

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta mechatroniky a mezioborových  
inženýrských studií

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

# TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta mechatroniky a mezioborových  
inženýrských studií

## Optimalizace ventilátoru pro chlazení pohonné jednotky drážního vozidla

Tomáš Dostál

Studijní program: B 2612 – Elektrotechnika a informatika  
Studijní obor: 2612R011 – Elektronické informační a řídicí systémy  
Pracoviště: Ústav řízení systémů a spolehlivosti

Fakulta mechatroniky  
a mezioborových inženýrských studií

Technická univerzita v Liberci  
Studentská 2, 461 17 Liberec 1

Školitel: Ing. Jiří Jelínek, Ph.D.  
Konzultant: Ing. Vladimír Šáfr

Rozsah bakalářské práce:

Počet stran: 71

Počet obrázků: 24

Počet tabulek: 7

Rozsah příloh bakalářské práce:

Počet stran: 5

# Zadání

– sem se dá ten list (ORIGINÁLNÍ) při vazbě!!!

# Abstrakt

## Optimalizace ventilátoru pro chlazení pohonné jednotky drážního vozidla

Bakalářská práce se zabývá problematikou chlazení pohonné jednotky drážního vozidla, praktickým ověřením správnosti návrhu ventilátorů pro chladicí jednotku. Chladicí jednotka má za úkol chladit dieselový motor Caterpillar a dvě turbodmychadla, která jsou součástí pohonu lokomotivy typu 774.7.

Praktickým měřením průtoků vzduchu chladiči, tlakové ztráty na chladičích, otáček ventilátoru a následným porovnáním v programu Multi-Wing Optimiser bylo dosaženo výsledků, které potvrzují správnost návrhu ventilátorů pro chladicí jednotku. Tímto je chladicí jednotka schopna dodat potřebný chladicí výkon, tedy požadované množství vzduchu pro uchlazení pohonné jednotky i při maximálním výkonu motoru a tím pádem maximálním požadavku na chlazení.

Tomáš Dostál

# Abstract

## Optimalization Ventilator for Cooling Driving Unit of Train Vehicles

Bachelor work deal with problems of cooling driving unit for train vehicles, practical check rightness proposal ventilators for cooling unit. Cooling unit has called to do cool down diesel engine Caterpillar and two turboblowers. These are parts of drive locomotives type 774.7.

Practical metering airflows through the cooler, compressive losses on coolers, revolutions ventilator and resulting comparison in program Multi- Wing Optimiser was achieved results, which confirming rightness proposal ventilators for cooling unit. Herewith is cooling unit able to add required cooling achievement, then required air quantity for sufficing cooling of driving unit also at maximum achievement motor thereby maximum request on cooling.

Tomáš Dostál

# Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé bakalářské práce a prohlašuji, že **s o u h l a s í m** s případným užitím mé bakalářské práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užít své bakalářské práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

Datum 3.5.2008

Podpis

.....

Tomáš Dostál

## Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat svému školiteli Ing. Jiřímu Jelínkovi, Ph.D. za rady při zpracování bakalářské práce. Za odborné vedení, cenné rady a náměty děkuji mému konzultantovi Ing. Vladimíru Šáfrovi a jeho kolegům z firmy MONDO s.r.o..

# Obsah

|                                                              |    |
|--------------------------------------------------------------|----|
| Seznam použitých symbolů .....                               | 10 |
| Seznam obrázků .....                                         | 11 |
| Seznam tabulek .....                                         | 12 |
| Úvod .....                                                   | 13 |
| 1 Definice ventilátoru a základní pojmy .....                | 14 |
| 1.1 Rozdělení ventilátorů podle směru průtoku vzdušiny ..... | 15 |
| 1.2 Rozdělení ventilátorů podle dopravního tlaku .....       | 16 |
| 1.3 Rozdělení ventilátorů podle jejich počtu .....           | 17 |
| 2 Aerodynamický výpočet ventilátorů .....                    | 18 |
| 2.1 Kritéria a zákony podobnosti .....                       | 18 |
| 2.2 Bezrozměrná čísla .....                                  | 19 |
| 2.3 Volba typu ventilátoru .....                             | 20 |
| 3 Úvod do teorie proudění ve ventilátorech .....             | 21 |
| 3.1 Bernoulliho rovnice .....                                | 21 |
| 3.2 Eulerova rovnice .....                                   | 22 |
| 3.3 Základní teorie proudění ve ventilátorech .....          | 23 |
| 3.3.1 Přímá a nepřímá úloha .....                            | 23 |
| 3.3.2 Teorie proudění v kanále .....                         | 24 |
| 3.3.3 Teorie proudění v lopatkové mříži .....                | 25 |
| 3.4 Parametry lopatkových mříží .....                        | 26 |
| 3.4.1 Geometrické parametry lopatkových mříží .....          | 26 |
| 3.4.2 Aerodynamické parametry lopatkových mříží .....        | 27 |
| 3.5 Aerodynamika axiálních ventilátorů .....                 | 28 |
| 3.5.1 Základní aerodynamická schémata .....                  | 28 |
| 3.5.2 Nábojový poměr .....                                   | 35 |
| 3.5.3 Proudění lopatkovou mříží .....                        | 36 |
| 3.5.4 Proudění v sací komoře .....                           | 37 |
| 3.5.5 Proudění v difuzoru .....                              | 37 |
| 3.5.6 Ztráty .....                                           | 37 |
| 3.5.7 Aerodynamická regulace .....                           | 38 |



|                                                                          |    |
|--------------------------------------------------------------------------|----|
| 3.5.8 Schéma aerodynamického výpočtu .....                               | 39 |
| 3.6 Konstrukce ventilátorů .....                                         | 40 |
| 3.7 Pohon a regulace ventilátorů .....                                   | 43 |
| 3.7.1 Pohon ventilátorů.....                                             | 43 |
| 3.7.2 Regulace ventilátoru .....                                         | 46 |
| 3.8 Hluk ventilátoru.....                                                | 46 |
| 3.9 Provozní vlastnosti ventilátorů .....                                | 46 |
| 3.10 Chladiče .....                                                      | 48 |
| 3.10.1 Sdílení (šíření) tepla.....                                       | 48 |
| 4 Motorová lokomotiva 774.701-7 .....                                    | 51 |
| 4.1 Základní vlastnosti a popis stroje .....                             | 51 |
| 4.2 Technické podmínky jednotky chlazení pro lokomotivy řady 774.7 ..... | 53 |
| 4.3 Základní technické údaje .....                                       | 54 |
| 4.3.1 Technické parametry jednotky .....                                 | 54 |
| 4.3.2 Rozměry a hmotnosti chladicí jednotky .....                        | 54 |
| 4.3.3 Jednotlivé prvky systému .....                                     | 54 |
| 5 Ověření výkonu jednotky chlazení .....                                 | 58 |
| 5.1 Seznámení s postupem řešení .....                                    | 58 |
| 5.2 Popis teoretické přípravy .....                                      | 58 |
| 5.3 Měření jednotky chlazení .....                                       | 60 |
| 5.3.1 Popis měřících přístrojů TESTO .....                               | 60 |
| 5.3.2 Měření a výpočty .....                                             | 61 |
| 5.4 Výpočty nejistot měření.....                                         | 66 |
| 5.5 Návrh oběžného kola v programu Multi-Wing Optimiser .....            | 67 |
| Závěr.....                                                               | 69 |
| Literatura .....                                                         | 71 |
| Příloha A.....                                                           | 72 |

## Seznam použitých symbolů

|                 |                                      |                               |
|-----------------|--------------------------------------|-------------------------------|
| $\Delta p_{cv}$ | [Pa]                                 | celkový tlak ventilátoru      |
| $d$             | [m]                                  | průměr oběžného kola          |
| $n$             | [min <sup>-1</sup> ]                 | otáčky                        |
| $\rho$          | [kg m <sup>-3</sup> ]                | hustota                       |
| $Q_v$           | [m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]    | objemový průtok               |
| $Q_m$           | [kg s <sup>-1</sup> ]                | hmotnostní průtok             |
| $l$             | [m]                                  | délka                         |
| $\tau$          | [s]                                  | čas                           |
| $S$             | [m <sup>2</sup> ]                    | plocha                        |
| $P$             | [W]                                  | výkon                         |
| $\Delta p$      | [Pa]                                 | přetlak                       |
| $\eta_{cv}$     | [-]                                  | celková účinnost ventilátoru  |
| $P_v$           | [W]                                  | výkon ventilátoru             |
| $P_{mv}$        | [W]                                  | výkon motoru ventilátoru      |
| $w$             | [m s <sup>-1</sup> ]                 | rychlost vzduchu              |
| $\mu$           | [N s m <sup>-2</sup> ]               | součinitel dynamické vazkosti |
| $u$             | [m s <sup>-1</sup> ]                 | obvodová rychlost             |
| $\varphi$       | [-]                                  | průtokové číslo               |
| $\psi$          | [-]                                  | tlakové číslo                 |
| $\delta$        | [-]                                  | číslo velikosti               |
| $\sigma$        | [-]                                  | číslo otáček                  |
| $r$             | [m]                                  | poloměr                       |
| $c$             | [m s <sup>-1</sup> ]                 | absolutní rychlost            |
| $v$             | [-]                                  | nábojový poměr                |
| $a$             | [m]                                  | délkový rozměr                |
| $q$             | [W m <sup>-2</sup> ]                 | tepelný tok                   |
| $\lambda$       | [W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ] | tepelná vodivost              |
| $T$             | [K]                                  | teplota                       |

# Seznam obrázků

|                                                                                                                                                         |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Obrázek 1: Schémata průtoků oběžným kolem ventilátoru .....                                                                                             | 16 |
| Obrázek 2: Element proudnice.....                                                                                                                       | 21 |
| Obrázek 3: Prstencový proudový element v axiálním oběžném kole .....                                                                                    | 22 |
| Obrázek 4: Lopatková mříž (vějířovitá) .....                                                                                                            | 25 |
| Obrázek 5: Axiální ventilátor se vstupními statorovými lopatkami .....                                                                                  | 28 |
| Obrázek 6: Axiální ventilátor s rozváděcími statorovými lopatkami .....                                                                                 | 29 |
| Obrázek 7: Axiální ventilátor se vstupními i rozváděcími statorovými lopatkami .....                                                                    | 30 |
| Obrázek 8: Axiální ventilátor s oběžným kolem .....                                                                                                     | 31 |
| Obrázek 9: Ventilátor s meridiálním urychlením proudu .....                                                                                             | 33 |
| Obrázek 10: Ventilátor víceúhlový .....                                                                                                                 | 34 |
| Obrázek 11: Ventilátor protiběžný .....                                                                                                                 | 35 |
| Obrázek 12: Vliv nábojového poměru na charakteristiku $\psi$ - $\phi$ axiálního ventilátoru .....                                                       | 35 |
| Obrázek 13: Rychlostní trojúhelníky .....                                                                                                               | 36 |
| Obrázek 14: Typy charakteristik ventilátorů .....                                                                                                       | 47 |
| Obrázek 15: Lokomotiva 774.701-7 .....                                                                                                                  | 51 |
| Obrázek 16: Lokomotiva 774.701-7 táhnoucí uhelný vlak .....                                                                                             | 52 |
| Obrázek 17: Znázornění průchodu vzduchu chladicí jednotkou .....                                                                                        | 54 |
| Obrázek 18: Charakteristika ventilátoru a chladiče .....                                                                                                | 59 |
| Obrázek 19: Měřicí přístroje TESTO 445 a TESTO 505-P1 .....                                                                                             | 60 |
| Obrázek 20: Chladicí jednotka před montážní halou.....                                                                                                  | 62 |
| Obrázek 21: Schéma rozmístění měřících bodů.....                                                                                                        | 62 |
| Obrázek 22: Návrhové prostředí Multi-Wing Optimiser 5.....                                                                                              | 68 |
| Obrázek 23: Charakteristiky oběžného kola při frekvenci měniče 50 Hz<br>a teplotě 14 a 70 °C .....                                                      | 69 |
| Obrázek 24: Charakteristiky oběžného kola při otáčkách 1547 min <sup>-1</sup> a teplotě 14°C<br>a otáčkách 1780 min <sup>-1</sup> a teplotě 70 °C ..... | 70 |

## Seznam tabulek

|                                                                       |    |
|-----------------------------------------------------------------------|----|
| Tabulka 1: Popis vlastností různých typů radiálních ventilátorů ..... | 17 |
| Tabulka 2: Údaje na frekvenčním měniči při 40 Hz .....                | 63 |
| Tabulka 3: Naměřené a spočítané hodnoty při 40 Hz .....               | 63 |
| Tabulka 4: Tlaková ztráta při frekvenci měniče 40 Hz .....            | 64 |
| Tabulka 5: Údaje na frekvenčním měniči při 50 Hz .....                | 65 |
| Tabulka 6: Naměřené a spočítané hodnoty při 50 Hz .....               | 65 |
| Tabulka 7: Tlaková ztráta při frekvenci měniče 50 Hz.....             | 66 |

## Úvod

Bakalářská práce se zabývá problematikou chlazení pohonné jednotky drážního vozidla, praktickým ověřením správnosti návrhu ventilátorů pro chladicí jednotku. Chladicí jednotka má za úkol chladit dieselový motor Caterpillar a dvě turbodmychadla, která jsou součástí pohonu lokomotivy typu 774.7. Nejprve je zmíněna základní teorie proudění vzduchu ve ventilátorech a konstrukce ventilátorů. Poté je uvedena stručná teorie o chladičích. Dále následuje seznámení s lokomotivou 774.7 a její technické parametry. Na tuto kapitolu navazuje praktická část, kde je popsán návrh ventilátorů pomocí softwaru Multi-Wing Optimiser, praktická měření za účelem ověření správnosti návrhu a závěrem vyhodnocení.

# 1 Definice ventilátoru a základní pojmy

Ventilátory jsou rotační lopátkové stroje, které se používají k dopravě vzdušín při malých kompresních poměrech.

Celkový tlak ventilátoru je definován jako přírůstek energie jednotkového objemu vzdušiny, který vyjádříme jako zvýšení celkového tlaku vzdušiny při průchodu ventilátorem. Další veličinou je měrná hmotnost vzdušiny. Ta se mění, protože při průchodu ventilátorem se zvyšuje tlak vzdušiny. Vzdušina je stlačitelná. Při kompresním poměru do 1,03 se změna měrné hmotnosti zanedbává, poté se změna stavu vzdušiny uvažuje jako izochorická. Při vyšších kompresních poměrech se změna stavu uvažuje jako adiabatická. Hodnota celkového tlaku ventilátoru  $\Delta p_{cv}$  pro daný ventilátor, charakterizovaný velikostí (průměrem oběžného kola  $d_2$ ) a otáčkami (frekvencí otáčení)  $n$ , a vzdušinu o dané hustotě  $\rho$  závisí na průtoku vzdušiny ventilátorem  $Q_v$ . Mechanickou energii předanou pohybujícímu se vzduchu je možno si představit jako ekvivalent práce, kterou by vykonal píst o ploše  $S$ , pohybující se ve válcovém potrubí proti stálému přetlaku  $\Delta p$ , při přemístění pístu podél potrubí o délku  $l$  za dobu  $\tau$ . Odpovídající výkon lze vyjádřit:

$$P = \frac{\Delta p \cdot S \cdot l}{\tau} \quad [\text{W}] \quad (1.1)$$

Výraz lze upravit na vyjádření vzduchového výkonu ventilátoru  $P_v$  (zanedbáme stlačitelnost):

$$P_v = Q_v \cdot \Delta p_{cv} \quad [\text{W}] \quad (1.2)$$

$Q_v \text{ [m}^3\text{s}^{-1}\text{]}$  je objemový průtok ventilátorem a  $\Delta p_{cv} \text{ [Pa]}$  celkový tlak ventilátoru.

Protože při provozu ventilátorů dochází ke ztrátám (přírůstek energie jednotkového objemu vzdušiny po průchodu ventilátorem je menší než energie přivedené ventilátoru pro dopravu tohoto objemu vzdušiny), zavádíme veličinu charakterizující aerodynamickou jakost ventilátoru, nazývá se celková účinnost ventilátoru  $\eta_{cv}$ .

Ta se stanoví při zanedbání vlivu stlačitelnosti dopravované vzdušiny ze vztahu:

$$\eta_{cv} = \frac{\Delta p_{cv}}{\frac{P_{mv}}{Q_v}} = \frac{Q_v \cdot \Delta p_{cv}}{P_{mv}} = \frac{P_v}{P_{mv}} \quad [-] \quad (1.3)$$

kde  $P_{mv}$  [W] je výkon pohonu (motoru) ventilátoru [1].

## 1.1 Rozdělení ventilátorů podle směru průtoku vzdušiny

Při rozdělování ventilátorů je základním hlediskem směr průtoku vzdušiny oběžným kolem vzhledem k ose rotace kola. Podle tohoto kritéria je možné rozdělit ventilátory na:

- axiální
- diagonální
- radiální
- diametrální

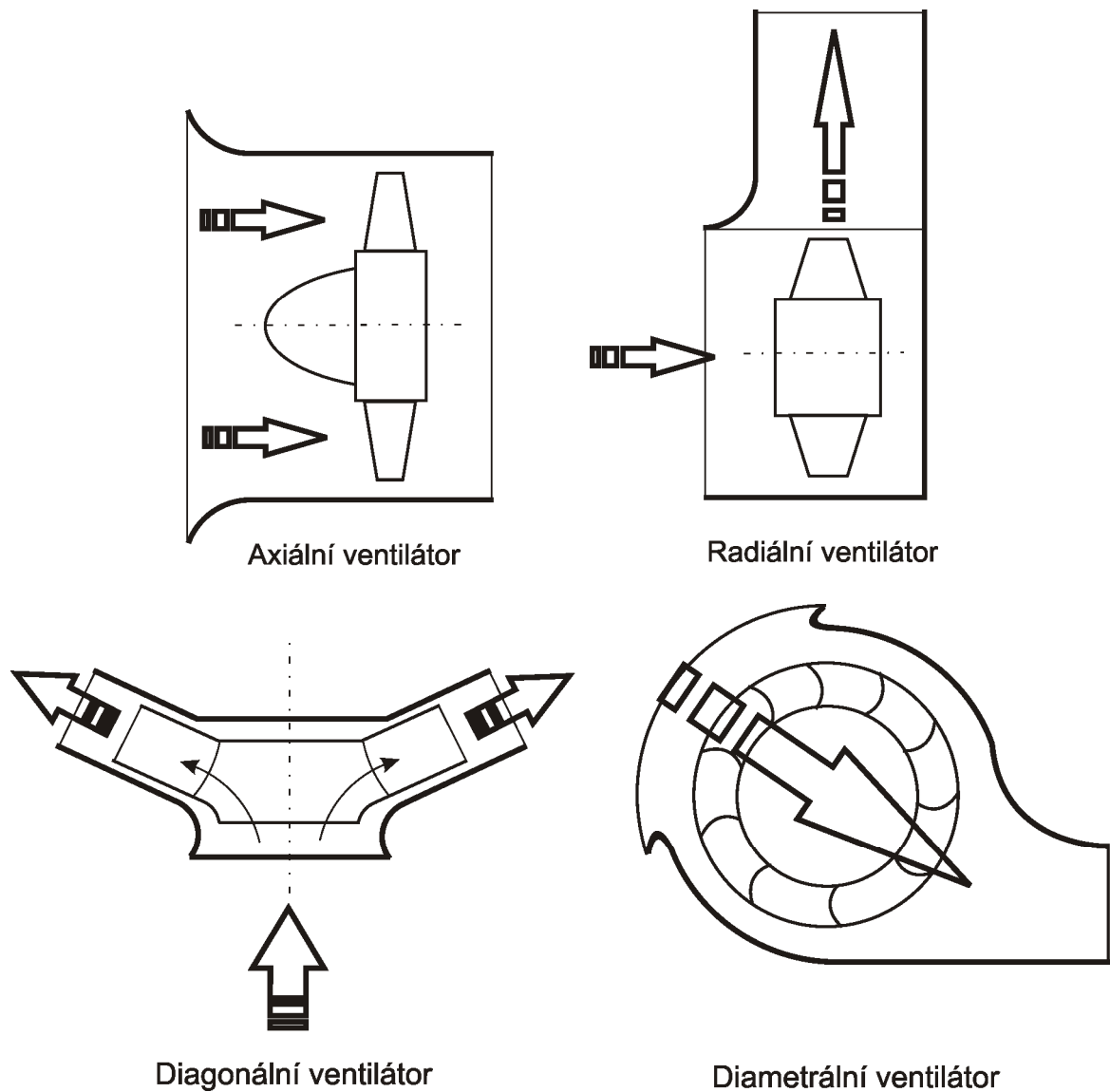
(viz. Obrázek 1)

Axiální ventilátory: mají vektorovou rychlost vzdušiny na vstupu i výstupu oběžného kola přibližně rovnoběžnou s osou jeho rotace. Vzdušina prochází v meridiánové rovině přibližně v axiálním směru.

