



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**HLUK VENTILÁTORŮ OSOBNÍCH A NÁKLADNÍCH
VOZIDEL**

VENTILATOR NOISE OF CARS AND TRUCKS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Šimon Böhm

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Šimon Böhm**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

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:

Hluk ventilátorů osobních a nákladních vozidel

Stručná charakteristika a problematiky úkolu:

Při provozování ventilátorů vzniká v důsledku neustáleného turbulentního proudění pracovních médií hluk. Problematika je směřována do oblasti ventilátorů osobních a nákladních vozidel. V rámci práce jsou rovněž analyzovány možnosti výpočtového modelování a experimentálního ověření mechanismů vzniku zvuku. Výsledky práce umožní identifikovat nové přístupy pro snižování hluku budoucích vozidel.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše existujících typů ventilátorů využívaných v osobních a nákladních vozidlech.
Analýza mechanismů vzniku hluku ventilátorů.

Seznam doporučené literatury:

DE SILVA, Clarence W. Vibration and Shock Handbook. Boca Raton: CRC Press, Taylor & Francis, 2005. ISBN 978-0-8493-1580-0.

SMETANA, Ctirad. Hluk a vibrace. Praha: Sdělovací technika, 1998. ISBN 80-901936-2-5.

NGUYEN-SCHÄFER, Hung. Aero and Vibroacoustics of Automotive Turbochargers. Berlin: Springer-Verlag, 2013. ISBN 978-3-642-35069-6.

ALENIUS, Emma. CFD of Duck Acoustics for Turbocharger Applications. Stockholm, 2010. Licentiate Thesis. Royal Institute of Technology

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá různými typy ventilátorů, které jsou neodkladnou součástí osobních a nákladních vozidel. Hluk, který tyto ventilátory vytvářejí, musí být regulován. Přístup prezentovaný v práci se zaměřuje na zdroje tohoto hluku a na konstrukční řešení daných typů ventilátorů. Práce umožní identifikovat nové přístupy pro snižování hluku ventilátorů v budoucích osobních a nákladních vozidlech.

KLÍČOVÁ SLOVA

Axiální ventilátor, radiální ventilátor, hluk, vozidlo

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with various types of ventilators, which are an urgent part of cars and trucks. The noise generated by these ventilators must be regulated. The approach presented in the work focuses on the sources of this noise and on the design of the given types of ventilators. The work will identify new approaches to reducing ventilator noise in future cars and trucks.

KEYWORDS

Axial ventilator, radial ventilator, noise, vehicle

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BÖHM, Š. *Hluk ventilátorů osobních a nákladních vozidel*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132522>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí bakalářské práce Pavel Novotný.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Pavla Novotného, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 21. května 2021

.....

Šimon Böhm

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji docentu Pavlovi Novotnému za kontrolu a konzultaci mé práce.

OBSAH

Úvod	10
1 Hluk	11
1.1 Rozruch	11
1.2 Vibrace	12
1.3 Sluch	13
2 Měřicí technika	14
2.1 Mikrofon	14
2.2 Vibrační snímače	14
2.3 Filtry.....	15
2.4 Zvukoměry	16
3 Definice ventilátorů	17
3.1 Hlavní části ventilátorů.....	18
4 Hluk ventilátorů	21
4.1 Akustické charakteristiky ventilátorů	21
4.2 Typové křivky pro stanovení hlučnosti ventilátorů	23
4.2.1 Radiální ventilátory.....	23
4.2.2 Axiální ventilátory	26
5 Ventilátory v osobních a nákladních vozidlech	28
5.1 Axiální ventilátory	28
5.1.1 Oběžné kolo.....	28
5.1.2 Rozváděcí ústrojí	29
5.1.3 Difuzor	30
5.1.4 Sací komora a sací ústí.....	31
5.2 Radiální ventilátory.....	33
5.2.1 Oběžné kolo	33
5.2.2 Spirální skříň	36
5.2.3 Sací komora.....	38
Závěr	40
Použité informační zdroje	41
Seznam použitých zkratk a symbolů	42

Úvod

Hluk je nežádoucí zvuk, a proto je to celosvětový problém. Čím více je lidstvo technicky zdatné, tím víc hluku se ve světě nachází. Problematika hluku ventilátorů zahrnuje vznik hluku v důsledku proudění vzduchu skrz ventilátor a také hluk zdroje ventilátoru. V osobních a nákladních vozidlech zkoumáme především hluk klimatizací, ve kterých se vyskytují axiální ventilátory. Dále zkoumáme turbodmychadla, ve kterých nalezneme radiální ventilátory. Právě tyto typy ventilátorů vytvářejí určitý hluk, který je potřeba regulovat. Nejvíce na obtíž je to, že nedokážeme tento hluk dopředu spočítat, ale dokážeme ho s obdobnou přesností jen předvídat.

Musíme také dbát na to, že hluk je globálně omezen, a to kvůli tomu, že by mohl porušit náš sluchový aparát. Při nízkých hladinách je neškodný, při dlouhodobé expozici v pracovním prostředí, kdy překračuje 85 dB, však může být příčinou trvalého poškození sluchového aparátu ve smyslu sluchové ztráty [1]. K přímému poškození zdraví může dojít v případě krátkodobého vystavení organismu hodnotám hluku, které přesahují hodnotu 130 dB, kdy může dojít k přímé perforaci bubínku.

Nejvíce však pochopíme z konstrukčního řešení obou typů ventilátorů. Axiální ventilátory jsou dobré na vysoký průtok vzduchu pod nízkým tlakem, zatímco radiální ventilátory jsou využívány v případech, kdy je potřeba zajistit vysoký průtok vzduchu pod vysokým tlakem. Oba druhy ventilátorů jsou složeny z oběžného kola, které je nejdůležitější součástí celého ventilátoru, a sací komorou, která má za úkol usměrnit nasávaný vzduch. Dále už se složení těchto typů ventilátorů liší.

1 HLUK

Jeden z nejdůležitějších úkolů 20. a 21. století je ochrana životního prostředí, a právě hluk je jedním z nejnebezpečnějších znečištění ovzduší v přírodě. Jeho nebezpečná stránka byla zdravotně prokázána i v takových případech, kde se nejednalo o snížení citlivosti sluchu nebo přímo ohluchnutí. Hlučnost v přírodě každým rokem roste, a to díky rozšiřující se technice v našich životech, někdy se hluk vymyká kontrole tak, že nejsme schopni ho udržet pod přijatelnou, zdravotně únosnou hranicí.

A co je vlastně hluk? Hluk je negativně vnímaný zvuk, který v technickém prostředí způsobuje přímé poruchy, známé jinak jako únavové poruchy. Právě tyto poruchy pak jsou o mnohem dražší na opravu než konstrukce samotná.

Bojování proti hluku jde tedy rozdělit na technické a zdravotní. Často ale podle mě platí, že společnost stroje upřednostňuje před člověkem samotným a jeho zdravím.

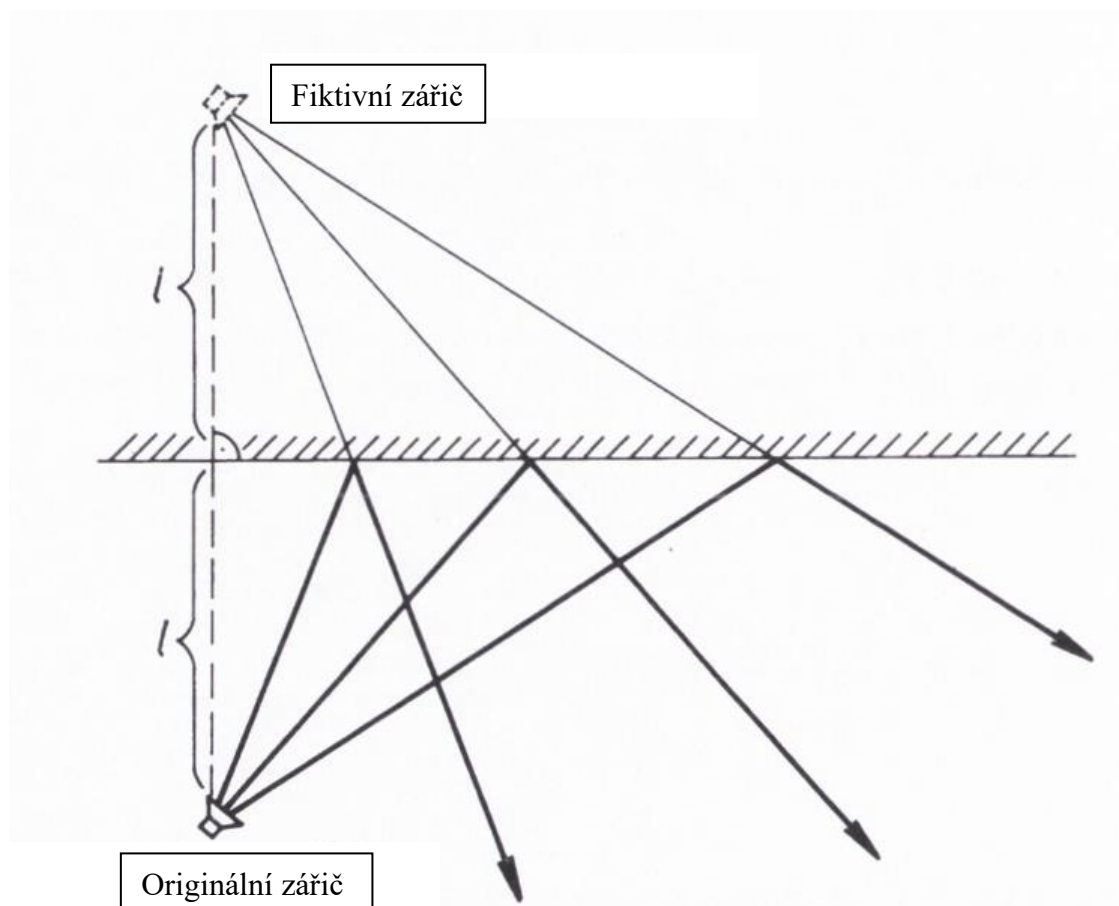
S hlukem jsou vždy na počátku potíže. Z technického pohledu ho lze pouze změřit a nastavit na definované fyzikální veličiny, ale musíme brát v potaz zdravotní hledisko, kde musíme zavést hranici, která neublíží lidskému uchu. Právě toto měření a hodnocení je u hluku značně složité.

1.1 ROZRUCH

Šíření vlnění potřebuje prostředí, které je tvořeno z hmotnostních částecek a vyznačuje se stlačitelností a pružností. Samotné šíření rozruchu, což je přenášená energie, nastane vlivem silového působení budícího kmitání. Rozruch se potom šíří od zdroje (buzené částice) rychlostí c [2]. V plynném či kapalném prostředí pak tento rozsah vlnění akustických kmitočtů (úrovně slyšitelnosti) označujeme jako zvuk, v tuhých látkách se označuje jako vibrace (mechanické vlnění – kmitání).

Když se šíří rozruch, dochází k ovlivňování přímočarého šíření díky odrazu od překážek, ohybem v prostředí s měnícími se vlastnostmi nebo lomem při přechodu z jednoho prostředí do prostředí s jinými vlastnostmi; o míře odrazu, ohybu i lomu rozhoduje změna vlnové impedance prostředí.

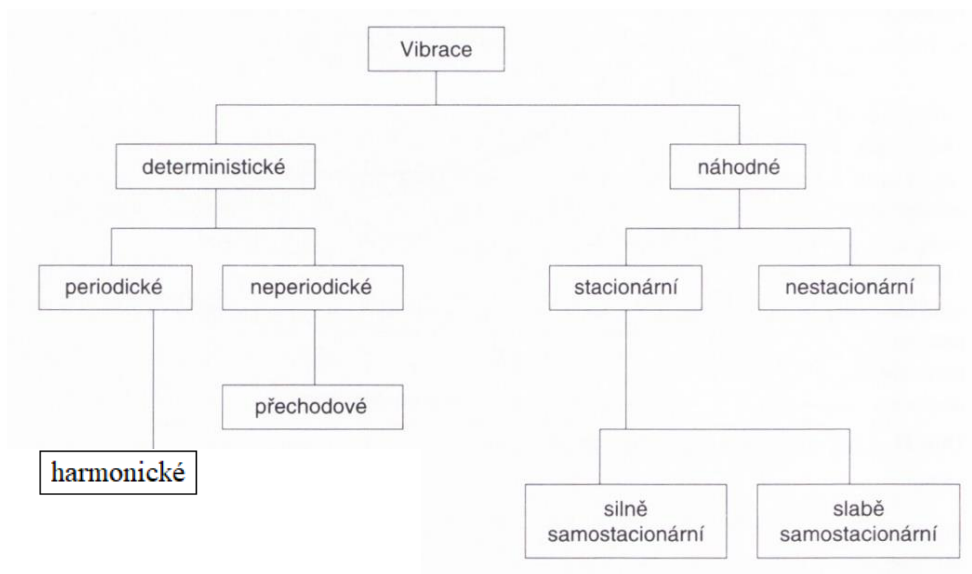
Odraz nastává při šíření vln rozruchu proti překážce. Intenzita odražené vlny závisí na pohltivých vlastnostech odrazné plochy a na vlnové délce signálu. Jestliže se jedná o rovinnou plochu, jejíž rozměry jsou podstatně větší než délka dopadající vlny, můžeme použít zákon odrazu, podle kterého se úhel odrazu rovná úhlu dopadu. Geometrickou konstrukci šířící se vlny usnadní tzv. fiktivní zdroj, kde se využívá metody zrcadlového obrazu (obr. 1).



