



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

STANOVENÍ CHARAKTERISTIKY VENTILÁTORU

DETERMINATION OF CHARACTERISTICS FAN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Zbyněk Vymětalík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Zbyněk Vymětalík**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Energetika, procesy a životní prostředí
Vedoucí práce: **Ing. Petr Kracík**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Stanovení charakteristiky ventilátoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce bude experimentálně stanovit charakteristiky radiálního ventilátoru, který je využíván například pro dopravu vzduchu do kotle a pomocí reverzního postupu navrhnout úpravy daného ventilátoru.

Cíle bakalářské práce:

- popište obecně základní typy ventilátorů
- experimentálně stanovte charakteristiky radiálního ventilátoru
- pro geometrii testovaného ventilátoru určete jeho optimální charakteristiky

Seznam literatury:

KADRNOŽKA, Jaroslav. Lopatkové stroje, 2003. 1. vydání, upravené. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., ISBN 80-7204-297-1

KOUSAL, Milan. Spalovací turbíny, 1980. 2. vydání, přepracované. Praha: Nakladatelství technické literatury, n. p.

MISÁREK, Dušan. Turbokompresory, 1963. Vydání první. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, n.p.

Firemní literatura

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 4. 11. 2015



doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan

ABSTRAKT

Tématem této bakalářské práce jsou ventilátory. První část pojednává o zařazení těchto strojů. Druhá kapitola uvádí rozdělení. Protože měřený ventilátor je radiálního typu, uvádí třetí kapitola teorii návrhu tohoto typu. Poslední části jsou zaměřeny na stanovení charakteristických křivek a hlavních rozměrů. Na konci práce jsou navrženy rozměry, aby odpovídaly doporučeným hodnotám.

KLÍČOVÁ SLOVA

Radiální ventilátor, charakteristiky, lopatky, oběžné kolo, optimalní rozměry

ABSTRACT

The topic of this bachelor thesis are fans. The first part deals with subsumption of these machines. The second chapter is devoted to their dividing. As the measured fan is radial, the third chapter presents the theory of designing this particular type. The last pages focus on finding the characteristic curves and the main dimensions. At the end, there are the sizes drafted in the way to correspond with the recommended values.

KEYWORDS

Radial fan, characteristics, blades, fan impeller, optimal dimensions

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VYMĚTALÍK, Z. *Stanovení charakteristiky ventilátoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 49 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Kracík

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Petra Kracíka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Zbyněk Vymětalík

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat Ing. Petru Kracíkovi, za rady a připomínky při tvorbě mé bakalářské práce. Dále své rodině za podporu v průběhu studia.

OBSAH

Úvod	15
1 Lopatkové stroje	16
1.1 Klasifikace lopatkových strojů	16
1.2 Rozdělení tekutinových strojů	16
2 Ventilátory	17
2.1 Definice ventilátorů a jejich dělení	17
2.2 Rozdělení ventilátorů	17
2.3 Dělení ventilátorů dle toku pracovního média	18
2.3.1 Axiální ventilátory	18
2.3.2 Radiální ventilátory	19
2.3.3 Diagonální ventilátory	20
2.3.4 Diametrální ventilátory	20
2.4 Volba ventilátoru	21
2.5 Provoz ventilátoru	21
2.6 Konstrukce a hlavní části ventilátorů	21
2.7 Regulace ventilátorů	22
2.7.1 Regulace škrcením	22
2.7.2 Regulace natáčením lopatek	22
2.7.3 Regulace změnou otáček	22
2.8 Proudění ve ventilátorech	23
2.8.1 Energie média – Bernoulliho rovnice	23
2.8.2 Eulerova rovnice	23
2.9 Bezrozměrná podobnostní čísla	24
2.9.1 Tlakové číslo	24
2.9.2 Objemové číslo	24
2.9.3 Měrné výkonové otáčky (specifické otáčky)	25
2.9.4 Výkonové číslo	25
2.9.5 Číslo velikosti ventilátoru	25
2.9.6 Číslo otáček	26
2.9.7 Škrtící číslo	26
3 Aerodynamika a návrh radiálních ventilátorů	27
3.1 Rychlostní trojúhelníky	27
3.2 Průtok vzduchu ventilátorem	27
3.3 Optimální geometrie radiálního ventilátoru	27
3.3.1 Počet lopatek	27

3.3.2	Geometrie oběžného kola.....	27
3.4	Optimální geometrie ventilátoru s lopatkami zahnutými dopředu.....	29
4	Měření	30
4.1	Charakteristické křivky	30
4.2	Postup měření:	30
4.3	Měřicí přístroje a jejich parametry:	30
4.4	Podmínky při měření:	30
4.5	Schéma a popis:	31
4.6	Naměřené hodnoty:	31
4.7	Výpočty:	32
4.8	Grafická prezentace výsledků	34
5	Optimalizace	37
5.1	Měření geometrie ventilátoru	37
5.2	Měření házení	38
5.3	Výpočty bezrozměrných čísel	39
5.4	Návrh optimální geometrie.....	41
	Závěr	44
	Seznam použitých zkratk a symbolů	46

ÚVOD

Ventilátory jsou energetické lopatkové stroje. Jejich práce je založena na kontinuální transformaci mechanické energie na energii tekutiny (pracovní látky). Kromě přeměny energie dochází, také ke změně tlaku a dále teploty a hustoty. Ventilátory slouží k dopravě plynů při malých kompresních poměrech, jejichž hodnota se blíží k 1. [2]

Jde o zařízení se širokou oblastí využití, a tak se s nimi můžeme setkat v každodenním životě. Ventilátory jsou důležitá zařízení vzduchotechniky a techniky řízení prostředí, své využití mají při chlazení zařízení např.: výpočetní techniky, motorů vozidel, atd. Uplatnění nachází v mnoha průmyslových oblastech, jako energetika, hutnictví, chemický průmysl, důlní průmysl a potravinářství.

Teoretická část se věnuje zařazení, rozdělení a popisu ventilátorů. Dále se zabývá prouděním pracovní látky, a také veličinám a závislostem rozměrů geometrie pro dosažení optimálních parametrů při návrhu nového zařízení.

V experimentální části jsou pro konkrétní ventilátor dle naměřených hodnot určeny charakteristické křivky.

Poslední kapitola je zaměřena na geometrii oběžného kola. Naměřená geometrie a hodnoty z experimentální části slouží ke stanovení podobnostních čísel, které ventilátor charakterizují. Výsledky jsou porovnávány s doporučenými hodnotami a při neshodě následuje zpětný návrh geometrie optimálních parametrů.

1 LOPATKOVÉ STROJE

1.1 KLASIFIKACE LOPATKOVÝCH STROJŮ

Lopatkové stroje patří do jedné ze dvou skupin energetických tekutinových strojů. Na rozdíl od skupiny objemových strojů, kde je sací a výtlačný prostor oddělen a na rychlosti tekutiny nezáleží. Protože objemové stroje pracují přerušovaně a rychlost tekutiny má vliv pouze na rychlost plnění pracovního objemu. [1], [2]

Lopatkové stroje pracují, transformují energii, kontinuálně. U této skupiny tekutinových strojů je sací a výtlačný prostor navzájem spojen. Hlavní částí lopatkových strojů je rotor opatřený lopatkami. Prouděním tekutiny prostorem mezi lopatkami dochází ke změně kinetické energie tekutiny. [1], [2], [4]

1.2 ROZDĚLENÍ TEKUTINOVÝCH STROJŮ

Tab. 1: Rozdělení energetických strojů

Energetické tekutinové stroje		
	Objemové stroje	Lopatkové stroje
Přenos energie na tekutinu	Čerpadla a kompresory	Vrtule, lodní šrouby, čerpadla, ventilátory a kompresory
Přenos energie pomocí tekutiny	Hydraulický zvedák	Hydraulické spojky
Přenos energie z tekutiny	Motory	Turbíny

2 VENTILÁTORY

2.1 DEFINICE VENTILÁTORŮ A JEJICH DĚLENÍ

Ventilátory patří mezi lopatkové stroje, při jejichž činnosti je energie přenášena na pracovní médium, v nejčastějších případech vzduch případně směs se vzduchem. Účelem ventilátorů je kontinuální přeprava pracovního média a překonávání tlakových ztrát potrubí. Ventilátory pracují při nízké kompresi 1,0 až 1,3. Zařízení, která dosahují vyšší komprese, než 1,5 považujeme za dmychadla. Hlavními parametry těchto zařízení jsou tlak média, objemový průtok a příkon. [2], [3]

Pohon ventilátoru vytváří mechanickou energii, která je přes oběžné kolo předávána pracovnímu medii. Důsledkem přírůstku energie je zvýšení celkového tlaku pracovní látky. Pracovní médium je stlačitelné, což při růstu tlaku znamená změnu měrné hmotnosti. [2], [3]

2.2 ROZDĚLENÍ VENTILÁTORŮ

Ventilátory můžeme dělit z různých hledisek. Nejzákladnějším dělením je rozdělení podle toku pracovního média oběžným kolem. Další dělení jsou například podle dopravního tlaku, podle počtu stupňů, podle přenosu energie mezi pohonem a oběžným kolem, podle pohonu ventilátoru, podle prostředí atd. [3], [5]

Podle dopravního tlaku dělíme ventilátory do tří skupin na [3], [5]:

- nízkotlaké do 1000 Pa
- středotlaké od 1000 Pa do 3000 Pa
- vysokotlaké nad 3000 Pa

Podle počtu stupňů [3]:

- Jednostupňové – většina ventilátorů
- Vícestupňové – jde o sériové zapojení několika ventilátorů pracujících na stejné ose. Vícestupňové ventilátory se používají jen ve výjimečných případech.

Podle přenosu energie mezi pohonem a oběžným kolem [3], [5]:

- Na přímo – hřídel motoru je zároveň hřídelí oběžného kola ventilátoru
- Na spojku – kroutící moment motoru je přenášén na hřídel ventilátoru přes spojku
- S převodem – hřídel ventilátoru je s hřídelí motoru spojen převodem, nejčastěji je využit řemenový převod.

Podle pohonu ventilátoru[3]:

- Elektromotor – nejčastěji používaný pohon (asynchronní elektromotor)
- Pneumatický motor – využívá se v dolech, jde o malou turbínu na stlačený vzduch
- Spalovací motor

Podle prostředí a specifických podmínek [3], [5]:

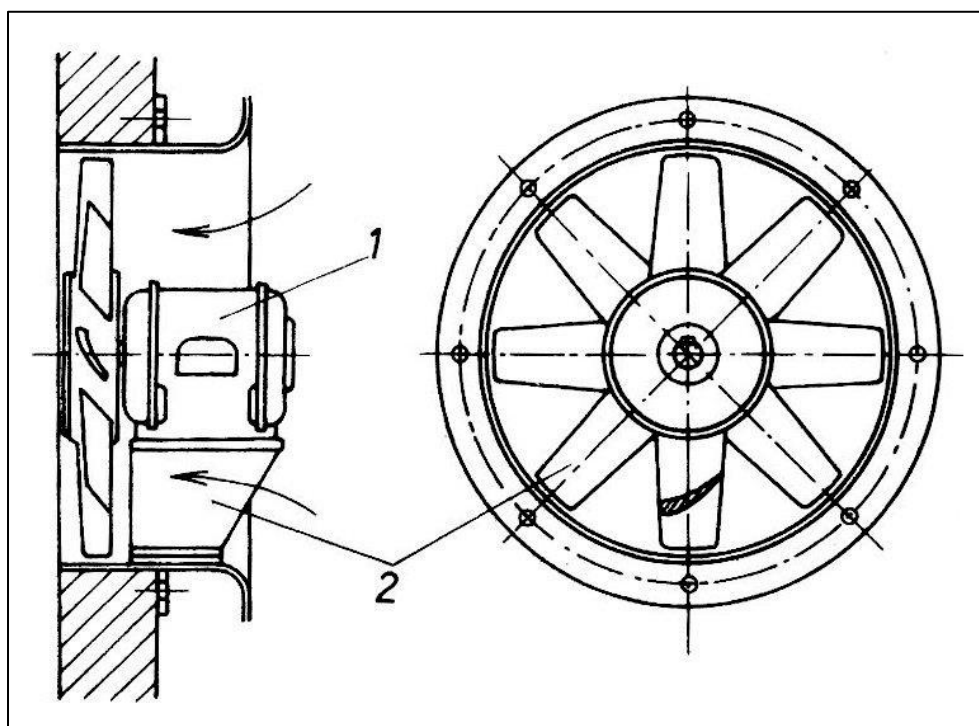
- Bytové
- Potrubní
- Nástřešní
- Pro výbušné prostředí
- Pro vysoké teploty
- Pro odvod kouře
- Kyselinovzdorné
- Pro chemicky aktivní látky
- Pro abrazivní látky

2.3 DĚLENÍ VENTILÁTORŮ DLE TOKU PRACOVNÍHO MÉDIA

2.3.1 AXIÁLNÍ VENTILÁTORY

Proudění pracovní látky je, jak na vstupu, tak i na výstupu z axiálního ventilátoru, ve směru osy rotace rotoru respektive oběžného kola. Stator zajišťuje usměrnění vtoku do ventilátoru nebo proud na výstupu z ventilátoru. Tento typ se používá zejména tam, kde je potřeba velký objemový průtok pracovní látky a není kladen nárok na vysokou hodnotu dopravního tlaku. Axiální ventilátory se dále dělí na přetlakové a rovnotlaké. [3], [5]