Diagonální ventilátory: mají vektorovou rychlost vzdušiny na vstupu do oběžného kola přibližně rovnoběžnou s osou jeho rotace a vektorovou rychlost vzdušiny na výstupu z něho obecně skloněnou k ose jeho rotace. Vzdušina prochází oběžným kolem v meridiánové rovině úhlopříčně vzhledem k axiálnímu a radiálnímu směru, tedy diagonálně.

Radiální ventilátory: mají vektor rychlosti vzdušiny na vstupu do oběžného kola přibližně rovnoběžný s osou jeho rotace a na výstupu z něho přibližně kolmý k této ose. Vzdušina oběžným kolem prochází přibližně v radiálním směru.

Diametrální ventilátory: mají vektorovou rychlost vzdušiny na vstupu i výstupu oběžného kola přibližně kolmou k jeho ose rotace. Vzdušina prochází oběžným kolem přibližně ve směru průměru, tedy diametrálně [1].



Obrázek 1: Schémata průtoků oběžným kolem ventilátoru

## 1.2 Rozdělení ventilátorů podle dopravního tlaku

Radiální ventilátory podle dopravního tlaku dělíme do následujících skupin:

- nízkotlaké (do 1000 Pa)
- středotlaké (1000 až 3000 Pa)
- vysokotlaké (nad 3000 Pa)



Tabulka 1: Popis vlastností různých typů radiálních ventilátorů

| Ventilátory       | Nízkotlaké (s dopředu zahnutými lopatkami)                                         | Středotlaké a vysokotlaké (s dozadu zahnutými lopatkami)                                                     |
|-------------------|------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Účinnost          | nízká                                                                              | vysoká                                                                                                       |
| Obvodová rychlost | malá                                                                               | velká                                                                                                        |
| Příkon            | příkonová charakteristika nemá vrchol, s průtokem stále stoupá                     | příkonová charakteristika má vrchol                                                                          |
| Velikost          | malá                                                                               | velká                                                                                                        |
| Cena              | nízká                                                                              | vysoká                                                                                                       |
| Použití           | ventilátory pro klimatizaci, větrání a odsávání, vhodné pro pohon klínovými řemeny | ventilátory pro velké roční využití, zejména s velkým příkonem, vhodné pro pohon asynchronním elektromotorem |

Axiální ventilátory se dělí na:

- přetlakové
- rovnotlaké

U přetlakových ventilátorů je statický tlak za oběžným kolem vyšší, než před kolem. Objemové průtoky se pohybují v širokém pásmu hodnot a používají se nejčastěji pro větrací a klimatizační zařízení, ale i pro chladicí věže apod. Celková účinnost se u tohoto typu ventilátorů pohybuje kolem hodnoty 0,85. Průtokové číslo dosahuje hodnot  $\varphi = 0,12$  až  $0,45$  a tlakové číslo  $\psi = 0,2$  až  $0,7$ .

U rovnotlakých ventilátorů je statický tlak za oběžným kolem stejný jako před kolem (proud vzduchu se v oběžném kole urychluje). Jejich užití je nejčastější v průmyslu. Za oběžným kolem bývá umístěn difuzor, ve kterém při klesání poklesu dynamického tlaku roste statický tlak. Objemový průtok vzduchu dosahuje vysokých hodnot. Celková účinnost je přibližně 0,80. Průtokové číslo  $\varphi$  dosahuje hodnot  $0,25$  až  $0,45$  a tlakové číslo  $\psi = 0,7$  až  $1,2$ .

### 1.3 Rozdělení ventilátorů podle jejich počtu

Vícestupňový ventilátor je soustavou několika ventilátorů jednostupňových, řazených v sérii a pracujících na společné ose. Jejich realizace je možná u důlních ventilátorů. Jinak se jejich realizace příliš nepoužívá. Důvodem je převážně jejich složitost.

## 2 Aerodynamický výpočet ventilátorů

### 2.1 Kritéria a zákony podobnosti

Rozbor aerodynamických vlastností různých konstrukcí ventilátorů a snaha navrhnout a s dostatečnou přesností předpovědět jejich aerodynamické vlastnosti, vedly k systematickému využití zákonů mechanické podobnosti. Mechanická podobnost – vlastnost umožňující z poznání vztahů mezi mechanickými veličinami jednoho jevu odvozovat za určitých předpokladů vztah mezi mechanickými veličinami druhého jevu.

Např.: Uvažujeme dva podobné mechanické jevy (model a výrobek), u nichž jsou známy hodnoty mechanických veličin. Oba jevy jsou si podobné podle tří základních modulů pro délky, hmotnosti, a časové intervaly. Modul délky  $c_l$  udává poměr mezi odpovídajícími si rozměry modelu a díla, modul hmotnosti  $c_m$  udává poměr mezi odpovídajícími si hmotnostmi a modul času  $c_t$  udává poměr mezi odpovídajícími si časovými intervaly. Je-li u dvou podobných mechanických jevů  $c_m + c_t = 1$  a  $c_l \neq 1$  jde mezi oběma jevy o podobnost geometrickou.

Převodové součinitele pro jednotlivé veličiny se stanoví ze známých rozměrů těchto veličin, vyjádřených základními jednotkami a ze zvolených základních modulů. K dosažení úplné mechanické podobnosti mezi dvěma jevy je nutno vedle základních modulů dodržet i odvozené převodové součinitele pro všechny mechanické veličiny sledovaných jevů, tj. také například pro rychlost, tlak, měrnou hmotnost atd. je zřejmé, že není vždy možné všechny tyto podmínky mechanické podobnosti splnit, a to mnohdy i proto, že není snadné změnit například hodnotu gravitačního zrychlení, součinitele kinematické vazkosti, nebo rychlost zvuku. Pro technické účely téměř vždy postačuje se zřetelem na požadovanou přesnost dosáhnout částečné podobnosti.

Pro stavbu ventilátorů, stejně jako i pro jiné lopátkové stroje, je zvlášť významná mechanická podobnost při proudění nestlačitelné vazké vzdušiny a stlačitelné vzdušiny.

Na proudění nestlačitelné vazké vzdušiny má, po zanedbání vlivu gravitace, vliv tvar a rozměry obtékaného tělesa, jeho poloha vůči proudu vzdušiny, rychlost vzdušiny  $w$ , hustota vzdušiny  $\rho$  a její vnitřní tření, které charakterizuje součinitel dynamické vazkosti  $\mu$  [1].

## 2.2 Bezrozměrná čísla

Obvykle se ventilátory vyrábějí v tzv. typových řadách. Typová řada zahrnuje vhodný počet velikostí ventilátorů navržených tak, že jejich průtočná část je pro všechny velikosti geometricky podobná (homologická). Aerodynamické vlastnosti ventilátorů ( $\Delta p_{CV}$  [Pa],  $Q_V$  [m<sup>3</sup> s<sup>-1</sup>],  $P_V$  [W]) závisí na řadě faktorů, nejdůležitějšími jsou návrh a druh ventilátoru, pracovní bod na tlakové charakteristice, velikost ventilátoru, rychlost otáčení oběžného kola a vlastnosti dopravované vzdušiny.

Pro danou homologickou typovou řadu a daný pracovní bod na tlakové charakteristice je možno charakterizovat velikost ventilátoru vnějším průměrem oběžného kola  $d_2$  [m], rychlost otáčení oběžného kola jeho obvodovou rychlostí  $u_2$  [m s<sup>-1</sup>] a vlastnosti dopravované vzdušiny její měrnou hmotností  $\rho$  [kg m<sup>-3</sup>] a součinitelem dynamické vazkosti  $\mu$  [kg m<sup>-1</sup> s<sup>-1</sup>] a vyjádřit pomocí těchto veličin průtok  $Q_V$  (rovnice 2.2.1).

$$Q_V = c_\varphi \cdot d_2^a \cdot u_2^b \cdot \rho^c \cdot \mu^d \text{ [m s}^{-3}\text{]} \quad (2.2.1)$$

a celkový tlak  $\Delta p_{CV}$

$$\Delta p_{CV} = c_\psi \cdot d_2^e \cdot u_2^f \cdot \rho^g \cdot \mu^h \text{ [Pa]} \quad (2.2.2)$$

kde  $c_\varphi$  a  $c_\psi$  jsou číselné konstanty.

Po úpravách můžeme vyjádřit číselné konstanty  $c_\varphi$  a  $c_\psi$  následujícími vzorci, dosáhneme jich při zanedbání vlivu Reynoldsova čísla.

$$c_\varphi = \frac{Q_V}{d_2^2 \cdot u_2} \text{ [-]} \quad (2.2.3)$$

a obdobně

$$c_\psi = \frac{\Delta p_{CV}}{\rho \cdot u_2^2} \text{ [-]} \quad (2.2.4)$$

Dle dohody se pro názornost výrazy doplní vhodnými konstantami a dostaneme:

$\varphi$  – průtokové číslo je definováno vztahem:

$$\varphi = \frac{Q_v}{\frac{\pi^2}{4} d_2^3 \cdot n} [-] \quad (2.2.5)$$

$\psi$  – tlakové číslo je definováno vztahem:

$$\psi = \frac{\Delta p_{cv}}{\frac{\pi^2}{2} \rho \cdot d_2^2 \cdot n^2} [-] \quad (2.2.6)$$

$\delta$  – číslo velikosti je definováno vztahem:

$$\delta = \psi^{0,25} \cdot \varphi^{-0,5} [1] \quad (2.2.7)$$

$\sigma$  – číslo otáček je definováno vztahem:

$$\sigma = \varphi^{0,5} \cdot \psi^{-0,75} [-] \quad (2.2.8)$$

číslo velikosti  $\delta$  a číslo otáček  $\sigma$  lze odvodit ze vztahů pro průtokové číslo  $\varphi$  a tlakové číslo  $\psi$  s cílem stanovit velikost a otáčky ventilátoru pro dané  $Q_v$  a  $\Delta p_{cv}$ , při daném  $\varphi$  a  $\psi$  [1].

## 2.3 Volba typu ventilátoru

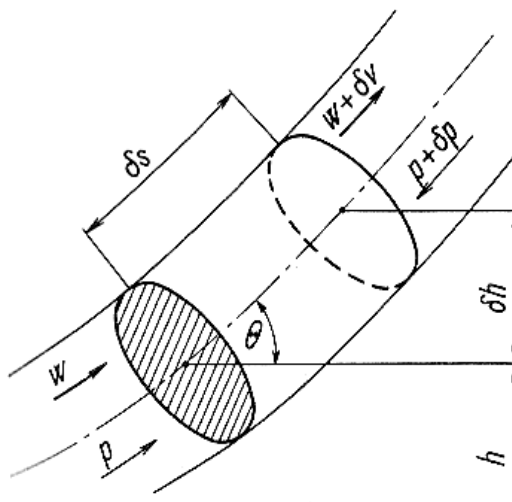
Při výběru typu ventilátoru se berou v úvahu jak požadované aerodynamické parametry, tak řada dalších hledisek. Např.: hluk, omezení vnějších rozměrů ventilátoru, cena, provozní náklady, regulační vlastnosti atd.

Vedle jmenovitých hodnot  $\sigma$ ,  $\delta$ ,  $\varphi$ ,  $\psi$  uváděných při maximální účinnosti  $\eta_{\max}$ , je nutno posoudit také provoz ventilátoru při jiných účinnostech.

### 3 Úvod do teorie proudění ve ventilátorech

#### 3.1 Bernoulliho rovnice

Bernoulliho rovnice pro ventilátory je odvozena ze zákona zachování energie. Vytkneme elementární proudnici (viz. Obrázek 2) z obecného proudového pole vzdušiny.



Obrázek 2: Element proudnice [1]

Rychlostní vektor uvnitř trubice je v každém místě jejího průřezu rovnoběžný s jejími myšlenými stěnami, takže průtok trubicí je konstantní. Tento útvar můžeme nazvat proudnicí. Pro zjednodušení odvození budeme předpokládat průtočný průřez proudnice  $\delta A$  jako konstantní.

Síly působící na vytknutý element proudnice jsou v rovnováze se změnou hybnosti elementu [1].

Síly ve směru proudění:

$$p \cdot \delta A - (p + \delta p) \delta A = -\delta p \cdot \delta A \quad [\text{N}] \quad (3.1.1)$$

Síly ve směru vertikálním:

$$-\rho \cdot g \cdot \delta s \cdot \sin \Theta \cdot \delta A = -\rho \cdot g \cdot \delta h \cdot \delta A \quad [\text{N}] \quad (3.1.2)$$

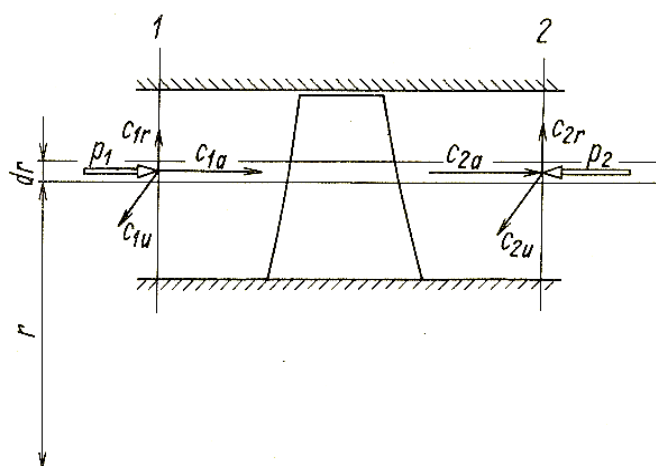
Změna hybnosti ve směru proudění je:

$$\rho \cdot \delta A \cdot w(w + \delta w) - \rho \cdot \delta A \cdot w^2 = \rho \cdot \delta A \cdot w \cdot \delta w \quad [\text{N}] \quad (3.1.3)$$

## 3.2 Eulerova rovnice

Eulerovu rovnici pro ventilátory dostaneme z věty o změně hybnosti. Tato rovnice určuje u ventilátorů vztah mezi změnou aerodynamických parametrů při průtoku oběžným kolem a jeho příkonem a umožňuje tak stanovit z požadovaných aerodynamických parametrů před a za oběžným kolem potřebný příkon.

Eulerovu rovnici pro axiální ventilátory odvodíme tak, že si vytkneme prstencovou proudnici z proudu vzdušiny (viz. Obrázek 3) a stanovíme kontrolní řezy 1 a 2. V těchto řezech určíme momenty hybnosti.



Obrázek 3: Prstencový proudový element v axiálním oběžném kole [1]

Elementární hmotnostní průtok  $dQ_m$  vstupuje v kontrolních řezech do sledovaného proudového prvku a v důsledku rovnice kontinuity z elementu také vystupuje. Předpokládáme, že se mezi kontrolními řezy nemění měrná hmotnost vzdušiny  $\rho$ .

Platí:

$$dQ_{m1} = dQ_{m2} = dQ_m = \rho \cdot dQ_v \quad [\text{kg s}^{-2}] \quad (3.2.1)$$

Zde je  $dQ_v$  [ $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$ ] objemový průtok.

Můžeme tedy pro změnu momentu hybnosti elementárního hmotnostního průtoku za sekundu v kontrolních řezech napsat:

$$dQ_m \cdot c_{2u} \cdot r - dQ_m \cdot c_{1u} \cdot r = dF \cdot r \quad [\text{kg m}^2 \text{ s}^{-2}] \quad (3.2.2)$$

Zde  $dF$  je elementární tečná složka reakce. S ohledem na vztah (3.2.1) a násobení celé rovnice úhlovou rychlostí  $\omega$  po upravení dostaneme:

$$\rho \cdot r \cdot \omega (c_{2u} - c_{1u}) = \frac{dF \cdot r \cdot \omega}{dQ_v} \quad [\text{kg m}^{-1} \text{ s}^{-2}] \quad (3.2.3)$$

nebo také:

$$\rho \cdot u (c_{2u} - c_{1u}) = \frac{dP}{dQ_v} = \Delta p_t \quad [\text{Pa}] \quad (3.3.3)$$

Zde  $dP$  [W] je elementární výkon, který předává v mezích vytknuté proudnice lopatkový věnec obežného kola vzdušině,  $dQ_v$  [ $\text{m}^3 \text{ s}^{-1}$ ] objemový průtok a  $\Delta p_t$  [Pa] teoretický tlak ventilátoru. Podle vztahu (3.3.3) je nutno přihlížet na tlak ventilátoru jako na výkon připadající na jednotkový objemový průtok vzdušiny, nebo jako na energii připadající na jednotkový objem vzdušiny. Z tohoto je patrné, že obežné kolo může vzdušině předávat energii jen když se otáčí, a to je tehdy, dochází-li v obežném kole k zakřivení proudu [1].

## 3.3 Základní teorie proudění ve ventilátorech

### 3.3.1 Přímá a nepřímá úloha

Při řešení praktických úloh má zvláštní význam stanovení tvaru rotorových a statorových lopatek. Je možné setkat se s dvěma základními úlohami.