Obrázek 1 – Konstrukce odražených paprsků pomocí zrcadlového obrazu zdroje (fiktivního zářiče) [1].

1.2 VIBRACE

Vibrace jsou kmitání mechanické soustavy. Vibrace nás seznamují s pohybem pružného prostředí nebo tělesa, jehož jednotlivé body kmitají kolem své rovnovážné polohy. V minulosti se pro popis kmitání lidského organismu v rozsahu slyšitelnosti užívalo pojmu chvění. Výchylkou, nebo jejími časovými derivacemi, si poté můžeme vyjádřit velikost jednotlivé vibrace [2]. Podle časového průběhu rozdělujeme vibrace převážně do dvou hlavních kategorií, znázorněných na obr. 2.



Obrázek 2 – Rozdělení vibrací.

1.3 SLUCH

Míra obtěžování hlukem, které se nalézá hlukoměrným měřením, které je stejně četné jako měření technické, se zjišťuje kvůli zdravotním důvodům člověka. Proto je dobré znát, jak právě naše uši fungují.

Naše uši reagují na vnější zvukové podněty, které se předávají mozkovému analyzátoru. Výsledkem je poté sluchový vjem, pro který používáme pojem hlasitost. Pro vztahy mezi fyzikálními veličinami a hlasitostí je možné nalézt určité průměrné závislosti. Tyto závislosti se získávají statistickým zpracováním dat, získaného od velkého a různorodého počtu jedinců.

Lidské ucho je z technického pohledu nesestrojitelný stroj. Takový počet měnících se nelinearit, nepřesností a chyb a vymyšlení si těžko jinde nalezneme.

2 MĚŘÍCÍ TECHNIKA

Měřicím nástrojem v akustice je obyčejný metr na měření vzdálenosti. Avšak nejdůležitější měřicí technikou pro měření hluku a vibrací jsou snímače. Tyto snímače určují prvky pro věrnost, spolehlivost a přesnost získaných výsledků.

V měřicím řetězci za snímačem můžeme určité nepřesnosti upravit nebo stanovit potřebné korekce. Nejlépe pak v dalším řetězci už není důvod na zkreslení měřené veličiny. S digitálními přístroji závisí na programu signálového procesoru, na zobrazení číselných údajů.

Snímači jsou pro akustický tlak zvuku mikrofony, pro zrychlení vibrací akcelerometry.

2.1 MIKROFON

Mikrofon je akusticko-mechanicko-elektrický měnič, který vstupní kmitání převádí na elektrický signál. Vedle měničů existují i tzv. převodníky. V hlukoměrné technice se dnes používají reciproké měniče.

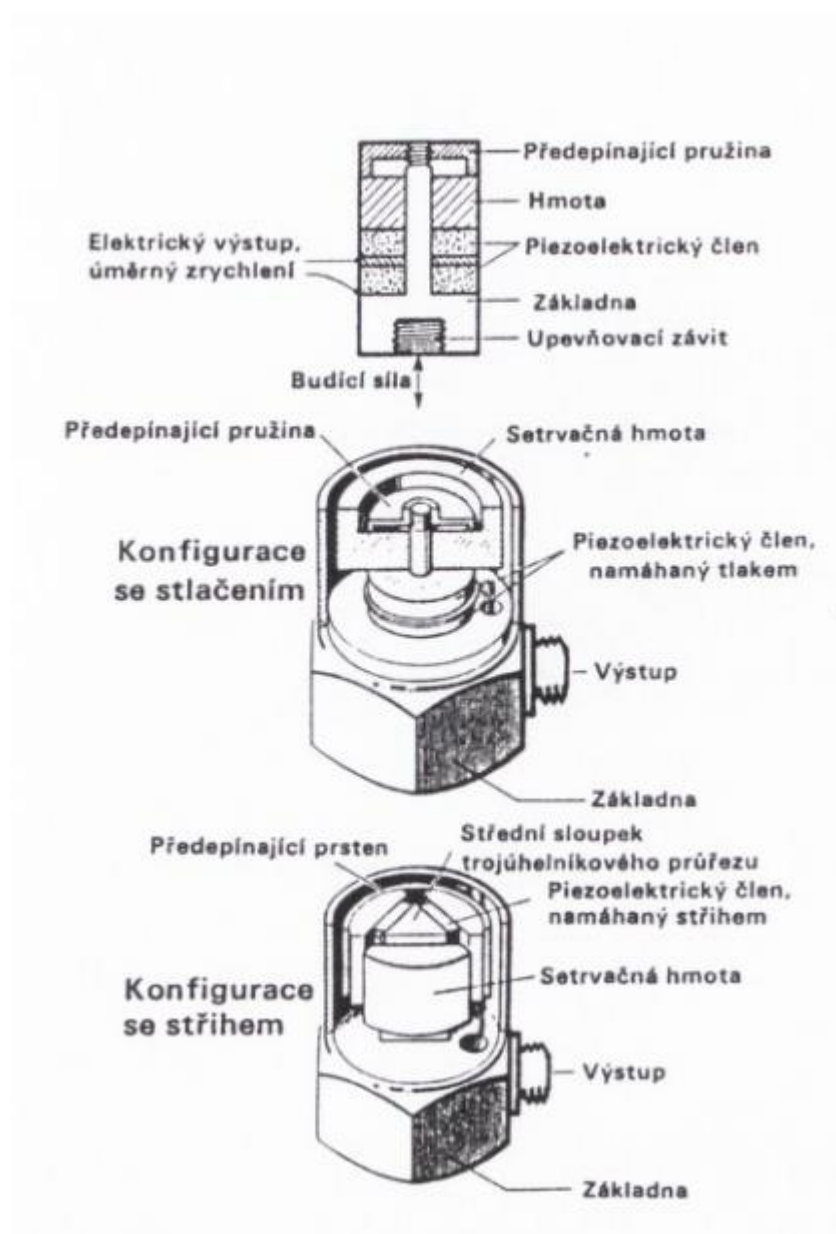
Kondenzátorové mikrofony využívají změny kapacity v důsledku deformace membrány. Jsou velmi stabilní, mají velký frekvenční rozsah, jsou citlivé a pracují i za vysokých teplot.

Dynamické mikrofony využívají cívku pohybující se v magnetickém poli a mají možnost ovlivnění magnetickým polem.

Piezelektrické mikrofony využívají deformaci piezelektrického materiálu. Mají velký dynamický rozsah, jsou relativně levné a mají malé rozměry.

2.2 VIBRAČNÍ SNÍMAČE

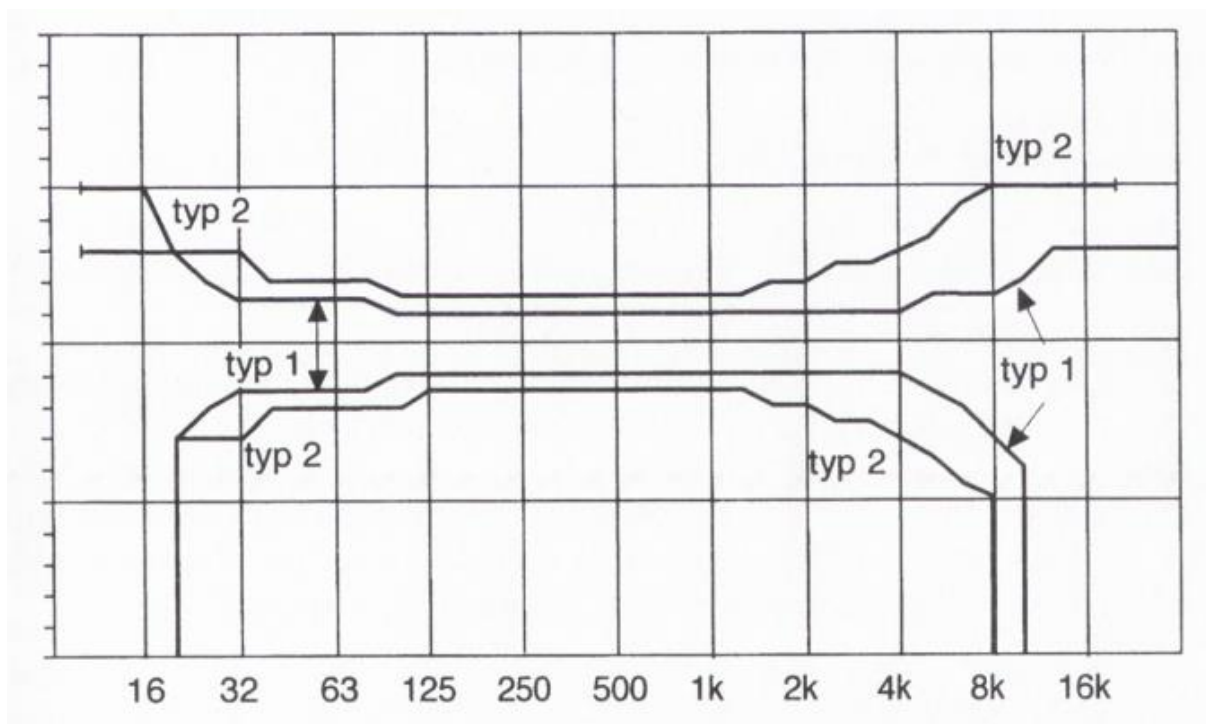
Při měření otřesů a vibrací se musí splňovat určité požadavky, aby výstupní signál skutečně odpovídal časovému průběhu mechanického kmitání. Hlavně při měření otřesů musí být měřicí systém nastaven tak, aby měl co nejširší kmitočtový rozsah. Zúžením kmitočtového rozsahu vznikne systematická chyba měření, která se pak přičte k dalším chybám, které vyplývají z nepřesnosti kalibrace, nelinearit snímače a měřicího systému. Žádaný kmitočtový rozsah bývá vztažen k odhadované chybě měření [1]. Dnes se využívají piezokeramické akcelerometry se smykově nebo tlakově namáhanými elementy (obr. 3), piezelektrické snímače zrychlení vibrací, bezkontaktní snímače výchylky vibrací a laserové skenovací vibrometry.



Obrázek 3 – Nejčastější a nejúspěšnější konstrukce akcelerometrů [1].

2.3 FILTRY

Hlukoměrnou techniku si nyní už nelze představit bez filtrů, a to váhových, upravujících integrální kmitočtovou charakteristiku v celém kmitočtovém rozsahu, nebo bez užití selektivních či pásmových propustí.



Obrázek 4 – Toleranční pole dvou kvalitativních tříd zvukoměrů podle mezinárodního doporučení ČSN IEC 651 [1].

Váhové křivky se používají pouze při hygienických a certifikačních měření, ale dnes uvažujeme vedle lineárního průběhu už pouze váhový filtr A a nejvýše filtr C. Průběh těchto dvou filtrů je mezinárodně definován v rozsahu kmitočtů 10 až 20 000 Hz [1]; filtr B i D jsou již irelevantní. Pro měření jsou významné přípustné odchylky od nominálního průběhu. Tolerance průběhu kmitočtové charakteristiky u zvukoměru jako celku jsou na obr. 4 ve dvou mezinárodně normovaných třídách přesnosti a dávají informaci o tom, jaká chyba mohla při měření vzniknout.

2.4 ZVUKOMĚRY

Standartně by pro změření akustického tlaku stačil měřicí řetězec: mikrofon – zesilovač – měřidlo, ale změřili bychom pouze jednoduchý sinusový signál. Když ale chceme měřit pouze signály nekoherentní, pak musíme určit výslednou efektivní hodnotu jeho jednotlivých složek, a proto je potřeba do řetězce zařadit efektovací obvod. Výstupní měřidlo ale není schopné sledovat dostatečně rychle změny akustického tlaku, a proto do výstupních obvodů přidáváme integrační obvody. Subjektivní vnímání zvuků je chápáno jak váhovými filtry, tak měřením v kmitočtových pásmech. V měřicím řetězci se objeví kmitočtové závislé členy.

Požadujeme ale měřit hladinu, nikoliv mnohadekadovou hodnotu akustického tlaku. Ve výstupním obvodu musíme zajistit přechod z lineární závislosti na závislost, která udává výstupní hodnotu logaritmickou stupnicí. Měřicí řetězec se poté rozroste o potřebné děliče pro změnu rozsahu, a popřípadě indikaci přebuzení, vnitřní cejchovací obvody, kontroly napájení atd. a správné vstupy a výstupy externích filtrů nebo výstupy signálového napětí pro vnější zpracování. Takto vzniklý měřicí řetězec se poté nazývá zvukoměr.

3 DEFINICE VENTILÁTORŮ

Ventilátory chápeme jako rotační lopátkové stroje, které mají za úkol kontinuální dopravu vzduchu při malých kompresních poměrech. Hodnota poměru je většinou v rozmezí 1,01 až 1,1, málokdy až 1,3 a zcela výjimečně u víceústupňových ventilátorů až 1,5 [5].

