



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta aplikované informatiky

Disertační práce

Výzkum akustických vlastností vybraných prvků vzduchotechnických systémů

**Research of Acoustic Properties of Selected Elements
of HVAC Systems**

Autor: **Ing. Pavel Drábek**
Studijní program: Inženýrská informatika (P3902)
Obor: Automatické řízení a informatika (3902V037)
Školitel: prof. Ing. Roman Prokop, CSc.
Konzultant: Ing. Martin Zálešák, CSc.

Zlín, listopad 2020

© Pavel Drábek

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, edice **Doctoral Thesis**, 2020.

Klíčová slova: *snižování hluku, tlumič hluku, vlastní hluk, tlaková ztráta, výpočetní aeroakustika, CAA, LES, SBES*

Key words: *noise reduction, air duct noise silencer, regenerated noise, pressure drop, computational aero-acoustics, CAA, LES, SBES*

Tato disertační práce je dostupná v Knihovně Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně.

„If you want to find the secrets of the universe, think in terms of energy, frequency and vibration.“

Nikola Tesla

Rád bych touto cestou vyjádřil poděkování svému školiteli prof. Ing. Romanu Prokopovi, CSc. za jeho cenné rady a vstřícnost při odborných konzultacích. Rovněž bych chtěl poděkovat konzultantovi a vedoucímu v jedné osobě Ing. Martinu Zálešákovi, CSc., který svými vizionářskými a kritickými pohledy částečně utvářel mou profesní kariéru. Dále bych rád poděkoval svým kolegům Stanislavu Sehnálkovi a Janu Skovajsovi za vytvoření fungujícího výzkumného týmu a přátelského pracovního prostředí. Velké díky patří Pavlovi Stokláskovi za pomoc při návrhu a výrobě variant nátrubků využitých v experimentální části této práce. Dále děkuji Aleši Mizerovi za poskytnuté rady a laboratorní zázemí. Děkuji také Martině Hrbáčkové za jazykovou korekturu textu.

Na tomto místě bych ještě rád poděkoval všem, co mi byli za dobu mého studia oporou, především svým rodičům a bráchovi. Poděkování největší patří mé přítelkyni Nikole za pochopení, povzbuzení a především za důvěru.

ABSTRAKT

Předmětná práce je orientována do problematiky vzduchotechnických systémů se zaměřením na prvky instalovaných do potrubní sítě za účelem snížení přenosu hluku do vnitřního i vnějšího chráněného prostředí budov. Práce se zabývá možnostmi stanovení vlivu vzájemné interakce hydraulických a akustických parametrů, konkrétně ve vztahu k množství generovaného vlastního hluku. Pro stanovení této interakce posloužil kulisový potrubní tlumič hluku, kde byly testovány různé geometrické varianty středového jádra. Zvolené řešení se opírá o existující metody numerické simulace akustických polí generovaných prouděním tekutiny, jejíž výstupy jsou komparovány s experimentálně získanými daty. Veškeré dílčí kroky vedoucí ke splnění vytyčených cílů jsou v práci diskutovány.

ABSTRACT

This doctoral thesis is focused on the elements of HVAC systems that are installed in the pipeline network in order to reduce the transmission of noise to the indoor and outdoor space. The work deals with the possibilities of determining the influence of the mutual interaction of hydraulic and acoustic parameters, specifically in relation to the amount of regenerated noise. To determine this interaction, a round silencer was used, where various geometric variants of the central core were tested. The solution is based on existing computational aeroacoustics methods, and the outputs from the numerical simulation are compared with experimentally obtained data. All partial steps leading to the fulfilment of the set goals are discussed in work.

OBSAH

SEZNAM OBRÁZKŮ	5
SEZNAM TABULEK	8
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	9
1 ÚVOD	12
2 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY	13
2.1 VLIV VIBRACÍ A HLUKU NA LIDSKÝ ORGANISMUS	14
2.1.1 Hluk jako zdroj rušivosti	15
2.1.2 Následky působení hluku	16
2.1.3 Ochrana proti hluku	17
2.2 ZDROJE ZVUKU	18
2.2.1 Matematický popis šíření zvuku v potrubní síti	19
2.2.2 Klasifikace zdroje zvuku	24
2.2.3 Monopól	25
2.2.4 Dipól	28
2.2.5 Kvadrupól	29
2.3 AERODYNAMICKÉ ZDROJE ZVUKU	30
2.3.1 Hluk při obtékání těles	34
2.4 VÝPOČETNÍ AEROAKUSTIKA	36
2.4.1 Konceptuální přístupy	38
2.4.2 DNS	39
2.4.3 LES	40
2.4.4 RANS-LES	42
2.4.5 Požadavky na výpočetní síť	45
2.4.6 Zpracování signálu z CAA	46
2.5 ZPŮSOBY KONTROLY HLUKU Z VZT SYSTÉMŮ A PROTIHLUKOVÁ OPATŘENÍ	46
2.5.1 Strategie vedoucí ke snížení hluku z VZT systémů	50
2.6 PRVKY SNIŽUJÍCÍ HLUK VE VZT SYSTÉMECH	52
2.6.1 Základní filozofie útlumu zvuku v tlumičích hluku	52
2.6.2 Vývoj experimentálně měřicích metod a zařízení	55

2.6.3	Současné řešení tlumičů hluku.....	57
2.6.4	Vlastní hluk VZT prvků	59
2.6.5	Experimentální možnosti stanovení vlastního hluku.....	63
3	CÍLE PRÁCE	65
4	ZVOLENÉ METODY ZPRACOVÁNÍ	66
4.1	VÝBĚR POTRUBNÍHO TLUMIČE HLUKU A VARIANTY STŘEDOVÉHO JÁ- DRA	66
4.2	NÁVRH EXPERIMENTÁLNÍ TRATĚ PRO STANOVENÍ VLASTNÍHO HLUKU V POTRUBÍ.....	70
4.3	METODIKA CAA PRO PŘÍPAD TURBULENTNÍHO NESTACIONÁRNÍHO PROUDĚNÍ V UZAVŘENÝCH PROFILECH	76
4.3.1	Tvorba modelu	76
4.3.2	Dimenzování a analýza výpočetní sítě	78
4.3.3	Numerický přístup řešení	81
4.3.4	Generátor journálů	86
4.3.5	Post-processing a analýza akustického signálu z CAA	87
5	Hlavní výsledky práce	88
5.1	EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ TLAKOVÉ ZTRÁTY A VLASTNÍHO HLUKU	88
5.2	NUMERICKÉ ŘEŠENÍ CFD A CAA.....	93
5.2.1	Komparace typů výpočetní sítě pro CAA.....	93
5.2.2	Vypočtená tlaková a rychlostní pole.....	95
5.2.3	Validace CAA s experimentálně získanými daty.....	97
6	DISKUSE DOSAŽENÝCH VÝSLEDKŮ	103
6.1	STANOVENÍ VLIVU TLAKOVÉ ZTRÁTY NA HODNOTU VLASTNÍHO HLUKU	105
7	PŘÍNOS PRÁCE PRO VĚDU A PRAXI	107
8	ZÁVĚR.....	108
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	111
	SEZNAM PUBLIKACÍ A TVŮRČÍ ČINNOSTI AUTORA	119
	ŽIVOTOPIS	123
	SEZNAM PŘÍLOH	127

SEZNAM OBRÁZKŮ

2.1	Působení hluku na lidský organismus [6].	17
2.2	Definice geometrie potrubní sítě [36].	19
2.3	Vyzařovací diagram pro monopólový zdroj zvuku	26
2.4	Vyzařovací diagram pro dipólový zdroj zvuku	28
2.5	Vyzařovací diagram pro kvadrupólový zdroj zvuku (podélný a laterální)	29
2.6	Zdroje zvuku při proudění tekutiny včetně vyzařovacího charakteru (a. monopól, b. dipól, c. kvadrupól)	32
2.7	Válcový element vřazený do proudu [36].	34
2.8	Střídavé síly působící na válcový element v proudu ve směru kolmém na tok [50].	35
2.9	Směrovost vyzařování akustické energie při obtékání válcového elementu [36].	37
2.10	Ukázka principu CAA pro modelování vzniku a šíření akustického vlnění nad kavitou [49].	38
2.11	Princip modelování turbulentního toku pomocí LES [2].	41
2.12	Struktura vírů v blízkosti stěn v závislosti na Re [49].	41
2.13	RANS-LES zónový přístup [49].	43
2.14	Ukázka zónového přístupu modelu ELES/ZLES [2].	44
2.15	Frekvenční rozsahy částí VZT systémů [4].	47
2.16	Cesty přenosu hluku z VZT systému A-konstrukcí, B-vzdušným prostředím, C-potrubním systémem [7].	48
2.17	Konfigurace experimentální tratě použité v [31].	56
2.18	Současné řešení absorpčních typů tlumičů hluku (a) kulisový, (b) s jádrem, (c) rohový, (d) rozdělový [7].	57
2.19	Zjednodušené schéma nízkofrekvenčního „drum-like“ tlumiče [23].	58
2.20	Zjednodušené schéma nízkofrekvenčního „flute-like“ tlumiče [43].	59
2.21	Ukázka možné konfigurace pro měření vlastního hluku VZT prvků se zařazenou dovukovou komorou.	64
4.1	Fotografie kulisového potrubního tlumiče hluku GDE 200.	67

4.2	Varianty nátrubků na středové jádro tlumiče hluku (a - original, b - válcový, c - sférický, d - protáhlý).	68
4.3	Vyrobené varianty nátrubků (a - original, b - válcový, c - sférický, d - protáhlý).	69
4.4	Schéma konfigurace potrubní tratě s otevřenými konci pro měření vlastního hluku VZT prvků.	71
4.5	Trať pro měření vlastního hluku v potrubí (render).	72
4.6	Snímky tratě pro měření vlastního hluku v potrubí v LTP.	75
4.7	Varianty 2D modelu pro originální kónické řešení tlumiče (a - s perforací, b - rovné plochy).	77
4.8	Render řezů 3D modelů (a - original, b - válcový, c - sférický, d - kruhový).	78
4.9	Rozložení hodnot stěnové funkce Y^+ na povrchu středového jádra.	80
4.10	Ukázka objemové sítě pro originální variantu vč. detailu na mezní vrstvu.	81
4.11	Fáze CAA - přechod ze stacionární do nestacionárního typu numerické simulace.	82
4.12	Hlavní obrazovka generátoru journalů pro 2D řešení.	86
5.1	Legenda pro užité zkratky tvarových variant středového jádra.	88
5.2	Vložný útlum pro variantu s/bez středového jádra.	89
5.3	Tlaková ztráta pro různé tvarové varianty středového jádra.	90
5.4	Zlepšení tlakové ztráty jednotlivých variant vůči Rct-Rct.	91
5.5	Celkové hodnoty hladin akustického výkonu vlastního hluku pro různé rychlosti proudění.	92
5.6	Zlepšení celkové hladiny akustického výkonu vlastního hluku jednotlivých variant vůči Rct-Rct.	92
5.7	Frekvenční průběh hladin akustického výkonu vlastního hluku pro 5 ms^{-1}	93
5.8	Kontury rychlosti a tlaku pro různé typy výpočetní sítě.	94
5.9	Průběhy hladin akustického tlaku pro různé typ 2D prostoru a výpočetní sítě.	95

5.10	Kontury hodnot statického tlaku v řezu osy symetrie pro jednotlivé varianty středového jádra.	96
5.11	Kontury absolutních hodnot rychlostí v řezu osy symetrie pro jednotlivé varianty středového jádra.	97
5.12	Zobrazení vírových cest turbulentního proudu vzduchu v řezu osy symetrie pro jednotlivé varianty středového jádra.	98
5.13	Místa vzniku zvuku na povrchu středového jádra pro rychlost proudění na vstupu 10 ms^{-1}	99
5.14	Komparace vírových regionů pro originální a válcovou variantu pro rychlost proudění na vstupu 10 ms^{-1}	99
5.15	Frekvenční průběhy hladin akustického tlaku pro jednotlivé přístupy řešení (originální varianta).	101
5.16	Frekvenční průběhy hladin akustického tlaku pro jednotlivé přístupy řešení (válcová varianta).	102
6.1	Vliv součinitele tlakové ztráty tělesa na celkovou hladinu akustického výkonu vlastního hluku pro jednotlivé rychlosti proudění.	106

SEZNAM TABULEK

4.1	Základní vstupní informace pro 2D mesh sensitivity analysis proces.	79
4.2	Parametry výpočetních 2D a 3D sítí.	81
4.3	Základní nastavení řešiče pro nestacionární části 2D CAA. . .	83
4.4	Základní nastavení řešiče pro nestacionární části 3D CAA. . .	84
4.5	Hardware parametry použitých výpočetních stanic.	85
5.1	Vypočtené maximální a průměrné rychlosti ve fluidní doméně pro danou vstupní rychlost v_{inlet}	100

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

ABS	Acrylonitrile Butadiene Styrene
ANSI	The American National Standards Institute
ASHRAE	The American Society of Heating, Refrigerating and AC Engineers
CAA	Computational Aero-Acoustics
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFL	Courant–Friedrichs–Lewy
CIBSE	The Chartered Institution of Building Services Engineers
DDES	Delayed Detached Eddy Simulation
DES	Detached Eddy Simulation
DFT	Discrete Fourier Transform
DNS	Direct Numerical Simulation
ELES	Embedded LES
FFT	Fast Fourier Transform
FW-H	Ffowcs-Williams & Hawking
HC	Herschel-Quincky
HVAC	Heating, ventilation and air conditioning
LES	Large Eddy Simulation
LTP	Laboratoř techniky prostředí
MDK	Multidýzová komora
MKO	Metoda konečných objemů
MKP	Metoda konečných prvků
RANS	Reynolds-Averaged Navier–Stokes
SAS	Scale-Adaptive Simulation
SBES	Stress-Blended Eddy Simulation
SCDM	SpaceClaim Direct Modeler
SDES	Shielded Detached Eddy Simulation
SGS	Subgrid-Scale
SNGR	Stochastic Noise Generation and Radiation
SRS	Scale Resolving
TUI	Text User Interface

VZT	Vzduchotechnický systém
WALE	Wall-Adapting Local Eddy-viscosity
WMLES	Wall Modeled LES
ZLES	Zonal LES

Symbol	Jednotka	Název
a	ms^{-2}	zrychlení
A	Pa	amplituda akustického tlaku
A_k	-	integrační konstanta
B	dB	konstanta tlumiče
c	ms^{-1}	rychlost zvuku
C	dB	korekce frekvenční charakteristiky
$\cos\varphi$	-	fázový posun
d	m	průměr válcového elementu
d_k	m	charakteristický rozměr tělesa
D_a	dB	útlum šíření po délce tělesa
D_i	dB	vložný útlum
D_s	dB	útlum nespojitostmi
D_t	dB	přenosový útlum
F	N	síla
f	Hz	frekvence
f_c	Hz	mezní frekvence
F_i	Nm^{-3}	setrvačná síla
f_{kr}	Hz	kritická frekvence
G	-	prostorový filtr
$g(t)$	ms^{-1}	efektivní rychlost kmitání povrchu
H	m	největší příčný rozměr potrubí
I	Wm^{-2}	akustická intenzita
K	Pa	objemový modul pružnosti
k	m^{-1}	vlnové číslo
L_p	dB	hladina akustického tlaku
L_W	dB	hladina akustického výkonu
m	kg	hmotnost
m'	kg	plošná hmotnost
Ma	-	Machovo číslo
p	Pa	akustický tlak
p_0	Pa	barometrický tlak
p_{0max}	Pa	amplituda akustického tlaku

Symbol	Jednotka	Název
p_{0max}	Pa	amplituda akustického tlaku
p_c	Pa	celkový tlak
p_{ef}	Pa	efektivní akustický tlak
p_{ij}	-	tenzor napětí od tlakových sil a viskozity
Q_m	kgm^{-3}s	výkonost elementárního zdroje
R	m	poloměr koule
r	m	poloměr
Re	-	Reynoldsovo číslo
S	m^2	průřez potrubí
s	-	účinnost vyzařování
S_0	m	referenční plocha
St	-	Strouhalovo číslo
SWL_D	dB	hladina akustického výkonu v potrubí
T_{ij}	-	tenzor napjatosti
U	m	délka obvodu absorpčního obkladu
v	ms^{-1}	rychlost proudění
V_0	m^3	původní objem
v_{0max}	ms^{-1}	amplituda rychlosti kmitání
v_c	ms^{-1}	maximální efektivní rychlost proudění
v_{ef}	ms^{-1}	efektivní akustická rychlost
v_i	ms^{-1}	rychlost proudění ve směru xi
W	W	akustický výkon
W_0	W	referenční výkon
Z	Pasm^{-1}	komplexní akustická impedance
α	-	součinitel zvukové pohltivosti
β_m	-	faktor interakce
Γ	-	komplexní konstanta šíření akustického tlaku
δ	-	korekce frekvenční charakteristiky
δ_{ij}	-	symbol Krokenera
Δt	s	časový krok
ΔV	m^3	Změna objemu při působení akustického tlaku
Δx	m	vzájemná vzdálenost dvou sledovaných pozic ve směru x
$\Delta \xi$	m	změna okamžité výchylky ve sledované pozici
σ	-	součinitel tlakové ztráty
λ	m	vlnová délka
ξ	m	okamžitá výchylka jednotlivých částic plynu
ρ	kgm^{-3}	hustota
σ	-	konstanta vyjadřující vliv místní tlakové ztráty
γ	-	mocnitél poměru měrných kapacit plynu
ϕ	m^{-1}	rychlostní potenciál
ω	s^{-1}	kruhová frekvence

1 ÚVOD

Akustika je vědní obor, který nabývá na důležitosti i v oblastech, kde ještě v nedávné době nebylo nutné záležitosti s generováním a šířením zvuku ve větší míře uvažovat. Tento trend je velmi úzce spojen s aktuálními směry, které se ve výrobním průmyslu soustředí na vylehčování materiálů, což se negativně popisuje na schopnosti tlumit zvuk, případně na přicházející elektromobilitu, což v automobilovém průmyslu představuje zaujmout nový postoj k řešení nežádoucích zvukových projevů při provozu vozidla. S ustupujícími spalovacími agregáty odpadá vliv hlavního zdroje zvuku a je nutné se více zaměřit na samotné odhlučnění kabiny, protože zvuk od podvozkové části, který byl dosud maskován zvukem agregátu, může vyvolávat dojmy nekvality, popř. poruchy. Z hlediska průmyslových záměrů se předpokládá, že v průběhu několika let dojde ke změně spektra vyzařovaného hluku z dopravy, kde hlavními zdroji budou valivý hluk od kol a další aerodynamického původu. Proto obory jako aeroakustika, a další přidružené multifyzikálního charakteru budou na vzestupu. Podobný scénář se předpokládá i v oblasti technologických systémů v budovách, kdy stále efektivnější metody řízení a více účinné části motorů a lopatkových kol, umožní jednotkám dopravující vzduch pracovat většinu provozní doby v energeticky efektivní oblasti, což se může kladně odrazit i na množství generovaného hluku mechanického původu. Výsledný hluk přenášený do místnosti z vzduchotechnického systému (dále jen VZT) bude zřejmě, jako v předchozím případě, tvořen primárně v důsledku turbulentního proudění a obtékání tuhých těles. Proto optimalizace tvarových částí potrubních prvků vřazených do proudu vzduchu, za účelem snížení tlakové ztráty a vlastního hluku, bude více diskutovaným tématem.