První je nepřímá úloha. Zde jsou zadány aerodynamické parametry proudu (předepsané rychlostní trojúhelníky podél délky lopatek před a za mříží) a naším úkolem je nalézt tvar lopatek s předem předepsaným rozložením rychlosti, nebo tlaku podél profilu lopatky. Významné řešení této úlohy je pro „optimální rozložení rychlosti“. Optimální

rozložení rychlostí je takové, při kterém jsou energetické ztráty v lopatkové mříži minimální.

Druhá úloha se nazývá přímá. Zde se pro lopatkovou mříž s předem definovaným tvarem lopatek stanoví energetické ztráty při různých parametrech proudu. Tato úloha má velký význam pro výpočet charakteristik ventilátoru (aerodynamické parametry mimo výpočtový režim).

Nepřímá metoda je náročnější než přímá, potřebujeme na její výpočet více podkladů a je použitelná jen pro některé případy lopatkových mříží [1].

### 3.3.2 Teorie proudění v kanále

Pro axisymetrické proudění nevířivé stlačitelné vzdušiny po zakřivených trajektoriích (difusor s jádrem, atd.) platí rovnice kontinuity ve tvaru:

$$\frac{\partial \ln(\rho \cdot w \cdot r)}{\partial l} + \frac{\partial y}{\partial a} = 0 \quad (3.3.2.1)$$

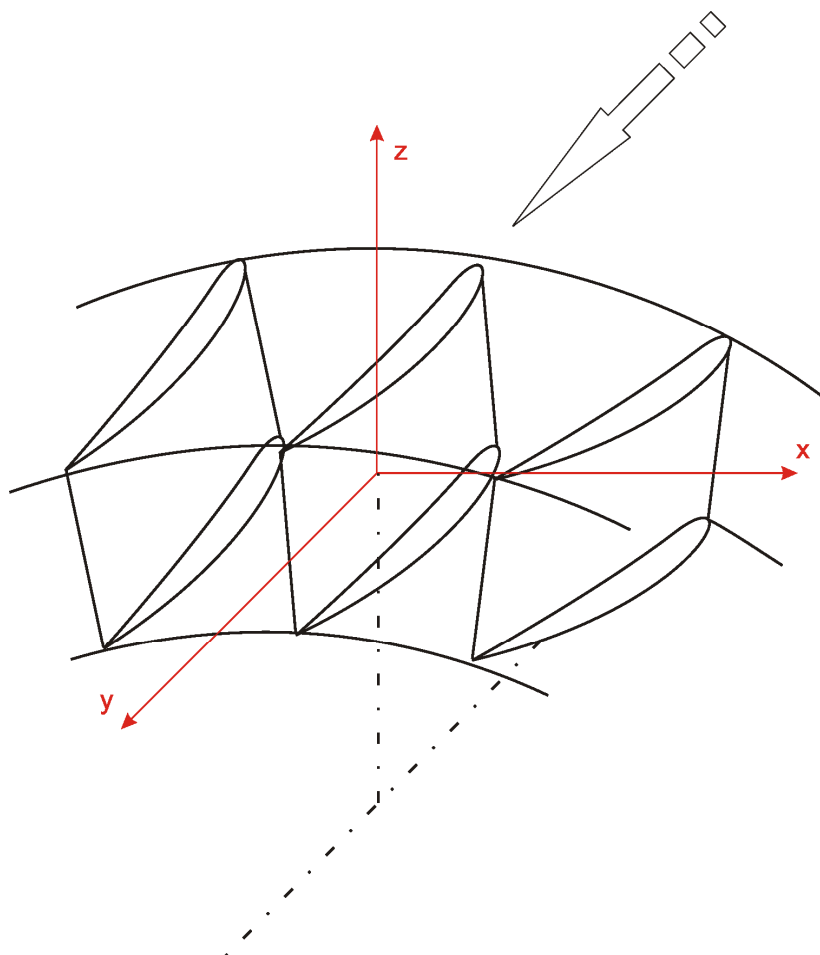
Pro případ rovinného proudění v kanále (prostor mezi lopatkami, atd.). upravením předchozího vztahu dostaneme rovnici kontinuity ve tvaru:

$$\frac{\partial \ln(\rho \cdot w)}{\partial l} + \frac{\partial y}{\partial a} = 0 \quad (3.3.2.1)$$



### 3.3.3 Teorie proudění v lopatkové mříži

Lopatkovou mříž tvoří soustava tvarově stejných lopatek stejnoměrně rozmístěných po obvodu kotouče (viz. Obrázek 4).



Obrázek 4: Lopatková mříž (vějířovitá)

Proud vzdušiny mění obecně v lopatkové mříži směr i rychlost, při tom oběžná rotující mříž zvyšuje energii protékající vzdušiny, zatímco ve satorové mříži nedochází k přírůstku, ani k přeměně energie spojené s požadovanými rychlostmi na vstupu a výstupu mříže, co do jejich velikosti a směru.

Největší význam z uvedeného hlediska mají metody, které zkoumají dvourozměrné proudění lopatkovou mříží, protože toto proudění u lopatkových mříží axiálních strojů převažuje. Teoretické metody zkoumající potenciální dvourozměrné proudění nestlačitelné tekutiny lopatkovou mříží můžeme rozdělit na dvě hlavní skupiny:

- metody založené na komformním zobrazení
- metoda singularit

**Metody konformního zobrazení** vychází z toho, že potenciální dvojrozměrné proudění tekutiny může být vyjádřeno funkcí komplexní proměnné:

$$W = \Phi + i\psi \quad (3.3.3.1)$$

**Metoda singularit** je založena na představě, že výsledné proudění lopatkovou mříží může být složeno z proudových polí vhodně rozmístěných zdrojů, propadů, vírů, a paralelního proudu. Zdroje, propady a víry jsou umístěny na střednici profilů. Je tedy nutno vhodným rozložením zdrojů, propadů a vírů dosáhnout požadovaného proudového pole [1].

## 3.4 Parametry lopatkových mříží

### 3.4.1 Geometrické parametry lopatkových mříží

Z hlediska směru proudu lopatkovou mříží rozeznáváme mříže axiální, diagonální a radiální. Podle geometrických parametrů profilů a mezilopatkových kanálů se rozlišují mříže konfuzorní, akční a difuzorní. U ventilátorů se většinou používají v rotorových i statorových lopatkových věncích mříže difuzorní, výjimečně akční u vícestupňových ventilátorů.

Základním prvkem v lopatkové mříži je lopatka. Tvar lopatky charakterizuje především její aerodynamický profil, který je příčným řezem lopatky. Systematický aerodynamický výzkum lopatkových mříží, podobně jako izolovaných profilů pro letectví, vychází z tzv. systematické řady profilů. Takové řady jsou charakterizovány tvarem střední čáry a rozložením tloušťky profilu podél tětiny [1].

### 3.4.2 Aerodynamické parametry lopatkových mříží

Aerodynamickými parametry lopatkové mříže se rozumí ty veličiny, které charakterizují proudění lopatkovou mříží daných geometrických parametrů.

Výpis jednotlivých geometrických parametrů:

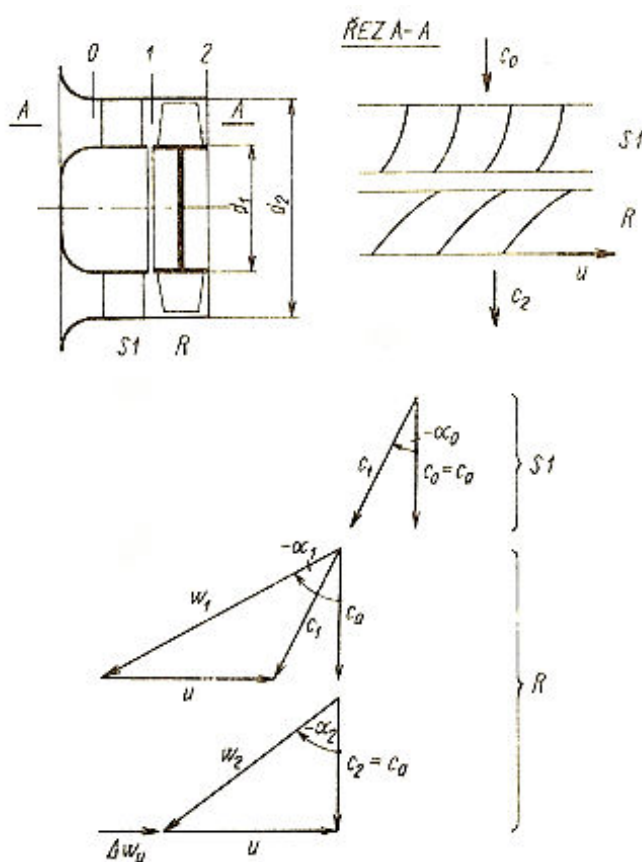
|                                         |               |                     |
|-----------------------------------------|---------------|---------------------|
| - rychlost proudu vstupujícího do mříže | $w_1$         | $[\text{m s}^{-1}]$ |
| - zakřivení proudu (deflekce)           | $\varepsilon$ | $[\text{rad}]$      |
| - incidence                             | $i$           | $[\text{rad}]$      |
| - deviace                               | $\delta$      | $[\text{rad}]$      |
| - ztrátový součinitel mříže             | $\zeta$       | $[-]$               |
| - tlakový součinitel                    | $c_p$         | $[-]$               |
| - vztlak                                | $F_L$         | $[\text{N m}^{-1}]$ |
| - profilový odpor                       | $F_D$         | $[\text{N m}^{-1}]$ |
| - součinitel vztlaku                    | $c_2$         | $[-]$               |
| - součinitel profilového odporu         | $c_{Dp}$      | $[-]$               |
| - difuzorová účinnost lopatkové mříže   | $\eta_L$      | $[-]$               |

## 3.5 Aerodynamika axiálních ventilátorů

### 3.5.1 Základní aerodynamická schémata

#### Ventilátor se vstupními satorovými lopatkami

Vstupní satorové lopatky způsobují zkrut proudu vzdušiny před vstupem do lopatek oběžného kola. Obvykle se požaduje, aby vzdušina oběžného kola vystupovala v axiálním směru, bez rotačních složek.



Obrázek 5: Axiální ventilátor se vstupními satorovými lopatkami [1]

Na vstupních satorových lopatkách dochází ke zrychlení proudu ( $c_1 > c_0$ ), který se potom v rotorových lopatkách zpomaluje ( $w_1 < w_2$ ).

Celkový teoretický tlak je stanoven:

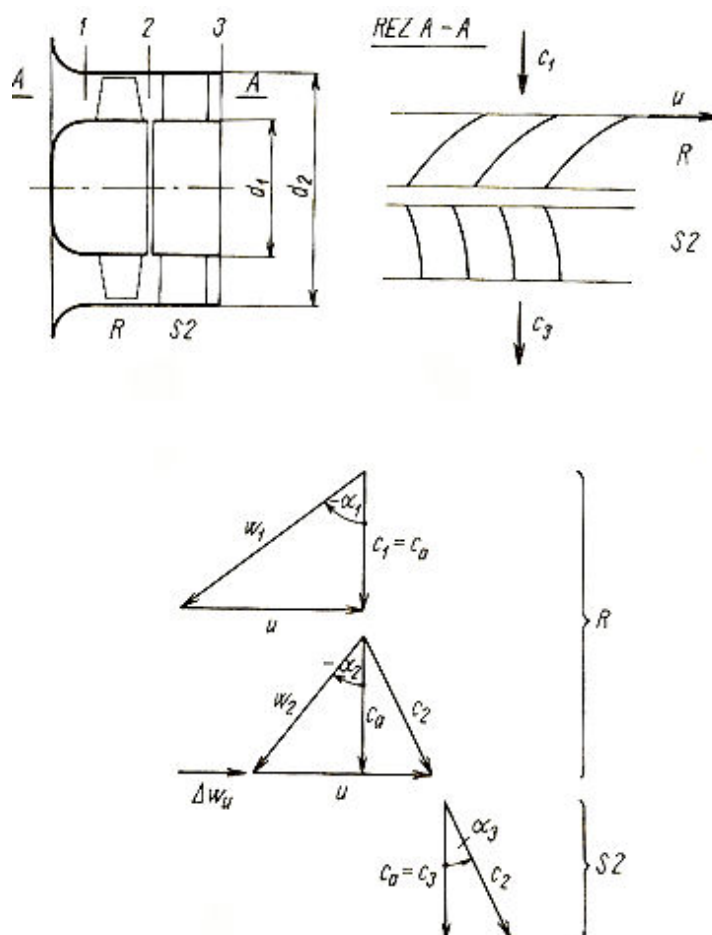
$$\Delta p_t = \rho \cdot u \cdot c_{1u} \quad [\text{Pa}] \quad (3.5.1.1)$$

Stupeň reakce  $R$ , vyjadřující poměr statického tlaku v oběžném kole  $\Delta p_s$ , ku celkovému teoretickému tlaku stupně  $\Delta p_t$  [Pa] vyjádříme pomocí vzorce:

$$R = \frac{\Delta p_s}{\Delta p_t} = \frac{w_{\infty u}}{u} \quad [-] \quad (3.5.1.2)$$

### Ventilátor s rozváděcími satorovými lopatkami

Proud vzdušiny vstupuje do oběžného kola v axiálním směru bez rotačních složek. V oběžném kole dochází ke zpomalení proudu vzdušiny ( $w_2 < w_1$ ) a rozváděcí satorové lopatky, posléze usměrní proud opět do axiálního směru a zpomalí proud ( $c_3 < c_2$ ). Příslušné schéma uspořádání, včetně trojúhelníků rychlostí stupně  $R+S2$ , je uvedeno na následujícím obrázku:



Obrázek 6: Axiální ventilátor s rozváděcími satorovými lopatkami [1]

Na rozdíl od předchozího případu zde platí vztah pro teoretický tlak:

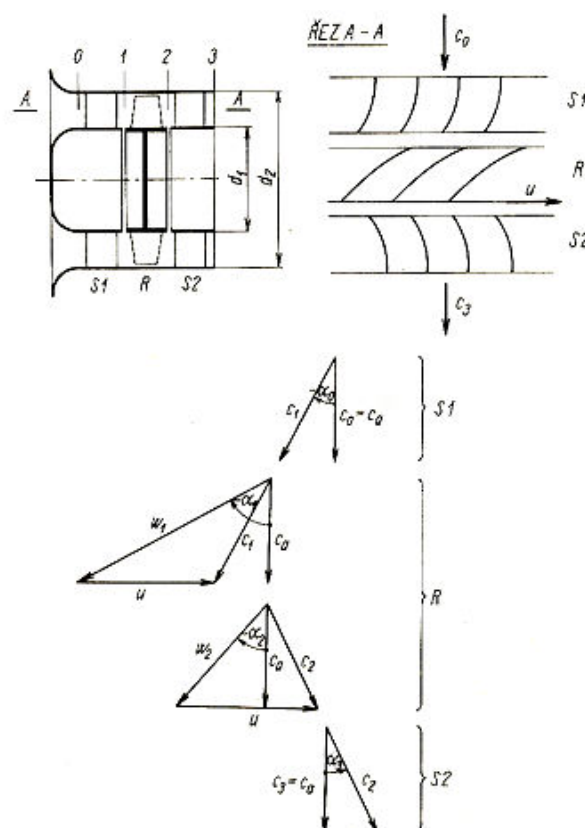
$$\Delta p_t = \rho \cdot u \cdot c_{2u} \quad [\text{Pa}] \quad (3.5.1.3)$$

Stupeň reakce R v tomto případě je:

$$R = 1 \frac{1}{2} \frac{c_{2u}}{u} \quad [-] \quad (3.5.1.4)$$

Všeobecně se tomuto uspořádání dává přednost, ačkoli nebylo prokázáno, že z hlediska maximální dosažitelné účinnosti bylo toto R+S2 vhodnější než S1+R.

Ventilátor se vstupními i rozváděcími satorovými lopatkami



Obrázek 7: Axiální ventilátor se vstupními i rozváděcími satorovými lopatkami [1]

Toto uspořádání je kombinací obou předchozích uspořádání.

Proud vstupuje v axiálním směru do vstupních statorových lopatek, urychlí se ( $c_1 > c_0$ ) a postupuje do lopatek oběžného kola, kde se zpomalí ( $w_2 < w_1$ ). V rozváděcích statorových lopkách se proud opět zpomalí ( $c_3 < c_2$ ) a usměrní do axiálního směru, což je obvyklé, ale není podmínkou. Takový stupeň se označuje S1+R+S2.

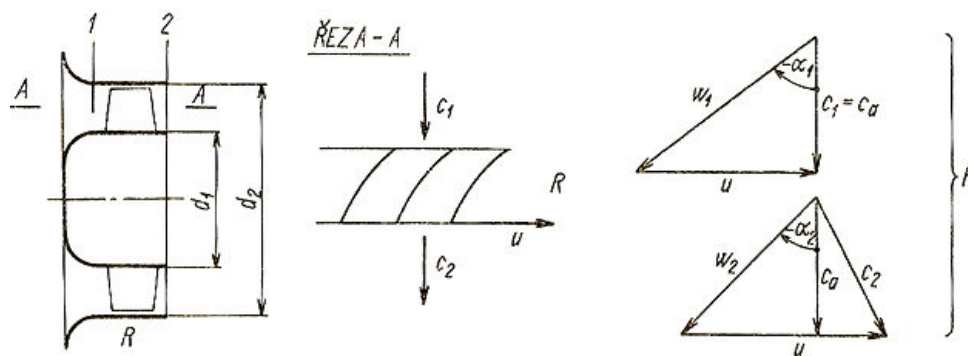
Zde platí pro teoretický tlak vztah:

$$\Delta p_t = \rho \cdot u (c_{2u} - c_{1u}) \quad [\text{Pa}] \quad (3.5.1.5)$$

Můžeme měnit zakřivení ve vstupním i rozváděcím statoru v celkem širokých mezích, můžeme získat kombinace průtoku a celkového tlaku v širokých mezích. Nevýhodou však je, že místo dvou lopatkových věnců v uspořádání R+S2 nebo R1+S máme nyní v uspořádání S1+R+S2 tři věnce.

### Ventilátor pouze s oběžným kolem

U nejjednodušších ventilátorů menších velikostí se někdy používá oběžné kolo bez vstupních a rozváděcích lopatek (viz. Obrázek 8).



Obrázek 8: Axiální ventilátor s oběžným kolem [1]

Označení tohoto schématu je R. Proud vzdušiny vstupuje do oběžného kola v axiálním směru bez rotačních složek. V oběžném kole dochází ke zpomalení proudu ( $w_2 < w_1$ ), avšak proud vystupující z ventilátoru se zkrutem, nebo-li proud na výstupu ventilátoru, má vedle axiálních i rotační složky rychlostí.

Protože za oběžným kolem nejsou rozváděcí lopatky, je dynamický tlak ze složek absolutní rychlosti do obvodového směru ztrátou.