V průtočné části ventilátoru oběžné kolo předává vzduchu mechanickou energii, jejímž zdrojem je pohon ventilátoru. Přírůstek energie jednotkového objemu vzduchu, vyjádřený zvýšením celkového tlaku vzduchu při průchodu ventilátorem, se jmenuje celkový tlak ventilátoru. Jelikož ventilátorem dopravovaný vzduch je stlačitelný a při průchodu ventilátorem se zvyšuje jeho tlak, mění se měrná hmotnost vzduchu. Pro kompresní poměry, které jsou menší než 1,03, se často změna měrné hmotnosti zanedbává a poté se změna stavu vzduchu rozumí jako izochorická [9]. Když nastanou větší kompresní poměry, tak se obvykle tato změna stavu vzduchu rozumí jako adiabatická [9].

Hodnota celkového tlaku ventilátoru Δp_c pro určitý ventilátor, charakterizovaný velikostí, tj. průměrem oběžného kola d_2 a otáčkami n , a vzduch o dané měrné hmotnosti ρ závisí na průtoku vzduchu ventilátorem Q_v [9].

Mechanickou energii, která se předá na pohybující se vzduch, si můžeme představit jako ekvivalent práce, který by udělal píst o ploše S , který se pohybuje ve válcovém potrubí proti stálému přetlaku p při přemístění pístu podél potrubí o délku l za dobu τ . Výkon si poté můžeme vyjádřit dle [5] výrazem:

$$P = \frac{p \cdot S \cdot l}{\tau} \quad [\text{W}]. \quad (3.1)$$

Tento výraz si můžeme nadále upravit pro vyjádření vzduchového výkonu ventilátoru P_v při zanedbání stlačitelnosti dle [5] na:

$$P_v = Q_v \cdot p_c \quad [\text{W}], \quad (3.2)$$

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

Kvůli spojitosti činnosti ventilátoru s vnitřními ztrátami ventilátoru, je přírůstek energie jednotkového objemu vzduchu po průchodu ventilátorem menší než energie přivedená ventilátoru pro dopravu objemu vzduchu. Celková účinnost η_c je poměr právě těchto energií a charakterizuje aerodynamickou jakost ventilátoru. Účinnost ventilátoru η_c při zanedbatelném vlivu stlačitelnosti dopravovaného vzduchu se stanoví dle [9] ze vztahu:

$$\eta_c = \frac{p_c}{\frac{P_{mv}}{Q_v}} = \frac{Q_v \cdot p_c}{P_{mv}} = \frac{P_v}{P_{mv}} \quad [\%], \quad (3.3)$$

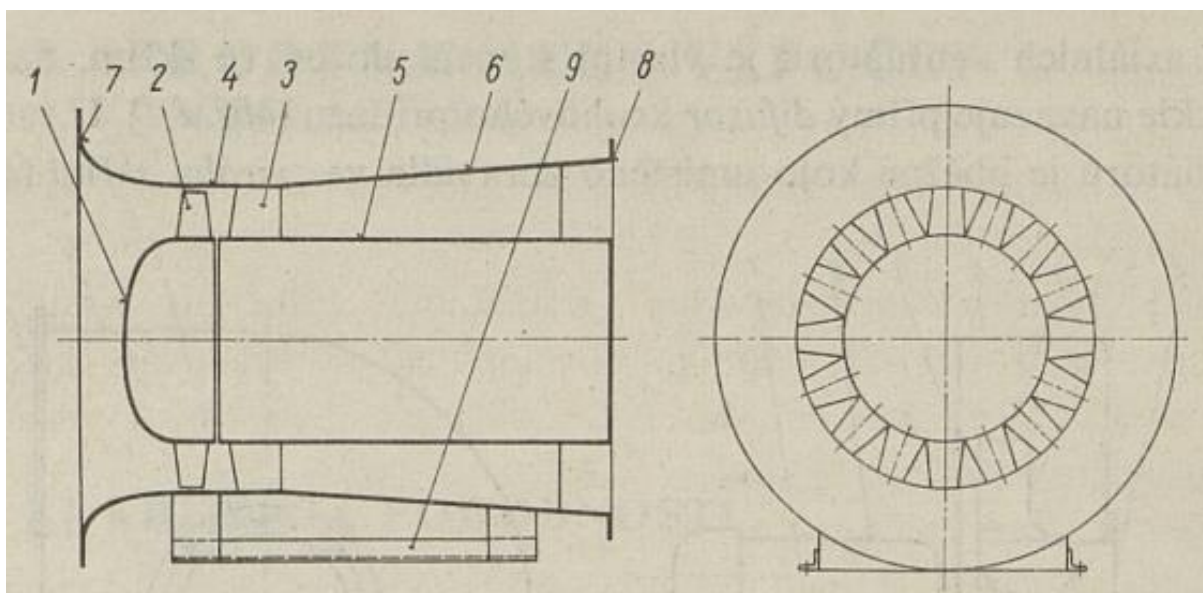
kde P_{mv} [W] je výkon pohonu ventilátoru.

3.1 HLAVNÍ ČÁSTI VENTILÁTORŮ

Ventilátor se skládá z rotoru, skříně, základového rámu se stoličkami, pohonu a popřípadě převodového ústrojí.

Rotor ventilátoru je složen z jednoho nebo více oběžných kol, hřídele a řemenice nebo poloviny spojky. Oběžné kolo je vloženo dovnitř skříně ventilátoru. Základový rám nese skříň, ložiskové a motorové stoličky a slouží k uložení ventilátoru na základ.

Oběžné kolo axiálních ventilátorů se skládá z nosného kotouče a lopatek (obr. 5). U axiálních přetlakových ventilátorů s malým nábojovým poměrem, které se kvůli podobnosti s lodními šrouby někdy označují jako ventilátory šroubové, jsou obvykle lopatky připevněny přímo k náboji (obr. 6).

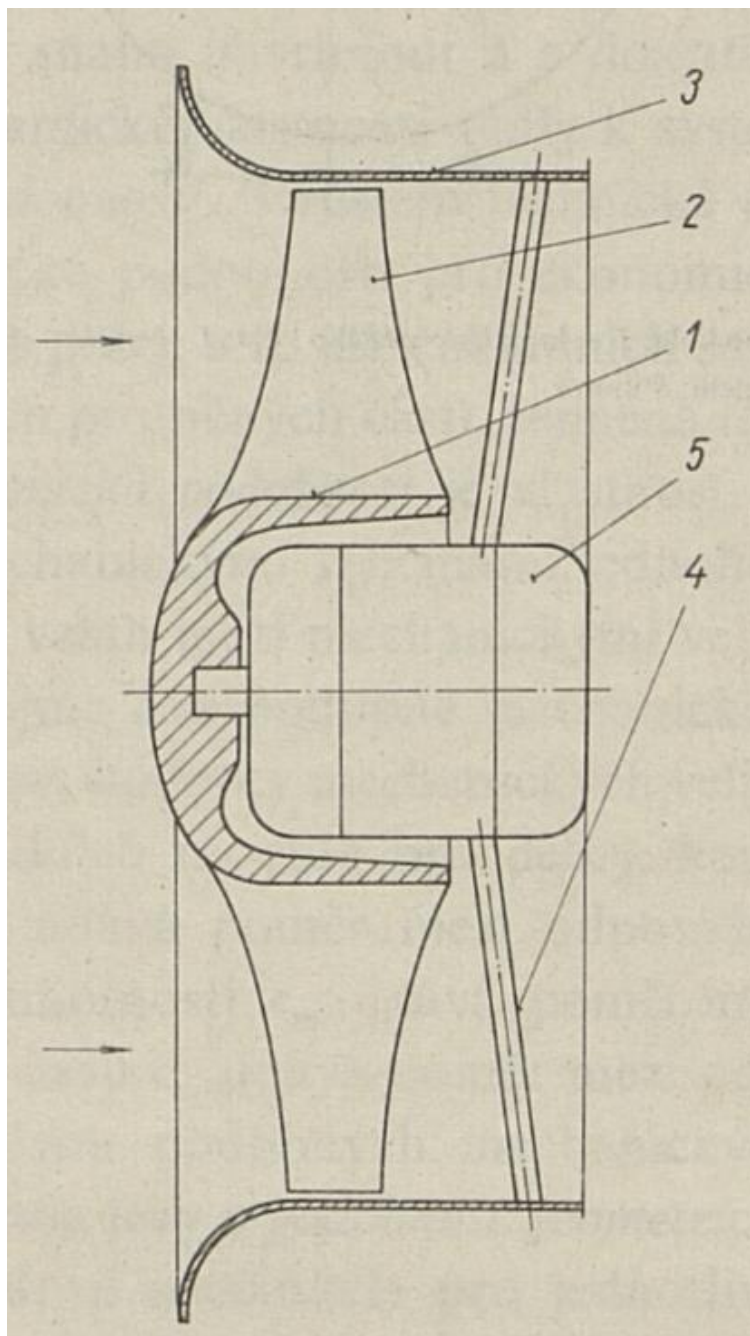


Obrázek 5 – Axiální ventilátor zahrnuje následující části:

- 1 – nosný kotouč (náboj) oběžného kola; 2 – lopatky oběžného kola; 3 – rozváděcí lopatky;
- 4 – skříň; 5 – jádro difuzoru; 6 – plášť difuzoru; 7 – sací hrdlo; 8 – výtlačné hrdlo;
- 9 – základový rám [9].

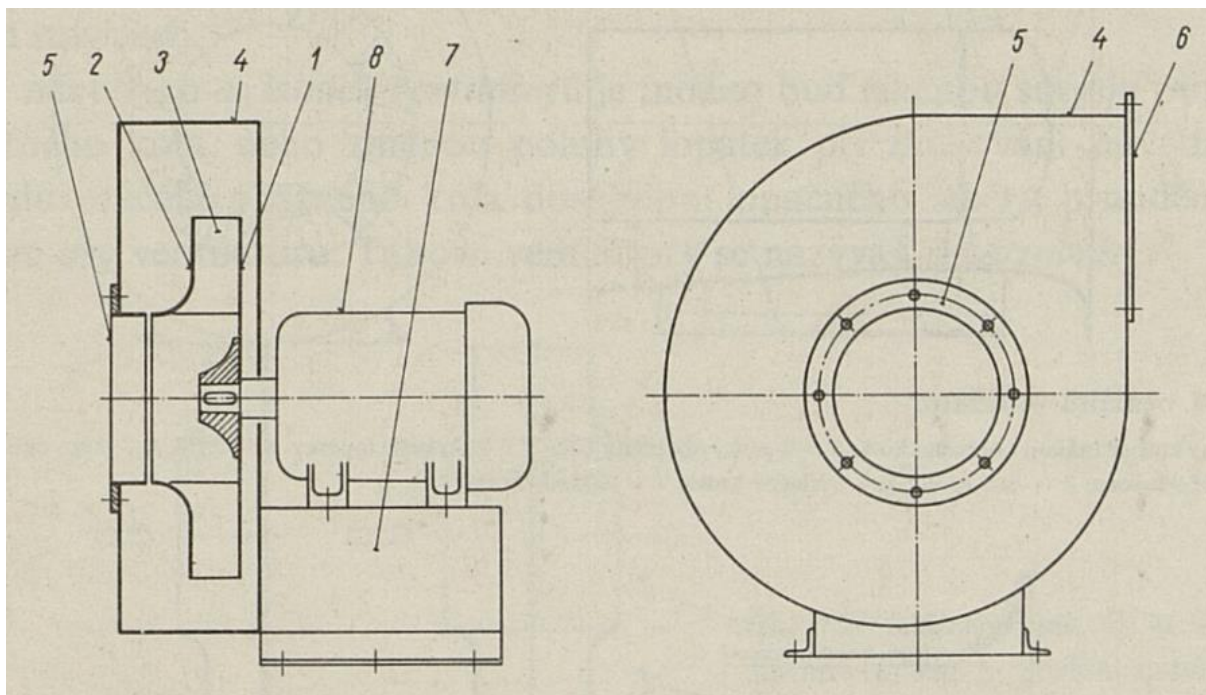
Oběžné kolo radiálního ventilátoru se skládá z nosného a krycího kotouče a lopatek (obr. 7).

U axiálních ventilátorů je vlastní stupeň uložen ve skříně, na kterou často navazuje přímý difuzor kruhového průřezu (obr. 5). U radiálních ventilátorů je oběžné kolo umístěno nejčastěji ve spirální skříně (obr. 7).



Obrázek 6 - Šroubový ventilátor zahrnuje následující části:

1 – náboj oběžného kola; 2 – lopatky oběžného kola; 3 – skříň; 4 – nosné
vzpěry; 5 – motor [9].



Obrázek 7 - Radiální ventilátor obsahuje následující části:

1 – nosný kotouč oběžného kola; 2 – krycí kotouč oběžného kola; 3 – lopatky oběžného kola;
4 – spirální skříň; 5 – sací hrdlo; 6 – výtlačné hrdlo; 7 – stolička se zákl. rámem; 8 – motor
[9].

4 HLUK VENTILÁTORŮ

Když navrhujeme ventilátor, je třeba přihlédnout k tomu, jak veliký a jakého charakteru bude jeho hluk při normálním provozu. Jelikož ho nedokážeme ve všech případech při našich výpočtech a konstrukci předem ovlivnit, můžeme ho podle obdobných typů s omezenou přesností předvídat.

