} \cdot S_{\text{h}}} = \frac{1}{76,83 \cdot 0,107} = 0,122 \text{ K}\cdot\text{W}^{-1}.$$

### 5.2.2 Měření tepelného odporu kostry ASM

Pro měření tepelného odporu kostry bylo nutné využít upravený motor, který je dostupný na UVEE FEKT. Upravený motor měl identické parametry i rozměry, ale neobsahoval rotor a jeho statorová vinutí byla spojena do série. Motor byl poháněn dynamometrem a jeho kostra tak byla normálně chlazena radiálním ventilátorem. Během měření byly ve statorovém vinutí generovány konstantní ztráty pomocí stejnosměrného proudu.

Předpokládá se, že všechno teplo, generované ztrátami ve vinutí, musí být odvedeno kastrou asynchronního motoru. Jiné ztráty v upraveném motoru nevznikají. Kostra asynchronního motoru byla osazena třemi snímači teploty PT100 [21]. Další tři snímače teploty PT100 sledovaly teplotu vinutí, aby nedošlo k jeho poškození (z pohledu měření tepelného odporu kostry nejsou podstatné). Další dva snímače pak byly využity pro měření teploty okolí, ze kterých pak byla vypočtena průměrná teplota okolí. Dále byly zaznamenávány hodnoty proudů, které tekly statorovým vinutím, a hodnoty napětí na svorkách motoru, ze kterých byl počítán skutečný výkon, dodávaný do statorového vinutí. Po ustálení všech teplot je možné tepelný odpor kostry asynchronního motoru určit jednoduše ze vztahu

$$R_{\vartheta, \text{h}} = \frac{\vartheta_{\text{h}} - \vartheta_{\infty}}{P}, \quad (5.3)$$

kde  $R_{\vartheta,h}$  je tepelný odpor kostry,  $\vartheta_h$  je ustálená teplota kostry ASM,  $\vartheta_\infty$  je teplota okolí a  $P$  je tepelný tok, který je kosterou motoru odváděn – tedy výkon dodávaný do statorového vinutí.

Motor byl tedy roztočen pomocí dynamometru na jmenovité otáčky  $3000 \text{ min}^{-1}$  a v prvním měření byl do statorového vinutí dodáván výkon přibližně  $100 \text{ W}$ . Po ustálení všech teplot byl pak výkon zvýšen zhruba na  $125 \text{ W}$  a opět se čekalo na ustálení teplot. Ustálené teploty kostry při jednotlivých výkonech jsou pro přehlednost uvedeny v tab. 5.3. Teploty jsou řazeny podle polohy na kostře motoru (1 – nejbližší ventilátoru).

Tab. 5.3: Ustálené teploty kostry ASM.

| Výkon                 | $\vartheta_{h,1}$    | $\vartheta_{h,2}$    | $\vartheta_{h,3}$    | $\vartheta_\infty$   |
|-----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| $P = 101,3 \text{ W}$ | $34,9^\circ\text{C}$ | $36,6^\circ\text{C}$ | $35,1^\circ\text{C}$ | $23,7^\circ\text{C}$ |
| $P = 126,5 \text{ W}$ | $37,8^\circ\text{C}$ | $39,7^\circ\text{C}$ | $38,1^\circ\text{C}$ | $24,1^\circ\text{C}$ |

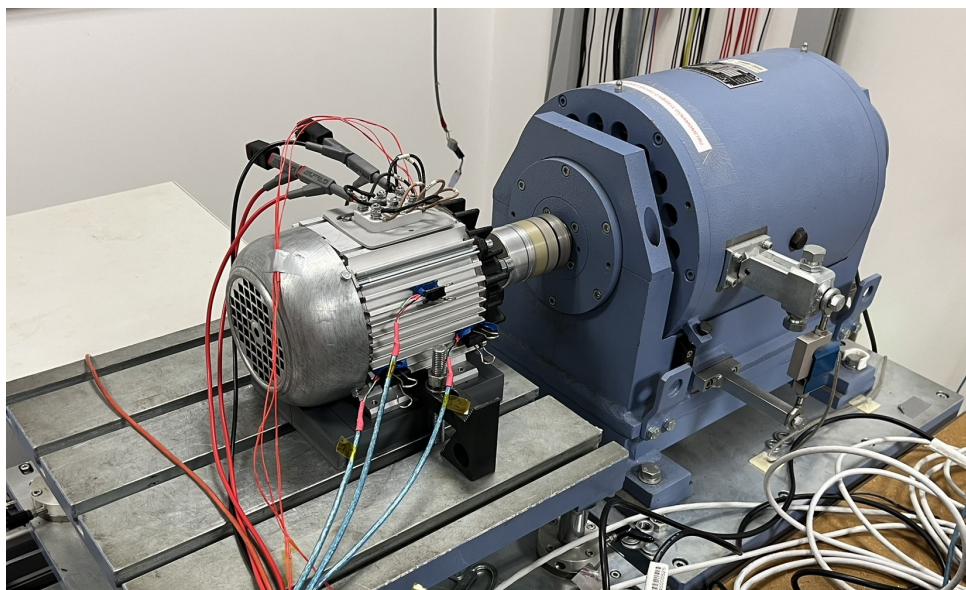
Z hodnot teplot v tab. 5.3 je zajímavé si všimnout, že nejvyšší teplota byla naměřena uprostřed kostry – teplota  $\vartheta_{h,2}$ . Teplota kostry  $\vartheta_h$  by měla s rostoucí vzdáleností od ventilátoru stoupat. Zkreslení teploty  $\vartheta_{h,2}$  bylo způsobeno pravděpodobně tím, že snímač byl umístěn na silnějším žebro kostry, které nebylo tak dobře chlazeno jako ta užší žebra, na kterých byly umístěny snímače teplot  $\vartheta_{h,1}$  a  $\vartheta_{h,3}$ .

Výpočet tepelného odporu kostry  $R_{\vartheta,h}$  bude proveden podle rovnice (5.3) pro teplotu  $\vartheta_{h,3}$ . Tato teplota je volena s ohledem na výpočet v části 5.2.1, kde byla uvažována celá délka žebel  $L$ . Kdyby byl výpočet tepelného odporu kostry proveden pro teplotu  $\vartheta_{h,1}$ , tak by bylo vhodné výpočet v části 5.2.1 upravit a hydraulický odpor mezižebrových kanálů  $K_{Nz}$  vůbec neuvažovat ( $L = 0 \rightarrow K_{Nz} = 0$ ). Následující výpočet je proveden pro oba výkony  $P$  z tab. 5.3 a teplotu kostry  $\vartheta_{h,3}$ .