Tato disertační práce se zaměřuje na problematiku kulisových potrubních tlumičů hluku, které pasivní formou účelně snižují hluk ve VZT systémech. Sledovány jsou základní akustické a hydraulické parametry především z pohledu jejich vzájemné interakce. Převážná část je soustředěna na možnosti stanovení vlivu tlakové ztráty středového jádra na množství generovaného vlastního hluku. Současný stav řešené problematiky diskutuje všechny části VZT systémů podílející se na výsledné hlukové zátěži vnitřních i vnějších prostor. Značná pozornost je věnována aerodynamickým zdrojům zvuku včetně popisu příslušného matema-

tického aparátu, numerického přístupu řešení za pomoci CAA (Computational Aero-Acoustics) a příslušných experimentálních metod. V praktické části práce jsou diskutovány otázky významnosti vlastního hluku z hlediska VZT systému jakožto celku ve vztahu k možnému dopadu na výslednou hlukovou expozici ve vnitřním chráněním prostoru, a také, zdali je možné za pomoci současně dostupných technik virtuálního prototypování, identifikovat zdrojová místa a následně i exaktně predikovat absolutní hodnoty hladin vlastního hluku.

Širším cílem této práce bylo seskupit poznatky možných přístupů řešení, porovnat je na konkrétním případě potrubního tlumiče hluku a poukázat na jednotlivé výhody a současné limity. Podstatná část je tedy věnována popisu existujících metod numerické simulace akustických polí generovaných prouděním tekutiny, kde jsou diskutovány rozsahy použití a jednotlivé principy, pro které v současné době česky psaný text chybí.

Výsledky této práce, aplikované do inženýrské praxe, mohou být uplatněny jak v projekčních, zkušebních, tak i výrobních organizacích. Uvedený teoretický aparát, včetně strategie vedoucí ke snížení hluku z VZT, může být velmi přínosný pro začínající projektanty. Naopak výsledky výzkumu mohou být významné především pro výrobce VZT prvků, kterým mohou uvedené výstupy pomoci lépe porozumět vzniku aeroakustických hluků a zároveň přispět k identifikaci a následné optimalizaci nejvíce problémových částí.

2 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

Pojmem „VZT systém“ jsou v této práci označovány systémy nuceného větrání vyúsťující do vnitřních chráněných prostor budov, na které se vztahují jisté hygienické limity hluku. Tyto systémy mohou být také specifikovány tak, že rychlost dopravované vzdušiny do a z těchto prostor se nachází v oblasti nízkých Machových čísel Ma . Jedná se o oblast, která z hlediska celosvětového vývoje vědy a techniky nezaujímalá takovou důležitost a převážná pozornost výzkumných organizací se již od počátku minulého století věnovala spíše oblasti vysokých Machových čísel, tj. oblast letectví a kosmonautiky. Nieméně s rozvojem systémů nuceného větrání a jejich častější integrace do prostředí budov začala i

oblast nízkých Machových čísel nabývat na důležitosti. Důkazem je značný počet monografií zabývajících se příčinou vzniku akustické energie v potrubních sítích a jejich následným šířením. Tyto monografie představují jistou teoretickou základnu, která byla v průběhu let na základě provedených experimentů a numerických simulací neustále zpřesňována a doplňována.

Důvodem soustředění se vědecko-výzkumných pracovníků na problematiku zahrnující zdroje zvuku, jak mechanického tak i aerodynamického charakteru, a různých cest přenosu akustického vlnění do chráněného prostředí budov, jsou negativní vlivy nadměrného působení hluku na lidský organismus. Ty se bezprostředně nemusí projevovat funkční poruchou organismu, ale jeho účinky se kumulují a negativní dopady na exponovanou osobu se mohou projevit až po delší době. To již v první polovině minulého století vedlo vrchní odborníky, jako byl Bolt, Beranek a Newman [12], tak i později v 80. a 90 letech Loftness a Hartkoff [46], Davidge [32], Burt [20] a dalších, k řešení otázky vlivu nadměrného hluku na vnitřní prostředí staveb a to i z hlediska spektrálního složení. Některé závěry jejich prací jsou zakotveny i v legislativě [1], která omezuje instalaci strojů a zařízení do prostředí budov generující zvuk či vibrace o určité frekvenci do svého okolí.

2.1 Vliv vibrací a hluku na lidský organismus

Problematika zabývající se možnostmi stanovení vlivu působení hluku na člověka si vyžaduje pozornost více vědních disciplín. Zainteresovanými profesemi jsou fyzici a akustičtí inženýři, kteří jsou schopni měřit akustickou energii, spektrální rozložení a další přechodně se vyskytující děje a dále pak profese jako je otolog, psycholog, hygienik apod. Pro lidské ucho je rozhodující, jaké akustické kmitočty jsou v přijímaném zvukovém signálu obsaženy a jaké jsou jejich amplitudy. Nicméně k celkovému porozumění vlivu hluku na lidský organismus je nutné vědět více, než jaký zvukový signál je člověk schopen detekovat, popřípadě rozlišit nebo, na druhou stranu, co je schopný snést. Nezbytné je znát jistý vztah mezi psychologickou odezvou evokovanou příjmem různých zvukových signálů a objektivními akustickými parametry, které mohou být měřeny. Tímto se již od konce 19. století zabývala řada autorů a jejich závěry jsou popsány zde [12].

Z hlediska koncepce této práce je potřeba se zaměřit na to, jak může nežádoucí dlouho působící hluk ovlivnit lidský sluch, chování a také soustředěnost. Názory na tyto otázky se v minulosti poněkud lišily. Jistá část autorů zmiňovala tzv. nedeterminismus, neboť hluk ovlivňuje všechny činnosti člověka, tedy i jeho efektivitu a kreativitu, zatímco druhá skupina zase poukazovala na fakt, že mnoho činností člověka je relativně neovlivněno hlukem.

Účinky působení hluku, které je potřeba brát v úvahu spadají do dvou obecných kategorií

- mimosmyslové – hluk ovlivňuje psychologické reakce na jiné smyslové podněty;
- smyslové – účinky hluku mají vliv na obecné tělesné funkce (srdeční frekvence, metabolismus, galvanická kožní reakce);

Na zvukové vzruchy reagují různé receptory v těle. Nízkofrekvenční zvuk stimuluje především receptory v kůži, což může vzbudit dojem, že okolní konstrukce silně vibruje. Dále receptory kloubů a šlach, popř. svalů paží a také hrudní a břišní stěny. To může omezit provádění manuálních úkonů. V případě intenzivních zvuků může dojít i k mírnému zahřátí povrchu těla [12]. V přítomnosti zvuků nad 140 dB, zejména v nižší části spektra, mohou vibrace svalů u některých jedinců vyvolat i nevolnost a zvracení. Další pozorované následky byly vibrace lebečních kostí nebo očních bulv a rozmazané vidění. Testování bylo prováděno i mimo slyšitelný rozsah, kde v případě ultrazvuku bylo docíleno závěru, že nepředstavuje viditelné nebezpečí pro člověka [62].

2.1.1 Hluk jako zdroj rušivosti

Existují metody [45], které se používají k určení rušivosti daného hluku. Nicméně obtěžování hlukem nelze jednoduše a plošně kvantifikovat [12]. Příkladem může být velké množství lidí žijící ve velkých „hlučných“ městech, kteří se již adaptovali danému prostředí. Na druhou stranu tito lidé mohou mít potíže se spánkem v místech, kde jsou vystaveni poměrně nižší hlukové expozici. To ukazuje na fakt, že člověk je schopný se přizpůsobit velkému rozsahu zvuků.

Reakce lidí na hluk závisí na mnoha faktorech. Pro určité typy hluků jsme s jistotou schopni říct, že otravnost se zvyšuje se zvyšující se intenzitou, nicméně nejsme schopni přesně měřit obecný práh otravnosti [11]. Takový úsudek závisí na aktuální činnosti, na kterou se subjekt soustředí a typu hluku, kterým je tato činnost rušena. Stejně tak zkušenosti člověka s daným hlukem, fobie, zdravotní stav a aktuální fyzické a psychické rozpoložení zásadně přispívají k výsledné míře otravnosti. Z toho lze vidět, že odezva člověka na daný hluk, představuje více rozměrný problém.

2.1.2 Následky působení hluku

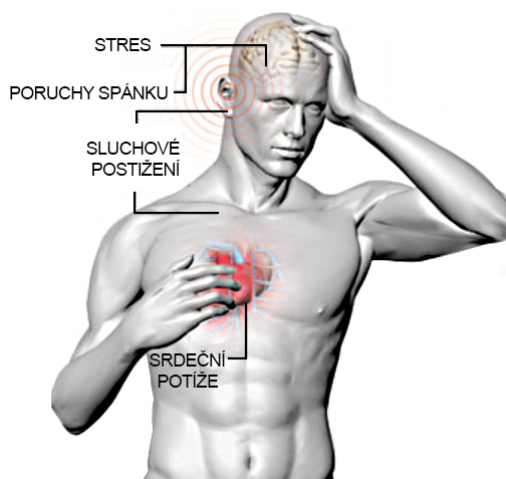
Krátký výčet následků způsobených různými zvuky uvádí úvod části 2.1. Samotná studie těchto účinků má poměrně zásadní význam pro řadu oborů. Z výše popsaného lze vidět, že nejen dlouhodobé, ale i krátkodobé působení hluku na lidský organismus může ovlivnit lidské chování ve více rovinách. Podstatným zájmem není sledovat aktuální vlivy, ale i to co se děje po akustickém podnětu.

Všeobecně organismy jsou neustále vystavovány nejrůznějším podnětům tj. velkému množství interakcí se svým prostředím. Tyto interakce zahrnují jistý přenos energie z prostředí do organismu, na který musí reagovat. Jednou z reakcí je adaptace. Je všeobecně známo, že člověk se snáze a rychleji adaptuje na pachy a vlivy, kde dochází ke styku s kůží, než je tomu u vizuálních a akustických podnětů [12]. Tohle téma je široké veřejnosti poměrně známé, neboť neustále přicházejí do kontaktu s publikacemi o akustickém traumatu, hlukem indukované hluchotě, dočasné hluchotě, ztrátě sluchu, sluchové únavě, posunu prahu slyšení atd.

Nicméně v problematice působení hluku na člověka existuje mezi jednotlivci značná variabilita a v mnoha případech není možné přesně předvídat, jak daný hluk ovlivní konkrétní osobu. Samotné následky se odvíjí od jistých změn frekvenčně závislých prahových hodnot, jako je absolutní práh slyšení, práh tolerance, diferenční prahy apod. Tyto charakteristické hodnoty do jisté míry umožňují hodnotit rozlišující schopnosti člověka z hlediska slyšení. Zde je také nutné podotknout, že tyto prahové hodnoty se mění s věkem [12], kdy průběžně klesá maximální frekvence, při které je jednatel schopen vnímat akustické signály.

Na vysokofrekvenční ztrátu sluchu se také značně podepisuje hlučné povolání (vojenské služby, dělnické profese, ...), ve kterých jsou pracovníci opakovaně a po dlouhou dobu vystavováni intenzivnímu hluku.

Často je také potřeba měřit, jak se sluch jednotlivce liší od tzv. normálního (referenčního) slyšení. Výrazné odchylky mohou totiž značně ovlivnit společenské uplatnění jednotlivce ve smyslu porozumění řeči, schopnosti vnímat vzdálenost a směr, dále radost z hudby případně i z pohledu obecného blaha ostatních kvůli neschopnosti jedince slyšet zvuky výstražky nebo úzkosti.



Obr. 2.1 Působení hluku na lidský organismus [6].

2.1.3 Ochrana proti hluku

Akustičtí inženýři se často potýkají s problémem predikce pravděpodobné odezvy lidí v hlučně exponovaném prostředí na základě fyzikálních měření. Jak již bylo zmíněno, tak hodnocení vlivu hluku na větší skupinu lidí je velmi komplikované, neboť je nutné zohlednit individuální náchylnosti jednotlivců. V zásadě existují dva aspekty (podnět a odezva) z kterých vychází interakce mezi rušivým hlukem a lidmi, kteří jsou jemu vystaveni [12]. Úkolem akustických inženýrů je tedy predikovat odezvu lidí na daný hluk na základě znalosti funkce podnětu a jejich zkušeností s daným hlukem v minulosti. To pro hodnocení představuje značné množství proměnných, přičemž základní jsou celková hladina akustického tlaku

a frekvenční spektrum. Další faktory co je třeba uvážit jsou denní a noční doba a předeslané historické zkušenosti.

Odezva obyvatel na daný hluk se hodnotí na základě množství stížností nebo dokonce soudních sporů [20]. Díky těmto údajům bylo možné nalézt jistá empirická schémata, která ukazují, do jaké míry musí být hluk snížen, nebo jinak upraven, aby množství stížností bylo udržováno pod přijatelnou úrovní. Tyto sledované ukazatele vnímáme v podobě hlukových limitů, které se vztahují k určitým typům prostorů. Pro každý stát mohou být tyto hlukové limity odlišné. Doporučenými předpisy jsou ANSI (The American National Standards Institute), ASHRAE (The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers), IBC (International Building Codes) a Evropské standardy.

V České republice je ochrana obyvatel před hlukem zakotvena v zákoně č. 258/2000 Sb., o ochraně veřejného zdraví, který byl v prosinci 2015 novelizován zákonem č. 267/2015 Sb. Jednotlivé hygienické limity jsou poté obsahem nařízení vlády č. 272/2011 Sb. o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací. Toto nařízení bylo v 7/2016 novelizováno a jednotlivé změny byly uveřejněny ve sbírce zákonů pod číslem 217/2016 Sb. Dále 10/2017 vstoupil v platnost nový metodický návod pro hodnocení hluku v komunální sféře, který reaguje na výše uvedené novely.

2.2 Zdroje zvuku

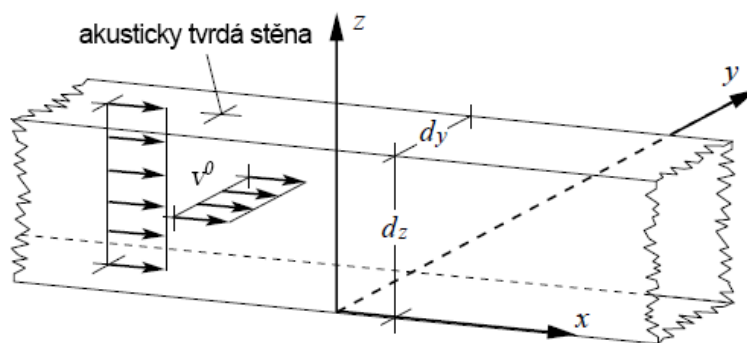
Původ hluku z VZT systémů je obecně přisuzován stacionárním zdrojům, které jsou převážně mechanického a elektrického typu. Tato zařízení vykonávají vratný nebo rotační pohyb, s kterým je spojeno i silové působení na okolní součásti. Ve chvíli, kdy je povrch těchto součástí obklopen vzduchem, nastává přenos energie chvěním do okolního prostředí, což je jedna z forem vzniku zvuku [52]. Odlišného původu je aerodynamický zvuk, jehož hlavní příčinou je volné nestacionární turbulentní proudění. V tomto případě je vznik akustického vlnění způsoben pohybem vzduchu a nikoliv kmitáním pevného povrchu tělesa [19]. Nicméně hluk z VZT systémů je nejčastěji tvořen právě jejich kombinací.

Prvky, které generují určitou formu akustického vlnění do svého okolí svým provozem, mohou být označovány jako aktivní zdroje zvuku. Výzkum v této oblasti

vyžaduje velmi složitý proces, aby došlo ke splnění pevnostních, aerodynamických a akustických požadavků [50]. To je snahou především výrobních organizací uvést na trh produkt dosahující vysoké výkonově-energetické efektivity a zároveň adekvátních hladin akustického výkonu. Na druhou stranu přívláskem pasivní jsou označovány prvky, které samy o sobě nejsou zdroji zvuku, ale mohou se jimi stát, pokud je obtéká proud vzduchu. Jedná se například o regulátory průtoku (klapky) a koncové distribuční prvky (mříže, difuzory, kryty, apod.). Paradoxně se do této skupiny pasivních zdrojů zvuku řadí i potrubní tlumiče, přičemž problematika jejich vlastního hluku se v oblasti nízkotlaké vzduchotechniky zanedbává, ovšem výrazně nabývá na významu u středotlakých a vysokotlakých VZT systémů [50]. Návrh potrubních tlumičů hluku si tedy vyžaduje rozsáhlé geometrické, konstrukční a materiálové hodnocení. Následně zpětnou vazbu určující kvalitu návrhu představuje poměr akustických vůči hydraulickým parametrům.

2.2.1 Matematický popis šíření zvuku v potrubní síti

Pro lepší interpretaci základních matematických formulací a následných úprav je vhodné situaci idealizovat. Potrubní síť je uvažována jako nekonečně dlouhý potrubní kanál konstantního průřezu, kde povrchy potrubí jsou považovány za akusticky tvrdé (viz Obr. 2.2).



Obr. 2.2 Definice geometrie potrubní sítě [36].

Základem pro řešení matematického modelu šíření zvuku je vlnová rovnice vhodně odvozena pro různou situaci prostoru a média, v kterém se zvuk šíří

[17]. Samotné odvození vlnové rovnice vychází ze stavové rovnice plynu

$$p_c V_0^\gamma = (p_c + p) (V_0 + \Delta V)^\gamma, \quad (2.1)$$

kde p_c je počáteční celkový tlak, [Pa]
 V_0 je počáteční objem plynu odpovídající pouze počátečnímu tlaku, [m³]
 p je akustický tlak, [Pa]
 ΔV je změna objemu při působení akustického tlaku, [m³]
 γ je mocnitel [-] vyjadřující poměr měrných kapacit plynu při konstantním tlaku c_p [Jkg⁻¹K⁻¹] a objemu c_v [Jkg⁻¹K⁻¹].