Hluk je nežádoucí zvuk, a proto ho musíme u ventilátorů sledovat, protože ventilátory jsou obvykle hlavním zdrojem hluku všech vzduchotechnických zařízení. Aby vzduchotechnické zařízení splňovalo podmínky pohody prostředí, musí i hlučnost těmto podmínkám vyhovovat.

4.1 AKUSTICKÉ CHARAKTERISTIKY VENTILÁTORŮ

Charakter hluku ventilátorů určujeme spektrální skladbou jednotlivých zdrojů, které ho tvoří. Dělíme tyto zdroje podle vzniku, a to na aerodynamické a mechanické zdroje.

Aerodynamické zdroje jsou často rozhodující složkou celkového hluku a jejich vznik spolu s určováním oblasti spektra, ve kterém se vyskytuje, je [9]:

- a) v oblasti vysokých kmitočtů – turbulentní proudění a odtrhávání mezní vrstvy v lopatkovém kole,
- b) v oblasti středních kmitočtů – periodické změny v proudovém poli za oběžnými nebo satorovými lopatkami a tvoření vírů v úplavu za proudícím ventilátorem,
- c) v oblasti nízkých kmitočtů – labilita a pulsace rychlosti vzduchu proudícího ventilátorem.

Zmiňované zdroje hluku vznikají v proudícím vzduchu vesměs nestabilitou mezní vrstvy a celkovou turbulencí mají spektrum spojitého charakteru. Dále mohou v hluku způsobeného aerodynamickými účinky vznikat pulsací tlaku od rotujících lopatek zdroje tónových složek, tzv. sirénový hluk. Jeho kmitočet v Hz je určen počtem změn rychlostního pole v blízkosti lopatek oběžného kola způsobených pevnými lopatkami nebo výztuhami [5].

Mechanické zdroje se projeví jako nejdůležitější v celkovém hluku jen při nízkých otáčkách nebo jestliže je některá z jejich příčin po konstrukční stránce hrubě zanedbána. Mechanický hluk vzniká vyzařováním z chvějících se součástí konstrukce ventilátoru a zdrojem tohoto chvění může být [9]:

- a) ložisko hřídele oběžného kola ventilátoru, přičemž kluzné ložisko je tišší než ložisko valivé,
- b) nevyváženost oběžného kola a rotující součásti,
- c) špatné provedení konstrukce ventilátoru, chvění uvolněných částí atd.

Dále je nutno přidat do hluku šířícího se do okolí hluk pohonu, tj. např. elektromotoru a popřípadě převodu. V tomto případě pro odlišení od hluku samotného ventilátoru mluví se o hluku ventilátorového soustrojí.

Zmiňovaným přehledem zdrojů hluku jsou určeny též podmínky pro uvádění údajů hlučnosti, které by charakterizoval jejich hluk a byli použitelné jako osnova pro další akustické výpočty. Jedná se o tyto složky hluku ventilátoru a jejich cesty šíření [5]:

- hluk šířící se vzduchem do připojených potrubí na sání nebo výtlaku ventilátoru a přenášený potrubním systémem do větraných prostorů nebo do venkovního prostoru,
- hluk šířící se vzduchem do okolí ventilátoru nebo ventilátorového soustrojí, a to i z otevřeného sání nebo výtlaku, určuje hlučnost v prostoru, ve kterém je ventilátor umístěn,
- hluk šířící se konstrukcí do základu. Velikost tohoto hluku závisí na uložení ventilátoru, a proto jej nelze předem vyčíslit.

Charakteristické údaje hluku ventilátorů jsou [5]:

- hluk sání nebo hluk výtlaku ventilátoru, tj. hluk vyzařovaný ze sání nebo výtlaku do připojeného potrubí nebo jejich průměrná hodnota,
- hluk otevřeného sání nebo výtlaku ventilátoru, tj. hluk vyzařovaný do okolí ze sání, ke kterému není připojeno potrubí, s připojeným potrubím k výtlaku a opačně. Při malých rozdílech se stanoví jejich průměr. Do tohoto hluku se zahrnuje i hluk vyzařovaný ze skříně ventilátoru do okolí,
- hluk v okolí ventilátoru, tj. hluk vyzařovaný do okolí ze skříně ventilátoru při připojeném potrubí na sání i výtlaku, popř. i s pohonem ventilátoru.

Nejvýznamnějším hlukem je sání nebo výtlak ventilátoru. Poněvadž se v něm projevuje především aerodynamický hluk, a je tedy závislý na proudových poměrech v prostoru samotného ventilátoru, je též charakteristickým pro určitý typ ventilátoru. Tento hluk je možno též nejpřesněji měřit, a proto se udává jako hlavní údaj pro porovnání jakosti ventilátoru po hlukové stránce.

Podle teoretického předpokladu dipólového charakteru aerodynamického hluku je akustický výkon P na sací nebo výtlačné straně ventilátorů úměrný šesté mocnině rychlosti proudění a druhé mocnině velikostí. Uvažuje-li se za charakteristickou rychlost proudění obvodová rychlost oběžného kola u_2 [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] a je-li velikost dána průměrem oběžného kola d_2 [m], bude dle [9] vztah pro akustický výkon

$$P \sim K \cdot u_2^6 \cdot d_2^2 \quad [\text{W}], \quad (4.21)$$

kde konstanta K zahrnuje vliv různého typu ventilátoru, dopravovaného prostředí a jeho akustických vlastností.

Hladinu akustického výkonu ventilátoru lze po úpravě vztahu (4.21) dle [9] psát

$$L_p = K' + 60 \log u_2 + 20 \log d_2 \quad [\text{dB}]. \quad (4.22)$$

Podle výsledků měření ventilátorů se exponent obvodové rychlosti mění v rozmezí 4,5 až 6, záleží na typu ventilátoru [5].

Uvedené závislosti platí především v oblasti středních a vyšších kmitočtů spektra zvuku.

Použitím podobnostních zákonů ventilátorů můžeme pro hladinu akustického výkonu psát obdobný vztah v závislosti na objemovém průtoku Q_V [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] a celkovém tlaku p_c [Pa]. V tomto případě se konstanta nazývá hladinou měrného akustického výkonu L_{PS} v dB, a je vlastně hladinou akustického výkonu ventilátoru pro objemový průtok $Q_V = 1 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ a celkový tlak $p_c = 1 \text{ Pa}$. Vztah odvozený z rovnice (4.22) má dle [9] tvar

$$L_P = L_{PS} + 10 \log Q_V + 25 \log p_c \quad [\text{dB}]. \quad (4.23)$$

Teoretická hodnota 25 v tomto vztahu se mění pro jednotlivé typy ventilátorů.

Pokud se u ventilátoru objevuje ve spektru slyšitelný sirénový tón, pak kmitočty f_k v Hz jeho diskretních složek jsou dle [9] určeny vztahem

$$f_k = z_r \cdot f \cdot k \quad [\text{Hz}], \quad (4.24)$$

kde z_r je počet lopatek oběžného kola, f je frekvence otáčení oběžného kola [Hz] a $k = 1, 2, 3, \dots$ je řád harmonické složky.

Hladiny specifického akustického výkonu L_{PS} mají nejnižší hodnoty obvykle v provozních bodech s nejvyšší účinností, který je někdy udáván objemovým číslem. Proto se uvádějí v technické dokumentaci ventilátorů pro tyto provozní body. Zvýšení L_{PS} při chodu ventilátoru mimo tyto body se uvádí křivkou nebo tabulkou v závislosti na účinnosti, objemovém čísle nebo poměrném objemovém průtoku.

4.2 TYPOVÉ KŘIVKY PRO STANOVENÍ HLUČNOSTI VENTILÁTORŮ

4.2.1 RADIÁLNÍ VENTILÁTORY

Vzhledem k rozdílnému vztahu pro výpočet dělí se i typové křivky hlučnosti pro ventilátory radiální a axiální.

Hladiny akustického výkonu v oktávových pásmech a hladina akustického výkonu vyzařovaná ze sání nebo výtlaku radiálních ventilátorů do připojeného potrubí se dle [5] vypočítá ze vztahů

$$L_P = L_{PS} + 10 \log Q_V + 20 \log p_c \quad [\text{dB}], \quad (4.31)$$

$$L_{PAp} = L_{PAS} + 10 \log Q_V + 20 \log p_c \quad [\text{dB}], \quad (4.32)$$

kde Q_V [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je objemový průtok a p_c [Pa] je celkový tlak. Pro urychlení práce je součet členů $10 \log Q_V + 20 \log p_c$ uveden v diagramu na obr. 8.

Hodnoty hladin měrného akustického výkonu v oktávových pásmech a hladin měrného akustického výkonu vyzařované ze sání nebo výtlaku do připojeného potrubí radiálních ventilátorů různých typů jsou v tab. 1, 2, a 3. V tab. 2 a 3 je třeba hladinu měrného akustického výkonu kmitočtového pásma, které obsahuje kmitočet f_L daný součinem počtu lopatek oběžného kola z_r a frekvencí otáčení f [s^{-1}], tj. $f_L = z_r \cdot f$, [5] zvětšit o 4 dB.

Je to první harmonická složka sirénového hluku, která se může u těchto ventilátorů zvýšenou mírou uplatnit.

Tab. 1. – Hladiny měrného akustického výkonu radiálních nízkotlakových ventilátorů RNA pro různé obvodové rychlosti oběžného kola u_2 při maximální účinnosti [9].

u_2 [m.s ⁻¹]	L_{PAS} [dB]	L_{PS} [dB] v oktávovém pásmu [Hz]							
		63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
10,5	25	38	32	26	23	18	13	9	4
13	26	38	32	26	23	19	15	12	7
15,5	27	37	33	27	24	20	17	15	10
18	28	37	33	28	25	21	19	18	13
20,5	29	37	33	28	25	22	21	21	16

Tab. 2. – Hladiny měrného akustického výkonu radiálních středotlakých ventilátorů RSA při maximální účinnosti [9].

L_{PAS} [dB]	L_{PS} [dB] v oktávovém pásmu [Hz]							
	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
30	36	32	29	30	25	19	14	10

Tab. 3. – Hladiny měrného akustického výkonu radiálních vysokotlakých ventilátorů RVD při maximální účinnosti [9].

L_{PAS} [dB]	L_{PS} [dB] v oktávovém pásmu [Hz]							
	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
26	36	30	24	22	21	17	12	5

Hladina zvuku L_{Ad10} vážená filtrem typu A otevřeného sání nebo výtlaku radiálních ventilátorů ve vzdálenosti 1 m od obrysu lze přibližně určit dle [9] ze vztahu

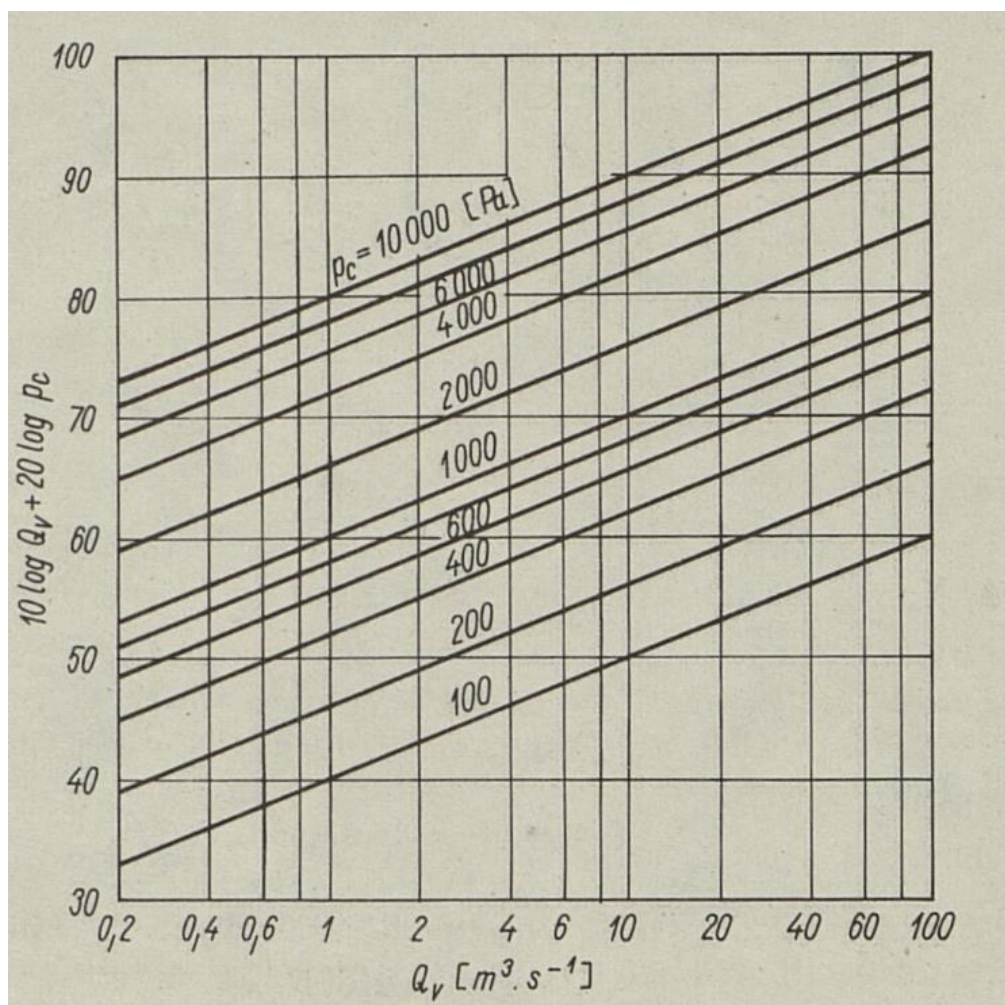
$$L_{Ad10} = L_{PAp} - 15 \quad [\text{dB}], \quad (4.33)$$

Hladina zvuku L_{Ad1v} vážená filtrem typu A v okolí ventilátoru, resp. ventilátorového soustrojí, ve vzdálenosti 1 m od obrysu se odhadne dle [9] ze vztahu

$$L_{Ad1v} = L_{PAp} - 18 \quad [\text{dB}]. \quad (4.34)$$

Všechny uvedené hodnoty platí v oblastech provozních charakteristik ventilátorů s nejvyšší účinností. V okrajových bodech pracovních charakteristik mohou být hladiny akustických výkonů proti uvedeným hodnotám až o 4 dB vyšší.