Důležitou částí axiálních ventilátorů, hlavně axiálních ventilátorů o velkých výkonech, je difuzor. V něm dochází ke zvýšení výstupního tlaku. Jde o část potrubí s plynule se zvětšujícím průřezem. Tlaková změna se zde děje na úkor kinetické energie pracovní látky, kromě růstu tlaku roste i teplota a hustota. [8]



Obr. 1: Axiální ventilátor (1- pohon, 2- oběžné kolo) [9]

AXIÁLNÍ VENTILÁTORY - PŘETLAKOVÉ

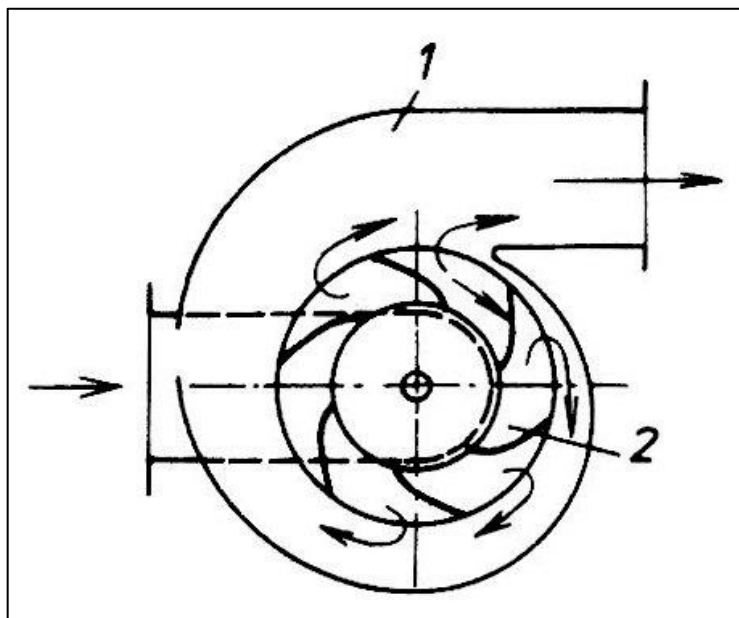
Tlak za oběžným kolem je u tohoto typu ventilátoru vyšší než na vstupu do ventilátoru. Přetlakové ventilátory mají široké pásmo využití, co se týče objemových průtoků. Nejčastěji se s nimi setkáme u větracích a klimatizačních zařízení. Účinnost přetlakových ventilátorů dosahuje hodnoty cca 0,85. [5]

AXIÁLNÍ VENTILÁTORY ROVNOTLAKÉ

Jak je z názvu patrné, u rovnotlakých ventilátorů je hodnota tlaku na vstupu rovna tlaku na výstupu oběžného kola. Místo tlaku zde roste rychlost média. Úroveň tlaku roste až v difuzoru, který je za oběžným kolem. Hodnota účinnosti se u tohoto typu pohybuje kolem hodnoty 0,8. I zde je velký rozsah hodnoty objemových průtoků. Své uplatnění mají rovnotlaké ventilátory převážně v průmyslu. [5]

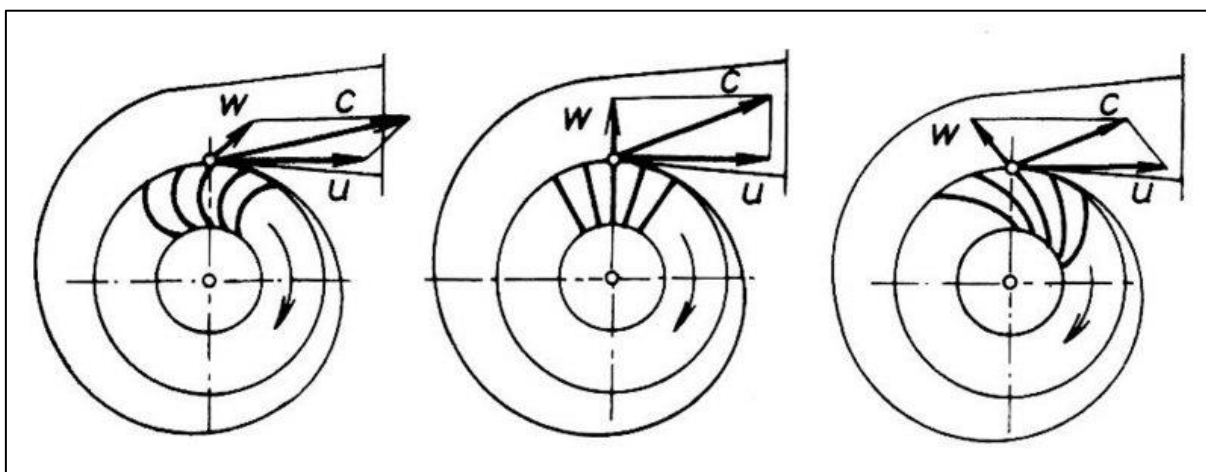
2.3.2 RADIÁLNÍ VENTILÁTORY

V tomto typu ventilátoru vstupuje pracovní médium ve směru osy rotace oběžného kola a vystupuje ve směru kolmém na tuto osu tedy v radiálním směru. Při rotaci oběžného kola lopátkové kanály zajišťují nasávání pracovní látky. Zde zvýšení tlaku na výstupu přeměnou kinetické energie proudícího média zajišťuje namísto difuzoru spirální skříň. [5]



Obr. 2: Radiální ventilátor (1- spirální skříň, 2- oběžné kolo) [9]

Radiální ventilátory dále dělíme dle tvaru lopatek. V technice řízení prostředí je nejčastěji používanou variantou nízkotlaký ventilátor s dopředu zahnutými lopatkami a s konstantní šířkou lopatky. Jde o jednoduchou konstrukci z pozinkovaného plechu s velkým počtem lopatek. Účinnost toho typu ventilátoru je 0,55 až 0,65. Ventilátory s dozadu zahnutými lopatkami bývají středotlaké a vysokotlaké. Tyto ventilátory dosahují účinnosti v hodnotách od 0,8 až 0,85. [5]

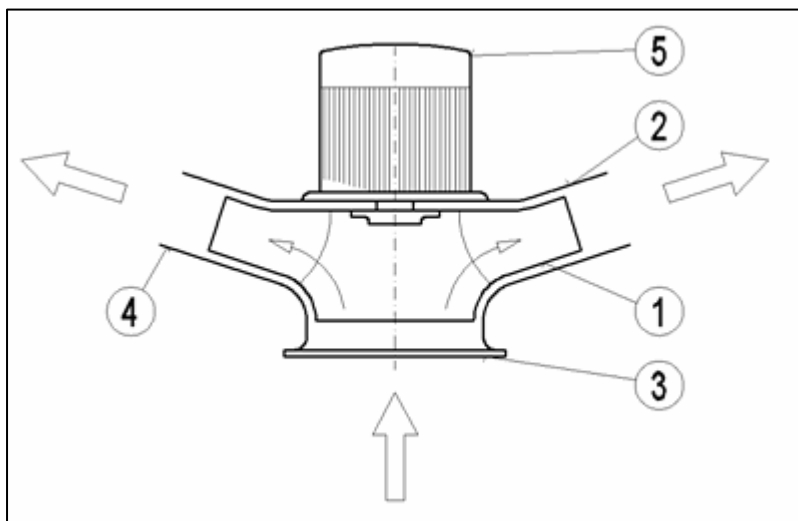


Obr. 3: Tvary lopatek: dopředu zahnuté lopatky, radiální lopatky, dozadu zahnuté lopatky [9]

Na obrázku 3 je na rychlostních trojúhelnících vidět vliv tvaru lopatek. V případě lopatek zahnutých dopředu má pracovní médium vysokou rychlost, při malém přetlaku. U lopatek zahnutých dozadu je naopak nižší rychlost, ale vyšší přetlak. [9]

2.3.3 DIAGONÁLNÍ VENTILÁTORY

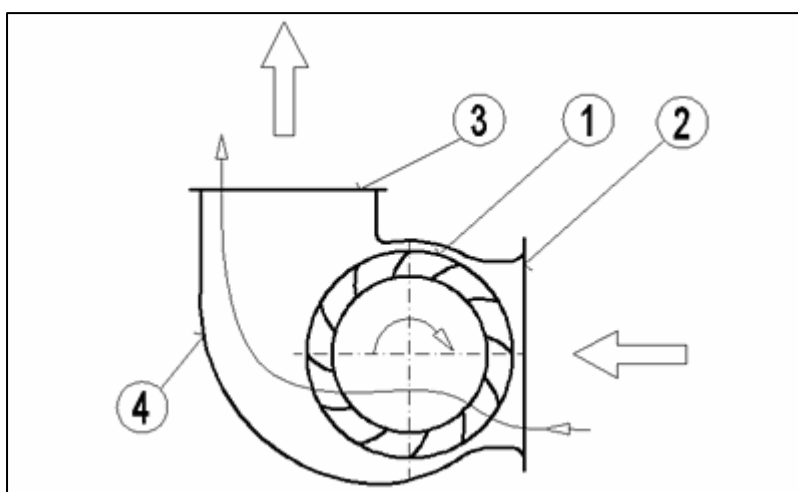
Tento typ ventilátorů je něco mezi axiálními ventilátory a radiálními ventilátory. Pracovní médium vstupuje stejně jako u výše uvedených skupin axiálním směrem, tedy ve směru osy rotace oběžného kola. Rozdílem je však směr výstupu pracovního média. Diagonální ventilátor má blízko k radiálnímu typu, avšak úhel mezi výstupem a vstupem není kolmý, ale je o něco menší než 90° . [3], [5]



Obr. 4: Diagonální ventilátor (1- oběžné kolo, 2- skříň, 3- sání, 4- výtlak, 5- pohon) [5]

2.3.4 DIAMETRÁLNÍ VENTILÁTORY

Diametrální ventilátor nasává pracovní látku na obvodu oběžného kola, poté prochází oběžným kolem a dostává se znovu na lopatky. Jelikož pracovní látka proudí přes lopatky dvakrát, proto mluvíme o dvoustupňovém urychlení. Na rozdíl od ostatních typů, zde nevstupuje pracovní látka ve směru osy rotace rotoru. Zde jsou sání, výtlak a osa rotace oběžného kola na sebe navzájem kolmé. Tento typ ventilátoru má dopředu zahnuté lopatky. Šířka oběžného kola je několikanásobná oproti jeho průměru, což znamená velký průřez sání. Hodnota účinnosti se pohybuje mezi 0,45 až 0,55. [3], [5]



Obr. 5: Diametrální ventilátor (1- oběžné kolo, 2- sání, 3- výtlak, 4- skříň) [5]

2.4 VOLBA VENTILÁTORU

Při volbě ventilátoru bereme v úvahu aerodynamické parametry daného typu, je ale také podstatné brát v potaz další parametry plynoucí z požadavků provozu a ekonomické náklady na investici a provoz. [2]

Musíme zvažovat volbu pro různé prostory od průmyslových prostorů přes kancelářské a obchodní až po obytné prostory. Pro každou aplikaci budou specifické požadavky. Pro průmyslové aplikace budou hlavními kritérii dopravní objem, tlak, účinnost, ztráty, možnosti regulace a vlastnosti pracovní látky. V aplikacích v kancelářských a obytných prostorech je vždy pracovní látkou vzduch a podstatnými kritérii se stávají hluk, rozměry a řešení napájení. [2]

Pro specifické podmínky jsou tak nutné určité úpravy. Pro rozměrové požadavky dochází k zmenšování částí, například zmenšení difuzoru. Pro výbušné prostředí se části, kde by mohlo dojít k jiskření, vyrábí s nejiskřivých materiálů. U abrazivních látek je nutná povrchová úprava a zvýšení životnosti součástí přidáním materiálu. V případě chemicky aktivního média se využívá nátěrů, pogumování a plastických hmot. Úpravy často vedou ke zvýšení ceny a zhoršení aerodynamických vlastností ventilátoru. [2]

2.5 PROVOZ VENTILÁTORU

Při provozu a hlavně spouštění ventilátoru je nutné, aby byly dodrženy určité zásady [2]:

- a) Nesmí dojít k doteku rotoru se statorem
- b) Chod regulace musí správně běžet v celém rozsahu
- c) Stav ložisek
- d) Stav maziva
- e) Zajištění šroubových spojů
- f) Správné zapojení pohonu a správný smysl otáčení rotoru
- g) Do systému se nesmí dostat cizí těleso

Za provozu je nutné v intervalech stanovených výrobcem kontrolovat teplotu ložisek, chod motoru, vibrace, mazání. Opotřeбенé součásti jako ložiska nebo poškozené lopatky atd. je třeba nahradit. Náhradní součásti musí odpovídat originálním, tak aby nedošlo ke změně pracovních vlastností. [2]

2.6 KONSTRUKCE A HLAVNÍ ČÁSTI VENTILÁTORŮ

Hlavními částmi většiny ventilátorů jsou rotor, skříň, základový rám, pohon a případně převodové ústrojí. [1], [2], [3]