Ztrátu můžeme vyjádřit vztahem:

$$\Delta p_z = \frac{1}{2} \rho \cdot c_{2u}^2 \quad [\text{Pa}] \quad (3.5.1.6)$$

Celkový tlak  $\Delta p_{CV}$  [Pa], který může být využit k překonání odporu potrubní sítě, můžeme vyjádřit vztahem:

$$\Delta p_{CV} = \Delta p_s \quad [\text{Pa}] \quad (3.5.1.7)$$

kde  $\Delta p_s$  [Pa] je rozdíl statických tlaků před a za kolem na jeho vnějším průměru.

Protože energie v rotačním pohybu vzduchu za ventilátorem je energií ztrátovou, je nutno lopatky oběžného kola v tomto případě volit s malou deflekcí proudu, což značně omezuje možnosti volby parametrů.

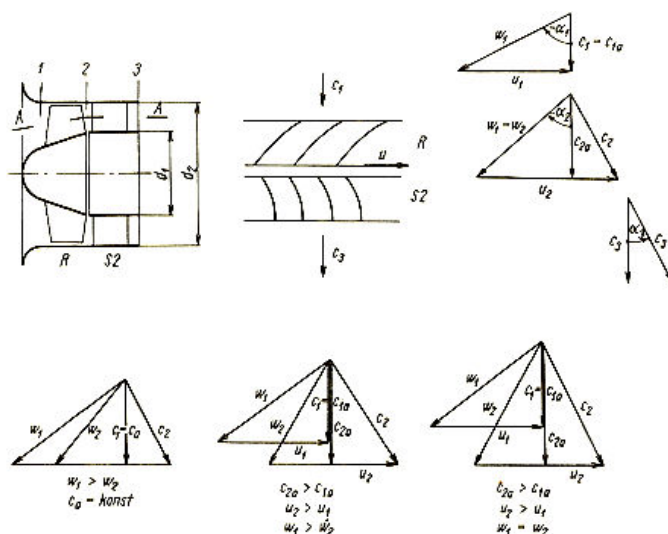
## Ventilátor s meridiálním urychlením proudu

U předchozích tří typů ventilátorů byla axiální rychlost proudu před a za oběžným kolem konstantní. Statický tlak za kolem byl větší než před ním. Proto se takové ventilátory nazývají přetlakové.

Na rozdíl od těchto ventilátorů existují ventilátory, u nichž je axiální rychlost proudu před kolem nižší než za ním. Proud se v axiálním směru v oběžném kole urychluje. Je dokonce možno navrhnout takový ventilátor, u něhož je statický tlak před i za kolem stejný. Těmto ventilátorům říkáme rovnotlaké, často se tak říká i ventilátorům, u kterých dojde ke zrychlení axiálního proudu v oběžném kole. Tento typ se navrhuje pro R+S2 uspořádání a vyznačuje se vysokými tlakovými čísly a přiměřenou účinností. To je způsobeno tak, že průběh povrchové rychlosti na sací straně lopatky v mříži s konstantní axiální rychlostí proudu v oběžném kole ve své klesající větvi limituje deflekcí proudu, a tím i tlakové číslo, zatím co u ventilátorů s urychlením axiální rychlosti v oběžném kole je možno tyto povrchové rychlosti zvýšit, a tak dosáhnout značně vyšší deflekcí proudu. Jeho značnou výhodou jsou výborné regulační vlastnosti, kterých je možno dosáhnout poměrně



jednoduchým vstupním statorem natáčivými lopatkami. Nevýhodou rovnotlakých ventilátorů je, že oběžné kolo vytváří pouze dynamický tlak, který je nutno aspoň částečně proměnit v tlak statický, toto je ale spojeno se ztrátami.

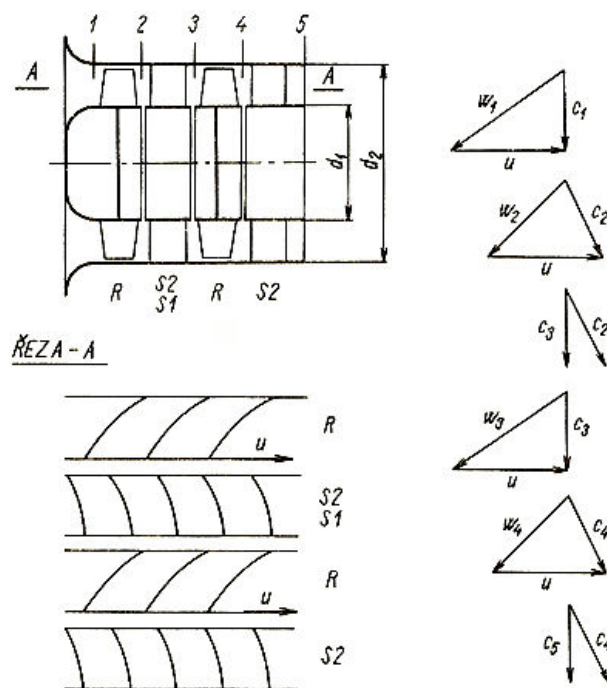


Obrázek 9: Ventilátor s meridiálním urychlením proudu [1]

## Ventilátor vícestupňový

Ventilátory vícestupňové vznikají kombinacemi jednostupňových ventilátorů tak, že je více oběžných kol umístěno ve společné skříni a vzdušina postupně prochází všemi oběžnými koly. V jednotlivých stupních se předpokládá radiální rovnováha proudu a konstantní axiální rychlost proudu podél radiálního paprsku. Obvykle se vyskytují ventilátory dvoustupňové, výjimečně až čtyřstupňové. Z ekonomických důvodů zasluhují zvláštní pozornosti ventilátory dvoustupňové složené ze dvou zcela tvarově odlišných stupňů.

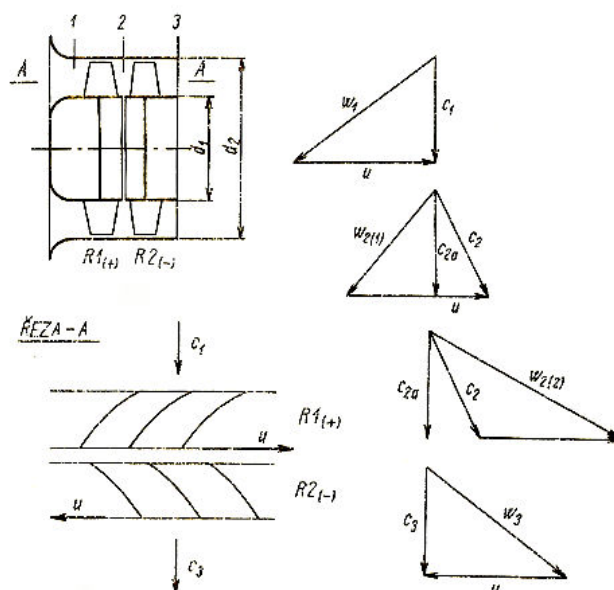
Obvykle se vícestupňové ventilátory skládají ze samostatných stupňů R+S2 nebo S1+R. Lze u nich předpokládat, že se vzájemně neovlivňují a jejich celkové tlaky se sčítají.



Obrázek 10: Ventilátor vícestupňový [1]

### Ventilátor protiběžný

Zvláštním případem vícestupňových ventilátorů jsou ventilátory s protiběžnými rotory. Jejich rotory se otáčejí v opačných směrech a mezi rotory není stator. Z dispozičních a konstrukčních důvodů se s výhodou používá uspořádání  $R1_{(+)}-R2_{(-)}$ , protože oba rotory mohou být poměrně jednoduše spojeny s pohony. Obvyklé je zvolit pro oba rotory stejnou obvodovou rychlost. V náročnějších případech lze doplnit toto schéma o vstupní a výstupní stator. Jeho označení je tedy  $S1+R1_{(+)}-R2_{(-)}+S2$ . Je zřejmé že se vzdušně předává v obou rotorech energie, přičemž deflektce proudu ve druhém rotoru je opačného smyslu než v prvním rotoru.

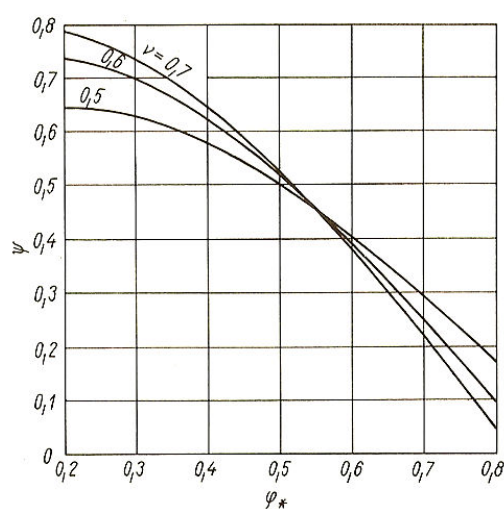


Obrázek 11: Ventilátor protiběžný [1]

### 3.5.2 Nábojový poměr

Minimálních rozměrů ventilátoru se snažíme dosáhnout co nejmenším poměrem vnitřního průměru k vnějšímu průměru oběžného kola ventilátoru, který se nazývá nábojovým poměrem:

$$v = \frac{d_1}{d_2} \quad [-] \quad (3.5.2.1)$$



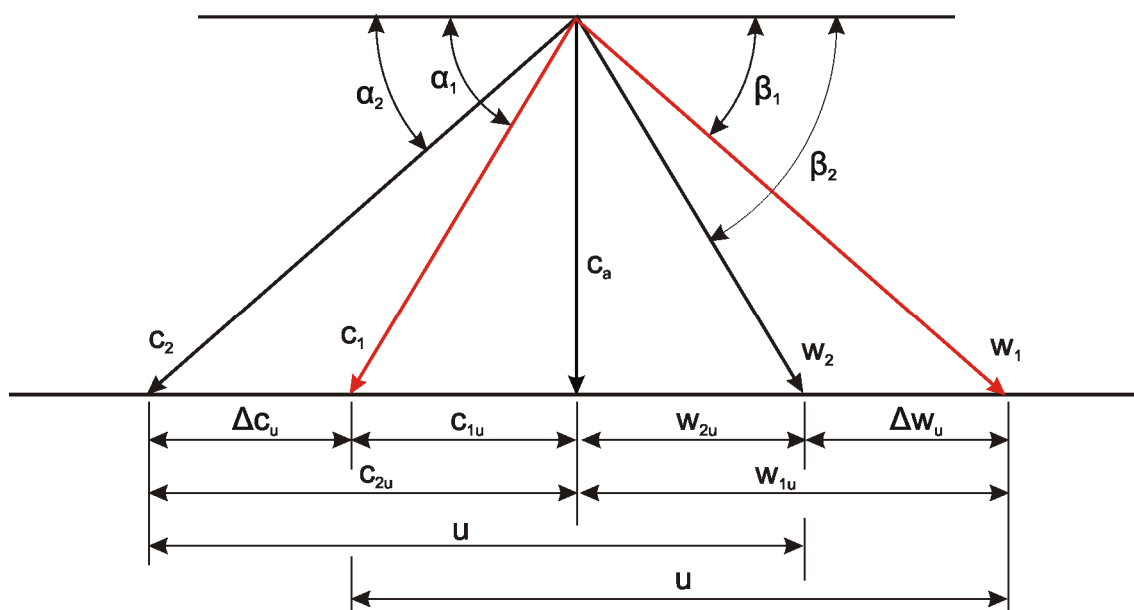
Obrázek 12: Vliv nábojového poměru na charakteristiku  $\psi$ - $\phi$  axiálního ventilátoru [1]

Nábojový poměr má vliv na aerodynamické charakteristiky ventilátoru.

### 3.5.3 Proudění lopatkovou mříží

#### Stanovení rychlostních trojúhelníků podél lopatky

Rychlostní trojúhelníky se stanovují dle Obrázku 13. V těchto rychlostních trojúhelnících známe dvě rychlosti. Jednou je osová složka absolutní rychlosti  $c_a$  a druhou obvodová rychlost  $u$ .



Obrázek 13: Rychlostní trojúhelníky

Pro úplné určení rychlostního trojúhelníku je potřeba znát ještě jednu z jeho veličin. Jako vhodná varianta se jeví určení rozdílu obvodových složek absolutních rychlostních veličin  $\Delta c_u$ . Směr absolutní rychlosti na výstupu oběžného kola je určen úhlem  $\alpha_2$ .

#### Stanovení geometrických parametrů lopatkové mříže

Pro hodnoty určitých rychlostí a jejich úhlů ve zvolených výpočtových řezech je nyní nutno stanovit geometrické parametry lopatkové mříže a to tak, aby ventilátor splňoval požadované aerodynamické parametry a dále, aby tvar lopatky byl vhodný z výrobního hlediska.

K výpočtu je možné použít Howellovu korelaci založenou na tzv. referenčních podmínkách (velmi obsáhlá kapitola – viz. [1]). V lopatkové mříži o daných geometrických parametrech  $\left(\frac{m}{c}, \frac{s}{c}, \gamma\right)$  existuje přilehlé proudění jen v určitém omezeném oboru vstupních

úhlů. Mimo tento obor dochází k odtržení proudu na podtlakové nebo přetlakové straně profilu [1].

### 3.5.4 Proudění v sací komoře

Z dispozičních důvodů je nutno v řadě průmyslových aplikací axiálních ventilátorů použít sací komoru, která umožňuje připojit axiální ventilátor k potrubí, jehož osa je zhruba kolmá k ose ventilátoru, přičemž je nutno přihlížet k tomu, aby axiální délka ventilátoru byla minimální [1].

### 3.5.5 Proudění v difuzoru

Difuzor je významnou součástí axiálních ventilátorů. Je umístěn za stupněm ventilátoru ve směru proudu vzdušiny. Difuzor má za úkol zpomalit proud vstupující ze stupně a dosáhnout částečnou přeměnu kinetické energie proudu ve statickou při minimálních ztrátách. Difuzory axiálních ventilátorů jsou téměř výhradně kruhového průřezu nebo mezi-kruhového průřezu s přímou osou.

Konečné rozměry difuzoru jsou ovlivňovány dvěma do jisté míry protichůdnými požadavky. Především se požaduje předepsaná přeměna kinetické energie ve statickou při minimálních ztrátách a dále minimální délka difuzoru. Pokud je úhel rozevření difuzoru malý, převládají v difuzoru ztráty třením. Při větších úhlech rozevření se odtrhne mezní vrstva, což má za následek vznik vírů a vzrůst ztrát. Zřejmě velmi dlouhé difuzory s malým úhlem rozevření nejsou vhodné pro značnou tlakovou ztrátu v důsledku tření, podobně jako příliš krátké difuzory s velkým úhlem rozevření, u nichž je značná tlaková ztráta spojena s odtržením mezní vrstvy [1].

### 3.5.6 Ztráty

Stanovit ztráty axiálního ventilátoru výpočtem je možno zatím pouze s omezenou přesností. Ačkoli ztráty v lopatkových strojích jsou předmětem značné pozornosti jak z hlediska teoretického, tak experimentálního, je zde ještě mnoho problémů nevyjasněných. Nyní bude uvedeno, jak se na ztrátách v axiálním ventilátoru podílejí jednotlivé prvky průtočné části.

Ventilátor nabírající vzdušinu z volného okolí je vždy vybaven sacím hrdlem, které zabezpečuje vyrovnaný rychlostní profil na vstupu do stupně ventilátoru. Vhodně zvolený tvar vektorového řezu je například elipsa s poměrem poloos  $a:b=3:2$ , jejíž velká poloosa je rovnoběžná s osou ventilátoru.

Velikost malé poloosy může být zvolena vztahem:

$$a = (1,25 \div 1,5) \frac{d_2 - d_1}{2} \quad [\text{m}] \quad (3.5.6.1)$$

Náboj oběžného kola v takovém případě bývá opatřen aerodynamickým krytem, který nemá přesahovat rovinu sacího hrdla se zřetelem na eventuální umístění ochranné mřížky. Vektorový tvar aerodynamického krytu tvoří obvykle elipsa s velkou osou kolmou k ose ventilátoru nebo kružnice (u malých nábojových poměrů,  $v < 0,5$ ).

Takto upravený vstup ventilátoru má zanedbatelnou tlakovou ztrátu  $\Delta p_{zV}$  [Pa], kterou můžeme vyjádřit součinitelem odporu  $\zeta$  vztaženým na rychlost  $w_1$  v mezi-kruhovém průřezu podle vztahu:

$$\zeta = \frac{\Delta p_z}{\frac{1}{2} \rho \cdot w_1^2} \quad [-] \quad (3.5.6.2)$$

přičemž  $\zeta = 0,02 \div 0,05$ .

Axiální ventilátory často nasávají vzduch z potrubí, jehož osa je přibližně kolmá k ose ventilátoru, sací komorou. V obvyklých případech použití sací komory sníží účinnost ventilátoru o 1 až 3 %. Dalším prvkem v průtočné části je vlastní stupeň s lopatkovými koly. Při obtékání profilů v mříži vznikají profilové ztráty. V důsledku tření vzdušiny o skříň a náboj v prostoru stupně a vlivem radiální vůle mezi lopatkami a skříní ventilátoru vznikají tzv. ztráty sekundární. U současných axiálních ventilátorů s vysokou účinností stupně ( $\eta=90\%$ ) činí podíl sekundárních ztrát ve stupni až 60 %.[1]

### 3.5.7 Aerodynamická regulace

Při zohlednění ekonomických hledisek je nutno většinu ventilátorů vyrábět v určitých řadách velikostí, což si samo o sobě vynucuje nutnost regulace pro různé použití a kombinaci aerodynamických parametrů. Ani velké ventilátory, jejichž aerodynamické parametry a velikost byly pro určité zvláštní použití zvlášť stanoveny, nepracují v provozu v jediném provozním bodě a je nutno je regulovat s ohledem na měnící se provozní režimy.

V takových případech lze sice obecně použít regulaci změnou otáček, avšak použití takové regulace naráží v případě plynulé regulace na značné potíže spojené s příliš

vysokými náklady na převodové ústrojí, nebo při stupňové regulaci na to, že tato regulace je příliš hrubá.

Proto se u axiálních ventilátorů značně rozšířila regulace změnou úhlu nastavení, buď statorových nebo rotorových lopatek. Hojně používaná je regulace změnou úhlu nastavení lopatek statorové mříže [1].

### 3.5.8 Schéma aerodynamického výpočtu

Výpočet ventilátoru z daného průtoku  $Q_V$  [ $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$ ], požadovaného celkového tlaku ventilátoru  $\Delta p_{CV}$  [Pa] a otáček (frekvence otáčení)  $n$  [ $\text{min}^{-1}$ ]. Obvykle je ale nutno volit otáčky s ohledem na uvažovaný pohon.