Přesnější výpočet je uveden v podnikových normách jednotlivých typů ventilátorů.



Obrázek 8 – Určení součtu $10 \log Q_v + 20 \log p_c$ v závislosti na objemovém průtoku Q_v a celkovém tlaku p_c [9].

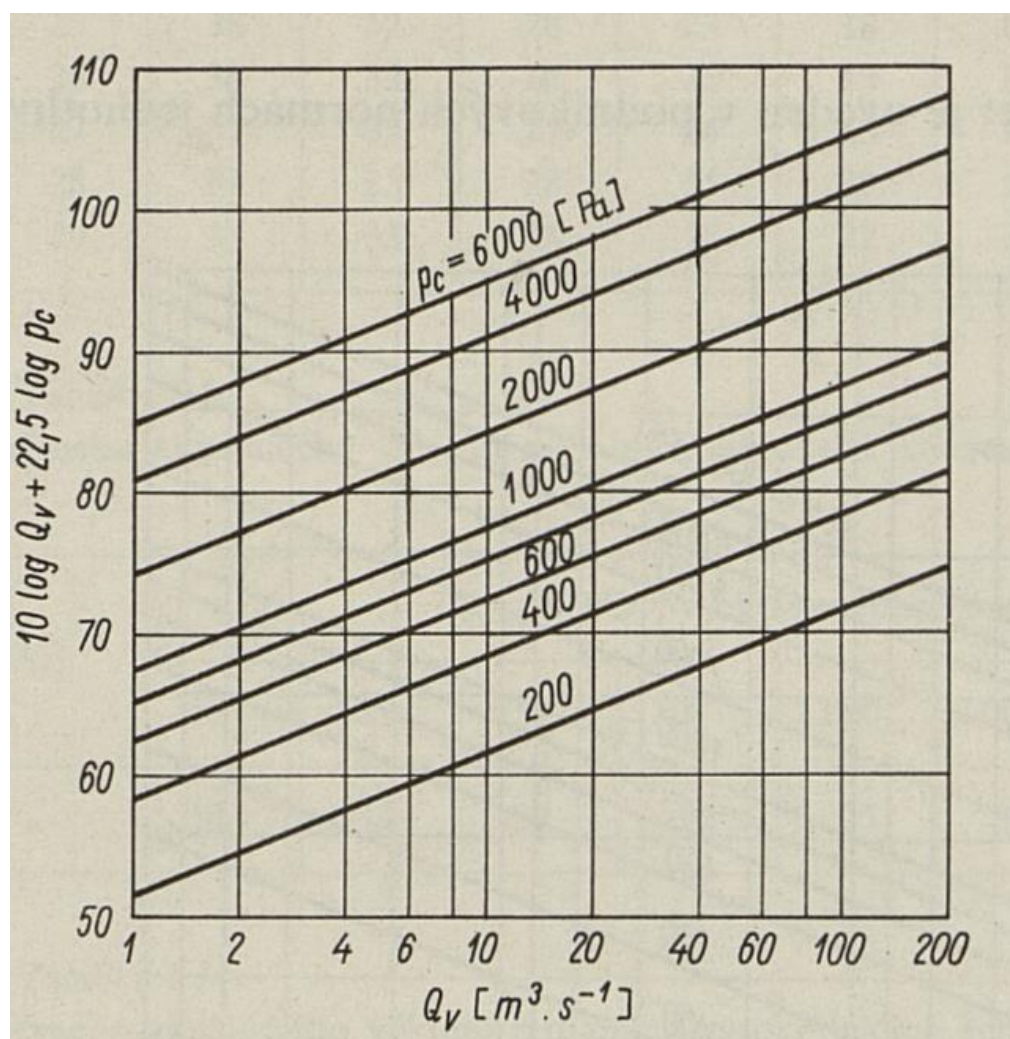
4.2.2 AXIÁLNÍ VENTILÁTORY

Zatímco u radiálních ventilátorů byla uvažována závislost hluku s mocninou 5, byl zjištěn u axiálních ventilátorů vzrůst hluku s mocninou 5,5. Základní vztahy dle [5] pro určení hladin akustického výkonu sání nebo výtlaku do připojeného potrubí jsou

$$L_{Pp} = L_{Ps} + 10 \log Q_V + 22,5 \log p_c \quad [\text{dB}], \quad (4.35)$$

$$L_{PAp} = L_{PAS} + 10 \log Q_V + 22,5 \log p_c \quad [\text{dB}]. \quad (4.36)$$

Součet členů $10 \log Q_V + 22,5 \log p_c$ lze určit z diagramu na obr. 9.



Obrázek 9 – Určení součtu $10 \log Q_V + 22,5 \log p_c$ v závislosti na objemovém průtoku Q_V a celkovém tlaku p_c [9].

V tab. 4 jsou uvedeny hladiny měrných akustických výkonů rovnotlakých axiálních ventilátorů pro dvě rozmezí otáček.

Hladina zvuku vážená filtrem typu A otevřeného sání nebo výtlaku těchto ventilátorů ve vzdálenosti 1 m od obrysu je dle [9] podle vztahu

$$L_{Ad1o} = L_{PAp} - 16 \quad [\text{dB}], \quad (4.37)$$

a hladina zvuku vážená filtrem typu A v okolí ventilátorového soustrojí ve vzdálenosti 1 m od obrysu je průměrně dle [9] podle vztahu

$$L_{Ad1v} = L_{PAp} - 19 \quad [\text{dB}]. \quad (4.38)$$

Tab. 4 – Hladiny měrného akustického výkonu axiálních rovnotlakých ventilátorů, při maximální účinnosti [9].

n [min ⁻¹]	L_{PAS} [dB]	L_{PS} [dB] v oktávovém pásmu [Hz]							
		63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
500 až 960	24	8	9	21	19	21	17	12	5
1 460	25	8	9	13	22	21	17	12	5

Uvedené hodnoty platí opět pro provoz v oblasti chodu ventilátorů a maximální účinnosti. Hodnoty pro nižší účinnost jsou uvedeny v podnikových normách.

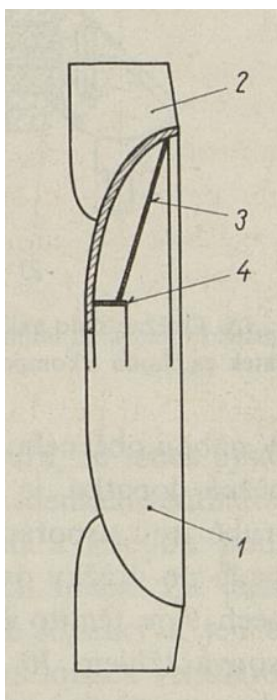
5 VENTILÁTORY V OSOBNÍCH A NÁKLADNÍCH VOZIDLECH

5.1 AXIÁLNÍ VENTILÁTORY

Axiální ventilátory jsou nejběžněji používaný typ ventilátorů pro větrání v osobních a nákladních vozidlech (klimatizace). Axiální ventilátory byly vůbec první elektrinou poháněné ventilátory na světě (v roce 1880 u větrných mlýnů) [8]. Pojmenovány jsou podle směru proudění vzduchu, který vytvářejí. Lopatky, které nasávají a vypouštějí vzduch, se otáčejí kolem své osy. Jsou vhodné pro ventilaci velkého objemu vzduchu. Axiální ventilátory zajišťují vysoký průtok vzduchu pod nízkým tlakem. Nyní si uvedeme konstrukci axiálních ventilátorů.

5.1.1 OBĚŽNÉ KOLO

Oběžné kolo je součástí, které je třeba při konstrukci věnovat pozornost po všech stránkách. Tato součást musí vyhovovat plně jak aerodynamickým požadavkům, tak i požadavkům pevnostním. 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, jsou otázky pevnostního namáhání neobyčejně důležité, mnohdy limitující.



Obrázek 10 – Oběžné kolo axiálního rovnotlakého ventilátoru obsahuje následující části:

1 – náboj; 2 – oběžné lopatky; 3,4 – výztuhy [9].

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

Náboj oběžného kola rovnotlakého ventilátoru má charakteristický tvar, jak je naznačeno na obr. 10. Tvar náboje 1 je určen gradientem tlaku, respektive gradientem meridiánové rychlosti v meridiánové rovině. Tuhost náboje zvyšují výztuhy 3 a 4. Výroba náboje je technologicky náročná. Náboje velikosti asi do 2800 mm se vyrábějí z ocelového plechu lisováním [6], 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 výsledku trhacích zkoušek menších kol, nebo provést nákladná tenzometrická měření napjatosti za rotace.

Oběžné lopatky 2 axiálních rovnotlakých ventilátorů se vyrábějí většinou z plechů. Tvar profilu lopatky je kruhový oblouk. Je ovšem možno použít i lopatku s profilem proměnné tloušťky. Tato alternativa se používá však 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 změnu aerodynamických parametrů velmi hospodárně, a to předřazeným regulačním ústrojím.

5.1.2 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 krut. 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 difuzoru. 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 [5].

Rozváděcí lopatky ventilátorů, které dopravují plyn bez abrazivních příměsí, jsou vyrobeny buď z ocelového plechu tvářením, nebo jsou odlity z oceli na odlitky a jsou k jádru a plášti rozváděcího ústrojí přivařeny. Ventilátory, které dopravují plyny s abrazivními příměsí, mají rozváděcí lopatky vyrobeny buď z oceli na odlitky, nebo ze šedé litiny, a jsou k jádru nebo k plášti rozváděcího ústrojí přišroubovány.

Pokud ventilátor je určen k dopravě plynů obsahujících abrazivní příměsí, například kouřové plyny, je nutno věnovat zvláštní pozornost volbě materiálu rozváděcích lopatek, pláště a jádra rozváděcího ústrojí. Dopravovaný plyn proudí rozváděcím ústrojím stejnou rychlostí jako v oběžném kole, a proto se abrazivní vlivy na součástech rozváděcího ústrojí projevují velmi výrazně. Životnost exponovaných dílů rozváděcího ústrojí je možno podstatně zvýšit volbou vhodného materiálu, například očkované litiny, abrazitu a podobně. Kromě lopatek je nejvíce vystaven abrazi plášť rozváděcího ústrojí. Opět je nutno při konstrukci pamatovat na jeho

snadnou vyměnitelnost, volit dostatečně tlustou stěnu a použít vhodný abrazivzdorný materiál, například abrazit. Součásti vyrobené z abrazitu mají přibližně dvojnásobnou životnost než součásti vyrobené z normální konstrukční oceli [9].

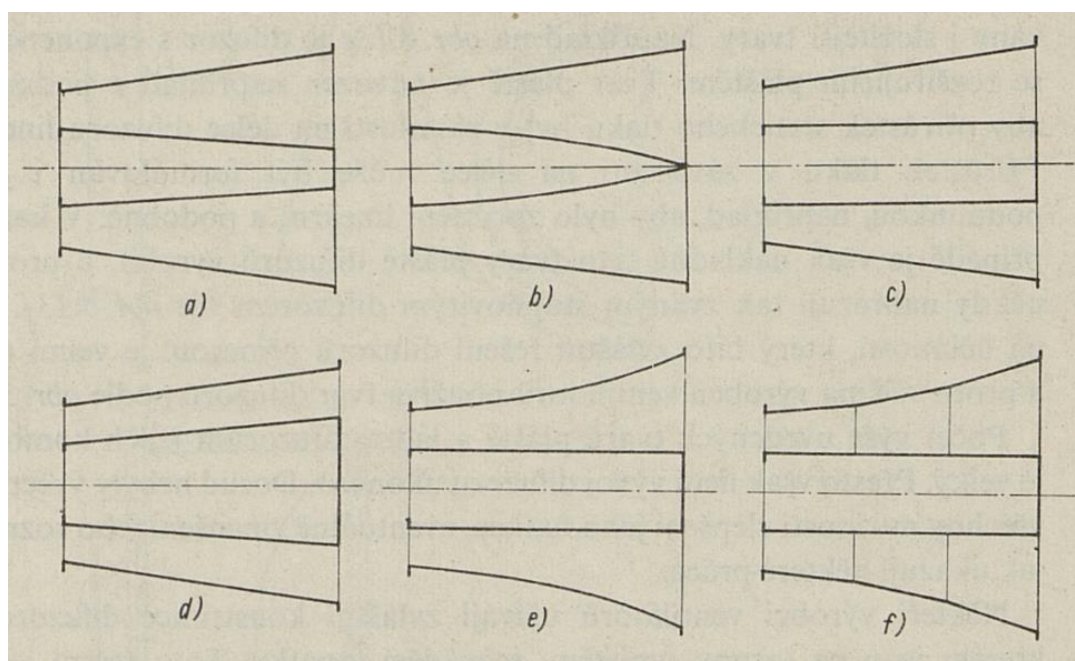
Dále však musíme upozornit na to, že odolnost různých vysokopevnostních ocelí a abrazivzdorných materiálů nesmí být přeceňována. Zásadní řešení tohoto problému je nutno vždy hledat v první řadě ve snížení obsahu abrazivních příměsí v plynu, tedy ve vyřešení spolehlivého odlučování těchto příměsí. Teprve v těch případech, kde ani při spolehlivé funkci předřazeného odlučovacího zařízení by nebyla životnost částí ventilátorů vyhovující, je nutno použít abrazivzdorné materiály. Tyto materiály jsou totiž jednak podstatně dražší, jednak je jejich zpracování nákladné, a dosažené výsledky často nejsou úměrné vynaloženému úsilí.