Základový rám nese skříň, do které je osazen rotor. Rotor je sestaven z oběžného kola nebo případně z více oběžných kol, hřídele a z dalších částí dle řešení pohonu, jako řemenice nebo části spojky. [1], [2], [3]

Oběžné kolo se u radiálních ventilátorů skládá z nosného a krycího kotouče a lopatek. U axiálních ventilátorů je oběžné kolo sestaveno z nosného kotouče a lopatek. Při šroubovém provedení (označení odvozené z podobnosti s lodním šroubem) se nevyužívá nosný kotouč, lopatky jsou připevněny přímo k náboji. [1], [2], [3]

Oběžné kolo u axiálních ventilátorů je zasazeno do skříně, která obvykle přímo navazuje na difuzor. U radiálních ventilátorů je použita spirální skříň. [1], [2], [3]

2.7 REGULACE VENTILÁTORŮ

Při návrhu případně výběru ventilátoru známe parametry potrubí a požadované hodnoty objemového průtoku. Přesto nelze znát všechna potřebná data, protože kromě vlivu možných netěsností v potrubí dochází i ke změnám vlivem provozu. Během provozu dochází ke změně parametrů potrubí, například po zanesení nečistotami nebo degradací či poškozením materiálu potrubí. I proto je nutná regulace ventilátoru. [2], [3]

Při realizaci se volí ventilátor, který je mírně předimenzovaný a v provozu se proto reguluje nebo je regulace vyžadována přímo účelem realizace. Pro regulaci máme několik možností. Regulace se provádí škrcením, natáčením oběžných lopatek a regulací otáček ventilátoru. [2], [3]

2.7.1 REGULACE ŠKRCENÍM

Regulace škrcením způsobuje změnu charakteristiky potrubí. Tato změna je zapříčiněna změnou místního odporu vlivem natočení škrťací klapky, která je umístěna přímo do potrubí před nebo za ventilátor. Tímto způsobem dochází ke značným ztrátám, kdy se přebytečná energie mění na teplo. Regulace škrcením je energeticky nevýhodná a používá se tedy v krátkodobých provozech a zařízeních s nízkým výkonem, kde tyto ztráty nejsou tak zásadní. [2], [3]

2.7.2 REGULACE NATÁČENÍM LOPATEK

Natáčení lopatek je regulace využívaná především u axiálních ventilátorů. Změna uhlí natočení lopatek vede ke změně aerodynamických parametrů. Jde o regulaci se značným rozsahem. Pracovní bod optimálního provozu, tedy pracovní bod, se kterým zařízení pracuje nejdelší dobu, leží ve stabilní oblasti s velkou účinností. Při tomto způsobu regulace nedochází k tlakovým ztrátám jako u regulace škrcením. Problémem je, když se pracovní bod dostane do labilní oblasti charakteristiky, kde účinnost skokově klesá. Řešení regulace natáčením lopatek je konstrukčně náročné, což zvyšuje pořizovací cenu zařízení. [2], [3]

2.7.3 REGULACE ZMĚNOU OTÁČEK

Při této regulaci dochází ke stupňovité nebo plynulé změně otáček. Změna otáček znamená změnu obvodové rychlosti oběžného kola. Nemění se parametry potrubí ani geometrie ventilátoru, ani účinnost ventilátoru jako taková. Ke ztrátám při tomto způsobu regulace dochází na straně pohonu. Jde o velmi dobrý způsob regulace, avšak ztráty na pohonu znamenají, že v některých případech může být výhodnější některý z jiných způsobů regulace. [2], [3]

VÍCEOTÁČKOVÉ MOTORY

Víceotáčkové motory umožňují skokovou změnu otáček. Tato varianta umožňuje dle typu provoz na dvou případně třech hodnotách otáček. Regulace je prováděna změnou počtu pólů asynchronního motoru. [6]

NAPĚŤOVÁ REGULACE

Jde o regulaci změnou napětí, tato změna je způsobena odporem v obvodě rotoru asynchronního motoru. Napětí se reguluje po krocích, dle velikosti kroků máme pak daný počet charakteristik. Napěťová regulace se používá převážně pro nízkotlaké ventilátory. Důsledkem regulace napětí odporem je přeměna přebytku elektrické energie na tepelnou. [6]

KMITOČTOVÁ (FREKVENČNÍ) REGULACE

Tento typ umožňuje plynulou regulaci výkonu v rozsahu průtoku od 0 do 100%. Kmitočtová regulace je vhodná pro všechny typy ventilátorů. Velkou výhodou je malá energetická náročnost. Změnu kmitočtu provádí frekvenční měnič. Tato regulace je častou volbou při provozu ventilátoru o vyšších výkonech. [6]

2.8 PROUDĚNÍ VE VENTILÁTORECH**2.8.1 ENERGIE MÉDIA – BERNOULLIHO ROVNICE**

Pracovní látce je při průchodu ventilátorem předávána energie. Předanou energii vyjadřuje dle zákona zachování energie Bernoulliho rovnice. [3], [7]

Energie na vstupu

$$E_1 = \frac{p_1}{\rho} + h_1 \cdot g + \frac{c_s^2}{2} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (1)$$

Energie na výstupu

$$E_2 = \frac{p_2}{\rho} + h_2 \cdot g + \frac{c_v^2}{2} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2)$$

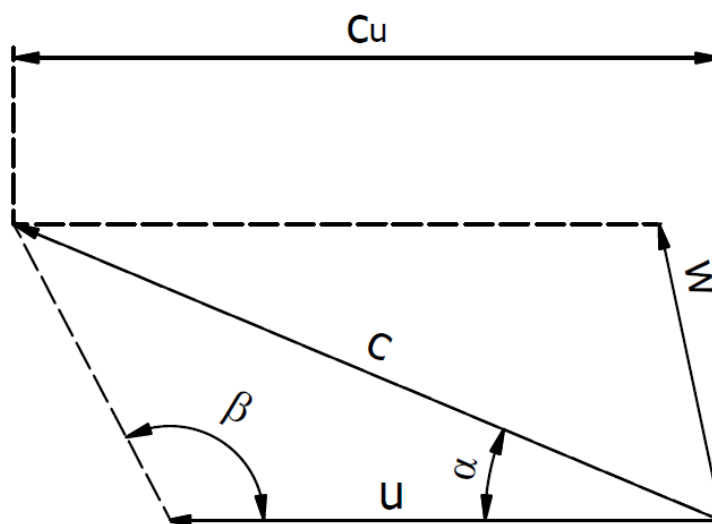
Dopravní práce

$$Y = E_2 - E_1 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (3)$$

2.8.2 EULEROVA ROVNICE

Rovnice vychází z věty o změně hybnosti. Proudění popisují rychlostní trojúhelníky, složené z vektorů obvodové rychlosti u , relativní rychlosti w a absolutní rychlosti c , která lze rozložit na složku v obvodovém směru c_u a na ni kolmou složku c_m . Dle rovnice kontinuity, pak musí pro proud média v místech 1 a 2 platit [3]:

$$dm_1 = dm_2 = dm = dV \cdot \rho \quad (4)$$



Obr. 6: Rychlostní trojúhelník [3]

Rovnice o změně hybnosti

$$dm \cdot c_{2u} \cdot r_2 - dm \cdot c_{1u} \cdot r_1 = dM \quad (5)$$

Spojení předchozích dvou rovnic vynásobené úhlovou rychlostí pak dává elementární výkon:

$$dP = dM \cdot \omega = dV \cdot \rho \cdot \omega (c_{2u} \cdot r_2 - c_{1u} \cdot r_1) \quad (6)$$

Výkon ventilátoru pro nestlačitelnou látku

$$P = \Delta p \cdot V [W] \quad (7)$$

Teoretický dopravní tlak

$$\Delta p_{th} = \rho \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1) [Pa] \quad (8)$$

Při využití trigonometrických závislostí rychlostí, pak dostáváme tvar nazývaný ventilátorová rovnice

$$\Delta p_{th} = \frac{\rho}{2} \cdot [(c_2^2 - c_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) + (w_2^2 - w_1^2)] [Pa] \quad (9)$$

2.9 BEZROZMĚRNÁ PODOBNOSTNÍ ČÍSLA

Bezrozměrná podobnostní čísla charakterizují mechanickou podobnost lopatkového stroje. To umožňuje aplikovat znalosti z konstrukce jednoho stroje na druhý, podobný geometricky a aerodynamicky. Podobnostní čísla jsou definována pro základní parametry, jako rozměry oběžného kola, konkrétně vnější průměr D_2 a šířku kola b . Dalšími základními parametry jsou otáčky n , obvodová rychlost oběžného kola u_2 , dopravované množství pracovní látky V , dopravní tlak ventilátoru Δp , hustotu ρ a dynamická viskozita ν . [3]

Dopravované množství pracovní látky respektive objemový průtok $V [m^3 \cdot s^{-1}]$ určuje přepravovaný objem při určité hustotě, která je v případě vzduchu nejčastěji $\rho = 1,2 \text{ kg} \cdot m^{-3}$. U ventilátorů se hodnota objemového průtoku pohybuje v rozmezí 0,015 až 300 $m^3 \cdot s^{-1}$. [5]

Dopravní tlak ventilátoru $\Delta p [Pa]$ zajišťuje průtok pracovní látky potrubím, kde jsou překonávány tlakové ztráty. U vysokotlakých ventilátorů pak také musíme brát v úvahu stlačitelnost plynů. [5]

2.9.1 TLAKOVÉ ČÍSLO

Z Eulerovy rovnice vyplývá závislost dopravního tlaku Δp na obvodové rychlosti u_2 . Dynamický tlak při dané rychlosti je referenční parametr, tedy tlakové číslo ψ . [3]

$$\psi = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} \cdot u_2^2} [-] \quad (10)$$

2.9.2 OBJEMOVÉ ČÍSLO

Objemové číslo pro axiální a radiální ventilátory je dáno poměrem dopravovaného množství pracovní látky V k teoretickému průtoku kruhovou plochou o průměru oběžného kola D_2 s rychlostí odpovídající obvodové rychlosti u_2 . [3]

$$\varphi = \frac{V}{\frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot u_2} [-] \quad (11)$$

Pro diametrální ventilátory, které jsou charakteristické velkou šířkou oběžného kola, je pak plochou pro teoretický průtok průmět oběžného kola do roviny osy rotace. [3]

$$\varphi_Q = \frac{V}{D_2 \cdot b \cdot u_2} [-] \quad (12)$$

2.9.3 MĚRNÉ VÝKONOVÉ OTÁČKY (SPECIFICKÉ OTÁČKY)

Měrné výkonové otáčky n_q jsou otáčky ventilátoru při teoretických podmínkách. Za výkonu 1W a vynaložené energii 1J na dopravu 1kg pracovní látky a přepočtu rozměru oběžného kola na průměr 1m. Předpokladem u ventilátorů je, že sání je ve stejné výškové úrovni jako výtlak. [3], [10]

$$n_q = n \frac{V^{0,5}}{\left(\frac{\Delta p}{\rho} \cdot \frac{1}{g}\right)^{0,75}} [-] \quad (13)$$

Jde o výběrové kritérium při volbě oběžného kola, tedy aby vybrané oběžné kolo bylo to nejvhodnější pro dané provozní parametry a ventilátor tak dosahoval optimálních parametrů. Pro porovnání se vychází ze zkušeností z provozu ventilátoru, či testu modelů s daným typem oběžného kola. [10]

Rychloběžnost

$$n_b = 0,474 \frac{\varphi^{0,5}}{\psi^{0,75}} [s^{-1}] \quad (14)$$

2.9.4 VÝKONOVÉ ČÍSLO

Výkonové číslo je určeno poměrem příkonu a referenčního výkonu ventilátoru. Příkon ventilátoru je dán výkonem a celkovou účinností η_c . Referenční výkon je roven kinetické energii pracovní látky o teoretickém průtoku daným stejným vztahem, jako u výpočtu objemového čísla φ . [3]

Příkon ventilátoru

$$P_p = \frac{\Delta p \cdot V}{\eta_c} [W] \quad (15)$$

Výkonové číslo

$$\lambda = \frac{P_p}{\frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot u_2^3 \cdot \frac{\rho}{2}} [-] \quad (16)$$

Výkonové číslo po úpravě

$$\lambda = \frac{\psi \cdot \varphi}{\eta_c} [-] \quad (17)$$

2.9.5 ČÍSLO VELIKOSTI VENTILÁTORU

Toto číslo porovnává ventilátor s teoretickým ventilátorem, který má stejné objemové a tlakové číslo. Z toho vyplývá, že oba porovnávané ventilátory mají stejnou hodnotu množství dopravované látky a stejný dopravní tlak. [3]

$$\delta = \frac{D_2}{d_2} [-] \quad (18)$$

Vztah pro číslo velikosti s objemovým a tlakovým číslem

$$\delta = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}} [-] \quad (19)$$

2.9.6 ČÍSLO OTÁČEK

Stejně jako číslo velikosti ventilátoru i číslo otáček σ porovnává otáčky ventilátoru s teoretickým ventilátorem. [3]

$$\sigma = \frac{n}{n'} = \frac{\frac{u_2}{\pi \cdot D_2}}{\frac{u_2'}{\pi \cdot d_2'}} [-] \quad (20)$$

Po úpravách dostane číslo otáček, jako poměr objemového a tlakového čísla.

$$\sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} [-] \quad (21)$$

2.9.7 ŠKRTÍCÍ ČÍSLO

Škrtící číslo vychází z velikosti tlakových ztrát v potrubí Δp_z . Jak už bylo uvedeno, právě tyto ztráty má za úkol ventilátor při svém provozu překonávat. Tyto tlakové ztráty počítáme z rozměrů potrubí, tření a místních odporů. [3]

$$\Delta p_z = \left(\lambda_t \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{w^2}{2} \rho [Pa] \quad (22)$$

Po dosazení ze vztahu pro stanovení objemového čísla a rovnice kontinuity.