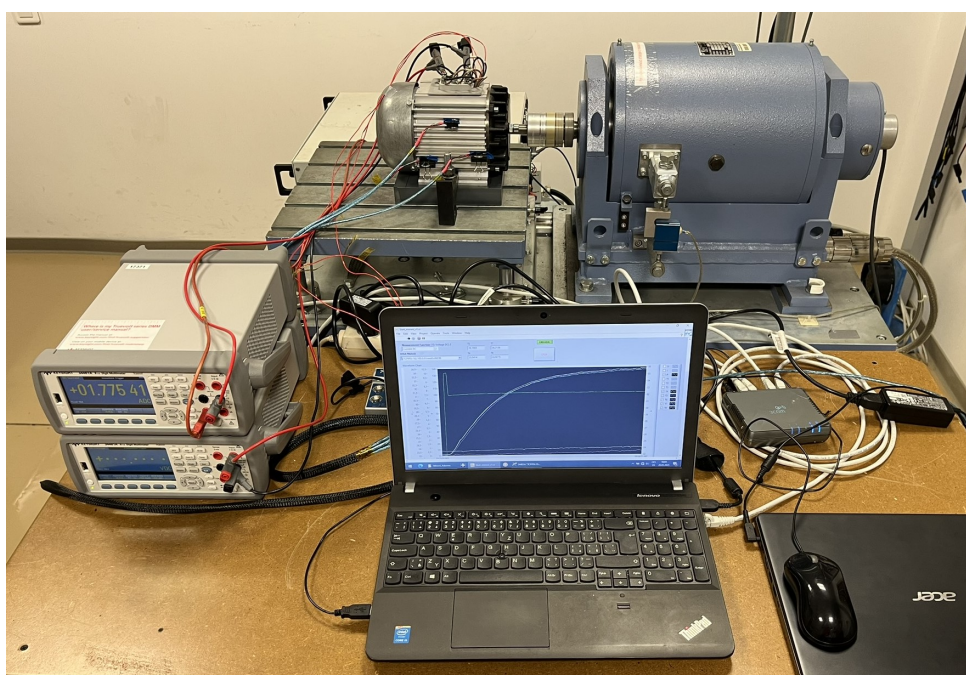
$$R_{\vartheta,h}(P = 101,3 \text{ W}) = \frac{\vartheta_{h,3} - \vartheta_\infty}{P} = \frac{35,1 - 23,7}{101,3} = 0,113 \text{ K}\cdot\text{W}^{-1}$$

$$R_{\vartheta,h}(P = 126,5 \text{ W}) = \frac{\vartheta_{h,3} - \vartheta_\infty}{P} = \frac{38,1 - 24,1}{126,5} = 0,111 \text{ K}\cdot\text{W}^{-1}$$

Při porovnání změřené hodnoty a vypočtené hodnoty tepelného odporu kostry z části 5.2.1 lze říct, že vypočtená hodnota tepelného odporu je celkem přesně stanovena – hodnoty se liší o méně než 10 %. Výpočet tepelných odporů bývá značně nejistý a zde je zatížen nejistotou při výpočtu hydraulického odporu okruhu  $K_{\text{celk}}$  a také nejistotou, která provází měření tlakové charakteristiky radiálního ventilátoru – konkrétně měření objemového průtoku  $Q_{\text{měř}}$  a tlakového spádu  $\Delta p_{\text{měř}}$ . Za dobrou shodu tepelného výpočtu s měřením se považuje odchylka do 20 %.



(a) Umístění snímačů teploty na kostře ASM.



(b) Kompletní měřicí pracoviště.

Obr. 5.4: Měření tepelného odporu kostry ASM – měřicí pracoviště.

# Závěr

Diplomová práce se věnovala výpočtu součinitele přestupu tepla na povrchu kostry elektrického stroje, závislého na rychlosti proudícího vzduchu, urychlovaného ventilátorem. Empirické vztahy pro výpočet součinitele přestupu tepla na žebrovaných plochách byly známy, ale pro jeho výpočet bylo nutné zjistit rychlostní profil chladicího vzduchu podél žebrované kostry.

Začátek práce se věnuje základním principům a vztahům přenosu tepla konvekcí, bezrozměrným podobnostním číslům a mezním vrstvám – rychlostní a teplotní. Následují základní principy proudění tekutin se zaměřením na hydraulické ztráty a proudění tekutin v otevřeném kanálu.

Chladicí vzduch, který je urychlován radiálním ventilátorem, ztrácí svou rychlost z důvodu hydraulických odporů. Ty vznikají např. zúženími, ohyby nebo třením vzduchu o povrch kostry. Hydraulický odpor v mezižebrovém kanále umožňuje vyčíslit rychlost chladicího vzduchu ve více bodech podél kostry stroje, resp. získat výše zmíněný rychlostní profil. Stanovení součinitele přestupu tepla už je pak díky empirickému vztahu snadné. Uvedený výpočet umožňuje rozdělit kostru v tepelném modelu na více tepelných odporů a tím modelovat reálnější odvod tepla z kostry elektrického stroje.

Následující část diplomové práce se věnovala možné identifikaci tlakové charakteristiky ventilátoru. Byly vytvořeny modely škrcení hydraulického okruhu a hydraulického okruhu s přídavným ventilátorem pro hrazení ztrát v modelovém prostředí Simscape. Právě škrcení a hrazení ztrát jsou možnosti, kterými lze identifikovat body tlakové charakteristiky ventilátoru. Tuto skutečnost potvrdila i samostatná simulace.

Následovalo experimentální měření. Byl vyroben prototyp škrticí klapky z PVC trubky. Veškeré části na její pohyb, spojky dílčích částí okruhu byly vytisknuty na 3D tiskárně. Při měření se však narazilo na nedostatky, který spočívaly v netěsnosti měřicího okruhu a ve špatně zvoleném místě pro měření tlaku. Při měření tlakového spádu naprázdno nebylo dosaženo hodnoty, která je uvedena v datasheetu měřeného ventilátoru. Tím došlo k nepřesnosti napříč celým měřením a všechny změřené hodnoty tlakového spádu jsou nižší.

Právě nedostatky prvního měřicího pracoviště byly motivací pro výrobu nového měřicího pracoviště – měřicí komora doplněna o škrticí klapku, Venturiho trubici a přídavný ventilátor. Porovnání identifikovaných bodů tlakové charakteristiky axiálního ventilátoru s charakteristikou z datasheetu ukázalo, že nové měřicí pracoviště dokáže s drobnou nepřesností identifikovat tlakové charakteristiky ventilátorů.