5.1.3 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 % [9] a u některých vysokotlakových ventilátorů i více z celkové plochy oběžného kola.

Tato součást procházela intenzivním vývojem, kde cílem těchto prací bylo dosažení co nejvyšší účinnosti přeměny rychlostní energie v tlakovou. Ačkoliv s difuzory bylo



Obrázek 11 – Schématické vyobrazení tvarů difuzorů [9].

vykonáno mnoho experimentálních prací, nejsou všechny výsledky přímo použitelné ke stavbě ventilátorů [9]. Je nutno předem vyloučit práce, které se zabývají zkoumáním vlastností samotného difuzoru bez uvažování vlivu lopatkových mříží, na které difuzor navazuje. Turbulence proudu vstupujícího do difuzoru značně ovlivňuje jeho funkci a účinnost. Proto se musí postupovat nanejvýš opatrně při aplikaci určitého typu difuzoru z jednoho typu ventilátoru na druhý.

Na obr. 11 je schematicky vyobrazeno několik tvarů difuzoru tak, jak je užívají různí výrobci ventilátorů. Difuzor s kuželově se rozšiřujícím pláštěm a kuželově se zužujícím jádrem je na obr. 11a. Tento typ zdánlivě dosahuje nejlepšího využití kinetické energie proudu plynu na vstupu do difuzoru při daném vnějším výstupním průměru. Ve většině případů se však odtrhne proud na jádru a v důsledku toho se zhorší účinnost difuzoru. Proudové poměry u jádra se nezlepší ani tehdy, použije-li se místo kuželového jádra jádro aerodynamického tvaru, viz obr. 11b. Nepatrná zlepšení, která se tímto tvarem jádra dosáhnou nejsou úměrná zvýšeným výrobním nákladům. Na obr. 11c je difuzor s kuželově se rozšiřujícím pláštěm a válcovým jádrem. Je to typ výrobně velmi jednoduchý, který dosahuje poměrně dobré účinnosti přeměny 78 až 85 % [5]. Difuzor s kuželově se rozšiřujícím pláštěm a jádrem je na obr. 11d. Tento typ difuzoru umožňuje podstatné zkrácení stavební délky při daném plošném rozšíření. Vnější výstupní průměr je však podstatně větší než u předcházejících typů. Aerodynamické síly působící na jádro difuzoru rovněž podstatně převyšují síly u předcházejících provedení.

Kromě těchto relativně jednoduchých provedení difuzorů jsou používány i složitější tvary. Například na obr. 11e je difuzor s exponenciálně se rozšiřujícím pláštěm. Tvar pláště je odvozen například z podmínky, aby přírůstek statického tlaku byl v závislosti na délce difuzoru lineární. Přírůstek tlaku v závislosti na délce může být formulován i jinou podmínkou, například aby bylo zpoždění lineární a podobně. V každém případě je však nákladné tyto tvary pláště difuzorů vyrobit, a proto se někdy nahrazují tak zvaným stupňovitým difuzorem dle obr. 11f. Zisk na účinnosti, který tato zvláštní řešení difuzorů přinesou, je velmi malý, a proto většina výrobců ventilátorů používá tvar difuzoru podle obr. 11c.

Počet výše uvedených tvarů pláště a jádra difuzorů a jejich kombinací je velký. Přesto však není vývoj difuzoru ukončen. Dosud nebyly vyčerpány všechny možnosti zlepšení jeho funkce, eventuálně zmenšení jeho rozměrů, jak ukazují některé práce [6].

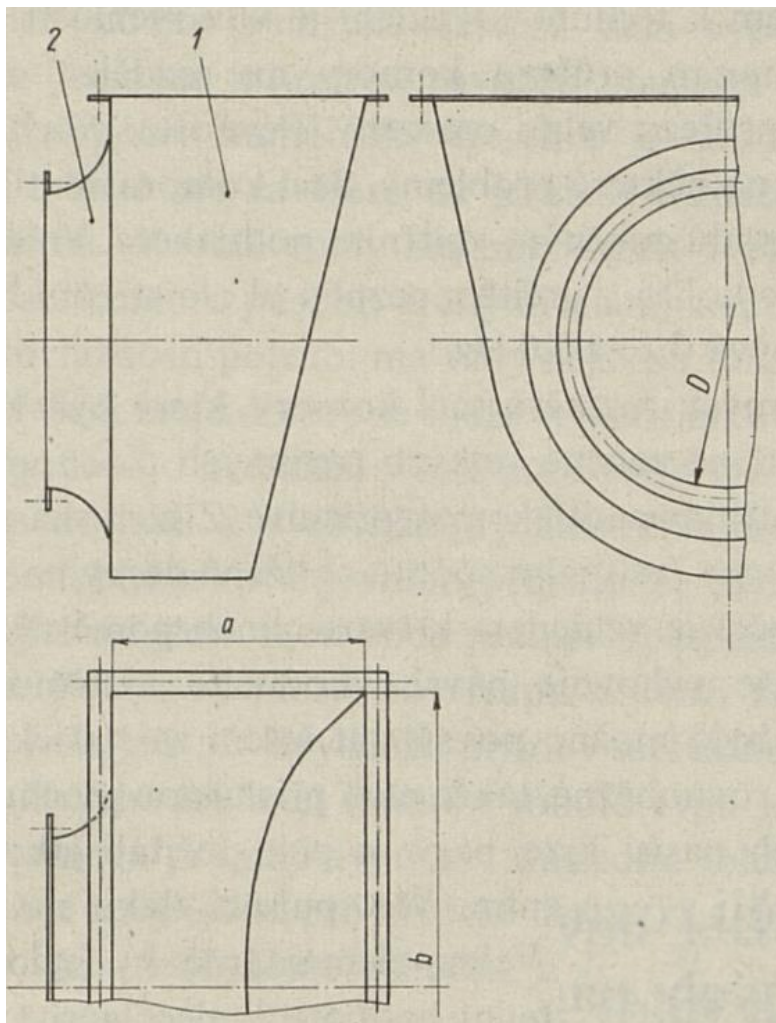
Dopravuje-li ventilátor plyny obsahující abrazivní příměsi, je nutno provést zesílení první pětiny pláště difuzoru. V této části se totiž projevuje abraze velmi výrazně.

5.1.4 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 % [9]. 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 (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.

Typické provedení svařované sací komory je na obr. 12. Skládá se z vlastní sací komory 1, která je vytvořena složením rovinných a válcových ploch a ze sacího ústí 2. Sací ústí je ohraničeno rotační plochou. Tvořící křivka této plochy bývá různá, například část kruhové oblouku, část paraboly a podobně. Ve vlastní sací komoře se mění směr proudění, kdežto v sacím ústí se proudění urychluje, v důsledku čehož se vyrovnávají v celém průřezu velikosti rychlosti a jejich směr.



Obrázek 12 – Svařovaná sací komora zahrnuje následující části:

1 – sací komora; 2 – sací ústí [9].

Jak je patrné z poměrných rozměrů sací komory, skládá se komora z relativně značně velkých rovinných ploch, pro které je zatížení kolísavým vnitřním podtlakem nepříznivé. Z hlediska pevnostního výpočtu lze tyto plochy řešit jako spojitě obtížené desky na okrajích podepřené. Takový výpočet je vzhledem k tvaru ploch poměrně obtížný a zdlouhavý. Praxi spíše vyhovuje návrh vhodného systému výztuh jednotlivých ploch. Aby bylo možno považovat řešení za staticky určité, volí se výztuhy nejčastěji rovnoběžné, takže nám příslušnou plochu rozdělí na několik rovnoběžných pásů. Tyto pásy se pak počítají jako nosník namáhaný

na ohyb spojitým obtížením. Vliv pulsací tlaku na kolísání napětí nelze jednoznačně vyjádřit. Velmi elementárně by bylo možno odvodit, že kolísání napětí okolo střední hodnoty bude úměrné kolísání podtlaku v komoře kol střední hodnoty [9]. To by platilo za předpokladu, že frekvence pulsace podtlaku je značně odlišná od frekvence rezonančního kmitání počítané stěny. Pokud se obě frekvence blíží, přestává výše uvedený předpoklad platit, neboť amplituda kmitu stěny již není úměrná amplitudě podtlaku, ale nabývá mnohonásobně větší hodnoty, v limitním případě se blíží tato hodnota nekonečnu. Vzhledem k tomu, že napětí je úměrné deformaci, může v tomto případě dojít k poruše stěny i při relativně malých pulsacích tlaku.

Přestože při návrhu nelze tato hlediska zahrnout do běžného výpočtu pro značnou složitost, lze přece jenom stanovit pro konstrukci určité směrnice. V první řadě je nutné volit nízké statické namáhání. Bezpečnost vztažená na pevnost materiálů by neměla být nižší než pětinašobek.

Pevnostní výpočet válcových ploch sací komory není obtížný, neboť válcový tvar z hlediska namáhání vnějším přetlakem je příznivější než rovinná plocha. Totéž platí i o sacím ústí, neboť jde o nerozvinutelnou plochu, která je sama o sobě dosti tuhá, takže ve většině případů nepotřebuje dalšího vyztužení.

Pokud je ventilátor určen k nasávání vzduchu z volného prostoru, nebývá vybaven sací komorou, ale pouze sacím ústím. Tvar sacího ústí je v tomto případě stejný jako se používá u sacího ústí sací komory. Důvodem je jednak snaha po maximálním snížení výrobních nákladů snížením počtu potřebných přípravků, ale i aerodynamickými důvody, protože rozdělení rychlosti je velmi podobné jako u provedení se sací komorou. Sací ústí se používá převážně u přetlakových ventilátorů, řidčeji u rovnotlakých. Je to dáno i charakterem použití obou typu [7].

5.2 RADIÁLNÍ VENTILÁTORY

První radiální ventilátor byl vynalezen v roce 1832 ruským armádním inženýrem generálem Alexanderem Sablukovem [7]. Radiální ventilátory fungují na jiném principu než ventilátory axiální. Základ radiálních ventilátorů tvoří oběžné kolo, kolem kterého je ve spirále umístěna sada lopatek. Při pohybu oběžného kola dochází k přesunu nasávaného vzduchu kolmo od hřídele z otvoru ve skříni ventilátoru.

Radiální ventilátory jsou oproti axiálním využívány v případech, kdy je potřeba zajistit vysoký průtok vzduchu pod vysokým tlakem. Využívají se v turbodmychadlech, které má za úkol přepřívání motoru, tedy zvyšování tlaku v pracovním prostoru v průběhu sání. Nyní si uvedeme konstrukci radiálních ventilátorů.

5.2.1 OBĚŽNÉ KOLO

Oběžná kola radiálních ventilátorů z hlediska konstrukčního provedení lze dělit podle těchto hledisek [7]:

- a) zakončení oběžných lopatek,
 - dopředu zahnuté lopatky,
 - radiálně ukončené lopatky,
 - dozadu zahnuté lopatky,
- b) tvar lopatek
 - profilové,
 - s konstantní tloušťkou,
- c) maximální celkový tlak
 - nízkotlaká,
 - středotlaká,
 - vysokotlaká,
- d) provedení oběžného kola
 - jednostranně sací,
 - oboustranně sací,
- e) způsob pohonu a umístění kola na hřídeli
 - napřímo (kolo přímo na čepu motoru),
 - na hřídeli ventilátoru (pohon přes pružnou spojku nebo převodové, ústrojí, např. řemenové, převodovou skříň apod.),
- f) smysl otáčení
 - levotočivá,
 - pravotočivá.

Podle výstupního úhlu lopatek oběžného kola rozeznáváme tyto druhy [7]:

- a) oběžná kola s lopatkami zahnutými dopředu s výstupním úhlem $B_2 > 90^\circ$,
- b) oběžná kola s lopatkami končícími radiálně s výstupním úhlem $B_2 = 90^\circ$,
- c) oběžná kola s lopatkami zahnutými dozadu s výstupním úhlem $B_2 < 90^\circ$.