S ohledem na pevnost oběžného kola, provozní spolehlivost, hluk, nebo další požadavky je volena obvodová rychlost kola  $u_2$  [ $\text{m s}^{-1}$ ], takže podle vztahu (2.2.6) je možno vypočítat příslušné tlakové číslo  $\psi$ . Protože samozřejmou snahou je navrhnout ventilátor s nejvyšší účinností, je stanoveno z obrázků se závislostmi pro vypočtenou hodnotu tlakového čísla  $\psi$  průtokové číslo  $\phi$ , nábojový poměr  $v$  a očekávanou účinnost ventilátoru bez sací komory  $\eta_{cv}$ .

Pomocí vztahu (2.2.5) je stanoveno ze známého průtoku  $Q_V$  [ $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$ ], objemového čísla  $\phi$  a obvodové rychlosti  $u_2$  [ $\text{m s}^{-1}$ ], vnější průměr oběžného kola [m]. Průměr náboje oběžného kola  $d_1$  [m] je určen ze vztahu  $d_1 = v \cdot d_2$  [m]. Dále je stanoveno teoretické tlakové číslo  $\psi_{t(2)}$  na vnějším průměru oběžného kola ze vztahu:

$$\psi_{t(2)} = \frac{\psi}{\eta_{cv}} [-]. \quad (3.5.8.1)$$

V dalším postupu je nutné stanovit pro zvolené aerodynamické schéma ventilátorů v jednotlivých výpočtových řezech příslušné rychlostní trojúhelníky. Této části je třeba věnovat velkou pozornost, protože z velké části ovlivňuje aerodynamickou jakost ventilátoru.

Pro vypočtené rychlostní trojúhelníky je třeba dále navrhnout lopatkovou mříž (stanovit její geometrické parametry). Je možno pokračovat například Howellovou metodou z kapitoly (3.5.3 - Stanovení geometrických parametrů lopatkové mříže) [1].

## 3.6 Konstrukce ventilátorů

### 3.6.1 Konstrukce axiálních ventilátorů

#### Oběžné kolo

#### Všeobecné požadavky

Konstrukci oběžného kola je nutno věnovat pozornost po všech stránkách. Tato součást musí vyhovovat plně jak aerodynamickým požadavkům, tak pevnostním požadavkům. Při rotaci je oběžné kolo vystaveno působení značných odstředivých sil, při tom často pracuje ve vysokých teplotách, je vystaveno působení abraze, popř. koroze. Jeho konstrukční provedení musí být takové, aby zaručilo i v těchto složitých podmínkách maximální provozní bezpečnost a přiměřenou životnost. Zvláště u kol axiálních ventilátorů, která pracují vzhledem k nižším tlakovým číslům s relativně nejvyššími obvodovými rychlostmi (až  $150 \text{ m s}^{-1}$ ), jsou otázky pevnostního namáhání neobyčejně důležité, často limitující.

Nejjednodušší oběžné kolo axiálního ventilátoru se skládá z náboje, který nese několik oběžných lopatek. Tvar náboje je určen aerodynamickými požadavky [1].

#### Oběžné kolo axiálního přetlakového ventilátoru

Aerodynamické parametry axiálních přetlakových ventilátorů nelze hospodárně regulovat předřazeným regulačním ústrojím. Lze je však hospodárně regulovat pouze změnou otáček ventilátoru, nebo změnou nastavení oběžných lopatek. Nároky na regulační schopnosti těchto ventilátorů ovlivňuje i složitost konstrukce oběžných kol.

Oběžné kolo axiálního přetlakového ventilátoru s pevnými oběžnými lopatkami se používá tam, kde nejsou požadavky na změnu aerodynamických parametrů ventilátoru, nebo kde lze použít regulaci těchto parametrů změnou otáček. Kola tohoto provedení se vyskytují buď u levných ventilátorů malých výkonů, nebo i u větších jednotek pracujících se stabilním výkonem, nebo u zmiňovaných ventilátorů, kde lze měnit otáčky ventilátoru, a to buď stupňovitě, nebo plynule.

Oběžné kolo axiálního přetlakového ventilátoru s nastavitelnými oběžnými lopatkami za klidu jsou velmi rozšířená a oblíbená. Jsou konstrukčně poměrně jednoduchá, ale přesto je u nich možno dosáhnout rozsáhlé změny aerodynamických parametrů přestavením oběžných lopatek za klidu. Jsou vyhovující všude tam, kde se požaduje změna



parametrů ventilátoru po delším časovém období, například pro zimní a letní provoz, nebo tam, kde nelze předem přesně určit parametry ventilátoru a teprve během zkušebního provozu je nutno ventilátor přesně nastavit na skutečné parametry zařízení [1].

## Oběžné kolo axiálního rovnotlakého ventilátoru

Náboj oběžného kola rovnotlakého ventilátoru má charakteristický tvar. Tvar náboje l je určen gradientem tlaku, respektive gradientem vektoru rychlosti. Výroba náboje je technologicky náročná. Tuhost náboje zvyšují použité výztuhy. Náboje velikosti asi do 2800mm se vyrábějí z ocelového plechu lisováním, což vyžaduje drahé tvářecí stroje a nástroje. Náboje větších velikostí se vyrábějí svařováním z lisovaných dílů. Při této technologii je vážným problémem dosažení žádaného tvaru vzhledem k deformacím, které vznikají v důsledku pnutí ve svarech náboje. Tato tepelná pnutí do určité míry snižují spolehlivost pevnostního výpočtu tvarově složitého náboje. Proto je nutno usuzovat na únosnost náboje z výsledků trhacích zkoušek menších kol, nebo provést nákladná tenzometrická měření napjatosti za rotace.

Oběžné lopatky axiálních rovnotlakých ventilátorů se vyrábějí především z plechů. Tvar profilu lopatky je kruhový oblouk. Je ovšem možno použít i lopatku s profilem proměnné tloušťky. Tato alternativa se používá poměrně zřídka vzhledem k výrobním nákladům. Oběžné lopatky jsou k náboji přivařeny. Oběžná kola, jejichž konstrukce by umožnila změnu úhlu náběhu oběžných lopatek se nevyrábějí, neboť u tohoto ventilátoru lze dosáhnout změny aerodynamických parametrů velmi hospodárně, a to předřazeným regulačním ústrojím [1].

## Rozváděcí ústrojí a difuzor

### Rozváděcí ústrojí

Rozváděcí ústrojí je umístěno za oběžným kolem ve směru proudění. Úkolem tohoto ústrojí je usměrnit s minimálními ztrátami proudění vycházející z oběžného kola do přibližně osového směru. Podle posledních zkušeností je výhodné, aby proud za rozváděcím ústrojím měl malý zbytkový zkrut. Rozváděcí ústrojí je vytvořeno jako pevná lopatková mříž. U přetlakových axiálních ventilátorů bývají rozváděcí lopatky umístěny ve válcovém mezikruží za oběžným kolem. Jsou do této části statoru buď přivařeny, nebo přišroubovány. Rovnotlaké axiální ventilátory mají rozváděcí lopatky obvykle umístěny na začátku difusoru. Výjimkou jsou velké axiální rovnotlaké ventilátory, které mají umístěny rozváděcí

lopatky ve válcovém mezikruží za oběžným kolem podobně jako přetlakové ventilátory. Výhodnost jedné z obou alternativ nebyla dosud jednoznačně prokázána.

### **Difuzor**

Difuzor slouží u axiálních ventilátorů k hospodárné přeměně rychlostní energie plynu vystupujícího z rozváděcího ústrojí na energii tlakovou. Výstupní rychlost z kola je příliš velká a je nutno ji snížit na takovou, která je v zařízení napojeném za ventilátorem použitelná. Čím menší je reakce stupně ventilátoru, tím důležitější je pro dosažení dobrých parametrů celého ventilátoru správně pracující difuzor.

Provedení difuzorů axiálních ventilátorů je odlišné od provedení difuzorů užívaných v ostatních oborech proudění. Difuzory ventilátorů mají vnitřní jádro, jehož použití je důležité proto, že náboj oběžného kola zaujímá poměrně značnou část z celkové plochy oběžného kola. Je to až 64 % a u některých vysokotlakých ventilátorů více z celkové plochy oběžného kola [1].

### **Sací komora a sací ústí**

Sací komora slouží k připojení ventilátoru na potrubí. V této části dochází ke změně směru proudění dopravovaného plynu přibližně o 90°. Při tom je důležité co nejlépe splnit požadavek, aby proudění na výstupu ze sací komory, respektive na vstupu do oběžného kola, bylo v celém průřezu přibližně osově a rychlost konstantní. Při řešení těchto aerodynamických požadavků je nutno mít na zřeteli to, že sací komory ventilátorů se vyrábějí svařováním z plechových dílů a respektovat možnosti této technologie. Slévárenská technologie, až na malé výjimky jako jsou nejmenší velikosti ventilátorů, se při výrobě sacích komor nepoužívá, neboť takto vyrobené komory jsou příliš těžké a drahé a u velkých ventilátorů pro svou velikost obtížně realizovatelné [1].

### **Aerodynamické regulační ústrojí**

Aerodynamickým regulačním ústrojím se u axiálních ventilátorů rozumí regulace průtoku ventilátorem změnou úhlu nastavení lopatek buď vstupní satorové lopatkové mříže, nebo lopatkové mříže oběžného kola. Vstupní sator se v takovém případě často označuje jako axiální regulační ústrojí. Oběžná kola s lopatkami, jejichž úhel nastavení lze přestavit pouze při úplném zastavení otáčení oběžného kola s lopatkami přestavitelnými

za klidu. Oběžná kola s lopatkami, jejichž úhel lze přestavit i za rotace oběžného kola se nazývají oběžná kola s přestavitelnými lopatkami za chodu [1].

## Příklady konstrukčního uspořádání

Konstrukční uspořádání se liší dle aplikací, kde je ventilátor používán. Například pro chladicí věže a pro větrání se používá konstrukčně poměrně jednoduché provedení axiálního ventilátoru, který mívá relativně velké průtoky při velmi nízkých tlacích. Motor pro pohon ventilátoru je umístěn na ose oběžného kola. Ventilátor nasává vzdušinu hrdlem, které vzdušinu spolu s krytem náboje usměrňuje do lopatek oběžného kola. Oběžné kolo se otáčí ve válcové skříni. Regulace takového oběžného kola je obvykle prováděna natočením jednotlivých lopatek za klidu.

Dalším možným použitím může být axiální ventilátor v provedení pro sušárny, klimatizační strojovny velkých výkonů a větrání průmyslových objektů. Tyto typy ventilátorů jsou vybaveny regulací aerodynamických parametrů natáčením lopatek za chodu. Motor pro pohon ventilátoru je umístěn mimo osu oběžného kola. Převod mezi motorem a osou ventilátoru je zajištěn ozubeným řemenem.

## 3.7 Pohon a regulace ventilátorů

### 3.7.1 Pohon ventilátorů

#### Rozběh rotoru ventilátoru a stanovení příkonu

Příkon ventilátoru se stanoví výpočtem na základě jeho aerodynamických parametrů, a to objemového průtoku  $Q_V$  [ $\text{m}^3\text{s}^{-1}$ ], celkového tlaku ventilátoru  $\Delta p_{cv}$  [Pa] a celkové účinnosti  $\eta_{cv}$ , která je poměrným číslem bez rozměrů, ze vzorce:

$$P_v = \frac{Q_V \cdot \Delta p_{cv}}{\eta_{cv}} \quad [\text{W}] \quad (3.7.1.1)$$

Tento vzorec nerespektuje stlačitelnost vzdušiny, kterou ventilátor dopravuje. Takto vzniklou chybu je možno pro rozsah běžně dosahovaných tlaků zanedbat [1].

## **Pohon elektromotorem**

### **Asynchronní elektromotor**

Použití asynchronního elektromotoru pro pohon ventilátoru je nejrozšířenější pro jeho jednoduchost, nízkou cenu a malé nároky na obsluhu. Tento typ elektromotoru se používá ve dvou variantách. První variantou je asynchronní elektromotor s kotvou na krátko, a druhá varianta je asynchronní elektromotor s kotvou kroužkovou.

### **Synchronní elektromotor**

Synchronní elektromotor je v podstatě alternátorem pracujícím jako motor. Poněvadž synchronní elektromotor musí být nejdříve roztočen cizím zdrojem na synchronní otáčky, a pak teprve může být po sfázování připojen k síti, je jeho rozběh značně složitý, a zvláště pokud je požadováno automatické provedení všech úkonů, je spouštěcí zařízení značně nákladné, a také náročné na údržbu. Hlavní výhodou synchronních elektromotorů je to, že lze jejich použitím zlepšit účinník elektrické sítě, a tím snížit její jalový proud. Synchronní motory jsou výhodné tam, kde se požadují velké výkony a kde se předpokládá nepřetržitý provoz. Používají se hlavně k pohonu velkých důlních ventilátorů.

### **Stejnoseměrný elektromotor**

Stejnoseměrný elektromotor se používá k pohonu ventilátorů méně často. Obvykle pohání některé menší ventilátory používané na pomocných zařízeních elektrických lokomotiv na stejnosměrný proud nebo u tramvají. Ojediněle se stejnosměrných motorů používá v soustrojí Ward-Leonard, k pohonu velkých ventilátorů. Soustrojí Ward-Leonard umožňuje hospodárnou plynulou změnu otáček ventilátoru a používá se ojediněle i pro zkoušení velkých ventilátorů ve zkušebně [1].

## **Ostatní druhy pohonu**

### **Pohon ventilátoru pomocí převodové skříně**

Převodová skříň je dosti složitý a drahý stroj, přičemž možnost přizpůsobení převodového poměru provozním podmínkám je minimální. Převodová skříň je schopna přenášet výkony až několik stovek kW. Tento druh pohonu se příliš nepoužívá.

### **Pohon ventilátoru variátorem**

V určitých případech je výhodné použít k pohonu ventilátoru motor v kombinaci s variátorem, který umožňuje plynulou změnu otáček ve značném rozsahu. Běžně jsou variátory konstruovány pro tyto rozsahy (1:3, 1:4, 5:6, 1:6). Kromě toho lze k variátoru připojit jednostupňovou či vícestupňovou převodovku, a tím dále měnit poměr mezi vstupními a výstupními otáčkami.

### **Pohon ventilátoru hydrodynamickým měničem otáček**

Výjimečně se používá též k pohonu velkých ventilátorů elektromotor ve spojení s hydrodynamickým měničem otáček, který umožňuje v širokém rozsahu měnit otáčky ventilátoru, a tím i plynulou regulaci parametrů. Hydrodynamický měnič otáček je investičně značně náročný. Jeho účinnost je při převodovém poměru 1 okolo 90%, se zvětšujícím se převodem se účinnost snižuje. Jde tedy o regulaci z hlediska ventilátoru bezztrátovou, avšak z hlediska celého soustrojí je tato regulace energeticky velmi nevýhodná.

### **Pohon ventilátoru hydro-motorem**

Některé jednoúčelové ventilátory, například chladicí ventilátory lokomotiv s diesellovými motory, se pohánějí hydro-motory. Využívá se tu toho, že řada mechanismů na lokomotivě je ovládána hydraulickými elementy, které jsou napájeny společným vysokotlakým čerpadlem. Velmi výhodný je pro pohon vysokotlaký axiální motor. Je to pístový hydro-motor, který má pracovní válce uspořádané v kruhu kolem osy otáčení. Osy válců jsou rovnoběžné s osou rotace. Další výhodný typ je vysokotlaký rychloběžný hydro-motor. Na rozdíl od vysokotlakého axiálního motoru umožňuje kromě regulace otáček i jejich reverzaci. Vysokotlaký rychloběžný hydro-motor má pracovní válce uspořádané radiálně vzhledem k ose otáčení.

### **Pohon ventilátoru stlačeným vzduchem**

Tento způsob pohonu se používá hlavně u důlních ventilátorů, které pracují v místech, kde pro nebezpečí výbuchu není možno použít k pohonu elektromotor. K pohonu ventilátorů se používá jednostupňová vzduchová turbína, nejčastěji je to Curtisovo kolo s několika vtoky rovnoměrně rozdělenými po obvodě. Oběžné kolo vzduchové turbíny tvoří s oběžným kolem ventilátoru jeden celek, neboť je uspořádáno na vnějším obvodě oběžného kola ventilátoru. Přívod stlačeného vzduchu k turbíně je umístěn ve skříni oběžného kola ventilátoru. Vzhledem k tomu, že je tento způsob pohonu z energetického hlediska

nevýhodný (tlakový vzduch je jednou z nejdražších energií), používá se pouze u menších ventilátorů pro větrání dolů, hlavně u ventilátorů lutnových [1].

### 3.7.2 Regulace ventilátoru

Regulace ventilátorů se provádí několika možnými způsoby. Regulace škrcením, aerodynamická regulace natáčením oběžných lopatek, aerodynamická regulace axiálním regulačním ústrojím, aerodynamická regulace změnou otáček ventilátoru. Těmito způsoby lze dle potřeby regulovat požadovaný průtok a celkový tlak.

## 3.8 Hluk ventilátoru

Hluk ventilátorů je brán jako nežádoucí produkt provozu ventilátoru. Hluk je zvuk, který je vnímán jako rušivý a nepříjemný, může mít i negativní účinky na psychiku, nebo zdraví člověka. V některých aplikacích je kladen velký důraz na minimální hlučnost ventilátorů. Například: klimatizace kanceláří, ventilátory pro chlazení počítačů a podobně. Naopak v některých případech je možno použít ventilátor s vyšší hlučností a v důsledku toho například nižší cenou. Poměrně hlučné ventilátory jsou aplikovány například pro důlní odvětrávání.

## 3.9 Provozní vlastnosti ventilátorů

Ventilátory je možné posuzovat dle jejich provozních vlastností. Dle užití ventilátoru je také na zvážení, které vlastnosti budou v daném případě rozhodující.