Po ověření funkčnosti měřicí komory bylo možné identifikovat tlakovou charakteristiku radiálního ventilátoru ASM. Následoval výpočet celkového hydraulického odporu okruhu ASM a stanovení pracovního objemového průtoku, resp. rychlosti proudícího vzduchu nad žebrovanou kostrou, která je klíčová pro stanovení součinitele přestupu tepla mezi kostrou

ASM a okolím, resp. tepelného odporu mezi kostrou ASM a okolím.

Výpočty byly následně ověřeny praktickým měřením tepelného odporu kostry ASM a měření ukázalo, že bylo dosaženo dobré shody. Hodnota tepelného odporu, která byla stanovena výpočtem, se od hodnoty, stanovené měřením, lišila o méně než 10 %, což je velmi dobrá shoda.

Dalším možným pokračováním práce je celková automatizace měřicího pracoviště (elektronické nastavování polohy škrticí klapky), nebo ověření rozsahu platnosti empirických vztahů pro hledání tlakových charakteristik radiálních ventilátorů z kapitoly 2.

# Literatura

- [1] Çengel, Y. A.; Ghajar, A. J.: *Heat and Mass Transfer*. New York: McGraw-Hill Education, páté vydání, 2015, ISBN 978-0-07-339818-1, 379–391 s.
- [2] Toman, M.: *Výpočet optimálního magnetického toku asynchronního motoru pro minimalizaci ztrát se zohledněním teplotních vlivů*. Dizertační práce, Vysoké učení technické v Brně. Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2022.
- [3] Çengel, Y. A.; Cimbala, J. M.: *Fluid Mechanics*. New York: McGraw-Hill, třetí vydání, 2014, ISBN 978-0-07-338032-2, 725–729, 736–738 s.
- [4] Šob, F.: *Hydromechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2002, ISBN 80-214-2037-5, 106 s.
- [5] Wikipedia: *Moody chart* [online]. [cit. 2024-06-06]. Dostupné z: [https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/d/d9/Moody\\_EN.svg](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/d/d9/Moody_EN.svg)
- [6] Rudolf, P.: *Přednášky z předmětu Hydromechanika*. Brno: FSI VUT v Brně, 2023.
- [7] Hak, J.; Ošlejšek, O.: *Výpočet chlazení elektrických strojů*. Brno: Výzkumný a vývojový ústav elektrických strojů točivých, první vydání, 1973, 313 s.
- [8] Ondruška, E.; Maloušek, A.: *Ventilace a chlazení elektrických strojů točivých*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, první vydání, 1985, 57–71 s.
- [9] Kulkarni, P. V.; Basavaraddi, S. R.: Design Optimization of Electric Motor Frame and Its Study for Thermal, Dynamic and Modal Stability. *IRJET*, ročník 3, č. 612, 2016: str. 4. Dostupné z: <https://www.irjet.net/archives/V3/i5/IRJET-V3I5612.pdf>
- [10] Ghahfarokhi, P. S.; Kallaste, A.; Podgornovs, A.: Determination of heat transfer coefficient of finned housing of a TEFC variable speed motor. *Electrical Engineering*, ročník 103, č. 1009–1017, 2021: s. 2–3. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s00202-020-01132-1>
- [11] Gebauer, M.; Blejchař, T.; Brzobohatý, T.; aj.: Conjugate Heat Transfer Model for an Induction Motor and Its Adequate FEM Model. *Symmetry*, ročník 15, č. 1294, 2023: s. 5–8. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/sym15071294>
- [12] MathWorks: *Flow Resistance (G)* [online]. [cit. 2025-01-09]. Dostupné z: <https://www.mathworks.com/help/simscape/ref/flowresistanceg.html>
- [13] EBM-PAPST: *Datasheet k měřenému axiálnímu ventilátoru 8314H* [online]. Dostupné z: [https://www.tme.eu/Document/5ee342da66e5540f2f2659339c9d4c66/8314H\\_DTE.pdf](https://www.tme.eu/Document/5ee342da66e5540f2f2659339c9d4c66/8314H_DTE.pdf)

- [14] NXP Semiconductors: *Datasheet k senzoru rozdílového tlaku MPXV5004DP* [online]. Dostupné z: <https://www.farnell.com/datasheets/2291564.pdf>
- [15] Meterman: *Datasheet k anemometru TMA10* [online]. Dostupné z: <https://shop.griederbauteile.ch/en/info/m/Multimeter/WXM.TMA10.pdf>
- [16] Smělý, J.: *Automatizované pracoviště pro měření vzduchotechnických veličin*. Diplomová práce, Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2013.
- [17] Čermák, J.: *Ventilátory*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, první vydání, 1974, 388–395 s.
- [18] MATTECH: *Klasická Venturiho trubice* [online]. [cit. 2025-04-02]. Dostupné z: <https://www.mattech.cz/cz/vyroby/dyzy-a-venturiho-trubice/item/klasicka-venturiho-trubice.html>
- [19] ČSN EN ISO 5167-4, *Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu - Část 4: Venturiho trubice*. 2023.
- [20] Hutagalung, S. S.: Estimation Optimal Value of Discharge Coefficient in a Venturi Tubes. *Journal of Physics: Conference Series*, 2019: s. 1–6. Dostupné z: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1230/1/012087/pdf>
- [21] Tewa Temperature Sensors: *Datasheet k teplotnímu čidlu PT100* [online]. Dostupné z: <https://www.tme.eu/Document/971f62ae79ad8212f4b583042055630b/TT-PT100A-2050-11-AuNi.pdf>