Podle tvaru lopatek rozeznáváme lopatky profilové a lopatky s konstantní tloušťkou. Profilové lopatky se používají obvykle u větších velikostí oběžných kol s dozadu zahnutými lopatkami. Jejich výroba je nákladná, a proto se tyto lopatky používají pouze u ventilátorů s velkým příkonem a s vysokým ročním využitím. Lopatky se skládají ze stěn a výztuh z ocelového plechu a náběžné části, kterou může tvořit např. ocelová trubka nebo tyč. Jinak se profilové lopatky s výhodou používají u malých velikostí oběžných kol vyráběných litím z hliníkových slitin nebo plastických hmot. Lopatky konstantní tloušťky jsou nejrozšířenějším typem lopatek. Používají se u všech tří typů oběžných kol. Jejich výroba je ve srovnání s předešlým typem lopatek méně nákladná, protože tyto lopatky se lisují převážně z ocelového plechu.

Podle maximálního celkového tlaku se rozeznávají oběžná kola nízkotlaká, středotlaká a vysokotlaká. Pro jednotlivé oblasti se již vzhledem k vysoké technické nasycenosti ventilátorů ustálily určité charakteristické geometrické i aerodynamické parametry.

Provedení oběžných kol jednostranně a oboustranně sacích je vynuceno jak požadavky na aerodynamické parametry ventilátorů, tak také dispozičními požadavky na stavbě.

Smysl otáčení oběžného kola ventilátoru se určuje ze strany sání. Otáčí-li se oběžné kolo ve smyslu otáčení hodinových ručiček, jde o kolo pravotočivé, otáčí-li se oběžné kolo proti smyslu otáčení hodinových ručiček, jde o kolo levotočivé. U oboustranně sacích ventilátorů se určuje poloha ze strany sání odvrácené od pohonu.

Při konstrukci oběžného kola ventilátoru je nutno přihlédnout k těmto hlediskům [9]:

- průtok, tlak, účinnost (aerodynamické parametry ventilátoru),
- působení prostředí na použitý materiál oběžných kol (ocel, nerezavějící materiál, slitiny hliníku apod.),
- maximální teplota za provozu i za klidu ventilátoru,
- vlhkost; možnost zalepování kol,
- abrazivnost přímísenin v plynech (chemické vlastnosti, velikost a tvar zrn apod.),
- hlučnost,
- speciální požadavky.

Oběžná kola malých nízkotlakých ventilátorů bývají zhotovena lisováním z pásu plechu tak, že vylišované lopatky v pásu se stočí a vznikne věnec. Spojení věnce s diskem lze provést zalisováním, nebo svařováním bodovými svary. Jiná konstrukce řeší jednotlivé vylišované lopatky s okraji, které se provlečou nosným a krycím kotoučem a zahrnou se. Tento spoj se používá opět u malých lehkých ventilátorů určených zejména pro klimatizaci.

Některé lopatky mají na bocích umístěny čepy, které procházejí nosným a krycím kotoučem. Po sestavení oběžného kola se čepy roznýtují nebo přivaří k oběma kotoučům. Spojení lopatek ventilátorů pro vysoké teploty bývá nýtované. Lopatka je na obou koncích zahrnuta o 90°, tvoří jakési korýtko, a je přinýtována k nosnému a krycímu kotouči.

Kola radiálních ventilátorů pro velmi vysoké tlaky jsou úzká a konstrukčně řešena s ohledem na nepřístupnost při svařování nebo nýtování. U těchto kol se např. používá způsob, kdy lopatky jsou na nosný kotouč připevněny koutovým svarem a s krycím kotoučem jsou spojeny děrovými nebo bodovými svary.

Oběžná kola mohou být s nábojem svařena u malých a středních ventilátorů, nebo jsou zvlášť nasazena na náboj u středních a velkých ventilátorů. Spojení s nábojem bývá buď rozebíratelné – šroubové, nebo nerozebíratelné – nýtované apod. [9].

Náboje oběžných kol mohou být zhotoveny jako výlisky z plechu, obrobky z válcovaného materiálu, svařence z hutního materiálu, výkovky z oceli, odlitky z litiny, oceli, speciálních materiálů, popř. u velmi malých oběžných kol z plastických hmot.

Vylišované středy se používají pro lehká provedení ventilátorů, kde systém prolisů zpevňuje náboj. Někdy bývá střed zdvojen. Středy z válcovaného materiálu se zhotovují většinou obráběním z tyčového materiálu a používají se pro lehké a střední ventilátory.

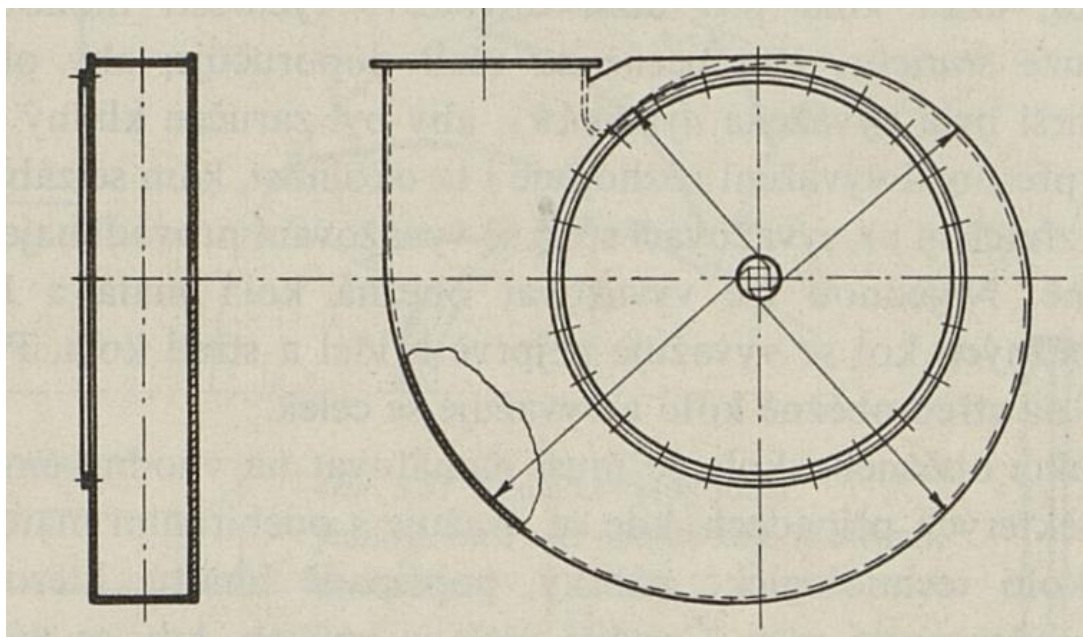
Pro střední a velké ventilátory jsou středy zhotoveny z litého materiálu, např. litiny nebo z oceli na odlitky. Střed spojuje oběžné kolo s hřídelem. Spojení je většinou perem, nebo klínem, jindy bývají spojení nalisována s přesahem, aby mohl být přenášén krouticí moment třením, a to zejména tam, kde drážka pro klín, popř. pero, by zeslabila hřídel, např. trubkový.

Malá, lehká, úzká kola pro nižší obvodové rychlosti mohou být vyvážena pouze staticky. Všeobecně se však doporučuje, aby oběžná kola větší a širší byla vyvážena dynamicky, aby byl zaručen klidný chod. O způsobu a přesnosti vyvážení rozhoduje i ta okolnost, kam se zabuduje ventilátor. Se zřetelem na vyvažovací stroj se vyvažování provádí najednou nebo postupně. Najednou lze vyvažovat oběžná kola malá a lehká. U velkých oběžných kol se vyvažuje nejprve hřídel a střed kola. Potom se namontuje na střed oběžné kolo a vyvažuje se celek.

5.2.2 SPIRÁLNÍ SKŘÍŇ

Z různých uspořádání spirální skříně nalezly širokého uplatnění spirální skříně s paralelními bočnicemi zhotovená z plechu a spirální skříně s kruhovým průřezem difuzorové části, zhotovená z hliníkových slitin nebo z plastických hmot [5].

Spirální skříně s paralelními bočnicemi (obr. 13) tvoří dvě bočnice a obvodový plech přibližně ve tvaru logaritmické spirály, kterou je možno účelně nahradit kruhovými oblouky, jejichž středy jsou umístěny v blízkosti středu skříně, kterým prochází osa rotace oběžného kola.



Obrázek 13 – Spirální skříně s paralelními bočnicemi. Tvar logaritmické spirály s náhradou kruhovými oblouky [9].

U lehkých ventilátorů, které se používají v klimatizaci, popř. místním větrání pro dopravu vzduchu při normální teplotě, používá se pro spojení bočnic spirálních skříní a obvodového plechu lemových spojů. Po sestavení jednotlivých dílů kotouče se zalisuje lemový spoj. V některých případech se používá ještě zajištění bodovými svary.

Malé vysokotlaké ventilátory o značném počtu otáček mají často lité spirální skříně. Ventilátory se uplatňují v různých oborech, např. k odsávání zplodin při svařování, k dmýchání vzduchu do kovářských výhní apod.

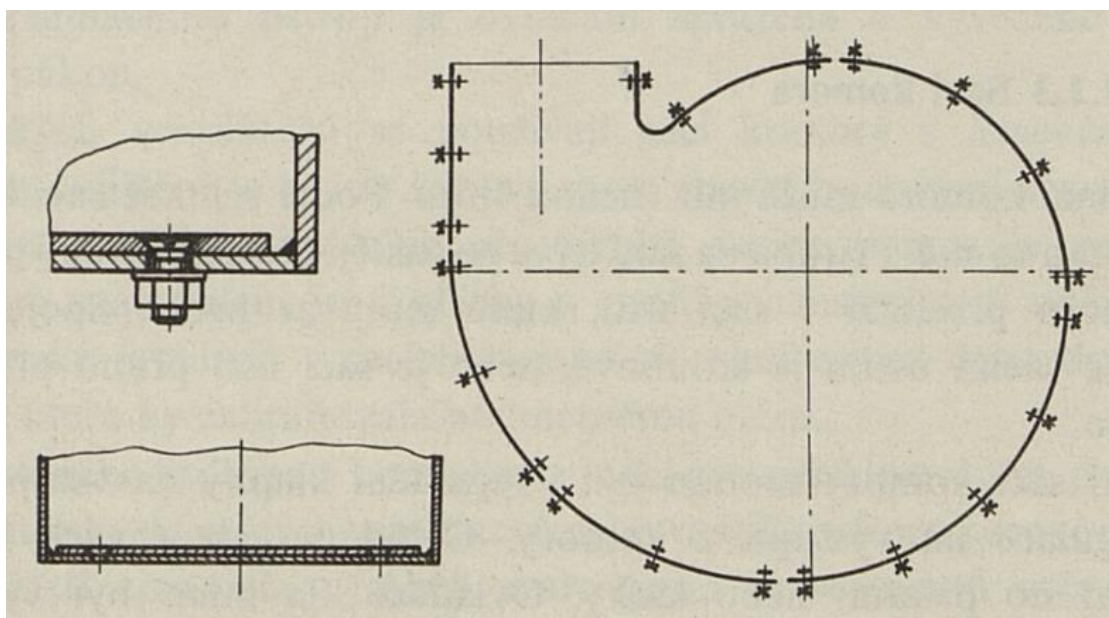
Nejvíce používaná technologie při výrobě spirálních skříní je svařování. Základním materiálem jsou plechy a profilový materiál. Velké spirální skříně se dělí, vyztužují apod.

Zejména u vysokotlakých ventilátorů, kde jsou velké tlaky, musí být bočnice, popřípadě sací ústí vyztuženy tak, aby při provozu ventilátoru nedocházelo v důsledku podtlaku k nežádoucímu styku sacího ústí a kola v zámku.

Větší spirální skříně, kde jsou vyšší tlaky a teploty, bývají vyztuženy profilovým materiálem. Spirální skříň ventilátorů pro vyšší teploty bývá v některých případech izolována, aby teplo vedením a sáláním nepřecházelo do okolí a ložisek. Z těchto důvodů jsou na spirální skříně přivařeny ocelové dráty nebo tyče, které připevňují izolaci.

Materiálem spirálních skříní bývá většinou konstrukční ocel. Tam, kde jde o agresivní prostředí je spirální skříň zhotovena z nerezavějícího materiálu u všech dílů, které přicházejí do styku s agresivními plyny. Někdy se skříně v této části pogumovávají, aby se předešlo nežádoucí korozi v agresivním prostředí [9].

Tam, kde se vyskytuje prašné prostředí, kde by mohl nastávat otěr, je spirální skříň vyložena pancérováním, tj. deskami, které jsou vystaveny nadměrnému otěru a je možné je vyměnit. Spojení desek se spirální skříní bývá většinou šroubové (obr. 14). Desky jsou zhotoveny z plechu u menších ventilátorů, nebo jsou odlity u větších ventilátorů.



Obrázek 14 – Pancérování spirální skříně určené pro abrazivní prostředí [9].

Výtlač je většinou obdélníkový nebo čtvercový. Příruby na sání a výtlaču bývají zhotoveny z ploché oceli a opatřeny řadou otvorů, které slouží k připevnění na návazné potrubí. Spojení s potrubím bývá přes kompenzátory, které zabraňují přenosu chvění do potrubí, vyrovnávají tepelné i délkové odchylky. Návazné potrubí nesmí v žádném případě být zavěšeno na vlastní spirální skříně. U výtlačného otvoru přechází spirální skříň v jazyk, který může být rovnoběžný s hranou příruby nebo mimoběžný podle typu ventilátoru.