Po matematické úpravě rovnice (2.1) lze psát

$$1 + \frac{p}{p_c} = \left(1 + \frac{\Delta V}{V_0}\right)^{-\gamma}. \quad (2.2)$$

Vzhledem k tomu, že akustický tlak p je při porovnání s barometrickým tlakem p_0 velmi malý je i poměr $\Delta V/V_0$ velmi malý, proto lze předchozí rovnici (2.2) upravit na tvar

$$\frac{p}{p_c} = -\gamma \frac{\Delta V}{V_0}. \quad (2.3)$$

Pokud je objemový modul pružnosti plynu $K = \gamma p_c$ [Pa], pak lze akustický tlak vyjádřit jako

$$p = -K \frac{\Delta V}{V_0}. \quad (2.4)$$

Dále je nezbytné zavést pojem rovinné vlny. Ve své podstatě se jedná o nejjednodušší způsob šíření zvuku v rovném potrubí, protože časové a prostorové změny akustického tlaku probíhají pouze ve směru šíření zvukových vln x , kdežto ve směru kolmém y , zůstává tlak konstantní [17]. Tento slovní popis lze matematicky vyjádřit následovně

$$\xi + \Delta \xi = \xi + \frac{\partial \xi}{\partial x} \Delta x, \quad (2.5)$$

kde ξ je okamžitá výchylka jednotlivých částic plynu, [m]
 Δx je vzájemná vzdálenost dvou sledovaných pozic ve směru, x [m]
 $\Delta \xi$ je změna okamžité výchylky v druhé sledované pozici. [m]

Na základě výše uvedeného, původní objem $V_0 = \Delta x$ na vymezeném rozsahu sledovaných pozic vzroste o hodnotu

$$\Delta V = \frac{\partial \xi}{\partial x} \Delta x. \quad (2.6)$$

Nyní lze psát

$$\frac{\Delta V}{V_0} = \frac{\partial \xi}{\partial x}. \quad (2.7)$$

Rovnici (2.4) vyjadřující akustický tlak je možné dále přepsat do tvaru

$$p = -K \frac{\Delta \xi}{x}, \quad (2.8)$$

což je akustický tlak v první sledované pozici. Následně pro získání hodnoty akustického tlaku v druhé sledované pozici vzdálené Δx je nutné rovnici (2.8) rozšířit o rozdíl tlaku způsobující pohyb ve směru x . Tento akustický tlak je poté roven

$$p + \frac{\partial p}{\partial x} \Delta x. \quad (2.9)$$

Uvažovaným prostředím je ideální stlačitelná tekutina, která je charakterizovaná především svou hustotou ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] od které se i odvíjí hmotnost vzduchu m [kg]. Pro zjednodušení situace je možné uvažovat, že průřez potrubí S je roven hodnotě 1 m^2 . Následně tato úvaha umožňuje použití Newtonova pohybového zákona $F = -m \cdot a$. Aby bylo možné sílu F nahradit akustickým tlakem p , je nutné hmotnost m nahradit plošnou hmotností $m' = \rho \Delta x$, gravitační zrychlení a druhou derivací výchylky podle času [9]. Po dosazení je vztah následující

$$\rho \Delta x \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = -\frac{\partial p}{\partial x} \Delta x. \quad (2.10)$$

Po vykrácení Δx , derivaci podle x a přesunutím ρ na druhou stranu má vztah

podobu

$$\frac{\partial^3 \xi}{\partial x \partial t^2} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2}. \quad (2.11)$$

Aby bylo možné do rovnice zavést modul pružnosti K , je nutné provést dvakrát derivaci upravené rovnice (2.8) pro akustický tlak. Po derivaci této rovnice je možné psát

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = -K \frac{\partial^3 \xi}{\partial x \partial t^2}. \quad (2.12)$$

Dosazením pravé strany rovnice (2.11) za odpovídající část rovnice (2.12) se získá vlnová rovnice

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \frac{K}{\rho} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2}. \quad (2.13)$$

Při uvážení vztahu pro rychlost zvuku v médiu $c = \sqrt{\frac{K}{\rho}}$ lze vlnovou rovnici psát jako

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2}. \quad (2.14)$$

V případě, že se potrubím šíří harmonické vlnění, lze jako řešení vlnové rovnice (2.14) uvažovat funkci f vyznačující se svou amplitudou akustického tlaku A [Pa] a kruhovou frekvencí ω [s⁻¹]. Akustický tlak v určité vzdálenosti od zdroje zvuku je poté roven

$$p(x, t) = f\left(t - \frac{x}{c}\right) = A \sin \omega \left(t - \frac{x}{c}\right) = A \sin \omega (\omega t - kx), \quad (2.15)$$

kde k je vlnové číslo, $k = \frac{\omega}{c}$. [m⁻¹]

V případě rovinné vlny je poměr mezi akustickým tlakem a akustickou rychlostí konstantní a roven vlnovému odporu. Na základě této skutečnosti lze akustickou rychlost v [ms⁻¹] vyjádřit vztahem

$$v = \frac{1}{\rho c} f\left(t - \frac{x}{c}\right). \quad (2.16)$$

Pokud jsou zanedbány určité tlakové poruchy v potrubní síti, tak se zvuková vlna pohybuje určitou rychlostí beze změny amplitudy A . Poté je intenzita zvuku

pro rovinnou vlnu dána vztahem

$$I = p_{ef} v_{ef} = g^2(t)_{ef} \rho c, \quad (2.17)$$

kde p_{ef} je efektivní akustický tlak harmonického signálu $p_{ef} = \frac{p_0}{\sqrt{2}}$, [Pa]
 v_{ef} je efektivní akustická rychlost dána vztahem $v_{ef} = \frac{v_0}{\sqrt{2}}$, [ms⁻¹]
 $g(t)$ je efektivní rychlost kmitání povrchu akustického zářiče,
kterým je vyvoláno jednorozměrné vlnění. [ms⁻¹]

Při uvážení, že akustický zdroj vyzařuje akustickou energii a je obklopen měřící plochou S platí vztah pro akustický výkon

$$W = I \cdot S. \quad (2.18)$$

Všechny tyto vztahy byly odvozeny a jsou platné pro výpočet akustických parametrů rovného potrubí konstantního průřezu s uvažováním šíření pouze rovinné vlny. Nicméně v praxi se běžně setkáváme se složitými potrubními elementy proměnného průřezu. Místo, kde dochází ke změně průřezu, lze pokládat za místo akustické diskontinuity, což znamená, že část akustické energie projde za rozhraní a druhá část bude odražena nazpět ke zdroji [50]. Pro takto obecný tvar zvukovodu je možno odvodit vlnovou rovnici ve tvaru

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial \Phi}{\partial x} \frac{\partial (\ln S)}{\partial x} - c^2 \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} = 0, \quad (2.19)$$

kde Φ je rychlostní potenciál, skalární veličina definovaná tak, že její gradient je roven vektoru akustické rychlosti, $grad \Phi = \vec{v}$. [m⁻¹]

Pro určitý tvar zvukovodu lze Websterovu rovnici vhodně upravit a dále s ní pracovat, to uvádí např. [52], str. 187.

Do této doby byla situace idealizována a uvažována pouze vlna rovinná. Nicméně v případě, že nebude splněna podmínka, že vlnová délka λ [m] procházející vlny je výrazně větší než příčný průřez zvukovodu, budou se potrubím šířit akustické vlny vyšších módů [50]. K tomu stavu dochází od jisté „cut-off“ frekvence, což je vlastnost geometrie potrubí [36]. Šíření zvuku v takovém zvukovodu lze popsat vlnovou rovnicí zapsanou pro akustický tlak následovně

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2}. \quad (2.20)$$

Za předpokladu časově-harmonického skalárního pole může být tato rovnice přepsána na tvar, který zavádí i šíření zvukových vln ve směru kolmém

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2}. \quad (2.21)$$

Jedná se o rozšířenou vlnovou rovnici (2.14). Řešení rovnice (2.21) je možné předpokládat ve tvaru

$$p(x, y, t) = p(x, y) e^{j\omega t}, \quad (2.22)$$

kde

$$p(x, y) = \operatorname{Re}(p(x, y)) - \operatorname{Im}(p(x, y)). \quad (2.23)$$

Zde jsou komplexní proměnné použity z důvodu jejich snadné manipulace. Dosazením do vlnové rovnice (2.21) vztah (2.22) se získá

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + k^2 p = 0. \quad (2.24)$$

Rovnice může (2.24) být dále řešena například metodou konečných diferencí, kde místo kontinuálního řešení akustického tlaku je zjišťován akustický tlak pouze v izolovaných bodech pole [33].

2.2.2 Klasifikace zdroje zvuku

Většina strojních zařízení obsahuje části, které konají vratný nebo rotační pohyb, s nímž je spojeno i silové působení na okolní součásti [52]. Tyto časové změny pohybu, případně geometrie těles, mají za následek rozkmitání jejich povrchu,

což vyvolá i kmitání částic obklopující tekutiny, kterou se následné vzruchy šíří prostorem ve formě vlnění. Tyto typy akustických zářičů jsou označovány jako stacionární zdroje, které jsou převážně mechanického a elektrického typu. Celkový vyzařovaný akustický výkon takového stroje je tvořen celým souborem akustických výkonů generovaných dílčími částmi stroje a tudíž i směrové účinky jsou nerovnoměrně v rámci okolního prostoru.

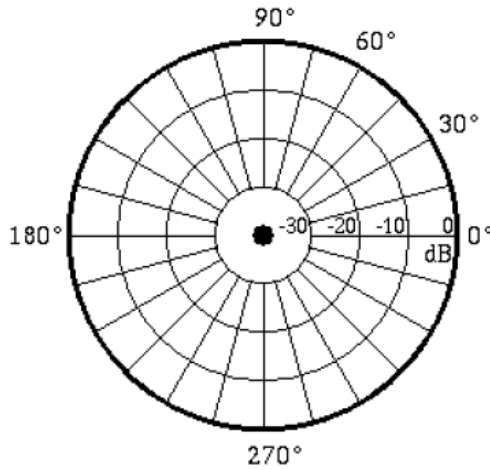
Odlišnou skupinou zdrojů zvuku jsou tzv. aerodynamické zářiče, jehož hlavní příčinou je volné nestacionární turbulentní proudění [52]. V tomto případě je vznik akustického vlnění způsoben pohybem vzduchu a nikoliv kmitáním pevného povrchu tělesa. Samotná generace zvuku může být způsobena

- fluktuacemi objemu tekutiny,
- oscilačními silami v důsledku interakce tekutiny a pevné části,
- oscilačními silami v důsledku interakce tekutiny a pohybujících se těles,
- tečného napětí proudící tekutiny.

Dle toho, jaké fyzikální mechanismy generování zvuku způsobují, rozlišujeme zdroje zvuku monopólového, dipólového a kvadrupólového charakteru. Tyto zdroje se od sebe liší především účinností vyzařování a směrovým činitelem.

2.2.3 Monopól

Monopól lze specifikovat jako kolísavý zdroj hmoty nekonečně malého objemu. V praxi to lze zjednodušit na situaci, kdy místo příjmu zvuku je vzhledem k celkovým rozměrům a vlnové délce vyzařovaného zvuku v dostatečně velké vzdálenosti [19]. Fyzikální mechanismus vyzařování zvuku monopólem je možné charakterizovat jako vynucené fluktuace hmoty v neměnném objemu. Příkladem může být nafukovací balónek, který se v půlce periody generující zvukové vlny rozpíná a v druhé půlce smršťuje. Takto kmitající povrch vyvolává v jeho těsné blízkosti změny hustoty tekutiny, což má za následek vznik zvukových vln, které se dále šíří prostředím. Tento typ zdroje je označován také jako zdroj 0. řádu, pro něž je charakteristické rovnoměrné vyzařování akustické energie do všech směrů ve tvaru soustředných kulových vlnoploch. Řešením obecné vlnové rovnice lze



Obr. 2.3 Vyzařovací diagram pro monopólový zdroj zvuku

získat popis akustického pole bodového zdroje ve tvaru rychlostního potenciálu

$$\Phi = \frac{A_C}{x} e^{j\omega \left(t - \frac{x}{c} \right)}, \quad (2.25)$$

kde A_C je integrační konstanta. [-]

S ohledem na geometrické specifikace tohoto typu zářiče je třeba tento vztah upravit s tím, že povrch koule osciluje ve směru radiálním a to tak, že všechny body kmitají se stejnou fází, a také, že vzdálenost od zdroje bude korigována poloměrem koule R .

$$\Phi = \frac{A}{x} \cos \omega \left(t - \frac{x - R}{c} \right). \quad (2.26)$$

Vzhledem k faktu, že rychlost kmitání povrchu koule je totožná jako rychlost kmitání částice přiléhajícího vzduchu, je možné odvodit rychlost kmitání částic vzduchu a následně i amplitudu rychlosti kmitání v_{0max} , pro niž je výsledný výraz

$$v_{0max} = -\frac{A}{R^2} \sqrt{1 - \left(\frac{\omega R}{c} \right)^2}. \quad (2.27)$$

Po odvození integrační konstanty z rovnice (2.27) a následným dosazením do

(2.26) se získá konečný tvar rovnice rychlostního potenciálu

$$\Phi = -\frac{v_{0max}R^2}{x\sqrt{1+\left(\frac{\omega R}{c}\right)^2}}\sin\omega\left(t-\frac{x-R}{c}\right). \quad (2.28)$$

Vztah pro okamžitou hodnotu akustického tlaku je možné získat provedením parciální derivace rovnice (2.28) podle času a násobku hustoty

$$p = \rho\omega\frac{v_{0max}R^2}{x\sqrt{1+\left(\frac{\omega R}{c}\right)^2}}\cos\omega\left(t-\frac{x-R}{c}\right), \quad (2.29)$$

kde první zlomek značí amplitudu akustického tlaku p_{0max} na povrchu zářiče. Základním parametrem každého zdroje zvuku je jeho akustický výkon. Pro jeho získání je potřeba rovnici (2.18) násobit fázovým posunem $\cos\varphi$, který je roven

$$\cos\varphi = \frac{1}{\sqrt{1+\left(\frac{c}{\omega R}\right)^2}}. \quad (2.30)$$

Při dosazení za hodnotu efektivního akustického tlaku z (2.17) amplitudu akustického tlaku p_{0max} je možné získat vztah

$$W = \frac{\rho\omega}{\sqrt{2}}\frac{v_{0max}R}{\sqrt{1+\left(\frac{\omega R}{c}\right)^2}}\frac{v_{0max}}{\sqrt{2}}\frac{1}{\sqrt{1+\left(\frac{c}{\omega R}\right)^2}}, \quad (2.31)$$

který definuje akustický výkon zdroje zvuku monopólového charakteru. Nicméně tento vztah je možné dále upravit do konečného tvaru

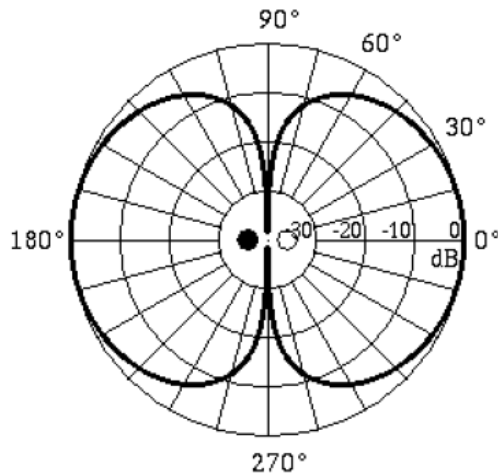
$$W = v_{ef}^2\rho c4\pi R^2\frac{k^2R^2}{1+k^2R^2}, \quad (2.32)$$

kde zlomková část ve vzorci reprezentuje účinnost vyzařování. Pro malé hodnoty součinu kR klesá velikosti vyzařovaného akustického výkonu. Naopak od kritické frekvence, kdy součin kR je roven 1, lze pozorovat, že akustický výkon nabývá svých maximálních hodnot. Kritická frekvence je vyjádřena pomocí vztahu

$$f_{kr} = \frac{c}{2\pi R}. \quad (2.33)$$

2.2.4 Dipól

Popis předchozího akustického zářiče se vztahoval k relativně malé oblasti v prostoru, zdrojovému bodu. Fyzikální model fluktuujícího dipólu si lze představit jako dva balónky spojené trubicí určité délky, přičemž smršťování jednoho se projeví rozpínáním druhého. Jsou to tedy dva fluktuující monopóly ve vzájemně protilehlé fázi. Výpočet vyzařovaného akustického výkonu se provádí stejným postupem, jako tomu bylo u monopólu [19]. Vzhledem k tomu, že účinky dipólu lze uvažovat jako účinky dvou monopólů, kmitající s fázový posunutím, je možné i pro zdroje vyšších řádů dále pracovat se vztahem (2.32).



Obr. 2.4 Vyzařovací diagram pro dipólový zdroj zvuku

Samotné analytické řešení pro výpočet akustických výkonů zdrojů vyšších řádů si již vyžaduje rozsáhlejší matematiku. Literatura, která se tímto zabývá je [19]. Z hlediska charakteru této práce není nutné patřičné odvozování provádět a budou uvedeny pouze charakteristické vlastnosti.

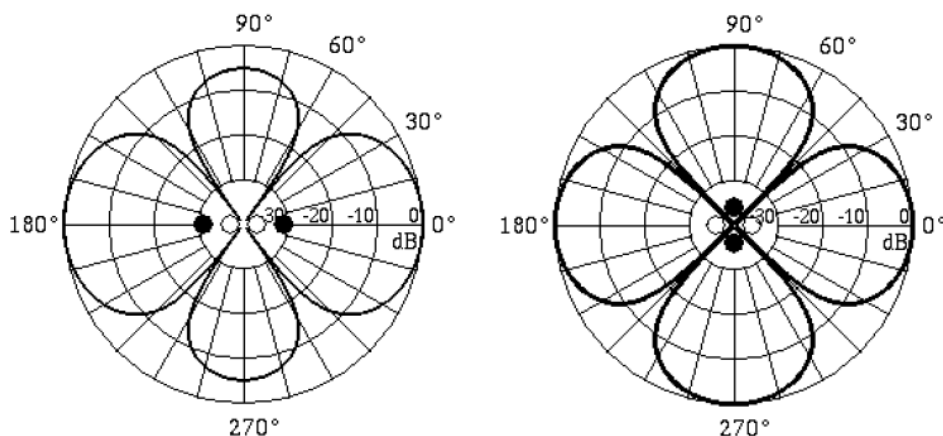
Účinnost vyzařování dipólového typu zářiče je

$$s = \frac{1}{3} \frac{k^2 R^2}{4 + k^2 R^2}. \quad (2.34)$$

Z uvedeného vztahu lze pozorovat, že dipólový zdroj zvuku je méně účinný, než ekvivalentní monopólový zdroj zvuku, protože v případě dipólu se fluktuující zdroje navzájem do jisté míry ruší. To se také projevuje tím, že dipólový zdroj zvuku vyzařuje akustickou energii do svého okolí nerovnoměrně.

2.2.5 Kvadrupól

Fyzický model kvadrupólu lze opět vhodně interpretovat jako kombinaci dvou dipólů, případně čtyř monopólů. Jejich vzájemné situování se následně odráží na vyzařovacím profilu akustické energie do okolí. Rozlišují se dvě základní orientace, laterální a podélný kvadrupól. Účinnost vyzařování je nižší, než je tomu u dipólového zdroje zvuku, nicméně vyzařovací diagram má mnohem komplikovanější průběh (viz Obr. 2.5). Distribuce zvuku u laterálního kvadrupólu je



Obr. 2.5 Vyzařovací diagram pro kvadrupólový zdroj zvuku (podélný a laterální)

vyzařována různou intenzitou v závislosti na fázovém úhlu. Tzv. vzorce směrovosti, i pro výše uvedené elementární zdroje zvuku, jsou následující

$$\textit{Monopol} \sim 1, \quad (2.35)$$

$$Dipol \sim \cos^2 \varphi, \quad (2.36)$$

$$lateralKvadrupol \sim \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi, \quad (2.37)$$

$$podelKvadrupol \sim \cos^4 \varphi, \quad (2.38)$$

Akustické zářiče různých řádů se od sebe liší především účinností vyzařování a směrovým činitelem. S uvedenými typy zářičů bude dále procováno v následujících kapitolách.