# Seznam symbolů

| Symbol                    | Popis                                                | Jednotka                                        |
|---------------------------|------------------------------------------------------|-------------------------------------------------|
| $a$                       | Střední vzdálenost mezi žebry                        | m                                               |
| $a_1$                     | Vzdálenost mezi žebry na povrchu kostry              | m                                               |
| $\alpha$                  | Součinitel přestupu tepla konvekcí                   | $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$  |
| $\alpha_h$                | Součinitel přestupu tepla kostry elektrického stroje | $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$  |
| $b$                       | Šířka lopatky ventilátoru                            | m                                               |
| $b_z$                     | Tloušťka žebra                                       | m                                               |
| $C$                       | Koeficient vlivu vírů                                | $\text{kg}\cdot\text{m}^{-4}\cdot\text{s}^{-1}$ |
| $C_d$                     | Součinitel průtoku                                   | —                                               |
| $c_p$                     | Izobarická měrná tepelná kapacita                    | $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ |
| $D'$                      | Průměr vstupní mřížky ventilátorového krytu          | m                                               |
| $D_1$                     | Vnitřní průměr ventilátoru                           | m                                               |
| $D_{1p}$                  | Zmenšený vstupní průměr do krytu                     | m                                               |
| $D_2$                     | Vnější průměr ventilátoru                            | m                                               |
| $D_H$                     | Hydraulický průměr                                   | m                                               |
| $\Delta p$                | Tlakový spád                                         | Pa                                              |
| $\Delta p_0$              | Tlakový spád naprázdno                               | Pa                                              |
| $\Delta p_{\text{kom}}$   | Tlakový spád způsobený měřicí komorou                | Pa                                              |
| $\Delta p_{\text{měř}}$   | Měřená hodnota tlakového spádu                       | Pa                                              |
| $\Delta p_{\text{měř},1}$ | Měřená hodnota tlakového spádu - měřicí komora       | Pa                                              |
| $\Delta p_{\text{měř},2}$ | Měřená hodnota tlakového spádu - Venturiho trubice   | Pa                                              |
| $\Delta p_{\text{vent}}$  | Tlakový spád ventilátoru                             | Pa                                              |
| $D_v$                     | Vnitřní průměr krytu ventilátoru                     | m                                               |
| $\varepsilon$             | Absolutní drsnost                                    | m                                               |
| $\varepsilon$             | Součinitel roztažnosti plynu                         | —                                               |
| $f$                       | Součinitel tření                                     | —                                               |
| $\varphi_m$               | Objemové číslo - maximální                           | —                                               |
| $g$                       | Tíhové zrychlení                                     | $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$                    |
| $\gamma$                  | Vzájemný odstup kola od krytu                        | —                                               |
| $h_z$                     | Výška žebra                                          | m                                               |
| $K$                       | Hydraulický odpor                                    | $\text{kg}\cdot\text{m}^{-7}$                   |
| $K_{1z}$                  | Odpor jednoho kanálu mezi žebry                      | $\text{kg}\cdot\text{m}^{-7}$                   |
| $\kappa_k$                | Odporové číslo ventilátoru v krytu                   | —                                               |
| $K_{\text{celk}}$         | Celkový hydraulický odpor                            | $\text{kg}\cdot\text{m}^{-7}$                   |

| Symbol              | Popis                                | Jednotka                                       |
|---------------------|--------------------------------------|------------------------------------------------|
| $K_k$               | Odpor krytu ventilátoru              | $\text{kg}\cdot\text{m}^{-7}$                  |
| $K_{\text{klapka}}$ | Hydraulický odpor škrticí klapky     | $\text{kg}\cdot\text{m}^{-7}$                  |
| $K_{Nz}$            | Odpor všech kanálů mezi žebry        | $\text{kg}\cdot\text{m}^{-7}$                  |
| $K_{oh}$            | Odpor ohybem                         | $\text{kg}\cdot\text{m}^{-7}$                  |
| $K_{okruh}$         | Hydraulický odpor okruhu             | $\text{kg}\cdot\text{m}^{-7}$                  |
| $k_r$               | Relativní drsnost                    | —                                              |
| $K_v$               | Vnitřní odpor ventilátoru            | $\text{kg}\cdot\text{m}^{-7}$                  |
| $K_{vst}$           | Celkový vstupní odpor                | $\text{kg}\cdot\text{m}^{-7}$                  |
| $K_z$               | Odpor zúžením                        | $\text{kg}\cdot\text{m}^{-7}$                  |
| $K_{z,vst}$         | Odpor vstupu do žebrovaného prostoru | $\text{kg}\cdot\text{m}^{-7}$                  |
| $L$                 | Délka žeber motoru                   | m                                              |
| $\lambda$           | Součinitel tepelné vodivosti         | $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ |
| $L_c$               | Charakteristický rozměr              | m                                              |
| $m$                 | Poměr zúžení                         | —                                              |
| $\mu$               | Dynamická viskozita                  | $\text{Pa}\cdot\text{s}$                       |
| $\mu$               | Součinitel kontrakce toku            | —                                              |
| $n$                 | Otáčky elektrického stroje           | $\text{min}^{-1}$                              |
| $Nu$                | Nusseltovo číslo                     | —                                              |
| $\nu$               | Šířkový parametr ventilátoru         | —                                              |
| $N_z$               | Počet žeber                          | —                                              |
| $o$                 | Omočený obvod                        | m                                              |
| $P$                 | Tepelný tok                          | W                                              |
| $p$                 | Tlak                                 | Pa                                             |
| $p_0$               | Tlak ventilátoru naprázdno           | Pa                                             |
| $p_{\text{atm}}$    | Atmosferický tlak                    | Pa                                             |
| $p_c$               | Celkový tlak                         | Pa                                             |
| $p_d$               | Dynamický tlak                       | Pa                                             |
| $Pr$                | Prandtlovo číslo                     | —                                              |
| $p_s$               | Statický tlak                        | Pa                                             |
| $\psi_0$            | Tlakové číslo naprázdno              | —                                              |
| $\psi_k$            | Tlakové číslo ventilátoru v krytu    | —                                              |
| $P_{\text{vent}}$   | Výkon ventilátoru                    | W                                              |
| $Q$                 | Objemový průtok                      | $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$                 |
| $q$                 | Počet lopatek ventilátoru            | —                                              |
| $Q_m$               | Maximální hodnota objemového průtoku | $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$                 |
| $Q_{\text{měř}}$    | Měřená hodnota objemového průtoku    | $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$                 |
| $Q_{\text{prac}}$   | Pracovní hodnota objemového průtoku  | $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$                 |
| $Re$                | Reynoldsovo číslo                    | —                                              |