Spirální skříně pro kontrolu v provozu, provozní dovyvážení oběžného kola, popř. vyčištění skříně od nežádoucích příměsí za klidu ventilátoru, mají na bočnicích nebo obvodovém plechu spirály kontrolní a revizní otvor. Otvorem je možné též sledovat velikost opotřebení oběžného kola.

U jednostranně sacích ventilátorů má spirální skříň na jedné straně sací otvor, popř. sací ústí a na druhé straně otvor, kterým prochází hřídel, a kde bývá umístěna ucpávka (plechová, labyrintová, plynotěsná, nevýbušná apod.).

Tam, kde vzniká nebezpečí vniknutí kondenzátu, např. vody do spirální skříně, musí mít spirální skříň v nejnižším místě odvodnění, tj. otvor se zátkou, kterým lze nežádoucí vodu vypustit.

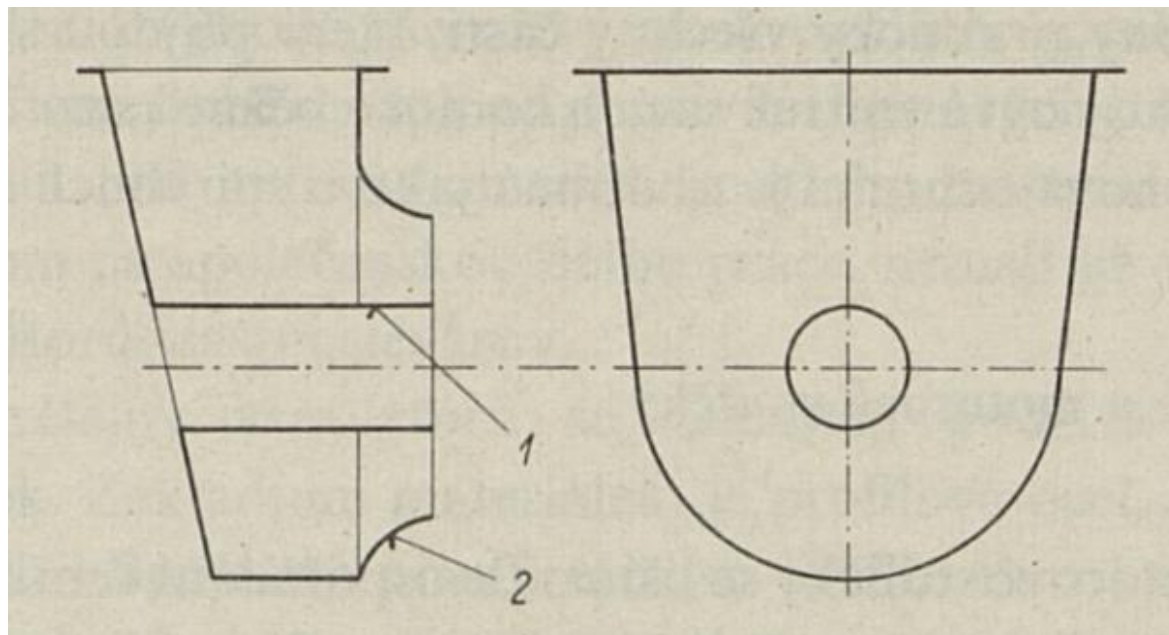
5.2.3 SACÍ KOMORA

Sací komora může mít různou šířku. Podle toho se sací komory dělí na úzké a široké. Příruba na sání bývá nejčastěji obdélníkového průřezu. Sací komora přechází v sací ústí, které má tvar hrdla. Spojení sací komory se sacím ústím je šroubové, nebo je sací ústí přímo přivařeno na komoru.

Součástí sací komory mohou být i regulační klapky na vstupu nebo osová regulace na výstupu z komory. Ovládání jednotlivých lopatek bývá spřaženo pákami nebo lanky. Ovládací síla může být vyvozena ručně pákou, kolečkem apod., nebo servopohonem, např. elektrickým, hydraulickým, pneumatickým atd. [9].

Větší sací komory jsou opatřeny kontrolními a revizními otvory.

Ventilátory pro vyšší teploty a plyny s abrazivními přímíseninami mají v sací komoře umístěnou chladicí trubku (obr. 15). Chladicí trubka zabraňuje otěru hřídele a přivádí chladný vzduch k hřídeli ventilátoru. Spojení chladicí trubky se sací komorou bývá šroubové. U ventilátorů, kde není třeba používat chladicí trubku, je v místě, kde prochází hřídel sací komorou, ucpávka. U nevýbušných ventilátorů musí být ucpávka z materiálu, který zabraňuje vzniku mechanické jiskry. Používá se hliníku, plastických hmot apod.



Obrázek 15 – Sací komora s chladicí trubkou obsahuje následující části:

1 – chladicí trubka; 2 – sací hrdlo [9].

Větší sací komory bývají děleny na dva i více dílů a vyztuženy profilovým materiálem. Komory ventilátorů pro vysoké teploty bývají často izolovány. Z těchto důvodů jsou na sacích komorách přivařeny ocelové dráty nebo tyče, které slouží k připevnění tepelné izolace.

U oboustranně sacích ventilátorů jsou vždy dvě sací komory. V případě použití regulačního ústrojí je ovládání spřaženo a vyvedeno jednou ovládací pákou.

U lehkých ventilátorů se používají sací komory s lemovými spoji. Z důvodu pojištění se někdy lemové spoje zpevní bodovými svary.

Nejpoužívanější technologie při výrobě sacích komor je svařování. Základním materiálem jsou plechy a profilový materiál. S ohledem na značně nízké rychlosti v sacích komorách není nutno dělat druhořadá opatření, která by zabráňovala nadměrnému otěru.

Sací ústí nebo hrdlo sací komory se vyrábí převážně lisováním, popřípadě kovotlačitelsky [9]. U velkých ventilátorů nebo ventilátorů pro kusové dodávky se tyto části zpravidla vyrábějí svařováním ze segmentů vylisovaných z tlustšího plechu.

V praxi se používá několik poloh sacích komor. U oboustranně sacích ventilátorů může mít každá ze dvou sacích komor jinou polohu. Polohy sacích komor se určují ze strany sání odvrácené od pohonu.

Upevnění sacích komor bývá patkami a podpěrami. Komory jsou opatřeny závěsnými oky z důvodů montáže a demontáže. Na sací komory nesmí být přenášeno druhořadé zatížení od navazujícího potrubí. Spojení s potrubím je prostřednictvím dilatací, které zamezují přenosu chvění a hluku, vyrovnávají rozdíly montážní i tepelné.

Materiálem pro výrobu sacích komor bývá zpravidla konstrukční ocel [5]. Ve speciálních případech, kde jde o agresivní prostředí, jsou z nerezavějícího materiálu zhotoveny prakticky všechny části, které přijdou s tímto prostředím do styku. Někdy bývá vnitřek sacích komor z běžné konstrukční oceli pogumován. Povrchová ochrana je obdobná jako u spirálních skříní.

ZÁVĚR

V osobních a nákladních vozidlech jsou nejpoužívanějším typem ventilátorů ventilátory axiální. Dále se využívají radiální kompresory v turbodmychadlech. Zmíněné ventilátory a kompresory se i nadále budou používat pro budoucí osobní a nákladní vozidla, axiální ventilátory v klimatizacích a radiální kompresory v turbodmychadlech, když jde o vozidla se spalovacím motorem. U elektromotorů v osobních a nákladních vozidlech budou v budoucnu potřeba jen ventilátory axiální do klimatizací.

Hluk z ventilátorů je hlavním zdrojem zvuku z vzduchotechnických zařízení. Hluk je nežádoucí zvuk, který znečišťuje ovzduší, a když jeho hodnota přesahuje 85 dB, tak bychom si při delším poslechu mohli poškodit náš sluchový aparát. Cesty pro snížení hluku ventilátoru, přesněji řečeno pro snížení vlivu hluku ventilátoru na jeho okolí, jsou v zásadě dvojího druhu, a to snížení hluku samotného ventilátoru a omezení možnosti šíření hluku ventilátoru do jeho okolí. Zamezení šíření hluku do okolí ze skříně ventilátoru je možno provést buď zesílením stěn, nebo zvýšením neprůzvučnosti stěn obkladem zvukovou izolací. Druhým způsob zamezení šíření hluku ze skříně je kryt, vyložený vhodným materiálem pohlcujícím zvuk, který snížením hladin akustického tlaku uvnitř krytu zvýší stupeň vzduchové neprůzvučnosti. Hluk lze počítat pouze s omezenou přesností. K žádnému experimentálnímu měření v této práci nedošlo a nemůžeme tedy modely s ničím porovnávat.

Specifická hlučnost axiálních ventilátorů se neliší podstatně od specifické hlučnosti ventilátorů radiálních. Při daných parametrech Q_V a p_c , budou tedy i hladiny hluku těchto typů nepříliš odlišné. Rozdíly bývají řádově v rozmezí 10 dB [9].

Posuzujeme-li axiální ventilátory z hlediska konstrukčního provedení, je nutno říci, že vynikají, ve srovnání s ostatními typy ventilátorů ekvivalentních provozních vlastností, velkou jednoduchostí, malými rozměry a nízkou hmotností. Mají konstrukčně jednoduchou regulaci, jednoduché oběžné kolo s pevně přivařenými oběžnými lopatkami. Celá konstrukce je uzpůsobena tak, aby umožnila snadnou a rychlou výměnu částí ventilátoru, u nichž je největší pravděpodobnost opotřebení nebo poškození. Konstrukční jednoduchost axiálních ventilátorů je jedním ze základních předpokladů jejich provozní spolehlivosti a bezpečnosti. Na tyto vlastnosti mají samozřejmě vliv i jiné faktory. Totéž platí i o nárocích na údržbu. Minimální počet poruchových míst a snadná vyměnitelnost dílů snižují nároky na údržbu axiálních ventilátorů.

Přínosem pro tuto práci by byla experimentální část, kde bychom mohli porovnat výpočtové modely s naměřenými hodnotami hluku. Dále také praktické přezkoumání umístění ventilátorů ve vozidlech.

Následná práce by měla obsahovat navíc přímé měření celkového hluku v osobních a nákladních vozidlech a porovnání hluku z ventilátorů s ostatním hlukem vytvořeným vozidlem.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SMETANA, Ctírad. Hluk a vibrace. Praha: Sdělovací technika, 1998. ISBN 80-901936-2-5.
- [2] DE SILVA, Clarence W. Vibration and Shock Handbook. Boca Raton: CRC Press, Taylor & Francis, 2005. ISBN 978-0-8493-1580-0.
- [3] NGUYEN-SCHÄFER, Hung. Aero and Vibroacoustics of Automotive Turbochargers. Berlin: Springer-Verlag, 2013. ISBN 978-3-642-35069-6.
- [4] ALENIUS, Emma. CFD of Duck Acoustics for Turbocharger Applications. Stockholm, 2010. Licentiate Thesis. Royal Institute of Technology.
- [5] ECK, Bruno. *Ventilatoren*. 6. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2003. ISBN 978-3-540-44058-1.
- [6] WALLIS, R. A. *Axial Flow Fans*. 1. London: Academic Press, 1961. ISBN 9781483227849.
- [7] ECKERT, Bruno a Erwin SCHNELL. *Axial- und Radialkompressoren*. 2. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1961. ISBN 978-3-642-80544-8.
- [8] HARLOCK, J. H. *Axial Flow Turbines: Fluid Mechanics and Thermodynamics*. 4. London: Krieger Pub Co, 1973. ISBN 978-0882750972.
- [9] ČERMÁK, Jan. Ventilátory. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1974.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

d_2	[m]	Průměr oběžného kola ventilátoru
f	[Hz]	Frekvence otáčení oběžného kola ventilátoru
f_k	[Hz]	Frekvence
f_L	[Hz]	frekvence
K	[-]	Konstanta
k	[-]	Řád harmonické složky
l	[m]	Délka
L_{Ad1o}	[dB]	Hladina zvuku
L_{Ad1v}	[dB]	Hladina zvuku
L_P	[dB]	Hladina akustického výkonu
L_{PAp}	[dB]	Hladina měrného akustického výkonu
L_{PA_s}	[dB]	Hladina měrného akustického výkonu
L_{Pp}	[dB]	Hladina měrného akustického výkonu
L_{Ps}	[dB]	Hladina měrného akustického výkonu
n	[ot·min ⁻¹]	Otáčky oběžného kola ventilátoru
P	[W]	Akustický výkon
p	[Pa]	Přetlak
p_c	[Pa]	Celkový tlak ventilátoru
P_{mw}	[W]	Výkon pohonu ventilátoru
P_V	[W]	Vzduchový výkon
Q_V	[m ³ ·s ⁻¹]	Objemový průtok
RNA		Radiální nízkotlakové ventilátory
RSA		Radiální středotlakové ventilátory
RVD		Radiální vysokotlakové ventilátory
S	[m ²]	Plocha
u_2	[m·s ⁻¹]	Obvodová rychlost oběžného kola ventilátoru
z_r	[-]	Počet lopatek oběžného kola ventilátoru
η_c	[%]	Celková účinnost
τ	[s]	Čas