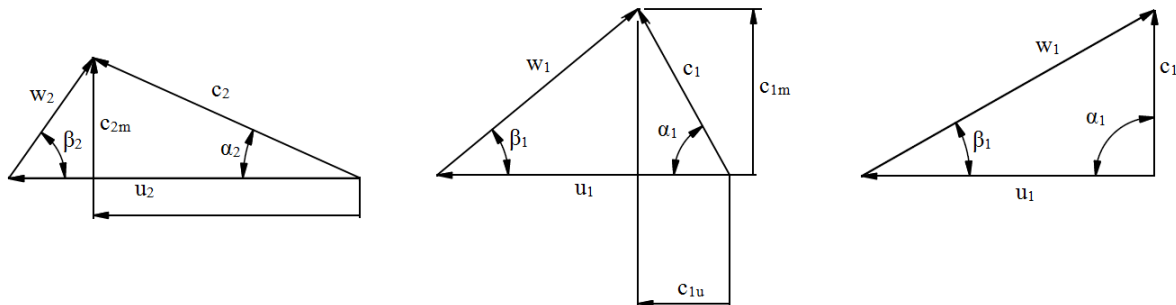
$$\Delta p_z = \psi \frac{\rho}{2} u_2^2 = \frac{1}{C} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{\varphi^2 \cdot S_2^2 \cdot u_2^2}{S_2^2} [Pa] \quad (23)$$

Po úpravě pak dostáváme vztah pro škrtící číslo C jako poměr objemového a tlakového čísla

$$C = \frac{\varphi^2}{\psi} [-] \quad (24)$$

3 AERODYNAMIKA A NÁVRH RADIÁLNÍCH VENTILÁTORŮ

3.1 RYCHLOSTNÍ TROJÚHELNÍKY



Obr. 7: Rychlostní trojúhelníky radiálního ventilátoru[3]

3.2 PRŮTOK VZDUCHU VENTILÁTOREM

Průtok vzduchu ventilátorem vyjádřený pomocí rovnice kontinuity.

$$V = \pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot c_{1m} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot c_{2m} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (25)$$

Kde c_m je meridiální složka absolutní rychlosti c .

3.3 OPTIMÁLNÍ GEOMETRIE RADIÁLNÍHO VENTILÁTORU

3.3.1 POČET LOPATEK

Počet lopatek u radiálních ventilátorů se nejčastěji pohybuje od 6 do 15. S rostoucím počtem lopatek rostou tlakové ztráty. Určení optimálního počtu lopatek je založeno na zkušenostech a na empirických vztazích. [3]

Počet lopatek

$$z = \frac{2\pi}{0,75} \frac{\sin \beta_2}{(1 - D_1/D_2)} \quad [\text{ks}] \quad (26)$$

Délka lopatek

$$l = 0,75(D_2 - D_1) \quad [\text{m}] \quad (27)$$

Rozteč lopatek

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z} \quad [\text{m}] \quad (28)$$

Poměrné zúžení na vstupu do kola

$$\mu_1 = \frac{t_1 - \frac{s}{\sin \beta_1}}{t_1} = 1 - \frac{z \cdot s}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_1} \quad [-] \quad (29)$$

3.3.2 GEOMETRIE OBĚŽNÉHO KOLA

SACÍ HRDLO

Průměr sacího hrdla vychází z rovnice kontinuity a zvolené rychlosti saní c_s . Tato rychlost se dle zkušeností pohybuje [3]:

Pro nízkotlaké ventilátory od 10 do 16 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

Pro středotlaké ventilátory od 12 do 32 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

Pro vysokotlaké ventilátory od 12 do 32 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

Vztah pro výpočet průměru sacího hrdla

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot c_s}} \quad [\text{m}] \quad (30)$$

ROZMĚRY OBĚŽNÉHO KOLA

Cílem je volit takové rozměry, aby tlakové ztráty byly co nejmenší [3].

Šířka oběžného kola

$$b_1 = k \cdot D_1 \quad [\text{m}] \quad (31)$$

Kde k nabývá hodnot od 0,25 do 0,21.

OPTIMÁLNÍ POMĚR PRŮMĚRŮ

$$\left(\frac{D_1}{D_2}\right)_{opt} = 0,707 \cdot \sqrt[3]{\frac{\varphi}{m \cdot \mu_1}} \quad [-] \quad (32)$$

ÚHEL VSTUPU

Z rychlostních trojúhelníků plyne vztah pro vstupní úhel β_1 jako poměr meridiální složky absolutní rychlosti a obvodové rychlosti [3].

$$\tan \beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1} \quad [-] \quad (33)$$

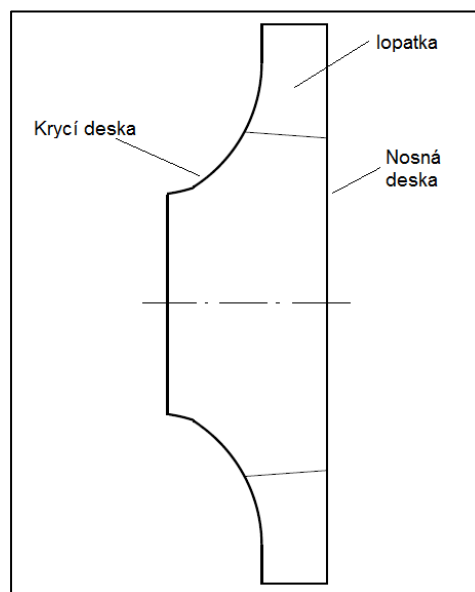
$$\tan \beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1} \quad (32)$$

Při využití vztahů pro optimální poměr velkého a malého průměru oběžného kola dostaneme vztah:

$$\tan \beta_1 = \frac{\varphi \cdot u_2}{4m \cdot \mu_1} \frac{D_1^{-4}}{D_2} \quad [-] \quad (34)$$

TVAR KRYCÍ DESKY

Krycí deska je stěna oběžného kola, ve které je sací hrdlo respektive vstupní otvor oběžného kola. Krycí deska může být rovnoběžná s nosnou, což znamená konstantní šířku oběžného kola, nebo může být zaoblená. Zaoblení krycí desky slouží k navedení vzduchu na lopatky a tak ke snížení rázů. [3]



Obr. 8. Schéma oběžného kola[3]

3.4 OPTIMÁLNÍ GEOMETRIE VENTILÁTORU S LOPATKAMI ZAHNUTÝMI DOPŘEDU

Některé optimální rozměry se pro oběžné kolo s dopředu zahnutými lopatkami výrazně liší. Značným rozdílem je například vysoký poměr průměrů oběžného kola.[3]

Optimální poměr průměrů

$$\left(\frac{D_1}{D_2}\right)_{opt} \geq 0,8 [-] \quad (35)$$

Krycí a nosná deska jsou rovnoběžné, a proto je šířka oběžného kola konstantní. [3]

Šířka oběžného kola

$$b_1 = b_2 = b \quad (36)$$

Poměr mezi šířkou a vnějším průměrem oběžného kola

$$\frac{b}{D_2} = 0,5 \quad (37)$$

Vstupní úhel

$$\beta_1 > 60^\circ \quad (38)$$

$$\tan \beta_1 = \frac{D_2}{D_1} \quad (39)$$

Výstupní úhel

$$\tan \beta_2 = \frac{D_1}{D_2} \quad (40)$$

Závislost vstupního a výstupního úhlu

$$180^\circ - (\beta_1 + \beta_2) = 90^\circ \quad (41)$$

Počet lopatek dosahuje hodnot 40 až 50

$$z = 8,88 \frac{1}{1 - \frac{D_1}{D_2}} [ks] \quad (42)$$

4 MĚŘENÍ

4.1 CHARAKTERISTICKÉ KŘIVKY

Při sériové výrobě jsou charakteristické křivky určeny měřením výrobce. Výsledné křivky jsou pak uvedeny v katalogovém listu ventilátoru. Není-li od výrobce uvedeno jinak, měření probíhá pro jednotný stav vzduchu a to hustotu $\rho = 1,2 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Základními charakteristickými křivkami udávanými výrobcem jsou tlaková charakteristika - $\Delta p=f(V)$, příkonová charakteristika - $P_p=f(V)$ a účinnostní charakteristika - $\eta_i=f(V)$. [5]

4.2 Postup měření:

Na začátku měření byly změřeny podmínky (tlak, vlhkost a teplota) v místnosti pomocí vlhkoměru, teploměru a barometru. Po připravení měřících přístrojů byla klapka nastavena na 0° tedy na polohu, kdy je otevřená. Po nastavení dané frekvence byly postupně změřeny tlaky vzduchu, tedy tlak vzduchu před a tlak vzduchu za ventilátorem. Dále rychlost vzduchu na sání a na výtlačku. V místech uvedených na schématu měřící trati byly změřeny rychlosti vzduchu v celém profilu potrubí. Tyto veličiny byly znovu změřeny pro nastavení klapky 30° , 60° a 90° . Celé měření bylo opakováno pro další frekvence. Při měření byla pomocí hlukoměru sledována také úroveň hluku.

Hodnoty uvedené v tabulkách 3 a 4 byly naměřeny v rámci předmětu IEP (experimentální metody a přístroje). Tyto hodnoty byly následně využity k další analýze, která již nebyla předmětem laboratorní úlohy.

4.3 MĚŘÍCÍ PŘÍSTROJE A JEJICH PARAMETRY:

Tab. 2: Měřící přístroje

Přístroj	Označení	Výrobce	Měřená veličina	Jednotka	Měřicí rozsah	Odchylka měření
Teploměr	GFTH 95	Greisinger	Teplota vzduchu	$^\circ\text{C}$	$-20 - 70^\circ\text{C}$	$\pm 0,3^\circ\text{C}$
Vrtulkový anemometr	Testo 417	Testo	Rychlost průtoku	ms^{-1}	$0,3 - 20 \text{ ms}^{-1}$	$\pm 0,1 \text{ ms}^{-1}$
Vrtulková sonda	Testo 454	Testo	Rychlost průtoku	ms^{-1}	$0,4 - 60 \text{ ms}^{-1}$	$\pm 0,2 \text{ ms}^{-1}$
Diferenční tlakoměr	Testo 512	Testo	Tlak Vzduchu	Pa	$0 - 20 \text{ hPa}$	$\pm 100 \text{ Pa}$
Vlhkoměr	GFTH 95	Greisinger	Vlhkost vzduchu	ms^{-1}	$10 - 95 \%$	$\pm 3 \%$
Hlukoměr	VA8080	V&A	Hluk	dB	$30 - 120 \text{ dB}$	$\pm 1,5 \text{ dB}$
Barometr	GPB 2300	Greisinger	Tlak vzduchu	Pa	$0 - 130 \text{ kPa}$	$\pm 0,25\%$
Otáčkoměr	DT-20lk	Voltcraft	otáčky	ot.min^{-1}	$2 \text{ až } 99999 \text{ ot./min}$	$\pm 0,05 \%$