| Symbol                   | Popis                                               | Jednotka                      |
|--------------------------|-----------------------------------------------------|-------------------------------|
| $\rho$                   | Hustota vzduchu                                     | $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ |
| $R_{\vartheta}$          | Tepelný odpor                                       | $\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$  |
| $R_{\vartheta,\text{h}}$ | Tepelný odpor kostry                                | $\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$  |
| $S$                      | Povrch tělesa                                       | $\text{m}^2$                  |
| $S_{0\text{c}}$          | Celkový volný průřez mříže                          | $\text{m}^2$                  |
| $S_1$                    | Průřez nasávací části Venturiho trubice             | $\text{m}^2$                  |
| $S_{1\text{z}}$          | Průřez jednoho kanálu mezi žebry                    | $\text{m}^2$                  |
| $S_2$                    | Průřez zúžené části Venturiho trubice               | $\text{m}^2$                  |
| $S_3$                    | Průřez před ohybem                                  | $\text{m}^2$                  |
| $S_4$                    | Střední průřez v ohybu                              | $\text{m}^2$                  |
| $S_5$                    | Průřez za ohybem                                    | $\text{m}^2$                  |
| $S_{\text{anem}}$        | Volný průřez sondy anemometru                       | $\text{m}^2$                  |
| $S_{\text{c}}$           | Plocha příčného průřezu                             | $\text{m}^2$                  |
| $S_{\text{h}}$           | Teplosměnná plocha kostry elektrického stroje       | $\text{m}^2$                  |
| $S_{\text{Nz}}$          | Průřez všech kanálů mezi žebry                      | $\text{m}^2$                  |
| $t$                      | Faktor turbulence                                   | —                             |
| $\vartheta$              | Teplota tekutiny nad povrchem tělesa                | $^{\circ}\text{C}$            |
| $\vartheta_{\text{h}}$   | Teplota kostry elektrického stroje                  | $^{\circ}\text{C}$            |
| $\vartheta_{\infty}$     | Teplota okolí - neovlivněna teplotou povrchu tělesa | $^{\circ}\text{C}$            |
| $\vartheta_{\text{p}}$   | Teplota povrchu tělesa                              | $^{\circ}\text{C}$            |
| $u_2$                    | Vnější obvodová rychlost ventilátoru                | $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  |
| $v$                      | Rychlost proudící tekutiny                          | $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  |
| $\bar{v}$                | Střední rychlost mezi žebry                         | $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  |
| $\xi$                    | Průměrový parametr ventilátoru                      | —                             |
| $Y_{\text{z}}$           | Měrná ztrátová energie                              | J                             |
| $z$                      | Vzdálenost bodu od referenční hladiny               | m                             |
| $\zeta$                  | Ztrátový/odporový součinitel                        | —                             |
| $\zeta_{\text{k}}$       | Odporový součinitel - kryt ventilátoru              | —                             |
| $\zeta_{\text{L}}$       | Délkový ztrátový součinitel                         | —                             |
| $\zeta_{\text{m}}$       | Místní ztrátový součinitel                          | —                             |
| $\zeta_{\mu}$            | Součinitel odporu náhlým zúžením                    | —                             |
| $\zeta_{\text{oh}}$      | Součinitel odporu ohybem                            | —                             |
| $\zeta_{\text{z}}$       | Odporový součinitel - vstup do kanálů mezi žebra    | —                             |

# Seznam zkratk

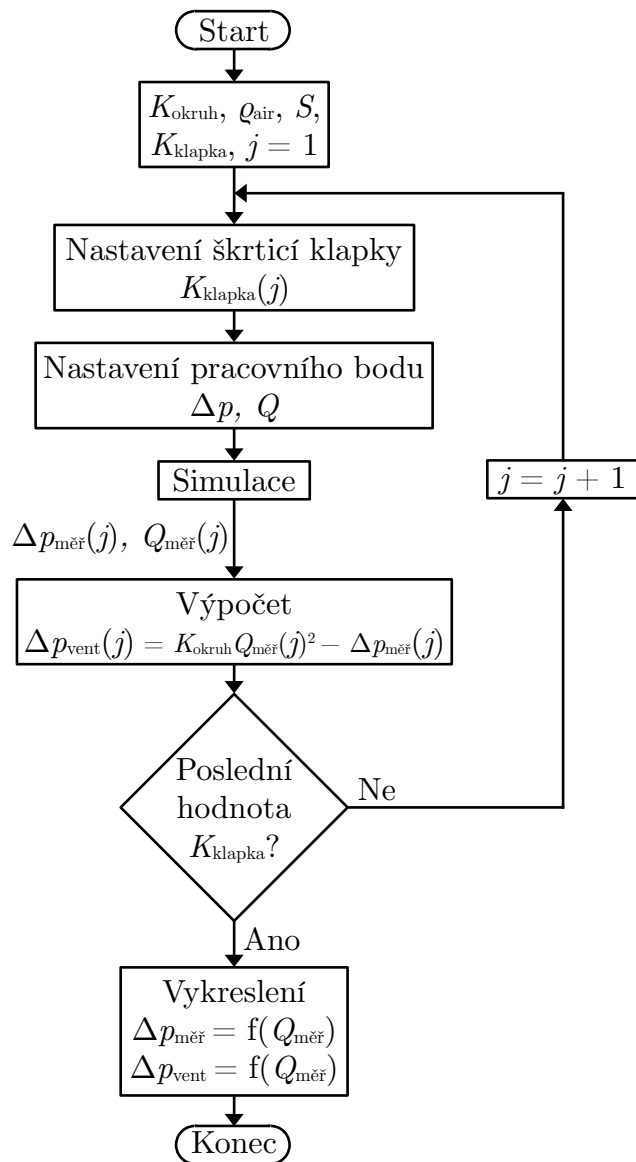
| Zkratka | Popis                                               |
|---------|-----------------------------------------------------|
| ASM     | Asynchronní motor                                   |
| UVEE    | Ústav výkonové elektrotechniky a elektroniky        |
| FEKT    | Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií |

# Seznam příloh

|                                                                                                  |           |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>A Přílohy - Vývojové diagramy</b>                                                             | <b>71</b> |
| A.1 Vývojový diagram modelu se škrticí klapkou . . . . .                                         | 71        |
| A.2 Vývojový diagram modelu s přidavným ventilátorem . . . . .                                   | 72        |
| <b>B Přílohy - Ukázky funkcí</b>                                                                 | <b>73</b> |
| B.1 Ukázka funkce pro hledání nových pracovních bodů v modelu škrcení . . .                      | 73        |
| B.2 Ukázka funkce pro hledání nových pracovních bodů v modelu s přidavným ventilátorem . . . . . | 73        |
| <b>C Přílohy - Tabulky naměřených hodnot</b>                                                     | <b>74</b> |
| C.1 Měření charakteristiky zátěže . . . . .                                                      | 74        |
| C.2 Měření se škrticí klapkou . . . . .                                                          | 75        |
| C.3 Měření s přidavným ventilátorem . . . . .                                                    | 76        |
| C.4 Měření hydraulického odporu měřicí komory . . . . .                                          | 77        |
| C.5 Měření tlakové charakteristiky axiálního ventilátoru . . . . .                               | 78        |
| C.6 Měření hydraulického odporu okruhu ASM . . . . .                                             | 79        |
| C.7 Měření tlakové charakteristiky radiálního ventilátoru . . . . .                              | 80        |