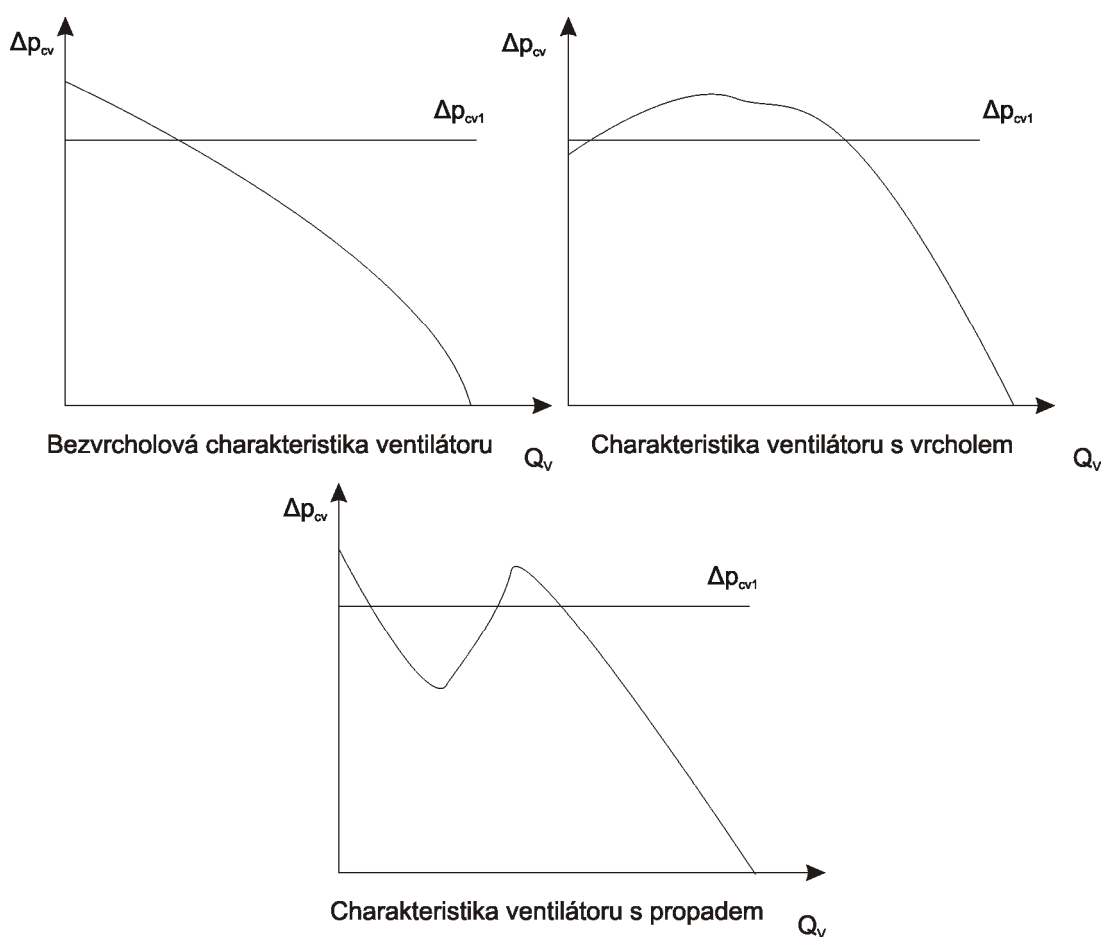
Některé charakteristické vlastnosti:

- technické parametry
- regulace
- konstrukční provedení
- provozní spolehlivost a nároky na údržbu
- odolnost proti opotřebení
- hlučnost
- vlastnosti při paralelním chodu

## Paralelní řazení ventilátorů

Paralelní řazení ventilátorů se používá pokud nelze dosáhnout požadovaného průtoku jedním ventilátorem. Při paralelním provozu se mohou vyskytnout určité problémy, proto je nutné věnovat návrhu potřebnou pozornost. Příčinou problémů bývá tvar charakteristiky ventilátoru. Hlavně její labilní část. U bezvrcholové charakteristiky a charakteristiky s vrcholem (viz. Obrázek 14) není žádná část grafu nestabilní. Labilní částí charakteristiky je možné nazvat u charakteristiky ventilátoru s propadem (viz. Obrázek 14) část, kde charakteristika stoupá a kde ventilátor pracuje nestabilně.

Bezvrcholová charakteristika má jeden pracovní bod. Charakteristika ventilátoru s vrcholem má dva pracovní body a charakteristika s propadem tři pracovní body.



Obrázek 14: Typy charakteristik ventilátorů

## 3.10 Chladiče

### 3.10.1 Sdílení (šíření) tepla

Sdílení tepla nastává všude, kde se teplo vyskytuje. Sdílení tepla má mimořádný význam v tepelné technice a v technice chlazení. Snažíme se například co nejvíce zintenzívnit přecházení tepla, a tím zmenšit a zlevnit topné, nebo naopak zmenšit neužitečné ztráty tepla (chlada), kdy se snažíme dokonale omezit přecházení tepla.

#### Způsoby sdílení tepla

Teplo se v prostoru šíří přechodem z těles teplejších na tělesa studenější, nebo v témže tělese z míst teplejších na místa studenější.

Rozeznáváme tři základní způsoby šíření tepla:

- 1) Vedení tepla (kondukce) bezprostředním stykem teplejších částic se studenějšími, např. vedení tepla železnou tyčí ohřívanou jednom konci. Vzájemná poloha částic látky se přitom nemění.
- 2) Proudění tepla (konvekce) v kapalinách a vzdušínách, při čemž nastává pohyb ohřátých částic látky, a tím i přenos tepla.
- 3) Sálání neboli tepelné záření (radiace). Každé teplé těleso vysílá do prostoru tepelné vlny (0,0005 až 0,3 mm). Tyto vlny se mění v teplo při dopadu na jiné těleso, které je absorbuje. Mluvíme o sálání Slunce, o sálání ohniště parního kotle, o sálání radiátorů apod.

#### Vedení tepla

Fyzikální jev vedení tepla se nejčastěji vyskytuje u tuhých těles. U kapalin a plynů jen pokud se ohřívání děje shora nádoby, ve které jsou uzavřeny. Jinak nastane vlivem rozdílné měrné váhy proudění, nebo pokud ulpívá slabá vrstva tekutiny na tuhém tělese (na trubce). Analytický výraz pro vedení tepla odvodil Fourier:

$$\frac{dQ}{d\tau} = -\lambda F \frac{dt}{dx} \quad (3.10.1)$$

$dQ$  je množství tepla, které proteče plochou  $F$  kolmou ke směru proudění tepla za čas  $d\tau$ .



$-(dt/dx)$  je teplotní spád ve směru proudění tepla (má zápornou hodnotu, neboť ve směru proudění teplota klesá). A  $\lambda$  je součinitel tepelné vodivosti. Součinitel tepelné vodivosti závisí na druhu, skupenství, tlaku, teplotě, vlhkosti a dalších vlastnostech látky.

Pokud se průtok tepla v průběhu času mění a pokud se mění teplota jednotlivých bodů tělesa, jde o neustálené a nestacionární vedení tepla.

Průtok tepla, při kterém se teplota jakéhokoli bodu nemění, je nazýván ustálený, setrvačný nebo stacionární. Výpočet tohoto druhu vedení tepla je mnohem jednodušší. V rovnici 3.10.1 je možné nahradit poměr  $dQ/dt$  poměrem  $Q/\tau = q$  (tepelný tok). Z tohoto dostaneme rovnici:

$$q = -\lambda F \frac{dt}{dx} \quad (3.10.2)$$

Pro téměř všechny tuhé látky lze vyjádřit závislost součinitele tepelné vodivosti  $\lambda$  na teplotě vztahem:

$$\lambda = \lambda_0 (1 + \alpha t) \quad (3.10.3)$$

kde  $\lambda_0$  je součinitel tepelné vodivosti při 0 °C. Součinitel  $\alpha$  je kladný pro téměř všechny izolační látky (vyjma magnetitové cihly) z kovů pro hliník a slitiny kovů jako bronz, nerez. ocel a je záporný pro ostatní kovy [2].

## Tepelná vodivost kapalin

Součinitel tepelné vodivosti je závislý jen v malé míře na tlaku, nejde-li o oblast blízko kritickému stavu. Závislost na teplotě lze stejně jako u tuhých látek vyjádřit obvykle lineárním vztahem :

$$\lambda = \lambda_0 (1 + \alpha t) \quad (3.10.4)$$

kde  $\lambda_0$  je součinitel tepelné vodivosti při teplotě 0 °C a  $t$  je teplota v jednotkách °C. Téměř u všech kapalin je  $\alpha$  záporné, až na vodu a glycerin. Přesné stanovení součinitele tepelné vodivosti je značně obtížné, jelikož jen obtížně lze zamezit vlivu proudění na sdílení tepla.

Z tohoto důvodu je nutné některé hodnoty z tabulek brát s rezervou. Pro směs dvou nebo více kapalin navzájem chemicky netečných platí přibližně vztah:

$$\lambda = \frac{v_1 \lambda_1 + v_2 \lambda_2}{v_1 + v_2} \quad (3.10.5)$$

Kde  $v_1$  a  $v_2$  jsou objemy složek směsi [2].

### Tepelná vodivost plynů

S tlakem se tepelná vodivost příliš nemění, až na oblast vysokého vakua, nebo extrémně vysokých tlaků. Pro změnu tepelné vodivosti plynů s teplotou platí rovnice:

$$\lambda = \lambda_0 \frac{273 + C_s}{T + C_s} \left( \frac{T}{273} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (3.10.6)$$

kde  $T$  je absolutní teplota plynu,  $\lambda_0$  je tepelná vodivost při teplotě 0 °C s  $C_s$  je empirická konstanta shodná se Sutherlandovou konstantou pro uvažovaný plyn při výpočtu dynamické vazkosti.

Plyny s malou molekulovou vahou mají největší součinitel tepelné vodivosti, zato plyny a páry s velkou molekulovou vahou mají nízkého součinitele tepelné vodivosti [2].

## 4 Motorová lokomotiva 774.701-7

### 4.1 Základní vlastnosti a popis stroje

Výroba modernizované lokomotivy 774.701-7 společnosti ČMKS-Jihlavská lokomotivní společnost (dnes CZ LOKO) byla dokončena v závěru roku 2005. Lokomotiva vznikla komplexní modernizací původní lokomotivy ČKD typu T 669.0 (nyní řada 770) Prototypové zkoušky této nové lokomotivy se uskutečnily v průběhu února téhož roku na ZŽO ve Velimi.



Obrázek 15: Lokomotiva 774.701-7 [3]

Lokomotiva 774.7 je koncepčně určena pro těžkou posunovací a traťovou službu na tratích celostátních, regionálních a na vlečkách o rozchodu 1435mm. Jedná se o šestnápravovou motorovou lokomotivu s uspořádáním náprav C'o C'o s hmotností 20 tun na nápravu a střídavě-stejnoseměrným (AC/DC) elektrickým přenosem výkonu. Lokomotiva je vyrobena rekonstrukcí stroje řady 770, ze kterého je použit hlavní rám a pojezd. Maximální rychlost lokomotivy dosahuje 90 km/h.

Lokomotiva je konstruována jako kapotová lokomotiva s věžovou kabinou strojvedoucího, umístěnou blíže k zadnímu čelníku hlavního rámu vozidla. Řešení kapot a kabiny pochází z typové stavebnice používané na vozidlech vyráběných a modernizovaných v HOLDINGU ČMKS.

Momentálně je lokomotiva pravidelně nasazována na uhelné vlaky mezi Novým Sedlem u Lokte a elektrárnou Tisová.



Obrázek 16: Lokomotiva 774.701-7 táhnoucí uhelný vlak [3]

## Spalovací motor

Spalovací motor Caterpillar 3512 B DI-TA je čtyřdobý naftový dvanáctiválec, s přímým vstřikem paliva, vybavený rozvodem ventilů OHV, levotočivý (při pohledu na setrvačnick motoru), přeplňovaný dvěma turbodmychadly poháněnými výfukovými plyny. Uspořádání válců je ve dvou řadách do „V“ pod úhlem 60 stupňů. Chladicí soustava motoru je dvouokružová, kapalinová, s uzavřeným oběhem a bypassy. Tvoří ji vodní čerpadla, ventilátory, termoregulační ventily, chladiče a vyrovnávací nádrž. Mazání motoru je tlakové.

Motor pro lokomotivu 774.7 (tzv. Čmelák) pochází původně z lokomotivy typu 755 (tzv. Brejlovec). Jeho chladicí systém byl původně převzat také z typu 755. Pro použití chladicí

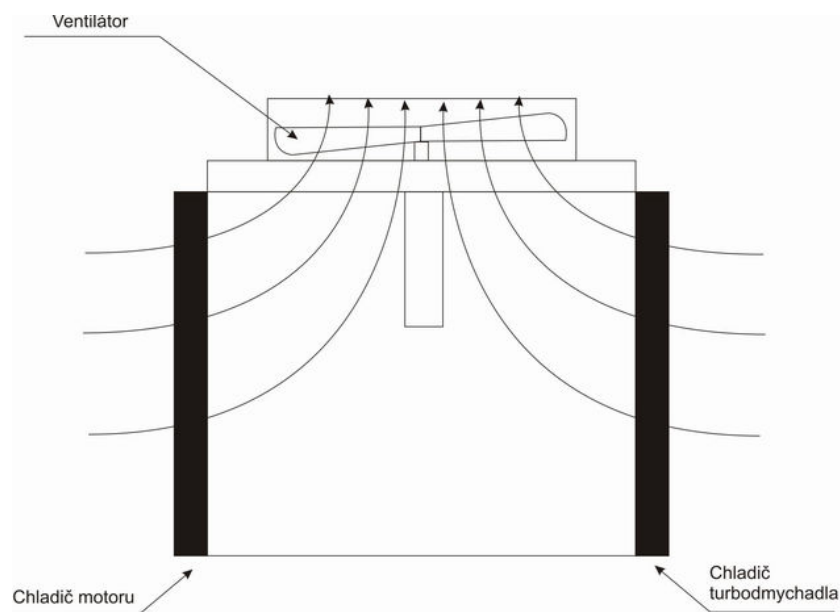
jednotky na typu 774.7 bylo nutné zvýšení chladicího výkonu zejména kvůli rozdílnému konstrukčnímu provedení obou lokomotiv, a proto je celkové chování chladicí jednotky rozdílné. U typu 755 jsou motor a chladicí jednotka umístěny uvnitř lokomotivy volně (v tzv. chodbičce) v prostoru kapotáže, a tak je možné ochlazování jednak tepelnou radiací do volného prostoru pod kapotáží, tak vlastním chlazením za pomoci chladičů a ventilátorů. U typu 774.7 je stavba lokomotivy řešena tak, že chladicí jednotka je v uzavřené plechové kapotáži se žaluziemi a vrchními výdechy pro ventilátory. Zde není možná téměř žádná tepelná radiace do okolí a tudíž musel být zvýšen chladicí výkon. Požadavkem bylo zvýšení chladicího výkonu efektivním a ekonomicky rozumným způsobem, s co možná nejmenšími změnami v konstrukci chladicí jednotky. Nejlepší řešení se ukázalo být zvýšení průtoku chladicího vzduchu na chladičích. Návrh ventilátorů byl proveden pro následující požadavky. Požadovaného chladicího výkonu 870 kW dosáhneme dle výrobce chladičů při jmenovitém množství chladicího vzduchu  $103000 \text{ kg h}^{-1}$  a jmenovitém průtoku chladicí kapaliny 2250 l/min. Při praktickém měření jsme dosáhli hodnoty množství chladicího vzduchu  $108659 \text{ kg h}^{-1}$  již při frekvenci měniče 50 Hz (viz. kapitola 5.3) a výkonu každého motoru 13,5 kW (celkem 2 motory). Maximální pracovní frekvence pro motor je 73 Hz a výkon 25 kW. Z tohoto plyne, že další úpravy pro zvyšování průtoku jsou zbytečné a chladicí jednotka bude i za ztížených podmínek svou práci vykonávat bez problémů.

## 4.2 Technické podmínky jednotky chlazení pro lokomotivy řady 774.7

Jednotka chlazení je určena ke chlazení spalovacího motoru Caterpillar a turbodmychadla, jež jsou součástí pohonu drážního vozidla řady 774.7.

Pracovní podmínky: Jednotka chlazení je určena pro drážní vozidlo a splňuje pracovní podmínky dle ČSN EN 50125-1.

Jednotka chlazení se skládá z následujících součástí: pevného rámu (šasi), dvou chladicích bloků umístěných po stranách jednotky, dvou ventilátorů montovaných na horní části jednotky, pohon zastávají dva elektromotory Siemens. Pak je zde přídatný chladicí okruh, který obstarává chlazení dvojice hlavních elektromotorů pohánějících ventilátory. Přídatný chladicí okruh nasává vzduch z čela jednotky a radiálním ventilátorem jej žene na hlavní elektromotory Siemens. Vzduch je poté přisáván ke hlavnímu proudu vzduchu, který vytváří hlavní dva ventilátory, prostřednictvím průduchů.



Obrázek 17: Znázornění průchodu vzduchu chladicí jednotkou

## 4.3 Základní technické údaje

### 4.3.1 Technické parametry jednotky

|                                        |                           |
|----------------------------------------|---------------------------|
| Jmenovitý chladicí výkon:              | 870 kW                    |
| Jmenovité množství chladícího vzduchu: | 103000 kg h <sup>-1</sup> |
| Jmenovitý průtok chladící kapaliny:    | 2250 min <sup>-1</sup>    |
| Doporučená chladící kapalina:          | CAT®ELC ředěná 50/50      |

### 4.3.2 Rozměry a hmotnosti chladicí jednotky

|                                         |         |
|-----------------------------------------|---------|
| Délka:                                  | 2150 mm |
| Šířka:                                  | 1495 mm |
| Výška:                                  | 1530 mm |
| Celková hmotnost bez provozních náplní: | 1500 kg |

### 4.3.3 Jednotlivé prvky systému

#### Chladič motoru:

|          |         |
|----------|---------|
| Typ:     | 396.003 |
| Výrobce: | AKG (D) |
| Délka:   | 1840 mm |
| Výška:   | 1270 mm |

|                             |        |
|-----------------------------|--------|
| Hloubka:                    | 140 mm |
| Hmotnost bez náplně:        | 235 kg |
| Vnitřní objem:              | 77 l   |
| Maximální provozní teplota: | 112 °C |

**Výpočtové parametry chladicího okruhu pro motor:**

|                              |                |
|------------------------------|----------------|
| Volná čelní plocha chladiče: | 1850 x 1030 mm |
| Chladicí výkon:              | >570kW         |

**Chladicí kapalina:**

Složení chladicí kapaliny: voda/glykol (50/50)

Fyzikální vlastnosti chladicí kapaliny při 96,2 °C

|                         |                                          |
|-------------------------|------------------------------------------|
| - hustota               | 1022,86 kg m <sup>-3</sup>               |
| - měrné teplo           | 3,64 kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> |
| - kinematická viskozita | 0,80 mm <sup>2</sup> s <sup>-1</sup>     |
| průtok                  | 1650 min <sup>-1</sup>                   |
| vstupní tlak            | 1,0 bar                                  |
| výstupní teplota        | 99 °C                                    |
| výstupní teplota        | 93,3 °C                                  |
| tlaková ztráta          | 270,6 mbar                               |
| nominální přetlak       | 0,45 bar                                 |
| maximální přetlak       | 0,65 bar                                 |

**Chladicí vzduch:**

Fyzikální vlastnosti chladicího vzduchu vzduchu při 68,1°C

|                         |                                          |
|-------------------------|------------------------------------------|
| - hustota               | 1,02 kg m <sup>-3</sup>                  |
| - měrné teplo           | 1,01 kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> |
| - kinematická viskozita | 20,08 mm <sup>2</sup> s <sup>-1</sup>    |
| průtok                  | 45000 kg h <sup>-1</sup>                 |
| vstupní tlak            | 1,0 bar                                  |
| vstupní teplota         | 45 °C                                    |
| výstupní teplota        | 91,3 °C                                  |
| tlaková ztráta          | 7,7 mbar                                 |