2.3 Aerodynamické zdroje zvuku

Na úvod této kapitoly je důležité zmínit, že v době psaní této práce nebyl uveden žádný odborný text obecně odpovídající na otázku popisu aerodynamických zdrojů zvuku. Z toho důvodu jsou představeny aeroakustické analogie a jejich případné zobecnění.

V roce 1952 uvedl Lighthill ve své práci [5] základní teorii a první formulaci aerodynamického hluku, která byla založena na analogii zvuku vyzařovaného fluktuujícím monopólovým, dipólovým nebo kvadrupólovým zdrojem. Tato teorie začala být využívána v širokém rozsahu, zejména při popisu turbulentních proudů.

Lighthillova formulace vychází ze základních rovnic mechaniky tekutin, konkrétně rovnic kontinuity v diferenciálním tvaru (2.39), která je podmínkou spojitosti průtoku tekutiny a hybnosti, kterou lze vyjádřit jako

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \sum_i \frac{\partial (\rho v_i)}{\partial x_i} = Q_m, \quad (2.39)$$

kde ρ je hustota tekutiny, [kgm⁻³]
 v_i je rychlost proudění ve směru x_i , [ms⁻¹]
 Q_m je výkonost elementárního zdroje za jednotku času
a jednotce objemu. [kgm⁻³s⁻¹]

Změnu hybnosti lze vyjádřit ve tvaru

$$\frac{\partial(\rho v_i)}{\partial t} + \sum_i \frac{\partial(\rho v_i v_j + p_{ij})}{\partial x_i} = F_i, \quad (2.40)$$

kde $\rho v_i v_j$ je tenzor tečných Reynoldsových napětí, [-]
 p_{ij} je tenzor napětí od tlakových sil a viskozity, [-]
 F_i je setrvačná síla působící na jednotku objemu. [Nm⁻³]

Derivováním rovnice kontinuity (2.39) podle času a rovnice hybnosti (2.40) podle souřadnice x_i se získá po vzájemných dosazeních a úpravách rovnice

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} = - \sum_i \frac{\partial^2(\rho v_i)}{\partial t \partial x_i} + \frac{\partial Q_m}{\partial t}. \quad (2.41)$$

Přijetím jistých matematických úprav a užitím již získaných vztahů, je možné psát výsledný vztah pro rovnici popisující pohyb tekutiny v [kg/m³s] následovně

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c_0^2 \sum_i \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} = \frac{\partial Q_m}{\partial t} - \sum_i \frac{\partial F_i}{\partial x_i} + \sum_i \sum_j \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j}, \quad (2.42)$$

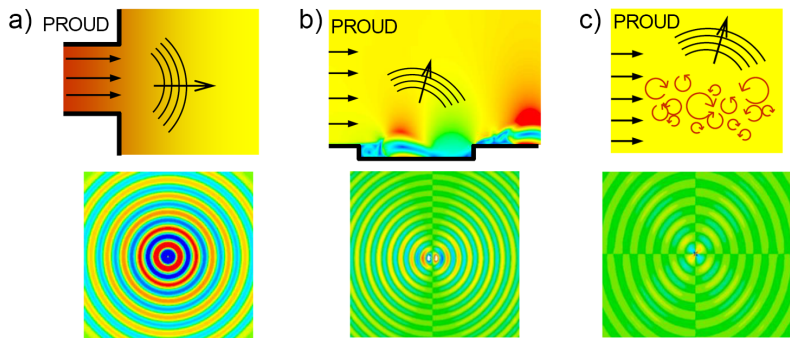
kde T_{ij} je tenzor napjatosti, [-]

$$T_{ij} = \rho v_i v_j + p_{ij} - c^2 \rho \delta_{ij}, \quad (2.43)$$

kde δ_{ij} je symbol Kronekera, $\delta_{ii} = 1$, $\delta_{ij} = 0$. [-]

Jednotlivé členy na pravé straně rovnice (2.42) se vztahují na jednotlivé mechanismy vzniku zvuku při proudění tekutiny [52]. První člen ukazuje na příčinu

vzniku aerodynamického hluku, kdy dochází ke změnám hustoty v bodě, který je ovlivňován výkoností elementárního zdroje. Šíření zvukových vln představuje monopólový typ zdroje. Druhý člen se týká vzniku zvuku v důsledku setrvačných časových změn. Tyto fluktuace hustoty vyjadřují zvukové pole zářiče dipólového charakteru. Třetí člen poukazuje na rozdíl mezi napětím v proudu tekutiny a napětím v homogenním klidném prostředí. Může se jednat o turbulentní pulzace v proudu tekutiny, které jsou kvadrupólového charakteru. Jsou-li všechny tři



Obr. 2.6 Zdroje zvuku při proudění tekutiny včetně vyzařovacího charakteru (a. monopól, b. dipól, c. kvadrupól)

členy rovnice (2.42) nulové, pak uvedený vztah představuje obvyklou rovnici pro šíření zvukové vlny v tekutině, při rovnoměrném rozložení teploty [19].

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c_0^2 \sum_i \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} = 0. \quad (2.44)$$

Příslušné matematické aparáty v oblastech klasických akustických teorií jsou dobře vyvinuté a umožňují samotnou generaci zvuku a následné šíření řešit odděleně. Lighthillova formulace teorie aerodynamického hluku je založena na akustické analogii, kde kolísání hustoty v homogenním akustickém médiu v klidu, se řídí nehomogenní vlnovou rovnicí.

Základní předpoklady uvažované u rovnic, popisující fluktuaci hustoty, jsou následující:

- žádná zpětná vazba ze zvukového pole na pole turbulence,

- proces generování zvuku v důsledku proudění tekutiny je odděleno od samotného proudění a je nutné zvážit blízké i vzdálené pole,
- zdroje zvuku jsou považovány za bodové zdroje.

K ověření Lighthillovy analogie musí pozorovatel zůstat v určité vzdálenosti od zóny, kde je zvuk generován [19]. Výsledkem je odvození výrazů pro akustickou intenzitu, spektrum a akustický výkon. Výhodou této analogie je využitelnost všech metod z klasické akustiky a také, že řešení akustické části aeroakustických problémů není tolik komplikované. Na druhou stranu výrazy na pravé straně rovnic musí být řešeny numericky a jisté jevy, vyskytující se při šíření zvuku, jsou interpretovány jako další zdroje zvuku i když jsou to zjevně pouze kinematické efekty [36].

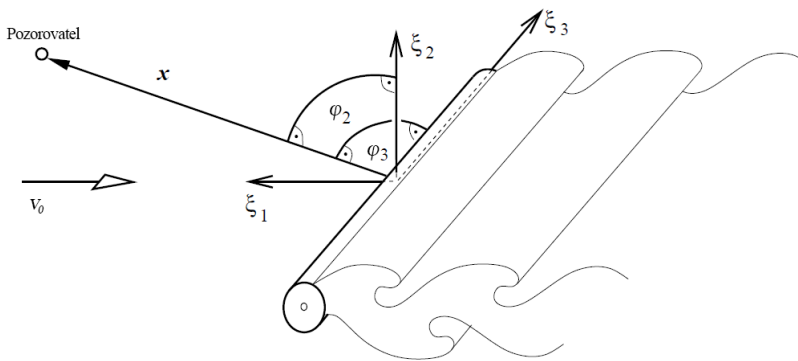
Ve snaze izolovat ty veličiny, které mohou představovat skutečné zdroje zvuku, bylo po Lighthillovi odvozeno několik zobecněných rovnic. Jednou z takových je Lilleyova rovnice (viz [36], str. 109), jejíž operátory mají skutečný zdrojový charakter. Na druhou stranu její řešení je značně komplikovanější zejména u nestabilních toků. Další vhodnou zmínkou je rovnice Möhringova (viz [36], str. 111), která již s hydrodynamickými nestabilitami nepracuje a nabízí vhodný přístup pro numerické řešení úloh s nízkými rychlostmi proudění tekutiny.

Popisem akustického pole, zapříčiněného generací zvuku od těles vřazených do proudu tekutiny, se zabývá Curleova rovnice (viz [36], str. 113). Jako u předchozího případu, vychází z Lighthillových závěrů s předpokladem, že aerodynamická síla působí na nepohyblivé těleso. V případě řešení hluku ve VZT systémech, kde je značná pozornost upínána na pasivní mechanismy generace zvuku [51], je tento přístup použitelný. Nicméně pro situace, kdy samotné těleso umístěné v proudu vykonává nějaký pohyb, je vhodné pracovat s Ffowcs-Williams & Hawking (dále jen FW-H) rovnicí, jejíž odvození pro tuhá i elastická tělesa uvádí [36] od str. 115). Filozofií je opět řešit jednotlivé mechanismy vzniku zvuku odděleně. Je hodnocen příspěvek nestacionárního turbulentního proudu, v důsledku aerodynamického zatížení daného tělesa a objemový posun tělesa v médiu, který závisí pouze na geometrii a kinematice pohybu tělesa.

Vzhledem k zaměření této práce na pasivní prvky VZT systémů, bude další část věnována problematice vzniku hluku v důsledku jejich obtékání.

2.3.1 Hluk při obtékání těles

Jak již bylo zmíněno, dipolové zdroje jsou tvořeny působením střídavých sil, podnícených například prouděním vzduchu, na povrchu tuhých předmětů. Tyto síly jsou dále způsobovány uvolněním vírů nebo nepravidelností v průtoku. Vznikající periodické fluktuace tlaku vedou k dipólovému charakteru vyzařování akustické energie [52]. Pokud jsou všechny tyto střídavé síly vyrovnány, jako v případě volné turbulence má zdroj zvuku čtyřnásobný charakter [50]. Pokud je tuhé tě-



Obr. 2.7 Válcový element vřazený do proudu [36].

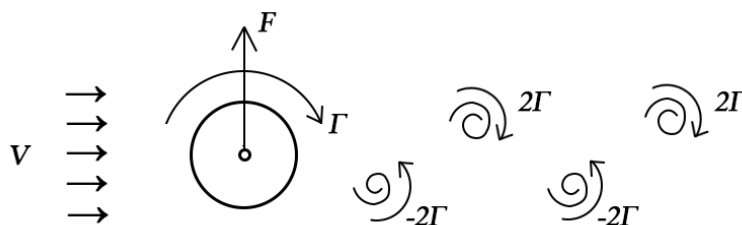
leso vřazeno do proudu vzduchu, je možné v závislosti na hodnotě Reynoldsova čísla¹⁾ Re pozorovat, že se víry oddělují od povrchu objektu. Toto uvolňování vede k místním a dočasným změnám tlaku na povrchu tuhého předmětu a tím i ke generování zvuku. Na základě četných průřezů lze rozlišit následující typy průtoků:

- Symetrická oblast ($4 < Re < 40$) – nedochází k uvolňování vírů. Vytvoří se pouze jedna stabilní dvojice vírů, která se od válce neodděluje a nevytváří se tak střídavé síly ani zvuky.
- Stabilní oblast ($40 < Re < 200$) formace vírů se stává asymetrickou. Víry se prolévají, pohybují se po proudu a vytváří Karmánovu vírovou cestu, která se rozpadá nebo mění v turbulence.

¹⁾Bezrozměrná veličina, která dává do souvislosti setrvačné síly a viskozitu. Je pomocí něj možné určit, zda je proudění tekutiny laminární nebo turbulentní.

- Nestabilní oblast ($400 < Re < 10^5$), hraniční vrstva válce je stále laminární, ale víry jsou doprovázeny nízkými a vysokofrekvenčními zvuky při jejich uvolňování. Pravidelné oddělování vírů od povrchu je nasuperponováno turbulentními změnami v rychlosti, což vede k rychlému rozpadu vírů.
- Kritická oblast ($Re > 3 \times 10^5$) proudění je i na válci turbulentní. Nicméně někteří autoři uvádí [35][57][59], že bylo možné pozorovat oddělování vírů od povrchu až do $Re = 8 \times 10^6$.

Hlavní podíl na generování zvuku při obtékání vzduchu kolem válcového elementu má tzv. vznik Kármánových tónů, což je způsobeno tím, že se během střídavého oddělování vírů vyvíjí střídavé síly, které působí kolmo ke směru proudící vzdušiny o frekvenci shodné s frekvencí oddělování vírů od povrchu válcového elementu [50]. Střídavé víry z každé strany mají určitý moment hybnosti. Vzhle-



Obr. 2.8 Střídavé síly působící na válcový element v proudu ve směru kolmém na tok [50].

dem k tomu, že proudící vzdušina blížící se k válcové překážce nemá žádný hybný moment, vyplývá ze zásady zachování momentu hybnosti, že vytvoření nového víru musí být doprovázeno cirkulačním prouděním kolem válce s protilehlým momentem. Proto, jestli se víry se střídavou cirkulací -2Γ a 2Γ odlučují od povrchu, tak cirkulace kolem válce musí být $+\Gamma$ a $-\Gamma$. Podle vztahu pro vztlak dle Kutta-Joukowského [25] jsou tyto kolísavé cirkulace způsobeny střídavými silami působícími na válec kolmo ke směru proudící vzdušiny o frekvenci shodné s frekvencí oddělování vírů od povrchu válcového elementu. Frekvence Kármánového tónu je poté popsána Strouhalovým vztahem (2.45). Kármánův tón není úplně čistý tón, ale úzkopásmový zvuk o velikosti nejméně třetinu oktávy. Tzv. výška Kármánova tónu se zvyšuje se zvyšujícím se Re [50].

$$f_{karman} = St \frac{v}{d} \quad (2.45)$$

kde St je Strouhalovo číslo, pro $Re > 1000$ je $Sh \approx 0,21$ [52], [-]
 v je rychlost proudu narážející na těleso, [ms^{-1}]
 d je průměr válcového elementu. [m]

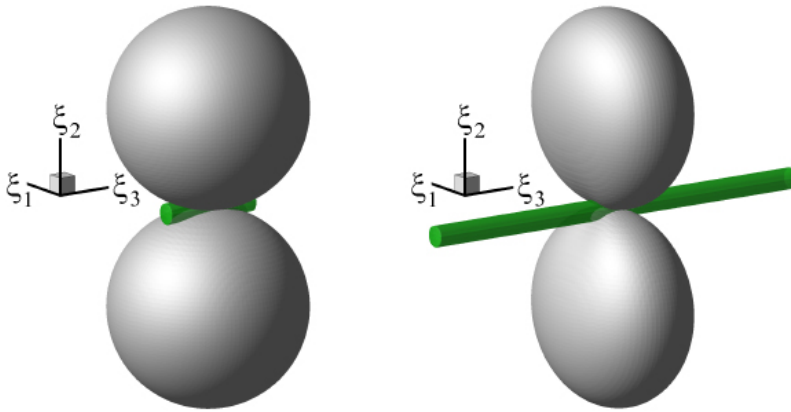
K nárůstu intenzity zvuku vlivem proudění dochází, když frekvence karmánových vírů je ve shodě s vlastní frekvencí válcového elementu umístěného do proudu tekutiny nebo potrubí, na kterém je připevněn [50]. Typickým projevem je vznik hlasitých tónových komponent, jako je tomu například u vedení vysokého napětí ve větru [36]. Obecně lze vznik těchto Karmánových tónů redukovat:

- Snížením rychlosti proudění.
- Narušením koherentního oddělování vírů (odpovídajícímu uspořádání na konci válce nebo odklonění proudu tekutiny na nejvyšší možný úhel).
- Volbu efektivnějšího tvaru vřazeného elementu v proudu vzduchu.

K vyzařování akustické energie do okolí nedochází rovnoměrně do všech směrů, ale odvíjí se od poměru délky válce k jeho průměru l/d a také k Machovu číslu Ma . Jak lze vidět na Obr. 2.9 u větších hodnot poměru a Ma je směrová orientace plošší v laterálním směru. Je to i jeden z důvodů proč se mohou výsledky úlohy řešené ve 2D značně lišit od řešení v 3D nebo experimentálních měření.

2.4 Výpočetní aeroakustika

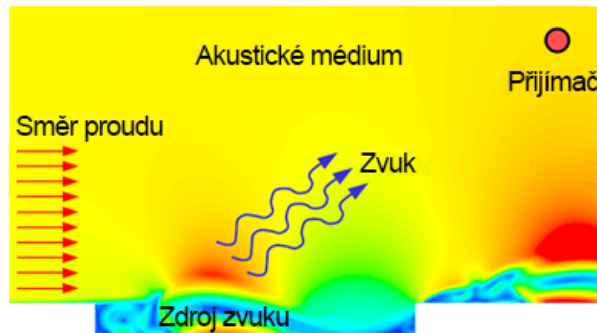
Ačkoli vhodný výpočetní výkon je pro většinu výpočtářů k dispozici až v posledních letech, tak numerické simulace akustických polí generovaných prouděním tekutin označovaných jako CAA (Computational Aero-Acoustics) zaujímá již poměrně dlouhou tradici v komunitě zabývající se mechanikou tekutin. Mezi první patří publikace od Gutina, která byla nejprve publikována v Rusku v roce 1936. Avšak moderní CAA navazuje na myšlenky prezentované v kapitole 2.3, které vznikly v začátcích druhé poloviny 20. století.



Obr. 2.9 Směrnost vyzařování akustické energie při obtékání válcového elementu [36].

Nicméně, vzhledem k vysoce abstraktní a matematické prezentaci a především kvůli nedostatku vhodných informací nutných k provádění aerodynamických simulací byl pokrok v této oblasti zpomalen. Největšího zájmu se těšily zvuky generované výtoky z trysek, a to především pro jejich jednodušší geometrii a také tlačení vývoje právě v oblasti letectví a kosmonautiky. Právě z té doby pochází značné množství objevů základních mechanismů generování zvuku. Od počátku devadesátých let získala CAA hybnou sílu, která v posledních letech nabírá na otáčkách. Přesto v současné době neexistují žádné jedinečné postupy řešení pro všechny akustické problémy. Místo toho byly vyvinuty různé strategie, z nichž každá nese své výhody i nevýhody.

CAA rozumíme v nejširším slova smyslu jako proces využívající nějaký druh numerického výpočtu k získání požadované informace. To zahrnuje všechny druhy akusticky transportních technik (Lighthillova akustická analogie, Kirchhoffova metoda, Wiliam-Hawkinsova rovnice) linearizované Eulerovy přístupy, kombinované CFD procedury, semiempirické úpravy jako SNGR a dokonce i stlačitelná přímá numerická simulace (DNS).



Obr. 2.10 Ukázka principu CAA pro modelování vzniku a šíření akustického vlnění nad kavitou [49].