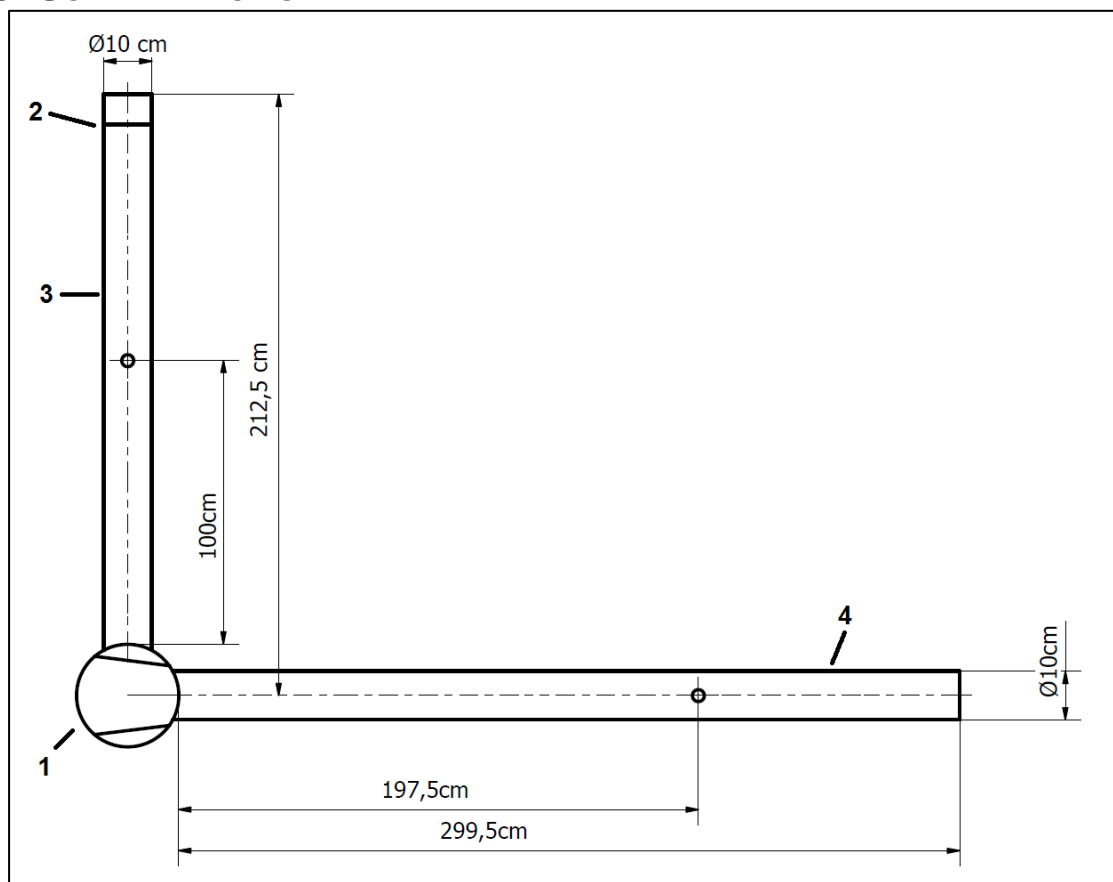
4.4 PODMÍNKY PŘI MĚŘENÍ:

Tab. 3: Podmínky při měření

Název veličiny	označení	velikost
Teplota v místnosti	$t [^\circ\text{C}]$	20,6
Tlak v místnosti	$p_{\text{inr}} [\text{kPa}]$	100,1
Vlhkost	$X [\%]$	42,5

Hustota vzduchu pro podmínky v místnosti $\rho = 1,175 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$

4.5 SCHÉMA A POPIS:



Obr. 9. Schéma trati (1- ventilátor, 2- klapka, 3- sání, 4- výtlak)

4.6 NAMĚŘENÉ HODNOTY:

Tab. 4: Naměřené hodnoty

Frekvence	$f[\text{Hz}]$	10				30				50			
Otáčky	$n[\text{min}^{-1}]$	592				1778				2953			
Natočení klapky	$[\circ]$	0	30	60	90	0	30	60	90	0	30	60	90
Tlaková diference	$\Delta p[\text{Pa}]$	3	6	10	12	35	55	92	107	100	144	249	300
Tlak na výtlaku	$p_v[\text{Pa}]$	2	4	9	10	30	50	90	105	92	141	242	293
Tlak na sání	$p_s[\text{Pa}]$	0	0	1	-3	6	4	3	3	11	8	8	2
Rychlost ve vzdálenosti 1	$v_1[\text{ms}^{-1}]$	4,4	4,5	9,8	0	6,2	5,4	5,6	6,5	7,2	6,7	5,8	5,2
Rychlost ve vzdálenosti 2	$v_2[\text{ms}^{-1}]$	3,8	4,8	7,3	0	6,4	5,2	5,3	1,2	7,8	6,6	5,3	2,1
Rychlost ve vzdálenosti 3	$v_3[\text{ms}^{-1}]$	1,6	1,4	0,8	0,5	4,8	4,2	2,2	1,4	8,1	6,6	4	2,2
Rychlost ve vzdálenosti 4	$v_4[\text{ms}^{-1}]$	1,8	1,6	0,9	0,6	5,3	4,7	2,5	1,5	8,5	7,6	4,2	2,3
Rychlost ve vzdálenosti 5	$v_5[\text{ms}^{-1}]$	4,2	4,8	5,6	0	6,6	5,9	6,1	5,1	8,5	7,9	5,3	4,3
Hluk	$L[\text{dB}]$	56,3	57,1	57,6	57	58,6	59,1	58,7	58,4	65,7	64,6	62,1	62,4
Rychlost na sání	$c_s[\text{ms}^{-1}]$	1,7	1,56	0,87	0,49	5,15	4,62	2,39	1,35	8,58	7,67	4,24	2,22
Rychlost na výtlaku	$c_v[\text{ms}^{-1}]$	1,7	1,51	0,85	0,48	5,2	4,67	2,44	1,49	8,62	7,72	4,4	2,45

4.7 VÝPOČTY:

Pro výpočet střední rychlosti potřebujeme hodnoty přírůstků plochy.

Tab. 5: Přírůstek plochy

Místo měření	1	2	3	4	5
Přírůstek plochy ΔS [m ²]	0,0020	0,0015	0,0019	0,0022	0,0002

Příklad výpočtu pro frekvenci 10Hz a polohu klapky 0° další výpočty se provádí analogicky
Střední rychlost při sondáži rychlostního profilu

$$c_{stř} = \frac{\sum_{i=1}^n v_i \cdot \Delta S}{\sum_{i=1}^n \Delta S} \quad (43)$$

$$c_{stř} = \frac{4,4 \cdot 0,002 + 3,8 \cdot 0,0015 + 1,6 \cdot 0,0019 + 1,8 \cdot 0,0022 + 4,2 \cdot 0,0002}{0,002 + 0,0015 + 0,0019 + 0,0022 + 0,0002} = 2,9 \text{ ms}^{-1}$$

Objemový průtok

$$\dot{V} = c_{stř} \cdot S \text{ [m}^3 \text{ s}^{-1}] \quad (44)$$

$$\dot{V} = c_{stř} \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = 2,9 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 0,0225 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

Hmotnostní Průtok

$$\dot{M} = c_{stř} \cdot S \cdot \rho = \dot{V} \cdot \rho \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (45)$$

$$\dot{M} = 0,0225 \cdot 1,175 = 0,0264 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Teoretická rychlost (stanovena na základě změny tlakové energie)

$$c_t = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (46)$$

$$c_t = \sqrt{\frac{2 \cdot 3}{1,175}} = 2,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Energie (výkon) média na výtlaku (stanovena na základě kinetiky proudu)

$$P_v = \frac{1}{2} \cdot \dot{M} \cdot c_{stř}^2 = \frac{1}{2} \cdot 0,0264 \cdot 2,9^2 = 0,00108 \text{ W}$$

Energie na vstupu (rovnice 1)

$$E_1 = \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_s^2}{2} = \frac{0}{1,175} + \frac{1,7^2}{2} = 1,45 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Energie na výstupu (rovnice 2)

$$E_2 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_v^2}{2} = \frac{2}{1,175} + \frac{1,7^2}{2} = 3,15 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Dopravní práce (rovnice 3)

$$Y = E_2 - E_1 = 3,15 - 1,45 = 1,7 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Výkon

$$P = Y \cdot \dot{M} \text{ [W]} \quad (47)$$

$$P = 1,7 \cdot 0,0264 = 0,045 \text{ W}$$

Ideální práce

$$a_i = \frac{1}{\rho} \cdot \Delta p \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (48)$$

$$a_i = \frac{1}{\rho} \cdot \Delta p = \frac{1}{1,175} \cdot 3 = 2,55 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Ideální výkon

$$P_i = a_i \cdot \dot{M} [\text{W}] \quad (49)$$

$$P_i = 2,55 \cdot 0,0264 = 0,067 \text{ W}$$

Vnitřní účinnost

$$\eta_i = \frac{P}{P_i} [-] \quad (50)$$

$$\eta_i = \frac{0,045}{0,067} = 0,66 [-]$$

VÝSLEDKY VÝPOČTŮ

Tab. 6: Výsledky výpočtů pro frekvenci 10 Hz

f	[Hz]	10			
n	[min ⁻¹]	592			
c _s	[m·s ⁻¹]	2,9	2,8	0,8	0,3
$\dot{V}$	[m ³ ·s ⁻¹]	0,0225	0,0219	0,0067	0,0024
m	[kg·s ⁻¹]	0,0264	0,0257	0,0078	0,0028
c _t	[m·s ⁻¹]	2,3	3,2	4,1	4,5
P _v	[W]	0,1084	0,0999	0,0028	0,0001
E ₁	[J·kg ⁻¹]	1,45	1,22	1,23	2,67
E ₂	[J·kg ⁻¹]	3,15	4,54	8,02	8,63
Y	[J·kg ⁻¹]	1,70	3,33	6,79	5,95
P	[W]	0,0450	0,0856	0,0531	0,0166
a _i	[J·kg ⁻¹]	2,55	5,11	8,51	10,21
P _i	[W]	0,0675	0,1313	0,0666	0,0284
η _i	[-]	0,667	0,652	0,798	0,583

Tab. 7: Výsledky výpočtů pro frekvenci 30 Hz

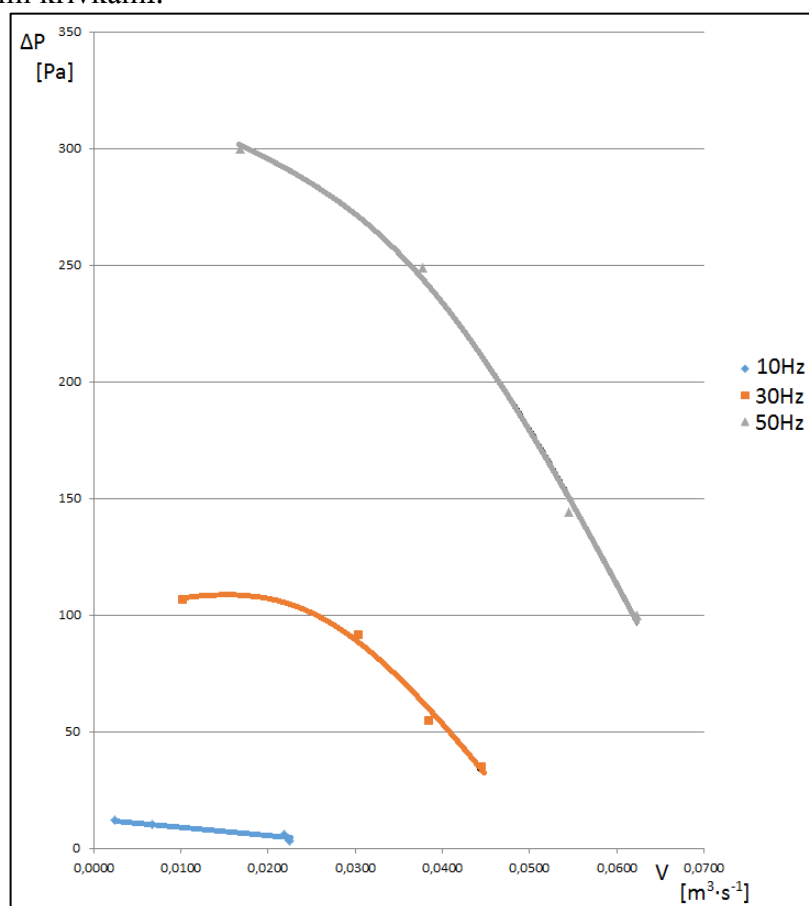
f	[Hz]	30			
n	[min ⁻¹]	1778			
c _s	[m·s ⁻¹]	5,7	4,9	3,9	1,3
$\dot{V}$	[m ³ ·s ⁻¹]	0,0444	0,0384	0,0303	0,0101
m	[kg·s ⁻¹]	0,0522	0,0451	0,0356	0,0119
c _t	[m·s ⁻¹]	7,7	9,7	12,5	13,5
P _v	[W]	0,8339	0,5378	0,2638	0,0098
E ₁	[J·kg ⁻¹]	18,37	14,08	5,41	3,46
E ₂	[J·kg ⁻¹]	39,05	53,46	79,57	90,47
Y	[J·kg ⁻¹]	20,68	39,38	74,16	87,01
P	[W]	1,0792	1,7752	2,6367	1,0335
a _i	[J·kg ⁻¹]	29,79	46,81	78,30	91,06
P _i	[W]	1,5542	2,1100	2,7837	1,0817
η _i	[-]	0,694	0,841	0,947	0,955