**Chladič turbodmychadla:**

|          |         |
|----------|---------|
| Typ:     | 396.004 |
| Výrobce: | AKG (D) |

|                             |         |
|-----------------------------|---------|
| Délka:                      | 1845 mm |
| Výška:                      | 1270 mm |
| Hloubka:                    | 113 mm  |
| Hmotnost bez náplně:        | 192 kg  |
| Vnitřní objem:              | 67 l    |
| Maximální provozní teplota: | 107 °C  |

Výpočtové parametry chladicího okruhu pro motor:

|                              |                |
|------------------------------|----------------|
| Volná čelní plocha chladiče: | 1850 x 1030 mm |
| Chladicí výkon:              | 296 kW         |

Chladicí kapalina:

Složení chladicí kapaliny: voda/glykol (50/50)

Fyzikální vlastnosti chladicí kapaliny při 66,2 °C

|                         |                                          |
|-------------------------|------------------------------------------|
| - hustota               | 1044,37 kg m <sup>-3</sup>               |
| - měrné teplo           | 3,54 kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> |
| - kinematická viskozita | 1,29 mm <sup>2</sup> s <sup>-1</sup>     |
| průtok                  | 600 min <sup>-1</sup>                    |
| vstupní tlak            | 1,0 bar                                  |
| výstupní teplota        | 70 °C                                    |
| výstupní teplota        | 62,3 °C                                  |
| tlaková ztráta          | 176,9 mbar                               |
| nominální přetlak       | 0,45 bar                                 |
| maximální přetlak       | 0,65 bar                                 |

Chladicí vzduch:

Fyzikální vlastnosti chladicího vzduchu vzduchu při 53,7 °C

|                         |                                          |
|-------------------------|------------------------------------------|
| - hustota               | 1,07 kg m <sup>-3</sup>                  |
| - měrné teplo           | 1,01 kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> |
| - kinematická viskozita | 18,61 mm <sup>2</sup> s <sup>-1</sup>    |
| průtok                  | 58000 kg h <sup>-1</sup>                 |
| vstupní tlak            | 1,0 bar                                  |
| vstupní teplota         | 45 °C                                    |
| výstupní teplota        | 62,5 °C                                  |
| tlaková ztráta          | 7,7 mbar                                 |



## Ventilátory hlavní:

|                                  |                                               |
|----------------------------------|-----------------------------------------------|
| Výrobce:                         | MONDO, s.r.o. (CZ)                            |
| Typ:                             | axiální, Multi-Wing 990/6-6/28/6WL/AL/48/14/A |
| Průměr:                          | 990 mm                                        |
| Počet lopatek:                   | 6                                             |
| Jmenovité otáčky:                | 1500 min <sup>-1</sup>                        |
| Maximální povolené otáčky:       | 2100 min <sup>-1</sup>                        |
| Počet v celku chladicí jednotky: | 2 ks                                          |

## Elektromotory pohonu hlavních ventilátorů:

|                                  |                                                                                                                                                                    |
|----------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Výrobce:                         | Siemens (CZ)                                                                                                                                                       |
| Typ:                             | 1PP4 186-4FA99-Z<br>(M1G,L1Y,A12,K01,K36)<br>47 A/400 VD, 73 Hz, 25 kW, 2150 min <sup>-1</sup> , cos φ = 0,84, IP 55, izol. F<br>IMV3, S1, 180L, díry M12 v kostře |
| Hmotnost:                        | 155 kg                                                                                                                                                             |
| Počet v celku jednotky chlazení: | 2 ks                                                                                                                                                               |

## 5 Ověření výkonu jednotky chlazení

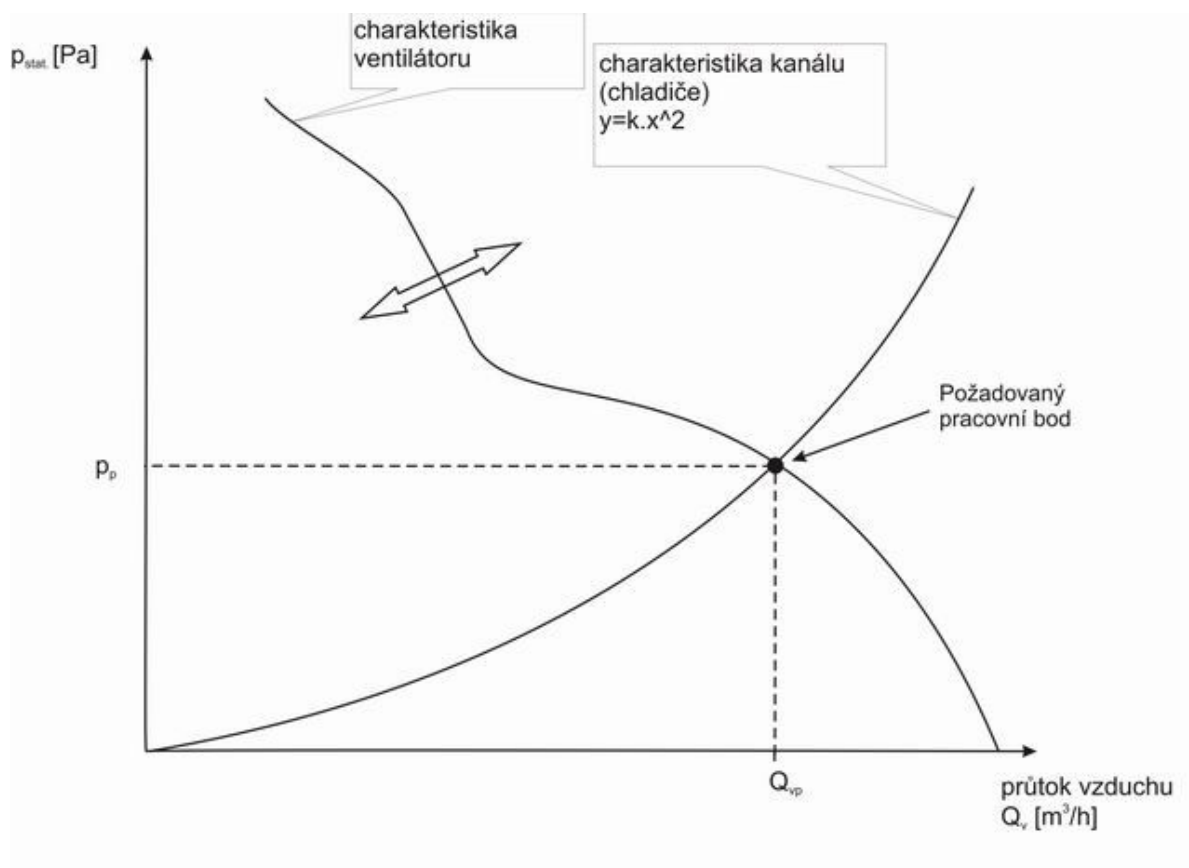
### 5.1 Seznámení s postupem řešení

Při řešení byl volen postup dle následujícího popisu:

- První kapitola obsahuje teoretickou rozpravu o daném problému a popisuje návrh ventilátorů.
- Druhá kapitola se zabývá popisem měřících přístrojů, praktickým měřením a jeho vyhodnocením a určením nejistot měření. Dále je zde uveden výpočet objemových a hmotnostních průtoků z naměřených hodnot.
- Ve třetí kapitole je uveden výpočet nejistot měření.
- Ve čtvrté kapitole je zmíněn postup při navrhování ventilátoru v softwaru Multi-Wing Optimiser.
- Pátá kapitola obsahuje srovnání teoretického návrhu s praktickým měřením na reálném výrobku a závěr.

### 5.2 Popis teoretické přípravy

Úkolem chladicí jednotky je dodat chladičům potřebné množství chladicího vzduchu, kterým se zajistí dostatečné ochlazení chladicí kapaliny procházející chladiči a následně i ochlazení samotného motoru. Chladiče mají od výrobce spočítané potřebné parametry, které jsou důležité pro návrh ventilátorů. Tlaková ztráta chladiče je závislá na množství vzduchu a vlastnostech chladiče. Je charakterizována průběhem který má tvar paraboly. (viz. Obrázek 18)



Obrázek 18: Charakteristika ventilátoru a chladiče

V grafu je také uvedena charakteristika vrtule ventilátoru. Obě charakteristiky se v jednom bodě protínají. Tento bod nazýváme skutečný pracovní bod. Charakteristikou vrtule je třeba dostat se do blízkosti požadovaného pracovního bodu, který je vlastně výpočtovým bodem. Charakteristika ventilátoru se dá v určitém rozsahu měnit (viz. silná šipka v obrázku 18) změnou natočení lopatek, změnou otáček ventilátoru, změnou průměru kola, změnou počtu lopatek, změnou typu kola, apod. Pracovní bod se pohybuje po parabole, která je dána vlastnostmi chladiče. Zadáním výpočtových hodnot do softwaru Multi-Wing Optimiser nám program vybere vhodná oběžná kola ventilátorů. Naším úkolem je podle určitých kritérií vybrat typ, který nejvíce odpovídá zadání. Zpravidla je požadována největší účinnost, jindy může být hlavním kritériem hluk atd.

## 5.3 Měření jednotky chlazení

### 5.3.1 Popis měřících přístrojů TESTO

Přístroj **TESTO 445** (viz. Obrázek 19) je schopen měřit teplotu, relativní vlhkost, rosný bod, absolutní vlhkost, suchost, entalpii, umí měřit proudění všemi způsoby (v kanálu, na vyústkách nebo odsávacích zařízeních), objemový průtok, tlak i kvalitu vzduchu.



Obrázek 19: Měřící přístroje TESTO 445 a TESTO 505–P1

Přístroj dále nabízí další užitečné funkce jako automatické dopočítávání střední hodnoty a objemového průtoku, automatické přiřazení nastaveného průměru potrubí k místu měření (max. 99 míst), vnitřní paměť (3000 hodnot), současné měření až 6 veličin.

Pro naše měření byla použita vrtulková sonda, o průměru 60mm, s teleskopem, pro integrační měření proudění.

Technická data k měřicí sondě:

Popis: Vrtulková sonda, D 60mm, s teleskopem, pro integrační měření proudění.

Měř. Rozsah: +0,25... +20 m s<sup>-1</sup>

Třída přesnosti:  $\pm(0,1 \text{ m s}^{-1} \pm 1,5 \% \text{ z naměřené hodnoty}) (+0,25... +20 \text{ m s}^{-1})$

Měřicí přístroj **TESTO 505-P1** je přístroj pro měření tlaku. (viz. Obrázek 19)

Jeho třída přesnosti je:  $\pm 2,0 \% \text{ z naměřené hodnoty}$

Měřicí přístroj **TESTO 470** je přístroj pro měření otáček.

Jeho třída přesnosti je:  $\pm 0,02 \% \text{ z naměřené hodnoty}$

### 5.3.2 Měření a výpočty

Měření průtoku chladiči, otáček ventilátorů, tlakových ztrát pro srovnání s teoretickým návrhem probíhalo za větrného počasí a při teplotě vzduchu 14 °C, vlhkost vzduchu byla 67 % a hustota vzduchu byla 1,2 kg m<sup>-3</sup>. Celý chladicí blok (viz. Obrázek 20) byl vyvezen z montážní haly na volné prostranství před halou. Důvodem byla velká výstupní rychlost z ventilátorů, která dosahovala přibližně 16 až 20 m s<sup>-1</sup>. K měření byl použit také jeden frekvenční měnič Siemens jako zdroj energie pro ventilátory.



Obrázek 20: Chladicí jednotka před montážní halou

Měření bylo provedeno ve více místech na chladičích (viz. Obrázek 21). Měřicí přístroj z hodnot rychlosti proudění v jednotlivých dvanácti bodech vypočítal průměrnou hodnotu rychlosti proudění celým chladičem.



Obrázek 21: Schéma rozmístění měřících bodů

Po napojení elektromotorů pro pohon ventilátorů na frekvenční měnič byla nastavena na měniči první testovací frekvence **40 Hz**.

Údaje na frekvenčním měniči:

Tabulka 2: Údaje na frekvenčním měniči při 40 Hz

| Nastavená frekvence<br>[Hz] | Skutečná frekvence<br>[Hz] | Proud<br>[A] | Příkon<br>[kW] | Otáčky<br>[min <sup>-1</sup> ] |
|-----------------------------|----------------------------|--------------|----------------|--------------------------------|
| 40                          | 42,8                       | 27           | 7,5            | 1200                           |

Tabulka 3: Naměřené a spočítané hodnoty při 40 Hz

| Měření s napájením elektromotoru 40 Hz |                                   | Motor               | Turbo        | Celkem              |
|----------------------------------------|-----------------------------------|---------------------|--------------|---------------------|
| Průměrná rychlost nasávaného vzduchu   | [m s <sup>-1</sup> ]              | 4,83 ± 0,20         | 5,88 ± 0,22  |                     |
| Množství nasávaného vzduchu            | [m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> ] | 33133 ± 1372        | 40336 ± 1491 | 73469 ± 2027        |
| Množství nasávaného vzduchu            | [kg h <sup>-1</sup> ]             | 39759 ± 1647        | 48403 ± 1789 | <b>88162 ± 2432</b> |
| Průměrné otáčky ventilátoru            | [min <sup>-1</sup> ]              | <b>1273,1 ± 0,3</b> |              |                     |
| Tlaková ztráta na chladičích           | [Pa]                              | <b>343,2 ± 9,9</b>  |              |                     |

Počítané hodnoty v Tabulce 3 byly spočítány dle následujících vztahů a postupu.

Volná plocha chladiče je rovna 1,9055 m<sup>2</sup>.

**Měření na chladiči motoru** při frekvenci měniče 40 Hz:

Průměrná rychlost nasávaného vzduchu: 4,83 m s<sup>-1</sup>

Množství nasávaného vzduchu:

$$Q_{V40motor} = S_{ch} \cdot v_{m40} = 1,906 \cdot 4,830 = 9,204 m^3 s^{-1} = 33133 m^3 h^{-1}$$

$$Q_{m40motor} = Q_{V40motor} \cdot \rho = 33133 \cdot 1,2 = \underline{\underline{39759 kg h^{-1}}}$$

**Měření na chladiči turbodmychadla** při frekvenci měniče 40 Hz:

Průměrná rychlost nasávaného vzduchu: 5,88 m s<sup>-1</sup>

Množství nasávaného vzduchu:

$$Q_{V40turbo} = S_{ch} \cdot v_{t40} = 1,906 \cdot 5,880 = 11,204 m^3 s^{-1} = 40336 m^3 h^{-1}$$

$$Q_{m40turbo} = Q_{V40turbo} \cdot \rho = 40336 \cdot 1,2 = \underline{\underline{48403 kg h^{-1}}}$$

Následně byly změřeny **otáčky u obou ventilátorů**:

Ventilátor 1:  $7641\text{Hz} \rightarrow 1273,50\text{ min}^{-1}$  (Hodnota frekvence je dělená šesti, po té dostaneme otáčky ventilátoru. 6 - počet listů ventilátoru.)

Ventilátor 2:  $7636\text{Hz} \rightarrow 1272,67\text{ min}^{-1}$

Průměrná frekvence otáčení ventilátorů je  $1273,1\text{ min}^{-1}$ .

#### **Tlaková ztráta na chladičích:**

Byl změřen rozdíl tlaků ve skříni jednotky oproti okolí při daném průtoku vzduchu a následně z něho je spočítána tlaková ztráta. Rozdíl tlaků byl měřen jak U-trubicí, tak i elektronickým měřičem tlaku. Výsledky měření oběma metodami se jen potvrzovaly.

$$\Delta p [\text{Pa}] = \text{rozdíl tlaků} [\text{mm}] \cdot g [\text{ms}^{-2}] = 35,9 \cdot 9,80665 = \underline{\underline{343,2\text{Pa}}}$$

Tabulka 4: Tlaková ztráta při frekvenci měniče 40 Hz

| Naměřený rozdíl tlaků [mm] | Tlaková ztráta [Pa] |
|----------------------------|---------------------|
| $35 \pm 1$                 | $343,2 \pm 9,9$     |



Dále pokračovalo měření při frekvenci měniče **50Hz**. Hodnoty z měření a výpočtů jsou v následujících tabulkách:

Tabulka 5: Údaje na frekvenčním měniči při 50 Hz

| Nastavená frekvence [Hz] | Skutečná frekvence [Hz] | Proud [A] | Příkon [kW] | Otáčky [min <sup>-1</sup> ] |
|--------------------------|-------------------------|-----------|-------------|-----------------------------|
| 50                       | 52,1                    | 34        | 13,5        | 1440                        |

Tabulka 6: Naměřené a spočítané hodnoty při 50 Hz

| Měření s napájením elektromotoru 50 Hz |                                   | Motor               | Turbo        | Celkem               |
|----------------------------------------|-----------------------------------|---------------------|--------------|----------------------|
| Průměrná rychlost nasávaného vzduchu   | [m s <sup>-1</sup> ]              | 5,99 ± 0,22         | 7,21 ± 0,25  |                      |
| Množství nasávaného vzduchu            | [m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> ] | 41090 ± 1504        | 49459 ± 1649 | 90549 ± 2232         |
| Množství nasávaného vzduchu            | [kg h <sup>-1</sup> ]             | 49308 ± 1805        | 59351 ± 1979 | <b>108659 ± 2679</b> |
| Průměrné otáčky ventilátoru            | [min <sup>-1</sup> ]              | <b>1546,6 ± 0,4</b> |              |                      |
| Tlaková ztráta na chladičích           | [Pa]                              | <b>470,7 ± 10,9</b> |              |                      |

Počítané hodnoty v Tabulce 6 byly spočítány dle následujících vztahů a postupu.

Volná plocha chladiče je rovna 1,9055 m<sup>2</sup>.

**Měření na chladiči motoru** při frekvenci měniče 50 Hz:

Průměrná rychlost nasávaného vzduchu: 5,99 m s<sup>-1</sup>

Množství nasávaného vzduchu:

$$Q_{V50motor} = S_{ch} \cdot v_{m50} = 1,906 \cdot 5,990 = 11,414 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 41090 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$$

$$Q_{m50motor} = Q_{V50motor} \cdot \rho = 41090 \cdot 1,2 = \underline{\underline{49308 \text{ kg h}^{-1}}}$$

**Měření na chladiči turbodmychadla** při frekvenci měniče 50 Hz:

Průměrná rychlost nasávaného vzduchu: 7,21 m s<sup>-1</sup>

Množství nasávaného vzduchu:

$$Q_{V50turbo} = S_{ch} \cdot v_{t50} = 1,906 \cdot 7,210 = 13,739 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 49459 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$$

$$Q_{m50turbo} = Q_{V50turbo} \cdot \rho = 49459 \cdot 1,2 = \underline{\underline{59351 \text{ kg h}^{-1}}}$$

Následně byly změřeny **otáčky u obou ventilátorů**:

Ventilátor 1:  $9284\text{Hz} \rightarrow 1547,33\text{ min}^{-1}$

Ventilátor 2:  $9275\text{Hz} \rightarrow 1545,83\text{ min}^{-1}$

Průměrná frekvence otáčení ventilátorů je  $1546,6\text{ min}^{-1}$ .