2.4.1 Konceptuální přístupy

V oblasti Computational Fluid Dynamics (dále jen CFD) bylo v průběhu let vyvinuto několik velmi účinných nástrojů, které neslouží pouze jako nástroj k výzkumu, ale může být i velmi užitečný např. v designerském oddělení. Nicméně využívání těchto nástrojů na hranici jejich možností může vést k problémům [74]. Protože CAA je oproti CFD poměrně nová, je situace ohledně simulací méně příznivá. Jak již bylo zmíněno v současné době neexistuje žádný univerzální přístup, který by spolehlivě vedl k získání žádoucích akustických parametrů pro všechny typy úloh. Z toho důvodu dnes existuje značné množství technik, přičemž některá funguje skvěle pro jeden typ úlohy, ale úplně selhává u úlohy jiné.

Typický scénář řešení CAA úlohy představuje dvoufázový výpočetní přístup [58]. V první se řeší pouze aerodynamická složka s pevně definovanými aerodynamickými podmínkami, aby byl získán stav odpovídající ustálenému proudění. Následuje fáze definovaný patřičným akustickým kódem pracující s krátkými periodickými okrajovými podmínkami, aby došlo k postihnutí generace a šíření akustických vln.

V dnešní době jsou CFD simulace založeny spíše na Reynolds-Averaged Navier–Stokes (dále jen RANS) turbulentních modelech, kde jsou náležitá schémata formulována dle příslušných řádů s ohledem na konzistenci a numerickou stabilitu. Nicméně v případě časově závislých problémů konzistentní, stabilní a konvergentní schémata vysokého řádu nezaručují kvalitní numerické řešení šíření vln

[74]. Z toho důvodu je třeba dát přednost před RANS modely tzv. Scale Resolving (dále jen SRS) modelům [49]. Obecným faktem je, že SRS modely vyžadují pozornost při jednotlivých činnostech, mezi které se řadí výběr konkrétního modelu, generace sítě, nastavení řešiče, post-processing, hodnocení výsledků a jejich následná interpretace.

2.4.2 DNS

Přímá metoda numerické simulace, známá pod názvem Direct Numerical Simulation (dále jen DNS), může být považována za nejvíce exaktní techniku pro výpočty v oblasti CAA [74]. Filozofií je, že kompletní Euler nebo Navier-Stokesovy rovnice stlačitelné tekutiny jsou řešeny v zájmové oblasti s nestabilními kombinovanými proudy a to až po pozici pozorovatele ve vzdáleném poli. Akustické pole se odvozuje z aerodynamické efektivní oblasti, čili nezahrnuje žádné modelování šíření zvuku a tudíž netrpí na možné chyby z modelování, případně aproximací. Na druhou stranu tato technika se pojí s vysokými požadavky na parametry sítě, neboť je nutné popsat i ty nejmenší víry ve vírové kaskádě. Vysoké výpočetní nároky se objevují především v oblasti nízkých Machových číslech, kde proudění a akustika představuje vícestupňový problém s vlastními obtížemi [74]. Tyto obtíže jsou uváděny v tom slova smyslu, že velikost akustických vzruchů je ve srovnání s aerodynamickými silami o několik řádů menší, tudíž akustické řešení může být znehodnoceno tzv. výpočtovým šumem. Požadavky na velikost výpočetní domény a parametry sítě v kombinaci s velkou vzdáleností k místu pozorovatele představují pro aplikace této techniky značná omezení. Dokonce i v případě, kdy je k dispozici velký výpočetní výkon, tak diskretizační schémata dobře známá v CFD nefungují spolehlivě i pro CAA aplikace z důvodu jejich rozptylových a difúzních nepřesností [74]. V současné době, kvůli nárokům na výpočetní výkon a paměť, se tento přístup používá u úloh s velmi nízkým Reynoldsovým číslem ($Re < 10^4$) a jednoduché geometrii [55]. DNS se také hojně využívá ve výzkumu jako validační nástroj při vývoji nových numerických metod zaměřených na turbulentní proudění.

2.4.3 LES

Large Eddy Simulation (dále LES) neboli volně přeloženo metoda simulace velkých vírů je poměrně atraktivní alternativou k diskutované DNS. Na vzniku této metody se významně podílel Joseph Smagorinsky. Postupný pokrok ve vytváření kódu LES se zaměřením na akustiku shrnul Uzun a kolektiv v následující publikaci [73].

LES je model, který pracuje na konceptu řešení pouze velkých stupňů turbulence na relativně malých modelech. Princip disipace turbulentního spektra v závislosti na parametrech sítě uvádí Obr. 2.11. LES je založen na filtrování Navier-Stokesových rovnic nad konečnou prostorovou oblastí a zaměřuje se pouze na řešení části turbulence větší než je šířka filtru [49]. Struktura turbulence, menší než je šířka filtru, je poté řešena pomocí subgrid-scale (dále jen SGS) turbulentního modelu. Samotná filtrační operace je definována jako

$$\bar{\Phi} = \int_{-\infty}^{\infty} \Phi(\vec{x}') G(\vec{x} - \vec{x}') d\vec{x}' \quad \int_{-\infty}^{\infty} G(\vec{x} - \vec{x}') d\vec{x}' = 1, \quad (2.46)$$

kde G je prostorový filtr.

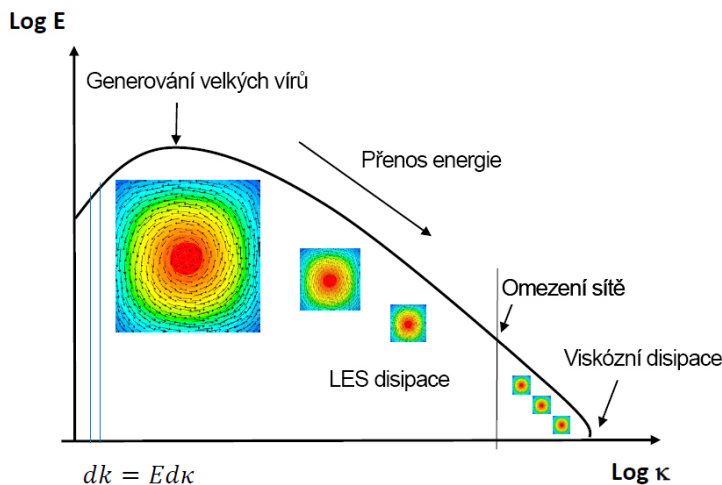
Filtrování Navier-Stokesových rovnic vede na následující tvar

$$\frac{\partial \rho \bar{U}_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho \bar{U}_j \bar{U}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} + \tau_{ij}^{LES}). \quad (2.47)$$

V důsledku filtrační operace obsahuje rovnice (2.47) tenzor napjatosti τ_{ij}^{LES} , který nahrazuje disipativní účinky nevyřešených měřítek pomocí turbulentní viskozity μ_t . Vyjádřit jej lze jako

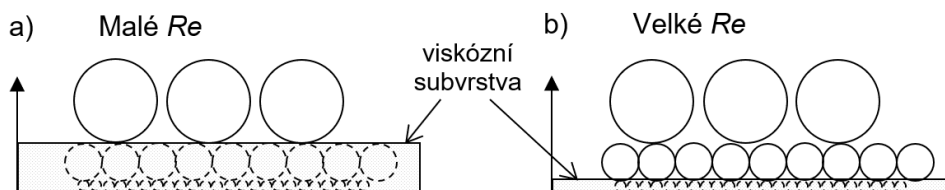
$$\tau_{ij}^{LES} = \rho \bar{U}_i \bar{U}_j - \rho U_i U_j = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right). \quad (2.48)$$

Důležitým praktickým aspektem je fakt, že modelované rovnice hybnosti jsou jak pro LES, tak i RANS stejné, pokud se použije v obou případech model turbulentní viskozity [49]. Tento fakt je také základem pro RANS-LES turbulentní modely.



Obr. 2.11 Princip modelování turbulentního toku pomocí LES [2].

Dynamické vířivé viskózní modely LES jsou navrženy tak, aby odhadovaly požadovanou úroveň turbulence s definovaným rozsahem rozptylu na základě podmínek průtoku. Všechny vlastnosti a chování toku musí být vyřešeny v prostoru a čase. To se odráží na hardwarových nárocích. Ještě více náročné jsou aplikace zaměřené na proudění v prostoru ohraničeném stěnami. Důvodem je, že míra turbulence se s zmenšující se vzdáleností od stěny blíží limitně k nule, tudíž správné řešení v blízkosti stěn by vyžadovalo nekonečně jemnou síť [74]. Nicméně v praxi se v blízkosti stěn objevuje viskózní podvrstva, kde je turbulence tlumena a není nutné ji řešit. Avšak tloušťka této viskózní vrstvy je funkcí Re . Jak uvádí Obr. 2.12 u vyšších Re číslech se tato vrstva stává stále tenčí.



Obr. 2.12 Struktura vírů v blízkosti stěn v závislosti na Re [49].

Vzhledem k tomu, že pomocí LES je nutné vyřešit vše co se nachází nad viskózní podvrstvou, tak nároky na výpočetní čas vzrůstají se zvyšujícím se Re . Z toho

důvodu není LES příliš vhodný pro řešení většiny inženýrských problémů [74]. Nicméně existuje i značné množství případů v průmyslu, kde užití LES modelů může být dobrou volbou. Jedná se o případy, kdy proudění v blízkosti stěn je spíše laminární a turbulence je separována v jiných oblastech. Existuje jistý poměr mezi turbulencí a molekulární viskozitou, který udává, zda je použití LES modelu pro daný případ vhodné [74]. Takové případy jsou např. u toků kolem ventilů či jiných malých měřicích přístrojů. Nicméně výrazného uplatnění tohoto přístupu v případě volných toků je právě při zaměření na akustiku. Omezení konvenčního přístupu LES je hybnou silou k rozvoji hybridních modelů RANS-LES.

2.4.4 RANS-LES

Pro úlohy CAA zůstává nadále největší problém s přenosem na dálku, kdy místo pozorovatele je od místa generace zvuku poměrně vzdálené [19]. Možné řešení nabízí tzv. hybridní přístupy, kde se procesy generování zvuku a následného šíření uvažují odděleně. Nelineární aerodynamické blízké pole, ve kterém aerodynamické vzruchy generují zvuk, je „aproximováno“ na lineární akustické vzdálené pole ve kterém se nevyskytuje proudění a šíří se pouze zvuk. Základním předpokladem je, že u proudění nedochází k reflexi akustických vln zpět ke zdroji. Tyto hybridní přístupy byly vyvíjeny v rámci výzkumných projektů jako ALESSIA a TurboNoiseCFD. Cílem ALESSIA projektu bylo vyvinout SW pro simulování nepravidelných proudů pomocí LES se zaměřením na akustiku. Výstupem byl tzv. zónový přístup RANS-LES za účelem odvození okrajových podmínek pro LES doménu z RANS řešení.

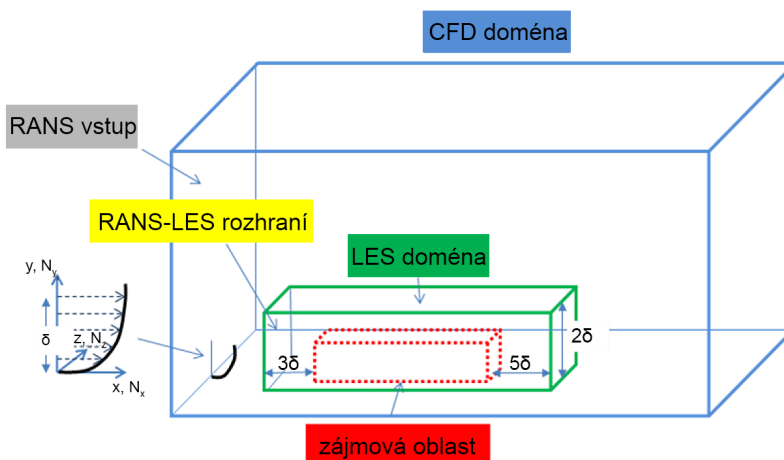
Následuje stručný popis vybraných SRS modelů, které většinou pomocí RANS řeší toky v blízkosti stěn a pro hlavní část používají model LES. Nejedná se vyloučeně o nové modely, ale spíše o modely umožňující vhodnou kombinaci různých technik či přístupů. Jejich detailní popis uvádí [49][74].

Jedním z modelů je Detached Eddy Simulation (DES), který byl uveden za účelem odstranění hlavních nevýhod LES modelů a to vhodným přepínáním mezi RANS a LES přístupy na základě rozlišení sítě. Tímto způsobem oblasti v blízkosti stěn jsou řešeny pomocí RANS, zatímco ostatní oblasti jsou řešeny pomocí

LES. Formulace je v podstatě relativně jednoduchá a může být postavena na jakémkoli RANS turbulentním modelu. Přístup DES nenabízí žádné velké výpočetní úspory, ale umožňuje uživateli vyhnout se nákladným řešením hraničních vrstev pomocí modelu LES. Tento přístup byl ještě upravován a vznikly modely DDES a SDES, kde jsou začleněny další funkce pro definici měřítka sítě.

Další vhodnou alternativou ke klasickému LES je Wall Modeled LES (WMLES), jehož hlavní schopností je redukovat přísné požadavky na rozlišení sítě v blízkosti stěn. Filozofií je na oblast vizkózní podvrstvy aplikovat přístup RANS a pro následné vrstvy směřující k hlavnímu toku přepnout na LES.

Detailní analýzy nejsou nutné pro veškeré části rozsáhlých geometrií. Z toho důvodu přichází v úvahu již zmiňované zónové řešení s úpravou turbulentního modelu. Jako jedním z prvních autorů této koncepce řešení jsou Quemere a Sagaut v práci [56]. Podle rozdílných regionů je řešení přepínáno mezi RANS a LES/WMLES modely. Příkladem mohou být Embedded nebo Zonal LES (ELES/ZLES).



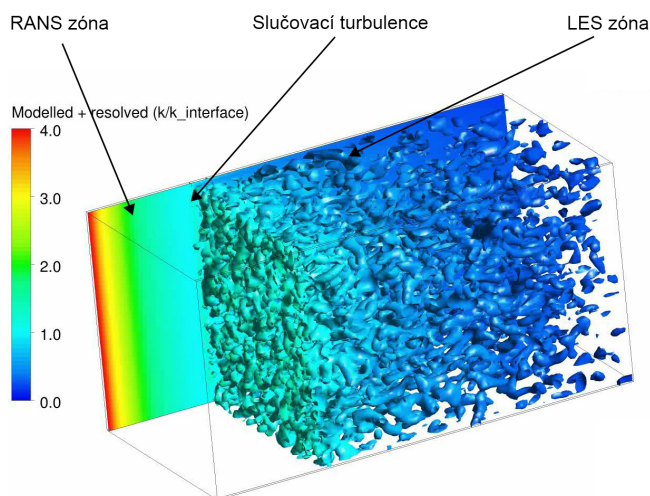
Obr. 2.13 RANS-LES zónový přístup [49].

Rozhodujícím kritériem pro definici zóny je typ proudění, které do ní vstupuje. Běžně se na vstupu do LES domény předpokládá nestabilní turbulentní proudění. Pro uživatele je následně důležité definovat danou zónu tak, aby došlo k rozvinutí proudu. U proudění v uzavřeném profilu, kde je charakter plně turbulentní lze tento požadavek obejít použitím periodických okrajových podmínek ve směru

toku. Tímto způsobem se zajistí, že turbulentní proud, který opouští řešenou doménu přes *outlet* a znovu vstupuje do domény přes *inlet*, čímž se vyloučí explicitní specifikace nestálých profilů turbulence [49].

Pro stabilní proudy je žádoucí užití vestavěných nebo zónových RANS-LES metod s dobře definovaným rozhraním mezi RANS a LES. Filozofie je taková, že k zajištění vhodné rovnováhy mezi modelovaným a řešeným obsahem turbulence, je nutné na rozhraní RANS a LES zavést tzv. slučovací turbulence. Za poznámku stojí, že DDES nebo modely Scale-Adaptive Simulation (SAS) neumožňují přepínat z RANS do SAS ve stabilních oblastech. Model SBES je schopný pracovat v režimu WMLES a poskytovat správné profily rychlosti za uměle generovanými slučovacími turbulence. Explicitní přepnutí z modelu RANS na LES by bez zavedení slučovací turbulence nefungovalo dobře.

Alternativně lze RANS a LES simulace provádět odděleně. Doména RANS by zahrnovala celou geometrii, zatímco řešení LES by se provádělo na menší části původní domény (viz Obr.2.13). Informace z řešení „větší oblasti“ pomocí RANS by poté byly mapovány na hranice LES domény. Slučovací turbulence by poté měla být zařazena na vstupu do LES domény. Tento přístup může být použit pouze, pokud je jisté, že oddělení nevnese do celkového řešení výrazné nepřesnosti, kdy oddělení má velmi malý nebo žádný vliv na celkovou topologii.



Obr. 2.14 Ukázka zónového přístupu modelu ELES/ZLES [2].

Poměrně nedávné studie [38][39] ukázaly jasnou převahu modelu SBES ve všech ostatních globálních hybridních formulacích RANS-LES. V těchto studiích je ale výrazně zmíněno, že všechny tyto modely pracují pouze tehdy, pokud proudění obsahuje dostatečné nestability. V případě pochybností je obecně lepší zvolit bezpečnější variantu, než je ta pohodlnější.

2.4.5 Požadavky na výpočetní síť

Filozofií numerického přístupu je řešenou oblast vhodně diskretizovat dle zvolených parametrů. Výsledkem je již několikrát zmíněná výpočetní síť, která je pro případy analýz proudění tvořena kontrolními objemy v jehož středu se nachází výpočtový bod. Hranici těchto kontrolních objemů tvoří uzlové body, u kterých se předpokládá uskutečnění vazeb se sousedními prvky. Pro samotný tvar lze vhodně použít příslušné bázové funkce pro jednorozměrné, dvourozměrné a třírozměrné situace. V dnešní době jsou nejpoužívanější konečně prostorové prvky tetraedr, pentaedr, hexaedr, polyhedr a jejich kombinace. Následně jejich rozměry a kvalita se přímo odráží na kvalitě výsledků numerického výpočtu.

Dle [72] je pro získání 1% přesnosti zapotřebí dodržet určitý počet uzlových bodů sítě N v rozmezí 20-25 na jednu vlnovou délku nejvyšší sledované frekvence. Pro zvolený časový krok Δt je maximální sledovaná frekvence dána podle Nyquistova následovně

$$f = \frac{1}{2 \Delta t}. \quad (2.49)$$

V případě, že N je menší tak se do výpočtu zanáší chyba způsobena rozdílem mezi numericky vypočtenou a přesnou akustickou rychlostí. Z toho důvodu je počet uzlových bodů velmi důležitý, jinak není zaručeno, že se rozptyl vypočtených hodnot udrží v požadovaných mezích. Doporučená hodnota N se odvíjí také v závislosti na zvoleném schématu řešení. Verifikovat, zdali je daná síť vhodná pro zvolený časový krok, je možné sledovat i pomocí Courant–Friedrichs–Lewy (dále jen CFL) nejlépe v podobě histogramu.