Tab. 8: Výsledky výpočtů pro frekvenci 50 Hz

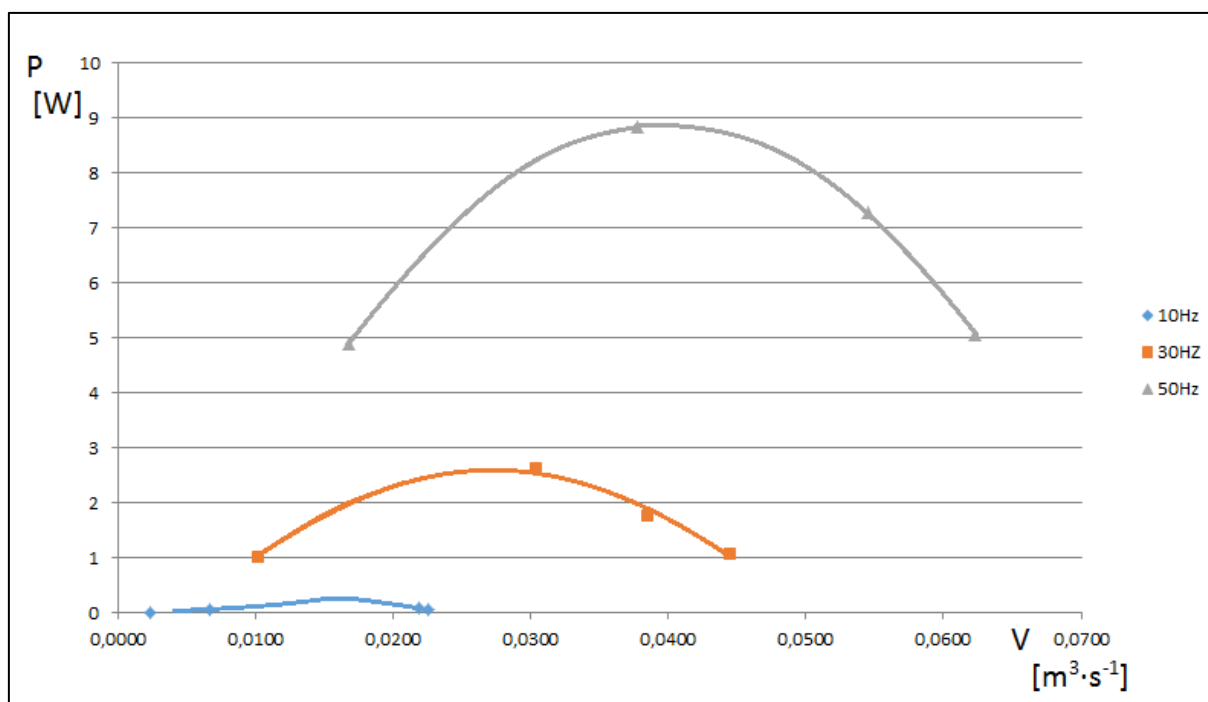
f	[Hz]	50			
n	[min ⁻¹]	2953			
c _s	[m·s ⁻¹]	7,9	6,9	4,8	2,1
$\dot{V}$	[m ³ ·s ⁻¹]	0,0623	0,0545	0,0377	0,0168
m	[kg·s ⁻¹]	0,0732	0,0641	0,0443	0,0197
c _t	[m·s ⁻¹]	13,0	15,7	20,6	22,6
P _v	[W]	2,3050	1,5430	0,5107	0,0449
E ₁	[J·kg ⁻¹]	46,17	36,22	15,80	4,17
E ₂	[J·kg ⁻¹]	115,45	149,80	215,64	252,36
Y	[J·kg ⁻¹]	69,28	113,58	199,84	248,20
P	[W]	5,0730	7,2751	8,8546	4,8893
a _i	[J·kg ⁻¹]	85,11	122,55	211,91	255,32
P _i	[W]	6,2318	7,8501	9,3896	5,0296
η _i	[-]	0,814	0,927	0,943	0,972

4.8 GRAFICKÁ PREZENTACE VÝSLEDKŮ

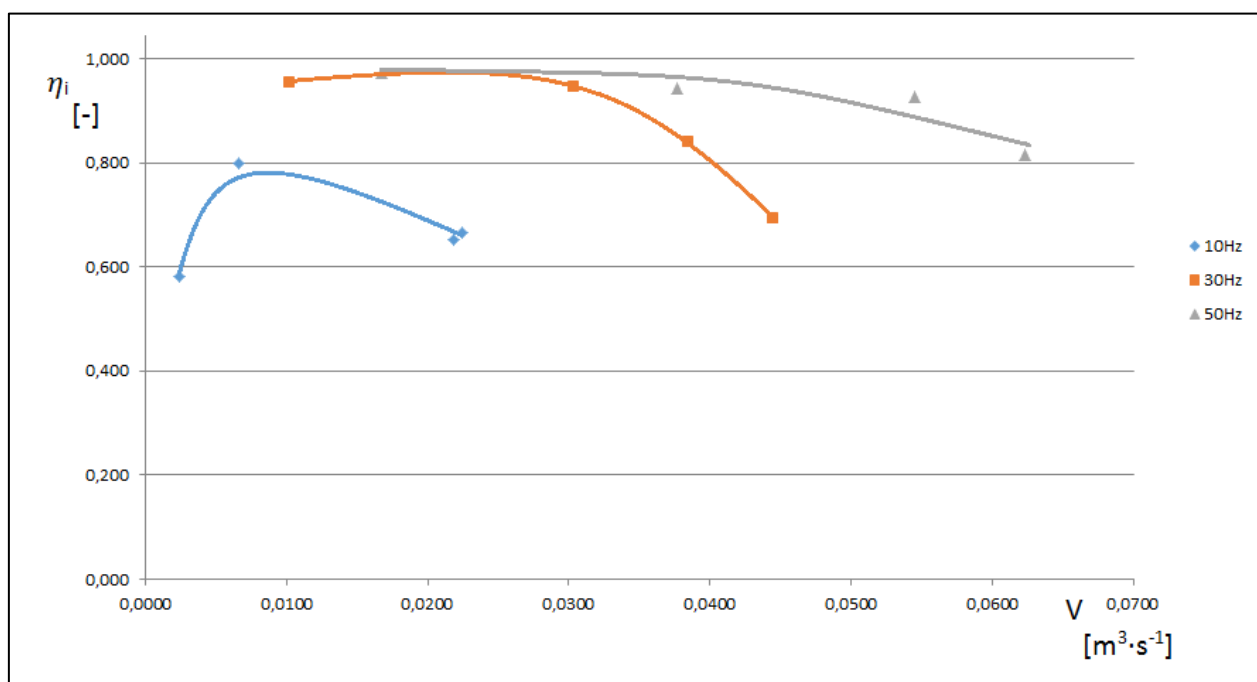
Naměřené a vypočítané hodnoty jsou bodově vyznačeny do grafů a tyto body jsou proloženy vhodnými křivkami.



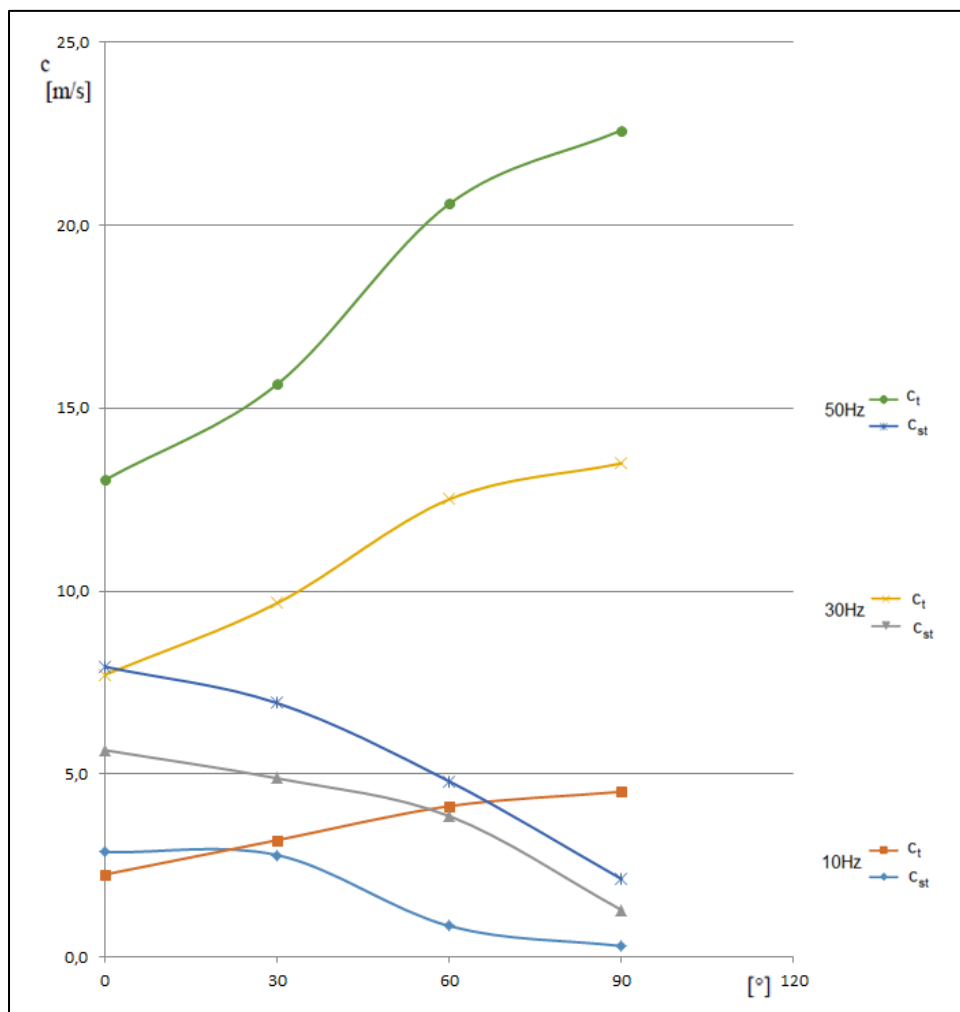
Obr. 10. Tlaková charakteristika ventilátoru



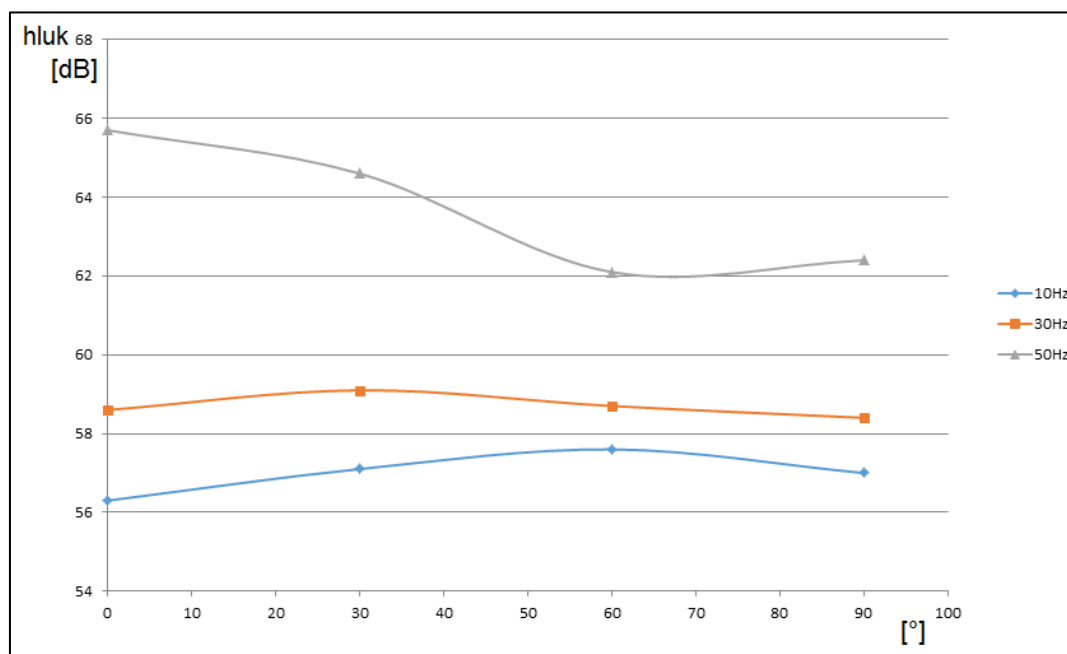
Obr. 11. Výkonová charakteristika ventilátoru