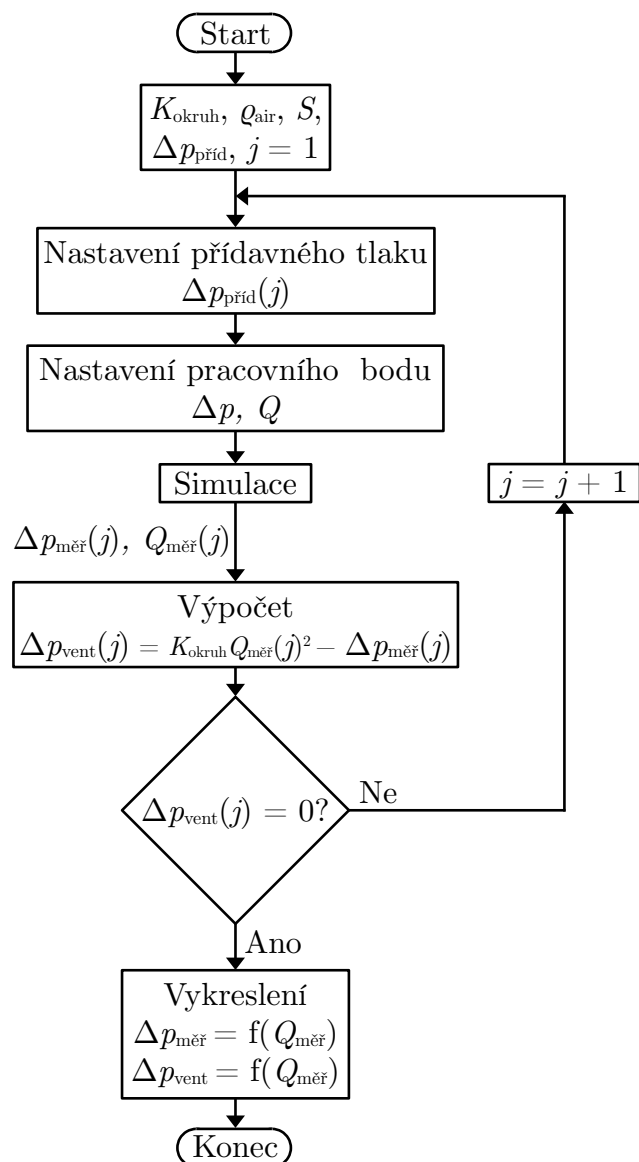
## A Přílohy - Vývojové diagramy

### A.1 Vývojový diagram modelu se škrticí klapkou



Obr. A.1: Vývojový diagram modelu škrcení.

## A.2 Vývojový diagram modelu s přídavným ventilátorem



Obr. A.2: Vývojový diagram modelu s přídavným ventilátorem.

## B Přílohy - Ukázky funkcí

### B.1 Ukázka funkce pro hledání nových pracovních bodů v modelu škrcení

Výpis B.1: Hledání nových pracovních bodů v modelu škrcení.

```
1 i = 1;
2 while (abs(dp_vent - dp_K) > 2)
3     i = i + 1;
4     % tlakový spád ventilátoru
5     dp_vent = p1(1)*Q1(i)^4 + p1(2)*Q1(i)^3 + p1(3)*Q1(i)^2 ...
6             + p1(4)*Q1(i) + p1(5);
7     % tlakový spád na zátěži
8     dp_K = (K_okruh + K_klapka) * Q1(i)^2;
9 end
```

### B.2 Ukázka funkce pro hledání nových pracovních bodů v modelu s přídatným ventilátorem

Výpis B.2: Hledání nových pracovních bodů v modelu s přídatným ventilátorem.

```
1 i = 1;
2 while (abs(dp_vent - dp_K) > 2)
3     i = i + 1;
4     % tlakový spád ventilátoru
5     dp_vent = p1(1)*Q1(i)^4 + p1(2)*Q1(i)^3 + p1(3)*Q1(i)^2 ...
6             + p1(4)*Q1(i) + p1(5);
7     % tlakový spád na zátěži
8     dp_K = K_okruh* Q1(i)^2 - dp_prid;
9 end
```

## C Přílohy - Tabulky naměřených hodnot

### C.1 Měření charakteristiky zátěže

Tab. C.1: Naměřené hodnoty při měření zátěže.

| $v$ [m·s <sup>-1</sup> ] | $U$ [mV] | $Q_{\text{měř}}$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ] | $\Delta p_{\text{měř}}$ [Pa] |
|--------------------------|----------|-----------------------------------------------------|------------------------------|
| 0,75                     | 1297     | 0,00218                                             | 7,06                         |
| 0,94                     | 1300     | 0,00273                                             | 10,08                        |
| 1,13                     | 1304     | 0,00328                                             | 14,11                        |
| 1,35                     | 1309     | 0,00392                                             | 19,15                        |
| 1,53                     | 1313     | 0,00444                                             | 23,19                        |
| 1,7                      | 1319     | 0,00493                                             | 29,23                        |
| 1,89                     | 1325     | 0,00548                                             | 35,28                        |
| 1,99                     | 1332     | 0,00577                                             | 42,34                        |
| 2,11                     | 1338     | 0,00612                                             | 48,39                        |
| 2,24                     | 1343     | 0,00650                                             | 53,43                        |
| 2,41                     | 1349     | 0,00699                                             | 59,48                        |
| 2,55                     | 1356     | 0,00740                                             | 66,53                        |
| 2,68                     | 1363     | 0,00778                                             | 73,59                        |
| 2,8                      | 1369     | 0,00812                                             | 79,64                        |
| 2,98                     | 1376     | 0,00865                                             | 86,69                        |
| 3,11                     | 1382     | 0,00902                                             | 92,74                        |

Příklad výpočtu pro 5. řádek tab. C.1:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{měř}} &= S_{\text{anem}} v = 2,902 \cdot 10^{-3} \cdot 1,53 = 0,00444 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}, \\
 U_{\text{err}} &= U - \frac{U_{\text{sup}}}{5} = 1,29 - \frac{4,96}{5} = 0,298 \text{ V, kalibrace na } p_{\text{atm}}, \\
 \Delta p_{\text{měř}} &= 5 \cdot \frac{U - U_{\text{err}}}{U_{\text{sup}}} - 1 = 5 \cdot \frac{1,313 - 0,298}{4,96} - 1 = 0,02319 \text{ kPa} = 23,19 \text{ Pa}.
 \end{aligned}$$

## C.2 Měření se škrticí klapkou

Tab. C.2: Naměřené hodnoty se škrticí klapkou.