Velmi důležitým parametrem je také volba počtu časových kroků CAA analýzy. V důsledku dlouhých vlnových délek na nízkých frekvencích je počet kroků zásadní pro přesnost právě na spodní sledovaného frekvenčního spektra. Ačkoli konečná diferenciální rovnice může být transformována pomocí FFT (Fast Fou-

rier transform) do jedné frekvenční domény, je nezbytné, aby daný sinusový tvar byl tvořen alespoň z 5ti bodů [19].

2.4.6 Zpracování signálu z CAA

Způsoby vyhodnocování dat získaných numerickým a experimentálním přístupem jsou odlišné. Hlavním důvodem je délka časového záznamu, která je pro zpracování k dispozici. Obecně u CAA generujeme záznam, který je několikanásobně kratší než je tomu u reálného měření. Vyhodnocování zvukových záznamů z reálného měření se děje standardně pomocí pásmových filtrů [50]. Následně dochází k integraci energie vstupního akustického signálu v čase pro každé frekvenční pásmo (nejčastěji oktávové, 1/3 oktávové). Výsledné akustické veličiny se tedy dopočítávají ze sledu diskrétních hodnot a přesnost se odvíjí od jejich množství. V případě měření akustického tlaku pro chod zařízení v ustáleném stavu se doporučuje pracovat s náběry o minimální délce 30 s pro nižší a 10 s pro vyšší frekvenční pásma [54].

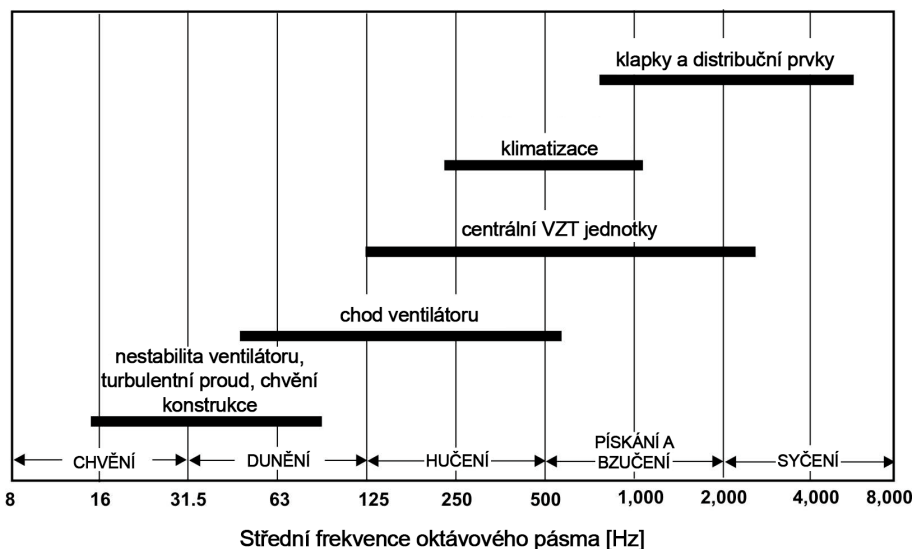
Numerické simulace pracují, již z principu, s daty v diskrétní formě. Na základě zadaného časového kroku CAA a jejich celkového počtu se získají data konečné časové délky, jejíž konverze se do frekvenční oblasti provádí pomocí DFT (discrete Fourier transform) nebo nejčastěji již zmíněnou FFT. Tyto techniky nabízí také možnost tzv. inverzní transformace, z frekvenční do časové oblasti bez ztráty informace [41].

2.5 Způsoby kontroly hluku z VZT systémů a protihluková opatření

Zajištění adekvátní (akceptovatelné) hlukové zátěže při provozu budovy si již od doby návrhu vyžaduje vzájemnou kooperaci odborníků v oblasti architektury, konstrukčního a materiálového řešení, technologického řešení, elektroinstalace a akustiky.

Konstrukce nově vystavovaných budov jsou stále lehčí, technologické zařízení a další mechanické prvky stále menší, což vede k tomu, že zařízení založené na rotačním pohybu pracuje na vyšší otáčky [10]. Všechny tyto trendy mají za následek, že problémy s nežádoucím hlukem z VZT systémů jsou na vzestupu. Pokusy redukovat potřebu energie velmi často způsobují akustické problémy.

Protichůdný vztah těchto dvou záležitostí je velmi dlouho znám a diskutován. Dle provedených studií se na tomto faktu nejvíce podílí nedodržení základních pravidel již ve fázi návrhu [8][10].



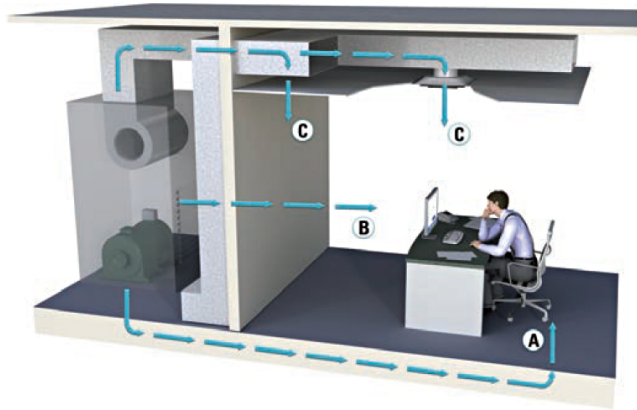
Obr. 2.15 Frekvenční rozsahy částí VZT systémů [4].

Hluk VZT systémů je tvořen více komponenty, vyznačující se různými frekvenčními spektry (viz Obr.2.15). Na celkovém vyzařovaném hluku do vnitřního chráněného prostředí se může podílet

- hluk ze zařízení (ventilátor, klapka, ...);
- hluk vznikající ve vzduchovodu (turbulentní proud, konstrukce potrubí);
- boční šíření zvuku z okolního prostředí do VZT systému a naopak;
- hluk v místě distribučních prvků.

Projekt musí být řešen ze všech uvedených pohledů a hodnotit všechny možné cesty přenosu (viz Obr.2.16).

Správná instalace a umístění jednotlivých VZT prvků v distribuční síti je z hlediska funkce zásadní. Z pohledu výsledného hluku si vyžaduje zvláštní pozornost volba výkonů jednotek dopravujících vzduch. Aby jednotky pracovaly v



Obr. 2.16 Cesty přenosu hluku z VZT systému A-konstrukcí, B-vzdušným prostředím, C-potrubním systémem [7].

efektivní oblasti, není pouze z důvodu dosažené nejlepší účinnosti, ale také docílení adekvátního akustického mikroklimatu ve vnitřním chráněném prostoru [10]. Spektrum hluku ventilátoru je poměrně širokopásmového charakteru, s možnými diskrétními složkami [50]. Obecně zdroje zvuku vyznačující se širokopásmovým projevem, jsou dipólového typu. Jednotlivé diskrétní tóny ve spektru jsou obvykle způsobeny periodicky se měnícími silami, které vznikají důsledkem interakce pohyblivých a stacionárních konstrukčních prvků ventilátoru [50].

Jedná se o zvuk způsobený motorem a vibracemi konstrukce. Všechny konstrukce mají několik rezonančních frekvencí, které se odvíjí od použitého materiálu, konstrukčního provedení, tlouštěk a dalších rozměrů. Vlastní frekvence podlahy, stěn, nosníků, sloupů apod. se většinou pohybují v rozsahu 10 – 60 Hz [10], nicméně tyto komponenty mohou být vybudeny zařízením umístěným v jejich blízkosti, které pracují v odpovídající frekvenční oblasti. Tímto způsobem se může hluk ze zařízení přenášet přes potrubní kanál popř. konstrukci budovy do vnitřního chráněného prostoru. Hluk od ventilátoru může být způsoben

- poškozeným nebo nevyváženým kolem ventilátoru;
- nevhodným seřazením prvků přenášejícím sílu z motoru na kolo ventilátoru (řemen, apod.);
- vysokou rychlostí otáček;

- nesprávným směrem rotace;
- opotřebovaným ložiskem;
- pulzováním ventilátoru.

Nosným tématem této práce je hluk vznikající ve vzduchovodu. Jedná se o širokopásmový zvukový projev, který se šíří podél potrubí a nakonec vystupuje přes koncový distribuční element do vnitřního chráněného prostoru. Zvuk generovaný ventilátorem se pohybuje ve směru výtlačku i sání. Jedná se především o hluk aerodynamického charakteru, který je závislý na rychlosti proudění [8][10]. Tento typ hluku vzniká

- u potrubních prvků, které jsou tvořeny elementy, které jsou vřazeny do proudu vzduchu (tlumiče, klapky, . . .);
- v místech, kde dochází ke zvýšení rychlosti proudění (trysky, dýzy, zúžení);
- v místech ohybů a rozdělení/sloučení kanálů;
- v místech turbulentní mezní vrstvy.

Problematika přenosu zvuku bočními cestami distribuční sítě VZT systému je poměrně závažné téma, kterému se velmi intenzivně věnoval A. Cummings. Výpočet množství generovaného akustického vlnění z konstrukce potrubí si vyžaduje řešení rovnic pohybů stěn. Teorie strukturální vlny se využívá k predikci útlumu akustického vlnění na stěně. V práci [29] Cummings odvodil jednoduchý nízkofrekvenční model a zachází s potrubním kanálem jako s akustickým zdrojem konečné délky s prostupující jedinou vlnou. Pro vyšší frekvence dále odvodil asymptotický model na základě impedance stěn [30]. Akustický útlum podél potrubí s pružnými stěnami a porézním materiálem byl analyticky zpracován Astleym [13]. Odvození je založeno na základě vlnové rovnice.

Potrubní kanály užívané pro rozvody vzduchu v budovách jsou kruhové nebo obdélníkového průřezu. V případě pravoúhlých kanálů může poměrně snadno dojít k rozkmitání stěn a generování akustického vlnění do svého okolí [37]. Zvuk vytvářený jednotkami (ventilátory, kompresory) či jinými typy zdrojů (hluk ulice,

vedlejší místnosti, apod.) je přenášen distribučním systémem do míst, kde dochází k nucené výměně vzduchu.

Ve vývoji analytických a numerických technik pro predikci šíření zvuku v potrubní síti s pružnými stěnami se zasloužily především tyto práce [14][15][16][21]. Vztahy byly odvozovány na základě řídicích rovnic v příčném průřezu kanálu. Okrajové podmínky geometrie dávají funkci, která tvoří základ pro různé teoretické techniky pro rovinnou vlnu (kmitočty pod mezní frekvencí). Dále autoři jako Cabelli používali Fourierovu řadu pro definování tlaku rozloženého na stěně potrubí pro přítomnost akustického vlnění vyšších módů.

Konečnými prvky celého VZT systému jsou distribuční prvky (mříže, difuzory, kryty, apod.). Jedná se o nejcitlivější část celého VZT systému [10]. Distribuční element je totiž téměř vždy namontován přímo ve vnitřním chráněném prostoru. Tyto elementy se vyznačují určitou hodnotou akustického výkonu vlastního hluku. Tyto prvky se tedy velmi jednoduše mohou stát největšími zdroji hluku v celé instalaci [8]. Z toho důvodu je nutné této části věnovat vždy zvýšenou pozornost.

2.5.1 Strategie vedoucí ke snížení hluku z VZT systémů

Pro efektivní provádění odborných procesů vedoucí k řešení jednotlivých zdrojů hluku, ve vztahu k jejich cestám přenosu nežádoucího hluku, je dle [8] doporučováno postupovat následovně:

1. Stanovit si požadavky na jednotlivé prostory, kde má docházet k výměně vzduchu nuceným větráním (podle jejich účelu).
2. Definovat zařízení, které do svého okolí vyzařuje určité akustické vlnění a může se podílet na hlukové zátěži větraných prostor.
3. Určit na základě technologického návrhu typ, místo a způsob umístění hlavní jednotky.
4. Provést výpočtové hodnocení. Začíná se u centrálního ventilátoru (přívod i odtah), popř. jiného zdroje hluku (venkovní prostředí) a postupuje se směrem k větrané místnosti. Po cestě se na zdroj zvuku uplatňují určité

útlumy dané řešením vzduchovodu a dalších implementovaných elementů (škrticí klapky, tlumiče, rozdělovače, apod.). Dále se definují pasivní prvky, které produkují vlastní hluk (tlumiče, distribuční prvky). Žádoucí je také identifikovat místa, kde by mohlo docházet k přenosu hluku vedlejšími cestami.

5. Jestliže je strojovna umístěna v blízkosti vnitřních chráněných prostor, je nutné provést takové opatření (úprava stěnové konstrukce, aplikace akustických materiálů na stěny, apod.), aby při maximálním zatížení VZT systému došlo ke splnění hlukových hygienických limitů.
6. Pro místnosti, které jsou v přímém vztahu s technickými místnostmi popř. s místy, kde může docházet k šíření zvuku vedlejšími cestami, je nutné zahrnout jistou korekci pro neuvažovaný (přidaný) hluk.
7. Na základě vypočtené hodnoty akustického tlaku v kontrolních místech v „kritických“ místnostech (větraných vnitřních chráněných prostor) dochází k jejich porovnání s hlukovými kritérii.
8. Pokud vypočtené hodnoty akustického tlaku v kontrolních místech překračují hlukové limity, je nutné identifikovat konkrétní oktávové (popř. třetinooktávové) pásma, kde k překročení dochází.
9. Provádí se úprava návrhu řešení vzduchovodu a jednotlivých prvků vzduchovodu (vložení dodatečných akustických útlumů). Je nutné také dbát na tlakovou ztrátu potrubní sítě. Přidání dodatečných útlumů se většinou neobejde bez navýšení tlakové ztráty, což zpětně ovlivní dopravní tlak ventilátoru a tudíž i jeho hlučnost. Navíc, v případě vyšších rychlostí proudění se vystavujeme nebezpečí, že vlastní hluk vřazených elementů v potrubní síti převýší samotný hluk ventilátoru.
10. Kroky 4 až 10 se opakují, dokud nejsou splněny veškeré hlukové limity.
11. Postup dále pokračuje ve venkovním chráněném prostoru. Je nutné analyzovat, zdali hlavní jednotky apod. nezvyšují hlukovou expozici na tyto prostory tak, že by došlo k nesplnění hygienických limitů. Řešení se pro-

vádí pomocí zástěn, pružného uložení zařízení vytvářející rotační pohyb, vibrace apod.

2.6 Prvky snižující hluk ve VZT systémech

Nosným tématem této práce jsou pasivní prvky snižující hluk, proto této části bude věnována značná pozornost.

Nejčastěji používaným typem jsou prvky v podobě potrubního kusu s vnitřním akustickým obložení nebo tlumiče hluku různých typů. Těmito prvky se zabývalo značné množství odborníků a výrobních organizací. Jejich snahou bylo provést rozbor všech součástí a principů jejich funkce, které nyní vedou ke schopnosti provádět návrhy na základě provedené analýzy, již v projektové fázi a experimentálním zjištěním správně charakterizovat vlastnosti testovaného objektu.

2.6.1 Základní filozofie útlumu zvuku v tlumičích hluku

Jedním ze zásadních výzkumů provedl Cremer [26], který definoval základní vztahy pro stanovení akustického útlumu tlumiče. Výpočetní postup je zde uveden od vztahu pro akustický útlum.

Pokud není určen imisní bod, je hlavním parametrem definující výkonové vlastnosti tlumiče vložný útlum D_i [dB], který udává snížení hladiny akustického výkonu prostupující vlny vlivem instalace tlumiče. Zjednodušený výpočetní model uvádí vztah 2.50, který vychází z měření přenosového útlumu D_t [dB]. Ten udává hodnotu rozdílů hladin akustického výkonu z měření hladin akustického tlaku v definovaných pozicích před a za měřeným tlumícím prvkem. Zde je vhodné poznamenat, že měřicí pozice před tlumičem je mírně nadhodnocena vlivem reflexe akustické energie na vstupu do tlumiče hluku a také na jeho výstupu. V případě zanedbání odrazů akustického vlnění na vstupu a výstupu tlumiče a rozdílnosti rovinných ploch průřezů potrubí, je hodnota vložného i přenosového útlumu přibližně stejná. Při uvážení tohoto předpokladu je možné přenosový útlum homogenního absorpčního tlumiče rozložit na útlum nespojitostmi D_s [dB] a útlumem šíření po celé délce tlumiče D_a [dB/m] popisující absorpci akustické energie vztáženou na jednotku délky l [m] následovně

$$D_i \approx D_t = D_s - D_a l \quad (2.50)$$

Útlum nespojitostmi se odvíjí od charakteru zvukového pole vstupujícího do tlumiče. Důležitým aspektem je hustota vlastních kmitů a jejich míra nerovnoměrnosti na nižších frekvencích. Útlum nespojitostmi lze určit na základě laboratorního měření stejného homogenního absorpčního tlumiče s rozdílnými délkami l_1 a l_2 . Jsou-li změřeny přenosové útlumy D_{t1} pro délku l_1 a D_{t2} pro délku l_2 , bez vlivu přenosu vedlejšími cestami, tak lze útlum nespojitostmi vyjádřit následovně.

$$D_s = \frac{D_{t1}l_2 - D_{t2}l_1}{l_2 - l_1} \quad (2.51)$$

Útlum šíření po délce tlumiče v jednotkách dB/m lze určit ze stejného měření jako

$$D_a = \frac{D_{t2} - D_{t1}}{l_2 - l_1} \quad (2.52)$$

Filozofie tohoto výpočetního postupu je založena na předpokladu, že pohlcování toku akustické energie v homogenním absorpčním tlumiči délky dz , lze rozdělit na absorpci na ploše pohltivého materiálu $\alpha U dz$ a toku energie od zdroje na ploše průřezu potrubí S . Následně pro kvalitativní určení útlumu šířením lze říci, že pokles akustické energie na jednotkové délce tlumiče je úměrný šíření akustické energii pole Peiningova vztahu

$$D_a \propto \frac{U}{S} \alpha \quad (2.53)$$

kde U je délka obvodu absorpčního obkladu, [m]

α je součinitel zvukové pohltivosti absorpčního obkladu. [-]

Této úměry se využívá především při rozměrové koncepci tlumiče, kde ze vztahu 2.53 lze usuzovat, že obvod tlumiče obloženého pohltivým materiálem i součinitel zvukové pohltivosti by měl být co největší, zatímco průřez potrubí co nejmenší. Nicméně vztah 2.53 je nutné brát jako jednoduchou aproximaci lineárního útlumu a rozměrovo-pohltivých parametrů tlumiče. Tento vztah ve své práci ověřil Silvan [61], který zmiňuje validitu pouze pro frekvence, při níž je délka vlny přibližně dvojnásobkem vnitřního průměru potrubního kanálu, jinak

řečeno pouze pro šíření rovinné vlny.