Obr. 12. Účinnostní charakteristika ventilátoru

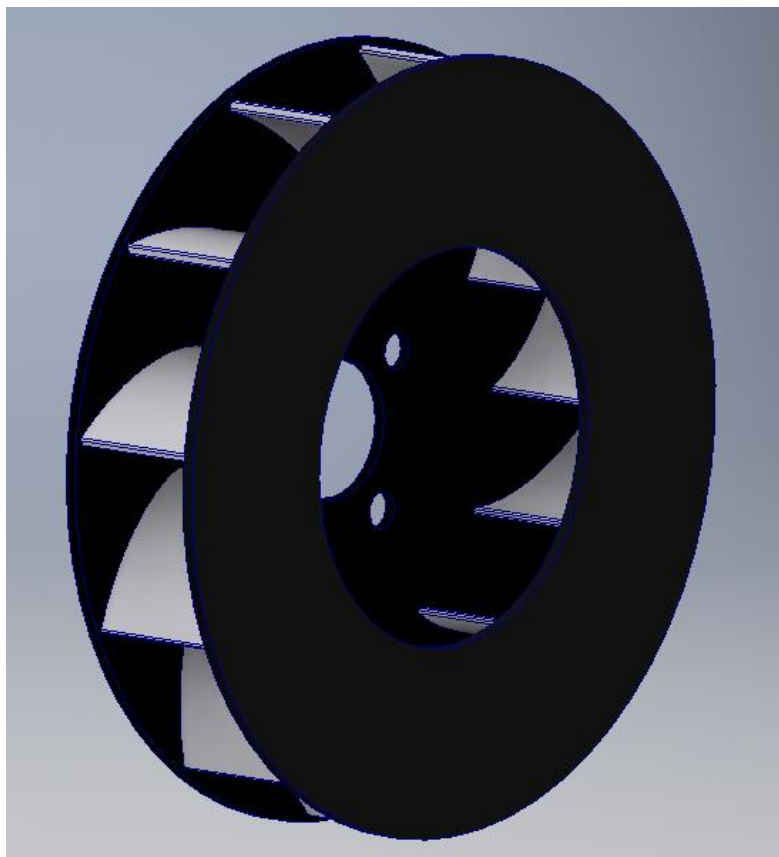


Obr. 13. Průběhy rychlostí v závislosti na natočení klapky



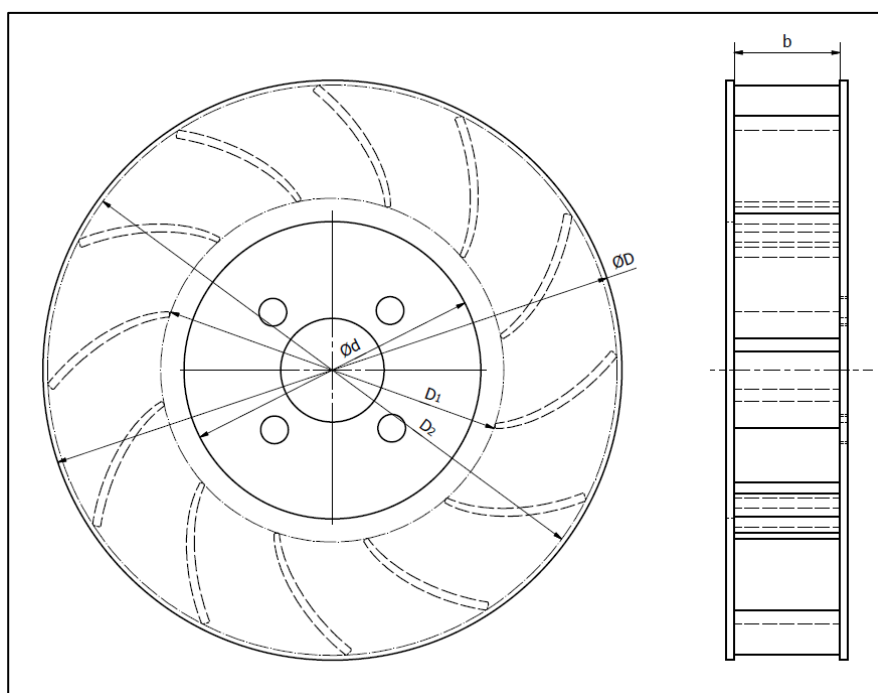
Obr. 14. Závislost hluku na natočení klapky

5 OPTIMALIZACE



Obr. 15. Model oběžného kola měřeného ventilátoru vytvořený v programu Autodesk Inventor

5.1 MĚŘENÍ GEOMETRIE VENTILÁTORU



Obr. 16. Schéma oběžného kola

Tab. 9: Naměřené hodnoty geometrie ventilátoru

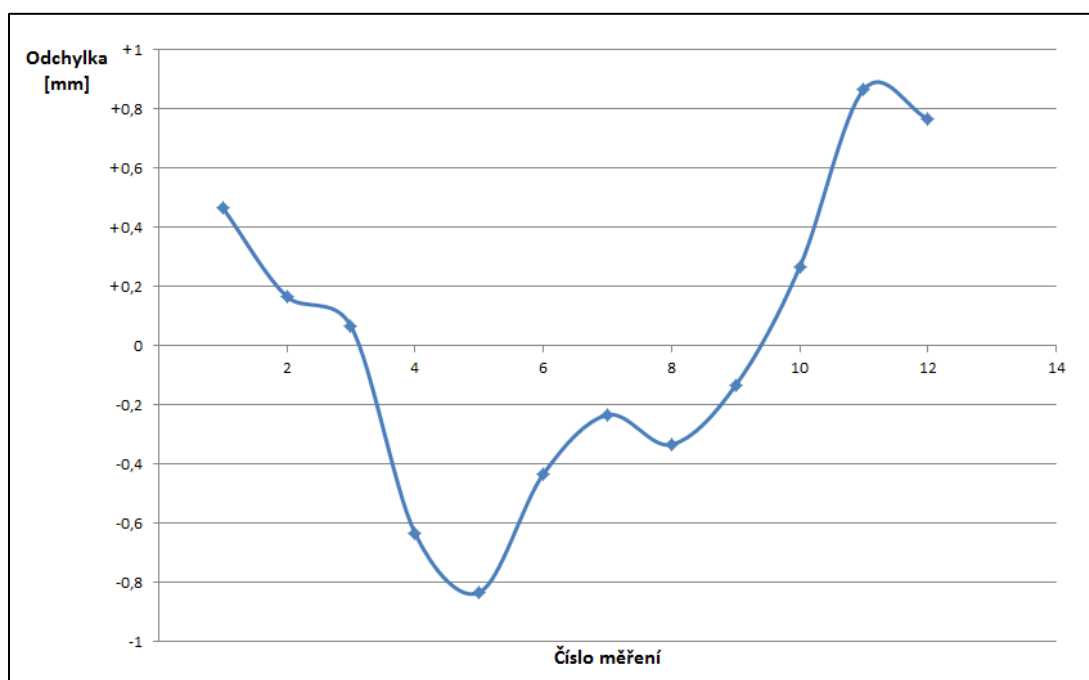
	jednotka	počet měření	naměřená hodnota
D	mm	3	139,5 ±0,1
d	mm	3	71,5 ±0,2
D ₂	mm	5	137,5 ±0,3
D ₁	mm	5	110 ±0,2
b	mm	12	25 ±0,2
s	mm	5	2 ±0,1
z	ks	1	12
γ	°	1	44
β ₁	°	1	50
β ₂	°	1	76

ZAŘAZENÍ VENTILÁTORU

Dle naměřených a dopočtených hodnot a také dle geometrie oběžného kola jde v tomto případě o nízkotlaký radiální ventilátor s dopředu zahnutými lopatkami s konstantní tloušťkou lopatek s rovnoběžnou krycí a nosnou deskou. Oběžné kolo je svařenec z 2 milimetry tlustého plechu.

5.2 MĚŘENÍ HÁZENÍ

Na ventilátoru byla patrná nevyváženost, a proto bylo provedeno měření házení oběžného kola v axiálním směru. Bylo provedeno 12 měření. Posuvným měřidlem se měřila vzdálenost mezi oběžným kolem a zadní stěnou spirální skříně. Ta je připevněna k motoru a vykazovala relativní rovinnost. Zjištěná střední hodnota měřené vzdálenosti byla 13,77 mm se směrodatnou odchylkou ±0,51mm, přičemž 2 hodnoty se pohybují nad směrodatnou odchylkou k maximu 0,9mm a dvě hodnoty pod a dosahují minima -0,8mm.



Obr. 16. Velikost odchyly v závislosti čísla měření

5.3 VÝPOČTY BEZROZMĚRNÝCH ČÍSEL

Příklady výpočtů:

Obvodová rychlost

$$u_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n \text{ [ms}^{-1}\text{]} \quad (50)$$

$$u_2 = \pi \cdot 0,1375 \cdot \frac{592}{60} = 4,26 \text{ ms}^{-1}$$

Tlakové číslo (rovnice 10)

$$\psi = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} \cdot u_2^2} = \frac{3}{\frac{1,725}{2} \cdot 4,26^2} = 0,28 [-]$$

Objemové číslo (rovnice 11)

$$\varphi = \frac{V}{\frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot u_2} = \frac{0,0225}{\frac{\pi \cdot 0,1375^2}{4} \cdot 4,26} = 0,36 [-]$$

Číslo otáček (rovnice 21)

$$\sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} = \frac{0,36^{1/2}}{0,28^{3/4}} = 1,54 [-]$$

Škrtící číslo (rovnice 23)

$$c = \frac{\varphi^2}{\psi} = \frac{0,36^2}{0,28} = 0,45 [-]$$

Číslo velikosti ventilátoru (rovnice 19)

$$\delta = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}} = \frac{0,28^{1/4}}{0,36^{1/2}} = 1,22 [-]$$

Měrné výkonové otáčky (specifické otáčky), (rovnice 13)

$$n_q = n \frac{V^{0,5}}{\left(\frac{\Delta p}{\rho} \cdot \frac{1}{g}\right)^{0,75}} = n \frac{0,0225^{0,5}}{\left(\frac{3}{1,175} \cdot \frac{1}{9,81}\right)^{0,75}} = 4,06 \text{ s}^{-1}$$

Rychloběžnost (rovnice 14)

$$n_b = 0,474 \frac{\varphi^{0,5}}{\psi^{0,75}} = 0,474 \frac{0,36^{0,5}}{0,28^{0,75}} = 0,73 \text{ s}^{-1}$$

Výsledky výpočtů

Tab. 10: Výsledky výpočtů pro frekvenci 10 Hz

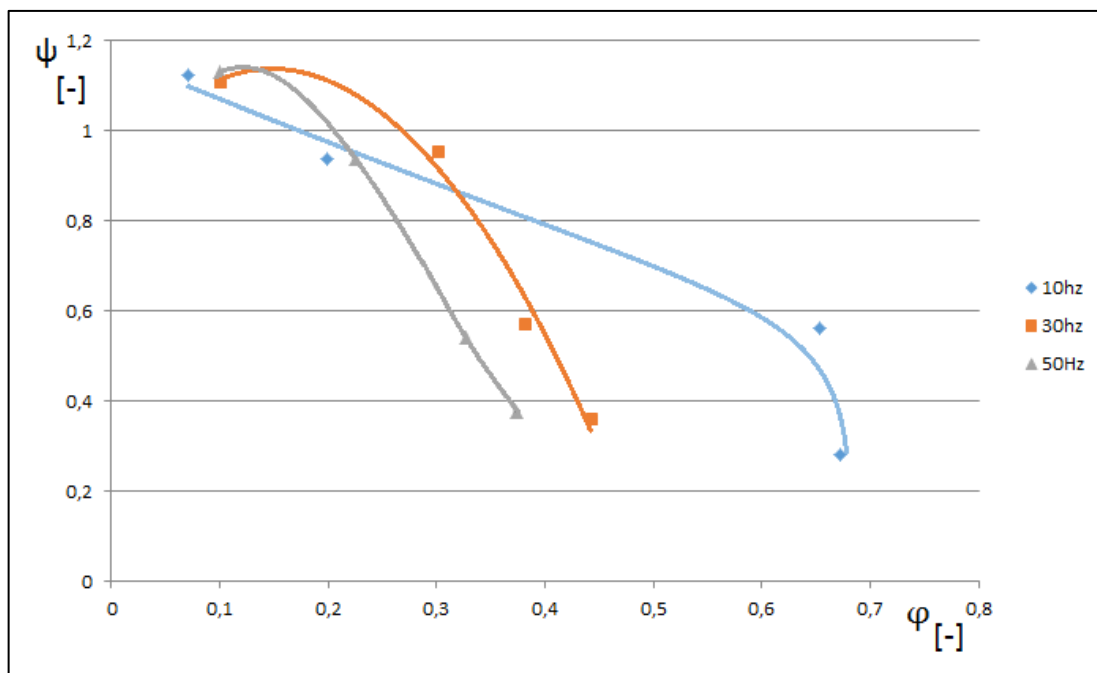
f[Hz]	10				Optimální rozsah bezrozměrných čísel pro nízkotlaký radiální ventilátor [3]
n[min^{-1}]	592				
u2 [ms^{-1}]	4,3				
$\Delta P[\text{Pa}]$	3	6	10	12	
ψ	0,28	0,56	0,94	1,12	0,5 až 2,5
φ	0,36	0,35	0,11	0,04	0,32 až 1,0
σ	1,54	0,91	0,34	0,18	
C	0,45	0,21	0,01	0,00	
δ	1,22	1,47	3,03	5,33	
n_q	4,06	2,38	0,90	0,47	
n_b	0,73	0,43	0,16	0,08	0 až 0,2

Tab. 11: Výsledky výpočtů pro frekvenci 30 Hz

f[Hz]	30				Optimální rozsah bezrozměrných čísel pro nízkotlaký radiální ventilátor [3]
n[min^{-1}]	1778				
u2 [ms^{-1}]	12,8				
$\Delta P[\text{Pa}]$	35	55	92	107	
ψ	0,36	0,57	0,96	1,11	0,5 až 2,5
φ	0,70	0,31	0,48	0,16	0,32 až 1,0
σ	1,79	1,18	0,72	0,37	
C	1,35	0,64	0,24	0,02	
δ	0,93	1,12	1,43	2,57	
n_q	2,71	1,80	1,09	0,56	
n_b	0,85	0,56	0,34	0,18	0 až 0,2

Tab. 12: Výsledky výpočtů pro frekvenci 50 Hz

f[Hz]	50				Optimální rozsah bezrozměrných čísel pro nízkotlaký radiální ventilátor [3]
n[min^{-1}]	2953				
u2 [ms^{-1}]	21,3				
$\Delta P[\text{Pa}]$	100	144	249	300	
ψ	0,38	0,54	0,94	1,13	0,5 až 2,5
φ	0,98	0,86	0,60	0,26	0,32 až 1,0
σ	2,06	1,47	0,81	0,47	
C	2,57	1,37	0,38	0,06	
δ	0,79	0,92	1,27	2,00	
n_q	2,43	1,73	0,95	0,55	
n_b	0,98	0,70	0,38	0,22	0 až 0,2



Obr. 17. Závislost tlakového čísla na objemovém

5.4 NÁVRH OPTIMÁLNÍ GEOMETRIE

Při návrhu je možno postupovat různými způsoby. Různé zdroje uvádí odlišné doporučené hodnoty a různé vztahy pro výpočet. Využívá se odvozených vztahů, které jsou založeny na znalostech získaných z provozu existujících zařízení a ze zkušeností výrobců.