| $v$ [m·s <sup>-1</sup> ] | $U$ [mV] | $Q_{\text{měř}}$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ] | $\Delta p_{\text{měř}}$ [Pa] |
|--------------------------|----------|-----------------------------------------------------|------------------------------|
| 0                        | 1343     | 0                                                   | -42,34                       |
| 0,2                      | 1338     | 0,00058                                             | -37,30                       |
| 0,35                     | 1334     | 0,00102                                             | -33,27                       |
| 0,52                     | 1328     | 0,00151                                             | -27,22                       |
| 0,65                     | 1324     | 0,00189                                             | -23,19                       |
| 0,87                     | 1316     | 0,00252                                             | -15,12                       |
| 1,08                     | 1310     | 0,00313                                             | -9,07                        |
| 1,25                     | 1305     | 0,00363                                             | -4,03                        |

Příklad výpočtu pro 5. řádek tab. C.2:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{měř}} &= S_{\text{anem}} v = 2,902 \cdot 10^{-3} \cdot 0,65 = 0,00189 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}, \\
 U_{\text{err}} &= U - \frac{U_{\text{sup}}}{5} = 1,303 - \frac{4,96}{5} = 0,309 \text{ V, kalibrace na } p_{\text{atm}}, \\
 \Delta p_{\text{měř}} &= - \left[ 5 \cdot \frac{U - U_{\text{err}}}{U_{\text{sup}}} - 1 \right] = - \left[ 5 \cdot \frac{1,324 - 0,309}{4,96} - 1 \right] = -0,02319 \text{ kPa} = -23,19 \text{ Pa}.
 \end{aligned}$$

### C.3 Měření s přídavným ventilátorem

Tab. C.3: Naměřené hodnoty s přídavným ventilátorem.

| $v$ [m·s <sup>-1</sup> ] | $U$ [mV] | $Q_{\text{měř}}$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ] | $\Delta p_{\text{měř}}$ [Pa] |
|--------------------------|----------|-----------------------------------------------------|------------------------------|
| 1,59                     | 1315     | 0,00461                                             | 14,11                        |
| 2,33                     | 1320     | 0,00676                                             | 19,15                        |
| 2,72                     | 1323     | 0,00789                                             | 22,18                        |
| 2,97                     | 1326     | 0,00862                                             | 25,20                        |
| 3,23                     | 1330     | 0,00937                                             | 29,23                        |
| 3,51                     | 1334     | 0,01018                                             | 33,27                        |
| 3,75                     | 1339     | 0,01088                                             | 38,31                        |
| 3,97                     | 1342     | 0,01152                                             | 41,33                        |
| 4,27                     | 1344     | 0,01239                                             | 43,35                        |
| 4,57                     | 1348     | 0,01326                                             | 47,38                        |

Příklad výpočtu pro 5. řádek tab. C.3:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{měř}} &= S_{\text{anem}} v = 2,902 \cdot 10^{-3} \cdot 3,23 = 0,00937 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}, \\
 U_{\text{err}} &= U - \frac{U_{\text{sup}}}{5} = 1,303 - \frac{4,96}{5} = 0,309 \text{ V, kalibrace na } p_{\text{atm}}, \\
 \Delta p_{\text{měř}} &= 5 \cdot \frac{U - U_{\text{err}}}{U_{\text{sup}}} - 1 = 5 \cdot \frac{1,33 - 0,309}{4,96} - 1 = 0,02923 \text{ kPa} = 29,23 \text{ Pa}.
 \end{aligned}$$

## C.4 Měření hydraulického odporu měřicí komory

Tab. C.4: Naměřené hodnoty – hydraulický odpor měřicí komory.

| $\Delta p_{\text{měř},2}$ [Pa] | $Q_{\text{měř}}$ [m <sup>3</sup> ·hod <sup>-1</sup> ] | $\Delta p_{\text{měř},1}$ [Pa] |
|--------------------------------|-------------------------------------------------------|--------------------------------|
| 0,00                           | 0,00                                                  | 0,0                            |
| 1,40                           | 14,32                                                 | 3,0                            |
| 2,00                           | 17,12                                                 | 4,0                            |
| 3,11                           | 21,32                                                 | 5,5                            |
| 4,11                           | 24,51                                                 | 7,0                            |
| 6,01                           | 29,65                                                 | 9,5                            |
| 7,72                           | 33,59                                                 | 12,0                           |
| 9,52                           | 37,31                                                 | 16,0                           |
| 11,22                          | 40,52                                                 | 17,0                           |
| 13,53                          | 44,48                                                 | 19,5                           |
| 15,53                          | 47,66                                                 | 22,0                           |
| 17,54                          | 50,64                                                 | 25,1                           |
| 19,54                          | 53,46                                                 | 27,6                           |

Vzhledem k dosahovaným objemovým průtokům je nutné uvažovat součinitel průtoku  $C_d = 0,94$  [20]. Příklad výpočtu pro 6. řádek tab. C.4 podle rovnice (4.1):

$$Q = 0,94 \cdot \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \cdot \frac{\pi \cdot 0,056^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 6,01}{1,25 \cdot \left[ \left( \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \right)^2 - \left( \frac{\pi \cdot 0,056^2}{4} \right)^2 \right]}} = 29,65 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}.$$

## C.5 Měření tlakové charakteristiky axiálního ventilátoru

Tab. C.5: Naměřené hodnoty – tlaková charakteristika axiálního ventilátoru.

| $\Delta p_{\text{měř},2}$ [Pa] | $Q_{\text{měř}}$ [m <sup>3</sup> ·hod <sup>-1</sup> ] | $\Delta p_{\text{měř},1}$ [Pa] | $\Delta p_{\text{vent}}$ [Pa] |
|--------------------------------|-------------------------------------------------------|--------------------------------|-------------------------------|
| 0,00                           | 0,00                                                  | 128,3                          | 128,3                         |
| 0,30                           | 6,63                                                  | 121,2                          | 122,3                         |
| 1,00                           | 12,11                                                 | 103,2                          | 105,6                         |
| 1,40                           | 14,32                                                 | 90,2                           | 93,3                          |
| 3,21                           | 21,66                                                 | 76,2                           | 82,0                          |
| 4,71                           | 26,25                                                 | 64,1                           | 72,2                          |
| 5,81                           | 29,16                                                 | 50,1                           | 59,7                          |
| 7,31                           | 32,71                                                 | 41,1                           | 52,7                          |
| 8,72                           | 35,71                                                 | 33,1                           | 46,6                          |
| 9,62                           | 37,51                                                 | 32,1                           | 46,8                          |
| 12,02                          | 41,94                                                 | 29,1                           | 47,0                          |
| 20,04                          | 54,14                                                 | 17,0                           | 45,2                          |
| 23,05                          | 58,06                                                 | 10,0                           | 42,0                          |
| 27,05                          | 62,91                                                 | 1,0                            | 38,0                          |
| 30,76                          | 67,08                                                 | -9,0                           | 32,6                          |
| 34,07                          | 70,59                                                 | -19,0                          | 26,6                          |
| 37,07                          | 73,64                                                 | -28,1                          | 21,3                          |
| 41,08                          | 77,52                                                 | -40,1                          | 14,2                          |
| 43,09                          | 79,39                                                 | -50,1                          | 6,6                           |