Cremer [27] stanovil i vztah pro akustický útlum tlumiče při šíření akustických vln vyšších módů. Graficky to ve formě křivek uvádí Ingard [44], které zobrazují závislost akustického útlumu na geometrii tlumiče a sledované frekvenci. Tento postup zavádí komplexní konstantu šíření Γ , která popisuje distribuci akustického tlaku v potrubí $p(z) \propto e^{-\Gamma z}$ zahrnující i ztrátu šířením D_a následovně

$$D_a = \operatorname{Re}(\Gamma) \cdot 8,7 \text{ dB} \quad (2.54)$$

kde zjednodušený vztah pro komplexní konstantu šíření popisuje jako

$$\Gamma = jk \sqrt{1 + \frac{1}{jk} \frac{U}{S} \frac{\rho c}{Z}} \quad (2.55)$$

kde jk je koeficient šíření vztahující se k rovinné "neutlumené" vlně vlnového čísla k , [-]
 Z je komplexní akustická impedance obkladu podél obvodu U , [Pasm⁻¹]
 ρc je charakteristická impedance prostředí, v kterém se šíří rovinné vlny. [Nsm⁻³]

Tímto vztahem se zabývali i další autoři, kteří provedli série matematických rozvojų veličin pod odmocninou, čímž definovali rozsah použití. Ukázalo se, že zásadní vliv na výslednou hodnotu vztahu 2.55 nese poměr mezi celkovým příčným průřezem potrubí a vnitřním průřezem tlumiče. Druhá odmocnina tohoto poměru definuje rychlost šíření axiálních vln. To vede na vztah útlumu nespojitostmi podle

$$D_s = 20 \log \left(\frac{1}{2} \left| \sqrt{-j\Gamma/k} + \sqrt{jk/\Gamma} \right| \right). \quad (2.56)$$

Další šetření rovnice 2.55 ukazuje, že velikost útlumu šířením, se mírně zvyšuje se zvyšujícím se odporem proti proudění na frekvencích menších, než je první rezonanční frekvence. Pro dělicí prvky (rozdělovače, kulisy) tloušťky $2d_k$ [m] a šířkou mezi nimi h [m], lze útlum šíření počítat podle

$$D_a \approx 2, 2k \frac{2d_k}{h}. \quad (2.57)$$

Výkon tlumičů s dělicími prvky jsou tedy převážně závislé na vlnovém čísle k , vlnové délce prostupující vlny λ a rozměrů dělicích prvků. Jednoduché aproximace jsou založeny na úzké interakci zvukového pole v potrubní síti a absorpčních vlastnostech použitého obkladu. Ovšem tyto předpoklady nelze plně uplatnit na vyšších frekvencích. Nicméně se zvyšující se frekvencí se zvyšuje i počet akustických vln vyšších módů, které trpí na vyšší útlum. Pro tlumič tvořený rozbočovacím díly (kulisami) lze vztah pro útlum šíření aproximovat následovně

$$D_a h \approx \left(4 - 4, 4 \log \left(\frac{kh}{9} \right) \right). \quad (2.58)$$

Ke zlepšení výkonu tlumiče na vyšších frekvencích je nezbytné zamezit přímému šíření zvuku. Nejčastěji se tak děje použitím kulis nebo změnou orientace šíření vln pod malým úhlem. Ovšem pro tyto adaptace již nelze použít jednoduché výpočtové vztahy a také je nutné brát v potaz vyšší hydraulické ztráty.

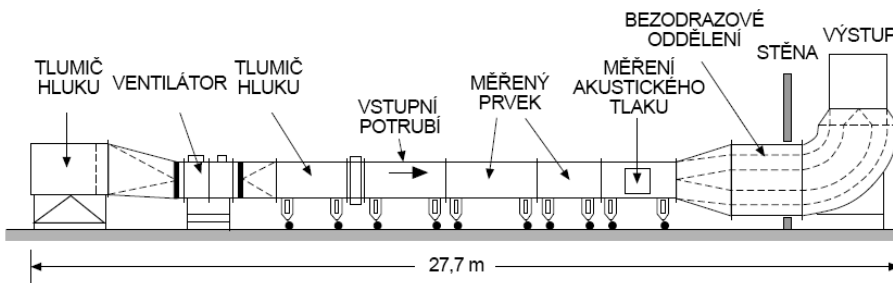
2.6.2 Vývoj experimentálně měřicích metod a zařízení

Paralelně s vývojem výše zmíněného teoretického aparátu probíhaly reálné měřicí procesy, které jednotlivé vztahy, popřípadě rozsah jejich použití ověřovaly. Druhotným cílem těchto experimentů bylo definovat požadavky na zkušební zařízení, které by umožňovalo stanovit kýžené akustické parametry s odpovídající výpovědní hodnotou. Zařízení založené na principu měření akustické impedance popisuje Delany a Bazley [34], Wassillief [75] nebo Bokor [18]. Až na pár výjimek se jednalo o uzavřený potrubní kanál kvádrového tvaru s reflexními stěnami, přičemž alespoň jedna stěna byla opatřena absorpčním materiálem. Rozměry potrubního kanálu byly voleny tak, aby na sledované frekvenci došlo k vybuzení rovinné vlny. Následně se mikrofonní sondou hledaly místa, kde akustický tlak p dosahoval svého maxima a minima. V dnešní době, tento základní princip, v poupravené formě, představuje mezinárodně uznávaný způsob [70] vedoucí ke stanovení součinitele zvukové pohltivosti α pro kolmý dopad vln.

Odlíšného způsobu založeného na měření vložného útlumu se substitučním potrubím využil Cummings [28]. Primární cíl následně zmíněných autorů byl poně-

kud odlišný od předchozích. Snahou bylo řešit komplexnější situace šíření zvuku v určitém prostředí, což je pro analytické metody příliš komplikované. Proto zainteresovaní odborníci pracovali na vývoji numerických metod pro predikci šíření zvuku potrubní sítí s pružnými stěnami [14]. Experimentální část jejich práce tedy sloužila převážně ke komparaci reálně naměřených dat a přibližného řešení získané numerickou metodou. Pro případ měření vložného útlumu se hlavní zkušební aparát sestával z otevřeného potrubního kanálu kvádrového tvaru s akusticky pohltivým materiálem na dvou protilehlých stranách. Buzení akustického vlnění bylo prováděno čtyřmi reproduktory umístěnými v každém rohu jedné strany kanálu. Následně ke zkoumání útlumu šířením docházelo traverzováním mikrofonní sondou podél potrubního kanálu. V následující práci Cummings a Astley [15] umístili obklad na všechny čtyři stěny. Nicméně poněkud zásadním problémem jejich prací byla absence dokonale pohltivé stěny, případně bezodrazového zakončení na konci testovaného potrubního kanálu. To vedlo k výskytu částečně stojatého vlnění vlivem reflexe akustické energie v místech akustické diskontinuity zpět ke zdroji, což mělo za následek nepřesnosti při měření.

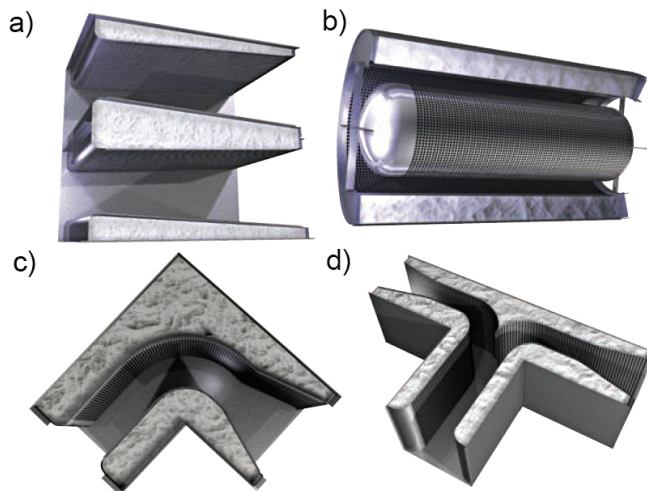
V průběhu let se Cummings a Astley [31], mimo jiné, zabývali porovnáváním výsledků měření vložného útlumu v experimentální potrubní trati různých konfigurací. Doporučenou konfigurací splňující požadavky [69] uvádí Obr. 2.17. Jedná se o jednu z konfigurací, která může být použita jako alternativa k měření vložného útlumu v potrubní trati s dozvukovou komorou.



Obr. 2.17 Konfigurace experimentální tratě použité v [31].

2.6.3 Současné řešení tlumičů hluku

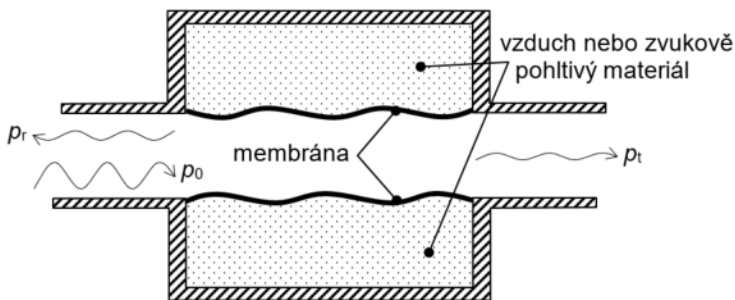
Zmíněné práce v předchozích podkapitolách se staly základem, z kterého vychází vědecko-výzkumní pracovníci i v dnešní době. Moderní pasivní prvky jsou navrhovány na konkrétní a předem určené aplikace, které jsou charakteristické určitou frekvenční oblastí akustického vlnění. Nejčastěji užívanými prvky snižující hluk ve VZT systémech jsou tlumiče využívající tradiční disipativní metody [10] Obr. 2.18. Zatímco tyto typy tlumičů vykazují vysokou účinnost v oblasti středních frekvencí, tak v oblasti nízkých kmitočtů jsou téměř neúčinné. Navíc i z hlediska nízkého přirozeného útlumu v potrubní síti se oblast frekvencí $f < 250$ Hz ukázala velmi problematickou. Právě nedostatek efektivních metod pasivní kontroly v tomto frekvenčním rozsahu je hlavní motivací současného výzkumu a vývoje.



Obr. 2.18 Současné řešení absorpčních typů tlumičů hluku (a) kulisový, (b) s jádrem, (c) rohový, (d) rozdělový [7].

Lze pozorovat několik přístupů, kterými může být dosaženo vyššího útlumu na nízkých frekvencích. Příkladem může být Huang a Choy [23][42], kteří vyvinuli tlumič označovaný jako „drum-like“. Tento typ tlumiče využívá principu strukturální resonance, které je dosaženo díky implementaci membrán nebo desek v místě expanzní dutiny tlumiče (viz. 2.19), která je vyplněna tlumícím materiálem nebo vzduchem. Klíčem dosažení vysokého útlumu na nízkých frekvencích

je vibrace membrány pro akustické vlny prvních dvou módů. Schopnost funkce tlumiče v této oblasti je závislá na napnutí membrány a její délce. Stejně tak i pozice hlavního „peaku“ vložného útlumu z pohledu frekvence, se pro různé parametry membrány a dutiny mění. Z toho důvodu se výzkumná činnost těchto typů tlumičů odehrává především z hlediska optimalizace jednotlivých parametrů membrány a dutiny.

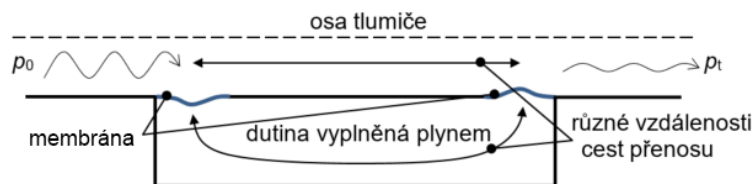


Obr. 2.19 Zjednodušené schéma nízkofrekvenčního „drum-like“ tlumiče [23].

Nicméně výkon a oblast účinku těchto typů tlumičů se může v průběhu času měnit, vlivem degradace materiálů a vysoké citlivosti na požadované napětí membrány vzhledem k její délce. Tento problém se Choy s Huangem snažili řešit v [24]. Dlouhou membránu rozdělili na dvě nestejně dlouhé díly, čímž došlo k vytvoření vícekomorového „drum-like“ tlumiče. Dle uvedených výsledků se i větší množství membrán pozitivně podepsalo na hodnotě vložného útlumu, který byl o 3dB vyšší.

Opět Huang [43] pracoval na řešení tlumiče pro oblast nízkých frekvencí vycházející z „drum-like“ typu tlumiče a Herschel-Quinckeho trubice (dále jen HC trubice), kterou představil Steward [71]. HC trubice se skládá z rovného hlavního potrubí, kde je v určitém místě utvořen obtok (bypass). Délka obtokové části se volí podle nejnižší frekvence, na které má docházet k útlumu. Následně dochází v místě „rozcestí“ k rozdělení zvukové vlny, která dále prochází hlavním i obtokovým kanálem. Díky větší délce obtokové části potrubí je fáze vlny prostupující obtokovým kanálem zpožděna o π vůči vlně šířící se hlavním kanálem a v místě jejich opětovného střetu dojde k jejich útlumu. Na tomto principu autor vytvořil tzv. „flute-like“ tlumič (viz. 2.20), který je tvořen dvojicí membrán, které

spojuje pevná stěna. Obě membrány jsou na pomezí společné dutiny, která je vyplněna určitým plynem (většinou s hustotou menší než vzduch). V dutině se poté zvukové vlny šíří vyšší rychlostí a vibrace druhé membrány vyrušují vlny procházející hlavním kanálem. Nicméně tohle řešení si vyžaduje poměrně velké rozměry z důvodu dlouhé vlnové délky na nižších kmitočtech. Další nevýhodou je postupný únik plynu z dutiny.



Obr. 2.20 Zjednodušené schéma nízkofrekvenčního „flute-like“ tlumiče [43].

Na poli novodobého trhu se objevují i jiné typy prvků snižující hluk zaměřující se na poměrně široké frekvenční spektrum. Tyto prvky využívají kombinaci různých mechanismů tlumení a zároveň mohou dále zajišťovat větší množství funkcí, např. kombinace reflexně-absorpčního tlumiče a distribučního boxu v jedné kompaktní jednotce. Dalším příkladem může být víckomorový reflexně-absorpční tlumič od Yu [76], který prováděl optimalizaci řešení jednotlivých komor. Snahou bylo vhodným řešením získat útlumovou křivku s obsahem většího množství „peaků“.

Křivka akustického útlumu standardních disipativních typů tlumičů obsahuje většinou dva peaky. Jeden udává použitý akustický materiál, druhý geometrické řešení a rozměry. V uvedené publikaci [76] dosáhl autor dodatečných peaků tzv. rozbitím symetrie (kombinací různých řešení komor).

2.6.4 Vlastní hluk VZT prvků

Jakákoliv diskontinuita v distribuční síti VZT systému má za následek vznik lokální turbulence. Energie potřebná pro vznik této turbulence je dodávána ventilátorem, popř. jednotkou dopravující vzduch a dále se projevuje poklesem statického tlaku napříč diskontinuitou. Následně jistá část této energie je přeměněna na energii akustickou. Značná pozornost v této oblasti byla věnována vývoji pre-

diktivních metod umožňujících stanovení přibližných hodnot hladin akustického výkonu vlastního hluku různých VZT prvků. Vzniklé metody se opírají o teoretický aparát uvedený v kapitole 2.3.

Postupem času došlo k odvození dalších analogií věnující se generování vlastního hluku a sním spojené tlakové ztráty tuhých těles vřazených do proudu vzduchu v potrubní síti. Nelson a Morfey [51] vytvořili první teoretický model pro predikci vlastního hluku v nízko rychlostním potrubním kanálu způsobený proměnlivými silami působící na geometricky jednoduché těleso. Vzhledem k faktu, že v době vzniku modelu nebylo možné předvídat velikost proměnlivých sil, tak model vychází z předpokladu, že proměnlivé síly jsou přímo úměrné rovnovážným tahovým silám, které jsou vyjádřeny koeficientem odporu. V důsledku rozvoje a častější implementace regulačních elementů do prostředí VZT systémů, vzrostl i zájem odborníků o tuto oblast. Oldham a Ukpoho [53] se pokoušeli rozšířit práci Nelsona a Morfeyho o další možné konfigurace a geometrie těles. Jejich počínání bylo založeno na reálném měření akustických a hydraulických parametrů různých potrubních prvků. Z naměřených dat bylo znatelné, že se zvyšující se rychlostí proudění vzrůstá více vlastní hluk v oblasti nad „cut-on“ frekvencí f_c než pod ní. Z toho důvodu jsou vztahy pro tyto frekvenční oblasti odlišné (viz rovnice 2.59 a 2.60). Také se jim povedlo přepsat Nelson-Morfeyovu rovnici do vhodnější podoby, přičemž došlo k nahrazení koeficientu odporu koeficientem tlakové ztráty.

Pro $f_s < f_c$

$$120 + 20 \log K(St) = SWL_D - 10 \log \left(\frac{\rho_0 S \sigma^4 \zeta^2 v_c^4}{16 c_0} \right). \quad (2.59)$$

Pro $f_s > f_c$

$$120 + 20 \log K(St) = SWL_D - 10 \log \left(\frac{\rho_0 S^2 (St)^2 \sigma^4 \zeta^2 v_c^4}{24 c_0^3 d_k^2} \right) - 10 \log \left(1 + \frac{\left(\frac{3\pi c_0}{4\omega_c} (a + b) \right)}{S} \right), \quad (2.60)$$

kde	SWL_D	je hladina akustického výkonu v potrubí,	[dB]
	f_c	je "cut on" frekvence potrubí,	[Hz]
	f_s	je střední frekvence sledovaného oktávového pásma,	[Hz]
	S	je příčný průřez potrubí,	[m ²]
	ζ	je součinitel tlakové ztráty tělesa $\zeta = \Delta p / 0,5\rho v^2$,	[-]
	σ	je konstanta vyjadřující vliv místní tlakové ztráty $\sigma = (\sqrt{\zeta} - 1) / (\zeta - 1)$,	[-]
	v	je rychlost proudění,	[ms ⁻¹]
	v_c	je maximální efektivní rychlost proudění $v_c = v/\sigma$,	[ms ⁻¹]
	d_k	je charakteristický rozměr tělesa $d = [S(+ - \sigma)]/b$,	[m]
	St	je Strouhalovo číslo $St = f_c d/v$,	[-]
	$K(St)$	je experimentálně stanovený faktor vztahující se k St ,	[-]
	a	je výška potrubí,	[m]
	b	je šířka potrubí.	[m]

Vykreslení křivek hladin akustického výkonu vlastního hluku v závislosti na frekvenci provedli autoři tak, že výsledky z rovnic 2.59 a 2.60 položili proti Strouhalovu číslu. Výsledky z experimentálního měření a tohoto modelu vykazovali přibližnou shodu, což vedlo Oldhama a Ukpo k názoru, že tyto rovnice by mohly tvořit základ technik predikce vlastního hluku ve VZT systémech. V poupravené formě se tento model objevil i v handboocích ASHRAE [3] a CIBSE [40], jehož podobu pro výpočet hladiny akustického výkonu vlastního hluku L_W uvádí rovnice 2.61 a 2.62. Došlo také k úpravě výpočtu „cut-on“ frekvence, kde pro kruhové potrubí je $f_c = 1,841c/2\pi r$ a pro pravoúhlé potrubí $f_c = 2/cH$, kde H [m] je větší z příčných rozměrů potrubí. CIBSE tyto vztahy uvádí následovně pro $f_s < f_c$

$$L_W = -37 + 20 \log(K(St)) + 20 \log \zeta + 10 \log S + \log v, \quad (2.61)$$

pro $f_s > f_c$

$$L_W = -84 + 20 \log(K(St)) + 20 \log(St) + 10 \log \zeta - 40 \log \sigma + 10 \log S + 60 \log v. \quad (2.62)$$

Nicméně výše uvedené vztahy se omezují pouze na jedno izolované těleso. Při praktické aplikaci se, ale v potrubní síti vyskytuje velké množství diskontinuit, které se vzájemně ovlivňují. Na to upozornil Mak a Yang [48], který se do těchto vztahů snažili zanést možnost interakce několika diskontinuit současně. Mak [47] poté ještě uvedené vztahy modifikoval pro různé konfigurace vřazených elementů a potrubí. Nicméně uvedené řešení bylo více teoretické a nenabízelo dostatečný potenciál umožňující široké praktické využití. Z toho důvodu se Cai ve spolupráci s Makem touto problematikou zabývali dále a v práci [22] zavedli jistý faktor interakce β_m , kterým rozšiřují výsledky ze vztahů 2.61 a 2.62 následovně

$$L_{Wm} = L_W + 10 \log \beta_m. \quad (2.63)$$

Poznámkou k veličině L_W z předešlé rovnice je, že se jedná o hodnotu elementu s největší tlakovou ztrátou. Interakční faktor se poté vypočte podle pro $f_s < f_c$

$$\beta_m = m + m \cos kL \cos \left(kL - kL \frac{v}{c} \right), \quad (2.64)$$

pro $f_s > f_c$, pravoúhlé potrubí

$$\beta_m = m + m \frac{8kS + \pi(a+b)}{2kS + \pi(a+b)}, \quad (2.65)$$

pro $f_s > f_c$, kruhové potrubí

$$\beta_m = m + m \frac{4kS + \pi r}{kA + \pi r}, \quad (2.66)$$

kde	m	je počet elementů,	[-]
	k	je vlnové číslo $k = 2\pi/f_s$,	[-]
	L	je nejkratší vzdálenost mezi dvěma elementy,	[m]
	r	je poloměr kruhového potrubí.	[m]

Poznámkou autorů je, že i přestože uvedený interakční faktor představuje pouze přibližnou přidanou hodnotu k vypočtené hladině akustického výkonu, tak došlo ke splnění požadavku každodenních praktických případů. Tohle tvrzení vysvětlují tím, že hodnota β_m může být nadhodnocena, což je při návrzích VZT systémů

přívětivější než pracovat s podhodnocenými hodnotami.