#### **Tlaková ztráta na chladičích:**

Byl změřen rozdíl tlaků ve skříní jednotky oproti okolí při daném průtoku vzduchu a následně z něho je spočítána tlaková ztráta.

$$\Delta p [\text{Pa}] = \text{rozdíl tlaků} [\text{mm}] \cdot g [\text{m.s}^{-2}] = 48.9,80655 = \underline{\underline{470,7\text{Pa}}}$$

Tabulka 7: Tlaková ztráta při frekvenci měniče 50 Hz

| Naměřený rozdíl tlaků [mm] | Tlaková ztráta [Pa] |
|----------------------------|---------------------|
| $48 \pm 2$                 | $470,7 \pm 10,9$    |

## 5.4 Výpočty nejistot měření

Při praktickém měření je nutné pro správné vyhodnocení měření uvést nejistoty měření.

#### **Nejistota měření rychlosti průtoku vzduchu chladiči.**

Při měření rychlosti průtoku vzduchu na chladičích je třída přesnosti přístroje TESTO 445 uvedena v jeho parametrech. Nejistotu podle popisu třídy přesnosti (Třída přesnosti:  $\pm(0,1\text{ m s}^{-1} \pm 1,5\% \text{ z naměřené hodnoty}) (+0,25 \dots +20\text{ m s}^{-1})$ ) vypočteme vztahem:

$$U(v) = 2 \frac{\delta v' + 0,1\text{ m/s}}{\Theta_1} \quad (5.4.1)$$

Příklad výpočtu nejistoty měření rychlostí průtoku vzduchu:

po dosazení do rovnice (5.4.1) dostaneme: (za  $v'$  byla dosazena hodnota  $4,83\text{ m/s}$ )

$$U(v) = 2 \frac{0,015.4,83 + 0,1\text{ms}^{-1}}{\sqrt{3}} = 0,1991281078\text{ms}^{-1} \approx \underline{\underline{0,20\text{ms}^{-1}}}$$

Zaokrouhlování bylo provedeno na dvě desetinná místa s ohledem na naměřenou hodnotu, která byla změřena s přesností na dvě desetinná místa.

Zápis hodnoty rychlosti průtoku s uvedenou nejistotou:  $v_{\text{motor } 40\text{Hz}} = \underline{\underline{(4,83 \pm 0,20)\text{ms}^{-1}}}$

Výsledky jsou uvedeny u celkových průtoků chladiče v kapitole 5.3.

#### Měření otáček.

Měření otáček bylo provedeno pomocí měřicího přístroje TESTO 470. Jeho třída přesnosti je:  $\pm 0,02 \%$  z naměřené hodnoty. Proto je nejistota při  $1273,1 \text{ min}^{-1}$  dle výpočtu

$$U(f_{40\text{Hz}}) = \frac{2 \left( 1273,1 \frac{0,02}{100} \right)}{\sqrt{3}} = 0,2940098511 \text{ min}^{-1} \approx \underline{\underline{0,3 \text{ min}^{-1}}}.$$

Zápis hodnoty otáček s uvedenou nejistotou:  $f_{40\text{Hz}} = \underline{\underline{(1273,1 \pm 0,3) \text{ min}^{-1}}}$

#### Měření tlakové ztráty.

Při tomto měření byl použit měřicí přístroj TESTO 505-P1.

Jeho třída přesnosti je:  $\pm 2,0 \%$  z naměřené hodnoty

$$U(\text{rozdíl tlaků}) = 2 \frac{35,0,02}{\sqrt{3}} = 0,8082903769 \text{ mm} \approx \underline{\underline{1 \text{ mm}}}$$

Zápis hodnoty rozdílu tlaků s uvedenou nejistotou:  $\text{rozdíl tlaků} = \underline{\underline{(35 \pm 1) \text{ mm}}}$

## 5.5 Návrh oběžného kola v programu Multi-Wing Optimiser

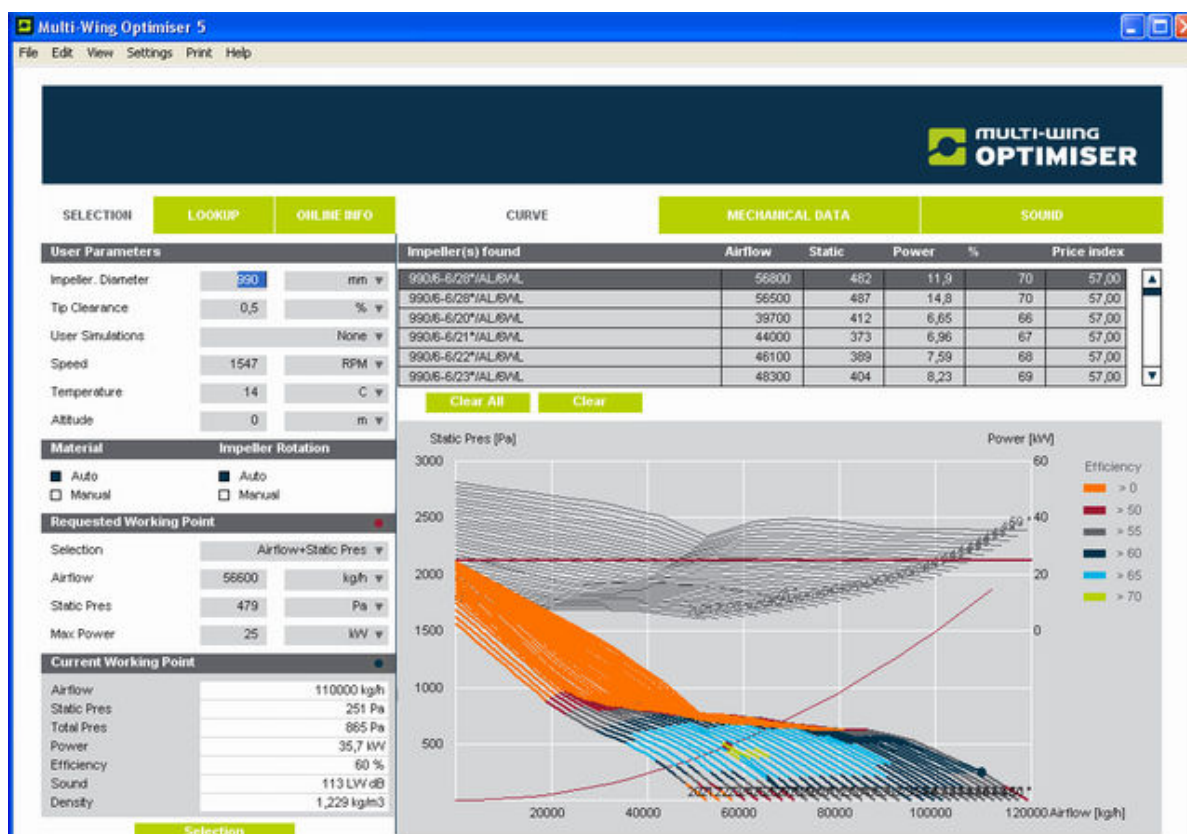
Multi-Wing Optimiser je návrhový program vytvořený společností Multi-Wing. Slouží pro navrhování oběžných kol axiálních ventilátorů vyhovující charakteristiky. Oběžná kola jsou vyráběna ze standardních, vzájemně zaměnitelných dílů v rozsahu průměrů 0,2m – 2m s téměř nekonečným množstvím různých kombinací.

Kritéria pro návrh ventilátorů jsou: průměr oběžného kola, průtok, statický tlak, otáčky, předpokládaný příkon, teplota vzduchu. A dále konstrukční vlastnosti jako: průměr náboje, drážka pro pero, směr proudění, smysl otáčení. Jednotky ke každé veličině je možno dle potřeby a možností programu volit. Program po zadání dat provede výběr a nabídne několik možných variant. (viz. Obrázek 22) Uživatel pak může dle vlastního soudu, nebo dalších okolností vybrat dané aplikaci vyhovující typ. V grafech, které software vygeneruje, můžeme vyhodnotit, jak bude mít daný model v daném případě velkou účinnost a zobrazit si charakteristiku vybraného ventilátoru a analyzovat tak chování v okolí pracovního bodu. Dále je zde uveden diagram hlučnosti. A další vlastnosti. (viz. Příloha A)

Do programu byly zadány hodnoty odvozené z hodnot požadovaných výrobcem chladičů, tedy celkové množství vzduchu v poloviční hodnotě (dva ventilátory) a tlaková ztráta pro celkové množství vzduchu. Teplota vzduchu byla uvažována jak maximální, tedy 70°C, tak pro kontrolu příkonu elektromotorů teplota okolí (rozběh se studenými chladiči).

Jako nejlepší varianta výběru pro tyto hodnoty bylo vybráno oběžné kolo:

Multi-Wing 990/6-6/28/6WL/AL/48/14/A. Jak z označení vyplývá, má průměr 990 mm, 6 lopatek natočených pod úhlem 28° a je vyrobeno z hliníku (náboj a lopatky). Hliníkový materiál má pracovní rozsah teplot – 60 °C až + 245 °C. Vybraný profil lopatky má název „AIRFOIL“. Tento typ lopatek má dobrou účinnost, je schopný přenášet vysoké množství vzduchu a má nízkou energetickou spotřebu.

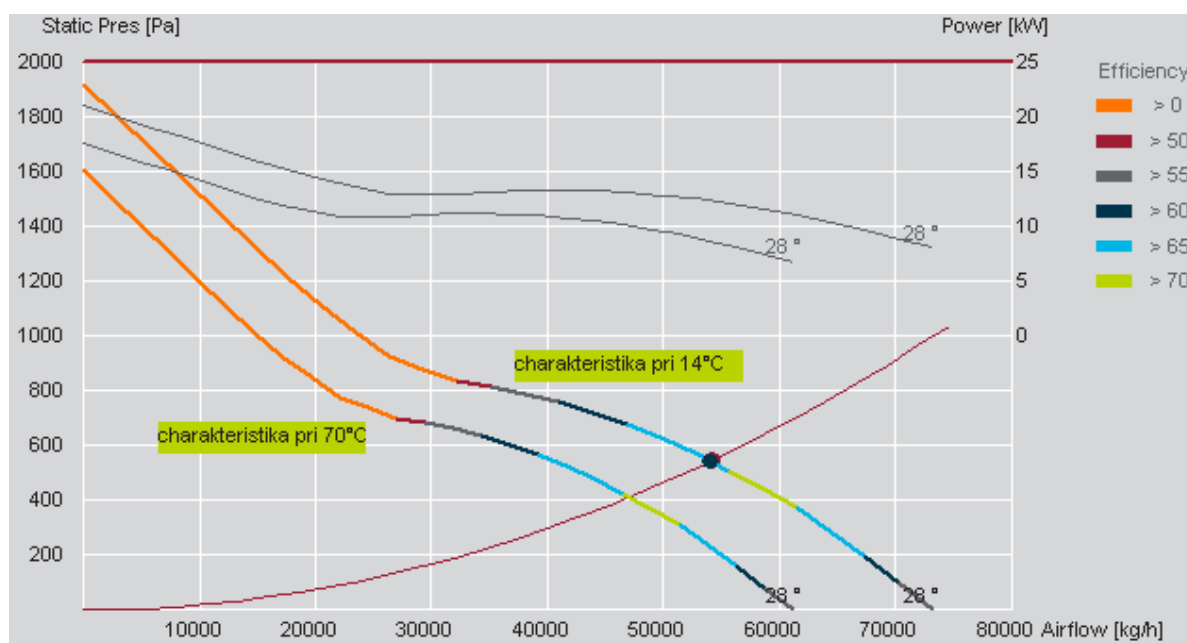


Obrázek 22: Návrhové prostředí Multi-Wing Optimiser 5

## Závěr

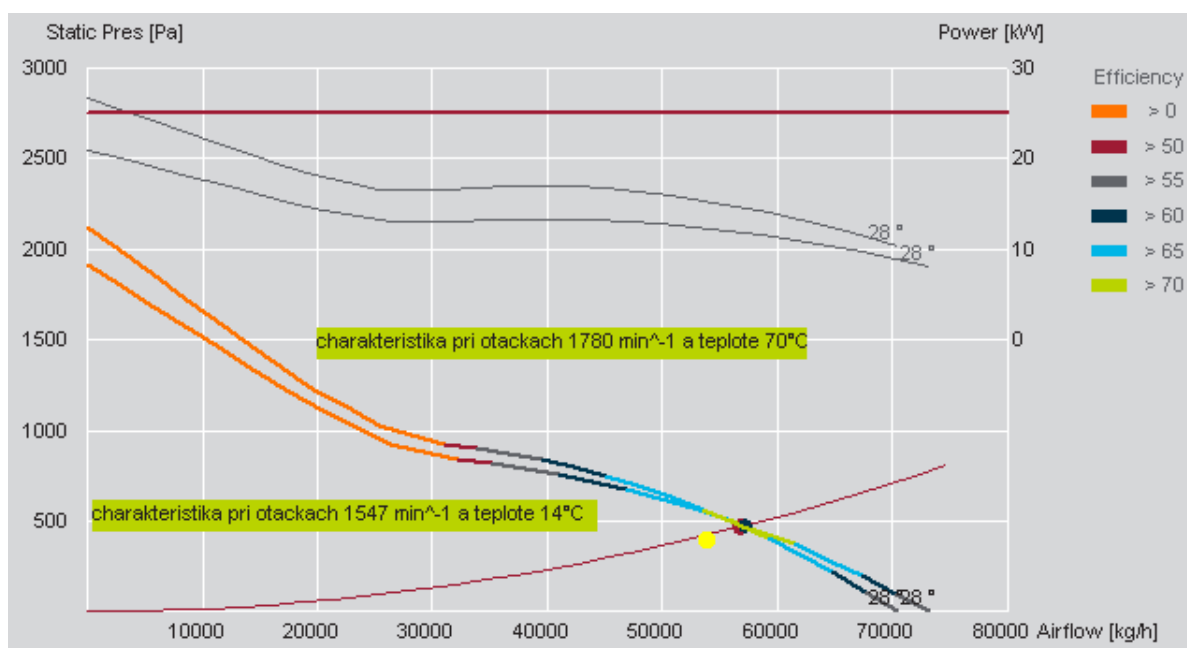
Porovnání návrhu a reálného výrobku:

Teoretický návrh byl srovnán s praktickými měřeními v programu Multi-Wing Optimiser. Charakteristika chování ventilátoru změřená při otáčkách  $1547 \text{ min}^{-1}$  a teplotě  $14^\circ\text{C}$  se liší (viz. Obrázek 22) od charakteristiky, kterou bude mít ventilátor při otáčkách  $1547 \text{ min}^{-1}$  a teplotě vzduchu  $70^\circ\text{C}$  (při provozu na lokomotivě). Tato skutečnost je dána změnou hustoty vzduchu při změně teploty vzduchu.



Obrázek 23: Charakteristiky oběžného kola při frekvenci měniče 50 Hz a teplotě 14 a  $70^\circ\text{C}$

Charakteristika odporu chladičů je dána červenou křivkou v grafu. Pracovní bod je dán dle výrobce hodnotou tlakové ztráty 770 Pa při průtoku vzduchu  $51500 \text{ kg h}^{-1}$ . Jak je vidět z provedeného měření, tlaková ztráta na chladičích je při změřeném průtoku  $54000 \text{ kg h}^{-1}$  ve skutečnosti nižší, tedy cca 470 Pa. Budeme tedy dále vycházet z této skutečné charakteristiky odporu chladičů.



Obrázek 24: Charakteristiky oběžného kola při otáčkách 1547 min<sup>-1</sup> a teplotě 14 a otáčkách 1780 min<sup>-1</sup> a teplotě 70 °C

V obrázku 24 je vyznačen naměřený pracovní bod (žlutý bod v obrázku 24), který leží v blízkosti pracovního bodu daného průsečíkem námi ověřené charakteristiky chladičů a ventilátoru (tedy pracovního bodu teoretického – dle výrobce ventilátoru). V dalším kroku bylo provedeno ověření, zda tento ventilátor dodá požadované hmotnostní množství vzduchu při provozu v maximálním výkonu motoru, tedy i maximálním požadavku na chlazení, kdy teplota vzduchu nasávaného ventilátory od chladičů bude cca 70°C. Toto je možné v tomto případě zajistit zvýšením otáček; motory mohou být díky měničům frekvencí a vlastnostem motorů napájeny frekvencí až 73 Hz, tedy mohou dosáhnout cca 2200 min<sup>-1</sup>. Postupným zadáváním otáček ventilátoru do programu Multi-Wing Optimiser při teplotě vzduchu 70°C byl nalezen graf ventilátoru protínající charakteristiku chladičů v blízkosti naměřeného pracovního bodu. Potřebné otáčky jsou cca 1780 min<sup>-1</sup>. Protože jsou nižší, nežli maximální a ani graf potřebného příkonu neprotíná maximální přípustnou hodnotu, je zřejmé, že tento ventilátor včetně motoru zajistí požadovaný chladicí výkon.

Provedená měření potvrdila, že návrh i skutečné provedení jednotky chlazení zajišťuje dodržení požadovaných parametrů, tedy zajistí potřebný chladicí výkon. Zároveň je zřejmé, že návrhový software Multi-Wing Optimiser dokáže s dostatečnou přesností pomoci při návrhu ventilátoru dle zadaných parametrů.

## Literatura

- [1] Čermák J. *Ventilátory*. SNTL 1974.
- [2] Chlumský V. *Konstrukce chladicích zařízení*. SNTL 1958.
- [3] Multi-Wing. *Multi-Wing Optimizer*. Dokumentace k software. 2007.
- [4] Nový R. *Ventilátory*. Skriptum FS ČVUT Praha 1997
- [5] Multi-Wing International a.s. *Oficiální web* [online]. [cit. 22.4.2008].  
Dostupné z: <<http://www.multi-wing.com>>.
- [6] Přátelé železnic. *Fotografie Lokomotivy 774.701-7* [online]. [cit. 31. 3. 2008].  
Dostupné z: <[http://www.spz.logout.cz/album/cz/cz\\_sus7747.html](http://www.spz.logout.cz/album/cz/cz_sus7747.html)>.

## Příloha A

V příloze A je uveden výpis z programu Multi-Wing Optimiser, jsou zde uvedeny dvě charakteristiky ventilátoru. Jedna při teplotě vzduchu 14°C a otáčkách ventilátoru 1547 min<sup>-1</sup> a druhá při teplotě vzduchu 70°C a otáčkách ventilátoru 1780 min<sup>-1</sup>. Dále jsou uvedena mechanická data při těchto zadaných hodnotách.