Vzhledem k dosahovaným objemovým průtokům je nutné uvažovat součinitel průtoku  $C_d = 0,94$  [20]. Příklad výpočtu pro 6. řádek tab. C.5 podle rovnice (4.1) a (4.3):

$$Q = 0,94 \cdot \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \cdot \frac{\pi \cdot 0,056^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 4,71}{1,25 \cdot \left[ \left( \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \right)^2 - \left( \frac{\pi \cdot 0,056^2}{4} \right)^2 \right]}} = 26,25 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1},$$

$$\Delta p_{\text{vent}} = 64,1 + 378 \cdot \left( \frac{26,25}{3600} \right) + 9,954 \cdot 10^4 \cdot \left( \frac{26,25}{3600} \right)^2 = 72,2 \text{ Pa}.$$

## C.6 Měření hydraulického odporu okruhu ASM

Tab. C.6: Naměřené hodnoty – hydraulický odpor okruhu ASM.

| $\Delta p_{\text{měř},2}$ [Pa] | $Q_{\text{měř}}$ [l·s <sup>-1</sup> ] | $\Delta p_{\text{měř},1}$ [Pa] |
|--------------------------------|---------------------------------------|--------------------------------|
| 0                              | 0,00                                  | 0,0                            |
| 3,21                           | 6,02                                  | 13,0                           |
| 4,81                           | 7,37                                  | 18,0                           |
| 6,01                           | 8,24                                  | 23,0                           |
| 7,82                           | 9,39                                  | 30,1                           |
| 10,52                          | 10,90                                 | 39,1                           |
| 12,53                          | 11,89                                 | 47,1                           |
| 16,23                          | 13,54                                 | 58,1                           |
| 19,04                          | 14,66                                 | 69,1                           |
| 22,04                          | 15,77                                 | 78,2                           |
| 25,25                          | 16,88                                 | 90,2                           |
| 27,86                          | 17,73                                 | 99,2                           |
| 30,86                          | 18,66                                 | 109,2                          |
| 33,37                          | 19,41                                 | 117,2                          |
| 36,07                          | 20,18                                 | 127,3                          |
| 39,08                          | 21,00                                 | 139,3                          |
| 42,89                          | 22,00                                 | 150,3                          |
| 45,89                          | 22,76                                 | 161,3                          |
| 49,00                          | 23,52                                 | 172,3                          |
| 51,70                          | 24,16                                 | 181,4                          |

Vzhledem k dosahovaným objemovým průtokům je nutné uvažovat součinitel průtoku  $C_d = 0,94$  [20]. Příklad výpočtu pro 3. řádek tab. C.6 podle rovnice (4.1):

$$Q = 0,94 \cdot \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \cdot \frac{\pi \cdot 0,056^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 4,81}{1,25 \cdot \left[ \left( \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \right)^2 - \left( \frac{\pi \cdot 0,056^2}{4} \right)^2 \right]}} = 7,37 \text{ l·s}^{-1}.$$

## C.7 Měření tlakové charakteristiky radiálního ventilátoru

Tab. C.7: Naměřené hodnoty – tlaková charakteristika radiálního ventilátoru.

| $\Delta p_{\text{měř},2}$ [Pa] | $Q_{\text{měř}}$ [ $\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$ ] | $\Delta p_{\text{měř},1}$ [Pa] | $\Delta p_{\text{vent}}$ [Pa] |
|--------------------------------|---------------------------------------------------|--------------------------------|-------------------------------|
| 0,00                           | 0,00                                              | 189,4                          | 189,4                         |
| 0,90                           | 3,19                                              | 170,3                          | 173,5                         |
| 1,80                           | 4,51                                              | 153,3                          | 159,7                         |
| 2,61                           | 5,42                                              | 144,3                          | 153,5                         |
| 3,81                           | 6,56                                              | 135,3                          | 148,7                         |
| 6,41                           | 8,51                                              | 120,2                          | 142,9                         |
| 7,92                           | 9,45                                              | 107,2                          | 135,2                         |
| 9,82                           | 10,53                                             | 97,2                           | 131,9                         |
| 11,12                          | 11,20                                             | 87,2                           | 126,5                         |
| 13,03                          | 12,13                                             | 77,2                           | 123,2                         |
| 15,23                          | 13,11                                             | 67,1                           | 120,9                         |
| 16,73                          | 13,74                                             | 57,1                           | 116,2                         |
| 18,54                          | 14,46                                             | 45,1                           | 110,6                         |
| 22,65                          | 15,99                                             | 24,0                           | 104,0                         |
| 24,85                          | 16,75                                             | 14,0                           | 101,8                         |
| 26,95                          | 17,44                                             | 4,0                            | 99,2                          |
| 29,16                          | 18,14                                             | -6,0                           | 97,0                          |
| 31,76                          | 18,93                                             | -18,0                          | 94,2                          |
| 34,57                          | 19,75                                             | -30,1                          | 92,1                          |
| 36,77                          | 20,37                                             | -40,1                          | 89,8                          |
| 38,88                          | 20,95                                             | -50,1                          | 87,2                          |

Vzhledem k dosahovaným objemovým průtokům je nutné uvažovat součinitel průtoku  $C_d = 0,94$  [20]. Příklad výpočtu pro 3. řádek tab. C.7 podle rovnice (4.1) a (5.1):

$$Q = 0,94 \cdot \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \cdot \frac{\pi \cdot 0,056^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 4,81}{1,25 \cdot \left[ \left( \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \right)^2 - \left( \frac{\pi \cdot 0,056^2}{4} \right)^2 \right]}} = 4,51 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1},$$

$$\Delta p_{\text{vent}} = 153,3 + 3,13 \cdot 10^5 \cdot (4,51 \cdot 10^{-3})^2 = 159,7 \text{ Pa}.$$