VÝPOČTY GEOMETRIE ZALOŽENÉ NA DOPORUČENÝCH VZTAZÍCH

Jako vstupní hodnota je zvolen vnější průměr D_2 . Aby se hodnoty pracovního tlaku pohybovaly na stejné úrovni, je vhodné volit rozměr blízký původnímu.

Zvolené D_2

$$D_{2OP} = 135 \text{ mm}$$

Optimální vnitřní průměr D_1 se volí v poměru vůči vnějšímu průměru D_2 , jehož hodnota se pohybuje od 0,8 do 0,9

Dolní hodnota D_1 (rovnice 35)

$$D_{1OP} = 0,8 \cdot D_{2OP} = 0,8 \cdot 135 = 108 \text{ mm}$$

Horní hodnota D_1 (rovnice 35)

$$D_{1OP} = 0,9 \cdot D_{2OP} = 0,9 \cdot 135 = 121,5 \text{ mm}$$

Původní hodnota se nachází v rozsahu, a proto je ponechána

$$D_{1OP} = 110 \text{ mm}$$

Šířka oběžného kola (rovnice 36 a 37)

$$b_1 = b_2 = b$$

$$b_{OP} = D_{2OP} \cdot 0,5 = 135 \cdot 0,5 = 67,5 \text{ mm}$$

Vstupní úhel (rovnice 42)

$$\tan \beta_1 = \frac{D_2}{D_1} = \frac{135}{110} \rightarrow \beta_{1OP} = 70^\circ$$

Výstupní úhel (rovnice 41)

$$\beta_{2OP} = 90 - \beta_{1OP} = 90 - 70 = 20^\circ$$

Počet lopatek (rovnice 42)

$$z = 8,88 \frac{1}{1 - D_1/D_2} = 8,88 \frac{1}{1 - 110/135} = 44 \text{ ks}$$

Tab. 13: Výsledky výpočtů geometrie

Veličina	Jednotka	Optimální hodnota	Naměřená hodnota	Zhodnocení
D2	mm	135	137,5	bereme jako výchozí hodnotu, tedy jako konstantu. Naměřená hodnota by nebyla problém, ale z hlediska výroby je výhodnější volit hodnotu v celých milimetrech
D1	mm	108 až 121,5	110	hodnota se nachází v doporučeném rozsahu a proto je vyhovující
b	mm	67,5	25	šířka lopatek je konstantní což odpovídá doporučením, ale naměřená velikost dosahuje pouze 36,5% doporučené
s	mm	2	2	pro tento typ ventilátoru je obvyklým řešením konstrukce svařená z plechu, takže původní řešení je vyhovující
z	ks	44	12	doporučený počet lopatek se pohybuje od 40 do 50, původní počet lopatek odpovídá spíše konstrukci s dozadu zahnutými lopatkami
β_1	°	70	50	vstupní úhel bývá vyšší než 60°, naměřený vstupní úhel je menší o 10° a pro tuto geometrii je menší o 20° než doporučený
β_2	°	20	76	zpravidla bývá hodnotu β_2 menší než β_1 , což zde neplatí ani pro naměřenou hodnotu, ale ani pro přepočtenou optimální

Výpočet obvodové rychlosti pro nový průměr D_2

Příklad výpočtu pro 10Hz (rovnice 50):

$$u_{2OP} = \pi \cdot \frac{D_2}{1000} \cdot \frac{592}{n} = \pi \cdot \frac{135}{1000} \cdot \frac{592}{60} = 4,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tab. 14: Přepočtená úhlová rychlost

f	[Hz]	10	30	50
n	[min ⁻¹]	592	1778	2953
u_{2OP}	[m·s ⁻¹]	4,2	12,6	20,9
u_2	[m·s ⁻¹]	4,3	12,8	21,3

VÝPOČET TEORETICKÝCH ROZSAHŮ TLAKŮ A OBJEMOVÝCH PRŮTOKŮ.

Tab. 15: Optimální rozsahy bezrozměrných čísel

Podobnostní číslo	Optimální rozsah [3]
ψ	0,5 až 2,5
φ	0,32 až 1,0

Příklad výpočtu pro dolní mez a frekvenci 10Hz

Teoretický tlak (odvozeno z rovnice 10)

$$\Delta p_{OP} = 0,5 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot u_2^2 = 0,5 \cdot \frac{1,725}{2} \cdot 4,2^2 = 5,1$$

Teoretický objemový průtok (odvozeno z rovnice 11)

$$V_{OP} = \varphi \cdot \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot u_2 = 0,32 \cdot \frac{\pi \cdot 0,135^2}{4} \cdot 4,2 = 0,0192$$

Tab. 16: Srovnání rozsahů objemových průtoků a pracovních tlaků

f	[Hz]	10		30		50	
Δp_{OP}	[Pa]	5,1	25,7	46,4	232,0	128,0	639,9
V_{OP}	[m ³ s ⁻¹]	0,0599	0,0192	0,1799	0,0576	0,2988	0,09561
Δp	[Pa]	3	12	35	107	100	300
V	[m ³ s ⁻¹]	0,0225	0,0024	0,0444	0,0101	0,0623	0,0168

ZÁVĚR

Hlavní dělení ventilátorů vychází ze směru vstupu a výstupu média. Při tomto přístupu jsou rozděleny na axiální, radiální, diagonální a diametrální. Požadavky jsou kladeny především na objemový průtok a dopravní tlak, případně na jejich rozsahy a regulace.

Při návrhu nového stroje se vychází z mechanické podobnosti existujících strojů. Tuto podobnost charakterizují podobnostní bezrozměrná čísla. Podobnostní čísla jsou důležitá pro správnou volbu typu stroje a následně pro návrh, tak aby bylo dosaženo optimálních parametrů.

Měřený ventilátor je vyroben jako prototyp kusovou výrobou. Neexistuje typový list s jeho charakteristikami. Pro stanovení těchto charakteristik je nutné měření rychlostí a tlaků na sání a výtlaku na měřící trati. Dále je pro získání charakteristických křivek nutná změna odporů, která je provedena regulací škrcením a regulací otáčkovou. Otáčková regulace je provedena změnou frekvence pomocí měniče. Pro získání přesnější hodnoty otáček byla jejich hodnota měřena přímo místo přepočtu z nastavené frekvence.

Hlavním cílem experimentální části je navržení rozměrů oběžného kola, dle doporučených postupů, aby bylo dosaženo optimálních parametrů. Proto je nezbytné znát geometrii oběžného kola a stanovení podobnostních čísel. Z výsledků je viditelné, že hodnoty tlakového a objemového čísla nesouhlasí v případě dolních hodnot rozsahu, z hodnot rychloběžnosti je patrný i špatný poměr mezi nimi.

Pro optimalizaci jsou využity doporučené vztahy pro daný typ ventilátoru, tedy pro nízkotlaký radiální ventilátor s dopředu zahnutými lopatkami. Výsledkem optimalizace je, že při rozsahu teoretických tlaků, přibližně zahrnujících původní rozsah naměřených tlaků vychází větší teoretický průtok, což je u ventilátoru pro dopravu vzduchu žádoucí.

Po vypočítání doporučené geometrie je vidět špatný návrh šířky oběžného kola, vstupního a výstupního úhlu. Jako velký problém daného ventilátoru se ukázala i nepřesnost jeho výroby.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- 1 KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopatkové stroje*. Vyd. 1., upr. Brno: CERM, 2003, 177 s. : il. ; 25 cm. ISBN 80-7204-297-1
- 2 ČERMÁK, Jan. *Ventilátory*. Praha: SNTL, 1974, 410 s. : il., tab., grafy ; 8°.
- 3 NOVÝ, Richard. *Ventilátory*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001, 101 s. : il., tabulky, grafy. ISBN 80-01-02385-0.
- 4 ŠKORPÍK, Jiří. Lopatkový stroj, *Transformační technologie*, 2009-08, [last updated 2014-02]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/lopatkovy-stroj.html>.
- 5 ZMRHAL, Vladimír. Prvky větracích a klimatizačních zařízení (I) - 1. část: Ventilátory. In: *Tzbinfo* [online]. Praha, 2006 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/3733-prvky-vetracich-a-klimatizacnich-zarizeni-i-1-cast>
- 6 ZMRHAL, Vladimír. Prvky větracích a klimatizačních zařízení (I) - 2. část: Ventilátory. In: *Tzbinfo* [online]. Praha, 2006 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/3769-prvky-vetracich-a-klimatizacnich-zarizeni-i-2-cast>
- 7 MISÁREK, Dušan. *Turbokompresory*. Praha: SNTL, 1963, 231 s
- 8 ŠKORPÍK, Jiří. Proudění plynů a par difuzory, *Transformační technologie*, 2016-03, [last updated 2016-03-09]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/proudeni-plynu-a-par-difuzory.html>.
- 9 KRATOCHVÍL, Michal. Dopravní zařízení: Ventilátory. In: *Elektronická učebnice* [online]. 2015 [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: <https://eluc.kr-lomoucky.cz/verejne/lekce/1930>
- 10 ŠKORPÍK, Jiří. Podobnosti lopatkových strojů, *Transformační technologie*, 2009-11, [last updated 2016-02-23]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/podobnosti-lopatkovych-stroju.html>.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Symbol	Jednotka	Název
a_i	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$	Ideální práce
b	m	Šířka oběžného kola
c	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Absolutní rychlost
c_u	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Průmět absolutní rychlosti do směru obvodové
c_m	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Meridiální složka absolutní rychlosti
c_s	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Rychlost na vstupu (sání)
$c_{\text{stř}}$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Střední rychlost rychlostního profilu
c_v	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Rychlost na výstupu
c_t	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Teoretická rychlost
C	-	Škrťací číslo
d	m	Průměr sacího hrdla
d_p	m	Průměr potrubí
dm	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	Elementární hmotnostní průtok
dm_1	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	Elementární hmotnostní průtok na vstupu
dm_2	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	Elementární hmotnostní průtok na výstupu
dV	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	Elementární objemový průtok
D	m	průměr nosné desky
D_1	m	Vnitřní průměr oběžného kola
D_2	m	Vnější průměr oběžného kola
E_1	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$	Energie na vstupu
E_2	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$	Energie na výstupu
f	Hz	Frekvence
g	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	Gravitační zrychlení
h_1	m	Výška vstupu

Symbol	Jednotka	Název
h_2	m	Výška výstupu
k	-	Poměr průměru a šířky oběžného kola
l	m	Délka lopatek
L	dB	Hluk
M	kg	Hmotnostní průtok
n	min^{-1}	Otáčky
p_1	Pa	Tlak na vstupu
p_2	Pa	Tlak na výstupu
p_{inr}	Pa	Tlak v místnosti
p_s	Pa	Tlak na sání
p_v	Pa	Tlak na výtlaku
P	W	Výkon
P_i	W	Ideální výkon
P_p	W	Příkon Ventilátoru
P_v	W	Výkon média na výstupu
r_1	m	Vnitřní poloměr oběžného kola
r_2	m	Vnější poloměr oběžného kola
s	m	Tloušťka lopatky
S	m^2	Průřez potrubí
t_{inr}	$^{\circ}\text{C}$	Teplota v místnosti
t_1	m	Rozteč lopatek
u	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Obvodové rychlost
u_2	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Obvodové rychlost oběžného kola
u_{20P}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Teoretická obvodové rychlost oběžného kola
v_1	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Rychlost ve vzdálenosti 1

Symbol	Jednotka	Název
V	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	Objemový průtok
V_{OP}	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	Teoretický průtok
w	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Relativní rychlost
X	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$	Vzdušná vlhkost v místnosti
Y	ks	Dopravní práce
z	%	Počet lopatek
β_1	°	Vstupní úhel
β_2	°	Výstupní úhel
γ	°	Úhel natočení střednice lopatky
Δp	Pa	Dopravní tlak ventilátoru
Δp_{th}	Pa	Teoretický dopravní tlak ventilátoru
Δp_{OP}	Pa	Teoretický optimální tlak ventilátoru
Δp_z	Pa	Tlakové ztráty v potrubí
η_i	-	Vnitřní účinnost
η_c	-	Celková účinnost
η_b	-	Rychloběžnost
η_q	-	Specifické otáčky
δ	-	Číslo velikosti ventilátoru
λ	-	Výkonové číslo
λ_l	-	Součinitel tření
μ	-	Poměrné zúžení vstupu do oběžného kola
ξ	-	Součinitel místních odporů
ρ	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	Hustota vzduchu
σ	-	Číslo otáček
φ	-	Objemové číslo

Symbol	Jednotka	Název
φ_Q	-	Objemové číslo pro diametrální ventilátory
ψ	-	Tlakové číslo
ω	$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$	Úhlová rychlost