Jednou z dalších požadavků praxe bylo odvození z výše uvedených modelů jednoduchý, rychlý a pohodlný způsob ke stanovení přibližných hodnot hladin akustického výkonu vlastního hluku potrubních elementů, které musí výrobci uvádět ve svých projekčních dokumentech. Tato povinnost se týká především tlumičů hluku. Pro splnění požadavků na jednoduchost bylo většinové úsilí věnováno procesu zavedení široce uplatitelných konstant. Výsledkem je vztah 2.67, který je zakotven i v technických normách a uvádí jej [65] v části „účinek proudění na vlastní hluk“.

$$L_W = B + \left[10 \log \frac{pcS}{W_0} + 60 \log Ma + 10 \log \left[1 + \left(\frac{c}{2f_s H} \right)^2 \right] - 10 \log \left[1 + \left(\frac{f_s \delta}{v_i} \right)^2 \right] \right] \quad (2.67)$$

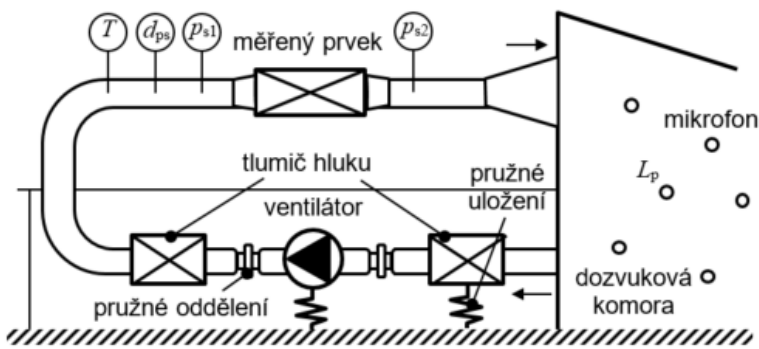
kde	p	je statický tlak v potrubí,	[Pa]
	W_0	je referenční výkon $W_0 = 1$,	[W]
	H	je největší příčný rozměr potrubí,	[m]
	δ	je parametr zohledňující spektrální obsah vysokých kmitočtů $\delta = 0,02$,	[-]
	v_i	je rychlost proudění v nejmenším průřezu tlumiče,	[ms ⁻¹]
	B	je konstanta tlumiče $B = 58$,	[dB]

Jedná se o vztah, na jehož výslednou přesnost mají vliv rozměry tlumiče, parametry prostředí a rychlost proudící vzdušiny. Nicméně nejvýrazněji výsledek ovlivňuje jistý koeficient B , nazývaný v publikacích jako konstanta tlumiče. Jedná se o parametr, který závisí především na tlakové ztrátě tlumiče a jeho hodnota byla experimentální cestou, pro kulisové tlumiče, stanovena na hodnotu 58 dB. Bližší informace o této konstantě se autorovi této práce nepodařilo najít, pouze [50] z roku 2013 uvádí, že tato oblast problematiky nebyla prozatím dostatečně prozkoumána.

2.6.5 Experimentální možnosti stanovení vlastního hluku

Různé možnosti stanovení základních akustických parametrů VZT prvků se vyznačují odlišnou přesností výsledků, a dále znalostí, finanční a časovou nároč-

ností. Analytické techniky lze použít pouze na poměrně jednoduché systémy, což velmi limituje jejich použití pro složité praktické typy potrubí a tlumiče. Nicméně tyto techniky pomáhají odborníkům pochopit zásadní souvislosti řešeného problému a jsou vždy neocenitelné pro přibližnou validaci. Numerické metody nabízí vysoce účinný nástroj, který v případě přesného modelu a správného zadání okrajových podmínek nabízí poměrně přesné výsledky. Avšak každý z takto získaných výsledků by měl být validován reálným měřením.



Obr. 2.21 Ukázka možné konfigurace pro měření vlastního hluku VZT prvků se zařazenou dozvukovou komorou.

V případě měřícího procesu vedoucí ke stanovení hladin akustického výkonu vlastního hluku různých VZT prvků, jsou požadavky na laboratorní zázemí velmi komplikované a rozsáhlé. Jedná se o měřící zařízení, které musí umožňovat jak dopravu, regulaci a měření parametrů proudící vzdušiny, tak i možnost měření akustického tlaku ve vhodném prostředí. To je jedním z důvodů proč výrobci ve svých projekčních materiálech uvádějí teoreticky vypočtené hodnoty, neboť možnosti jejich měření jsou velmi nákladné. Technické normy [69] a publikace zabývající se touto problematikou se omezují pouze na metodu měření v potrubí se zařazenou dozvukovou komorou (Obr. 2.21). Technická norma [69] dále pouze textově zmiňuje využití alternativních metod. Jedná se o měření pouze v potrubí s bezodrazovým zakončením a ve volném zvukovém poli v okolí potrubí s volným vyústěním. Bližší popis těchto metod včetně způsobu hodnocení se již autorovi této práce nepodařilo veřejně dostupnými způsoby zjistit. V případě užití alternativních metod nastává otázka ohledně útlumu odrazem na konci po-

trubí, popř. v místech akustické diskontinuity. Také samotné prostředí a místo měření akustického tlaku bude mít vliv na obecný výpočetní aparát, který prezentuje základní filozofii výpočtu hladiny akustického výkonu vlastního hluku u preferované metody se zařazenou dozvukovou komorou.

3 CÍLE PRÁCE

Hlavní cíle práce se zaměřují na stanovení vlivu vzájemné interakce hydraulických a akustických parametrů prvků účelně snižujících hluk ve VZT systémech, konkrétně ve vztahu k množství generovaného vlastního hluku. Splnění hlavního cíle s sebou nese i nutnost řešit další dílčí problémy spojené s experimentálním měřením, numerickým přístupem a samotným vyhodnocení výsledků. Všechny tyto body představují vedlejší cíle. Důraz v této práci je kladen na porovnání akustických a hydraulických parametrů pro různé tvarové varianty středového jádra absorpčního tlumiče hluku. Sledování dalších parametrů majících vliv na výsledné množství generovaného hluku vychází z modelování turbulence v okolí středového jádra tlumiče hluku pomocí LES a SBES.

Naplnění hlavních cílů představuje následující body, které byly stanoveny na základě současného stavu poznání:

- Návrh alternativního přístupu k měření vlastního hluku a hydraulických parametrů potrubních prvků v prostředí potrubní sítě bez zařazené dozvukové komory. Realizace navrženého řešení a provedení měření na vybraných VZT prvcích.
- Návrh a výroba dílů instalovatelných na oba konce středového jádra tlumiče hluku za účelem změny tlakové ztráty. Připravit, provést a vyhodnotit experimentální měření pro vybrané varianty, které poskytnou data pro validaci.
- Návrh metodiky pro CAA pro případ turbulentního nestacionárního proudění v uzavřených profilech. Osvědčené postupy pro CAA simulaci zpracovat do formy generátoru sekvence příkazů určených ke zpracování v kódu ANSYS Fluent.

- Validovat numerické postupy CAA na experimentálně získaných datech.
- Stanovit vliv tlakové ztráty elementů vřazených do proudu vzduchu na výsledné množství generovaného hluku. Posoudit vliv potrubního tlumiče hluku s různou tlakovou ztrátou na konečnou hladinu akustického tlaku v místě pozorovatele ve vybraném vnitřním chráněném prostoru.

Na základě výše uvedených cílů, autor definoval vědeckou otázku. Snahou je v práci na tuto otázku odpovědět.

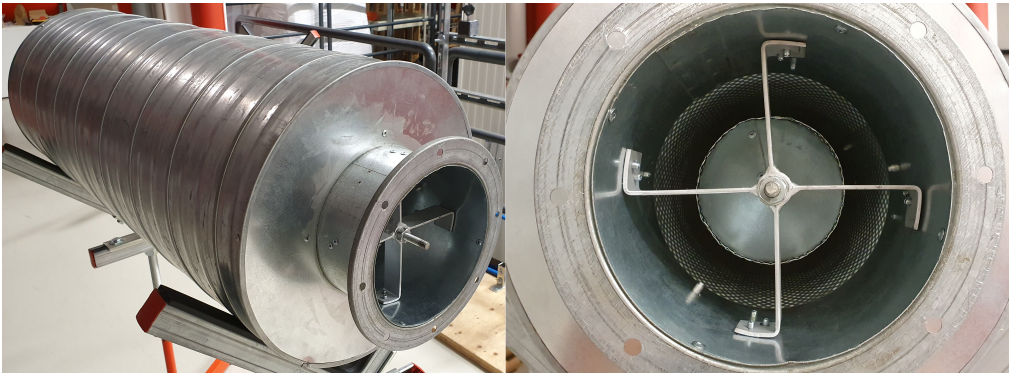
„Jakou měrou se podepisuje tlaková ztráta tlumiče hluku na jeho výsledný vlastní hluk a je možné pomocí numerické simulace získat potřebná data k jejímu stanovení?“

4 ZVOLENÉ METODY ZPRACOVÁNÍ

4.1 Výběr potrubního tlumiče hluku a varianty středového jádra

Hlavní cíle práce se zaměřují na stanovení vlivu vzájemné interakce hydraulických a akustických parametrů prvků účelně snižujících hluk ve VZT systémech, konkrétně ve vztahu k množství generovaného vlastního hluku. Z toho vychází, že samotné hodnocení vzájemné interakce musí být provedeno na prvku, který bude svým konstrukčním provedením umožňovat různé úpravy a zároveň bude vhodným reprezentantem absorpčních tlumičů hluku montovaných do potrubí. Pro účely této práce byl zvolen kruhový tlumič hluku se středovým jádrem, které je ve středové poloze zafixováno pomocí křížových držáku na obou koncích (viz Obr. 4.1). Rozměrová specifikace tlumiče je uvedena v příloze.

Tento prvek byl pro vyšetřování zvolen také z toho důvodu, protože rozměry čela a příruby umožňují přímé napojení na ventilátorovou trať v laboratoři techniky prostředí (dále jen LTP) na FAI UTB ve Zlíně, přes potrubí DN200. Tudíž samotná instalace do měřicí tratě si nevyžadovala výrobu např. přechodových dílů případně i substitučního potrubního kusu. Samotný křížový držák byl v původním řešení upevněn přes nýty do vnější konstrukce. Tohle řešení bylo nahrazeno šrouby, aby bylo možné jednoduše demontovat středové jádro. Samotné



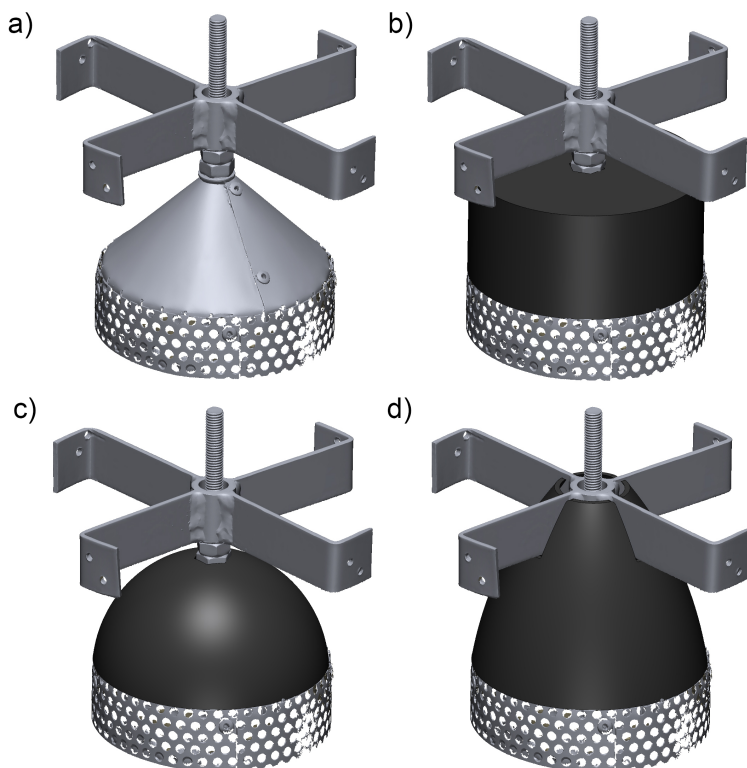
Obr. 4.1 Fotografie kulisového potrubního tlumiče hluku GDE 200.

středové jádro je na obou koncích opatřeno závitovou tyčí, která slouží pro pevné uchycení křížových držáků. Obě zvukově pohltivé části tlumiče, expanzní komora a středové jádro, jsou opatřeny akusticky pohltivým materiálem o tloušťce 100 mm. Aby byla zajištěna vyšší tuhost částí tlumiče, a také zabráněno přímému kontaktu s akusticky pohltivým materiálem i jeho případnému odtrhávání vlivem proudění vzduchu, je expanzní komora i středové jádro po svém obvodu opatřeno perforovaným plechem.

Modifikace hydraulických parametrů středového jádra, byla předpokládána úpravou jeho tvarových propozic. K tomu bylo nezbytné, v první fázi identifikovat vliv jednotlivých částí jádra na výslednou hodnotu tlakové ztráty. Protože samotný dopad jednotlivých částí na celkovou tlakovou ztrátu nebyl pro tuto práci kritický, byl zvolen numerický přístup využívající bez síťové metody. Jedná se o rychlé simulace umožňující stanovit hodnoty tlaku i rychlosti s dostatečnou přesností. Na základě provedených rozdílů vážených průměrů na ploše pro statický tlak bylo zjištěno, že největší vliv na hodnotu tlakové ztráty má tvarová geometrie jádra. Z toho důvodu došlo k návrhu více variant potrubních nátrubků, které je možné instalovat na konce středového jádra a tím pozměnit tvarové parametry celého dílu.

Vzhledem k faktu, že předmětné středové jádro obsahovalo jisté vady vzniklé při výrobním procesu, bylo nezbytné i tyto nedokonalosti při návrzích uvážit. Proto bylo využito technologií optické digitalizace, kdy byla provedena trojrozměrná analýza kompletního povrchu koncové části středového jádra. Naskenovaná data

byla dále zpracována v CAD prostředí do podoby objemové geometrie. Navrhované varianty nátrubků byly následně vhodně upraveny tak, aby vzájemné dosedové plochy spolu přesně korespondovaly. Původní naskenovaná geometrie i navržené varianty nátrubků jsou zobrazeny na Obr. 4.2.

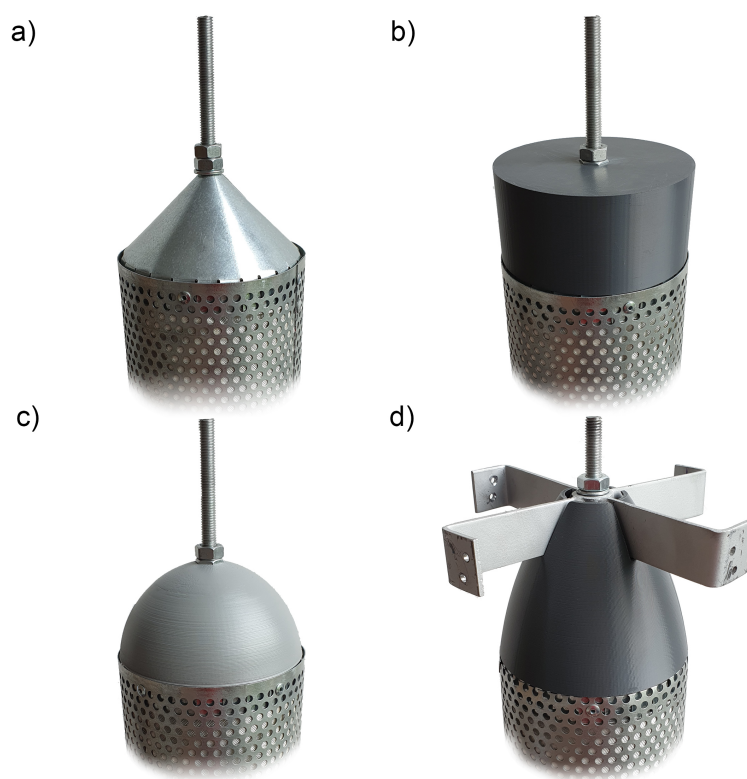


Obr. 4.2 Varianty nátrubků na středové jádro tlumiče hluku (a - original, b - válcový, c - sférický, d - protáhlý).

Snahou bylo pracovat s variantami, které zajistí jak horší, tak i lepší hydraulické vlastnosti, než je tomu u originálního řešení. Při samotném návrhu bylo opět využito rychlých bezsíťových simulací v prostředí ANSYS Discovery Live, kde byly jednotlivé varianty testovány pro různé průtoky vzduchu a současně upravována jejich geometrie tak, aby bylo dosaženo největší variability z hlediska tlakové ztráty. Výsledkem je válcový nátrubek s rovnou čelní stěnou a ostrou hranou po jeho obvodu. Předpokladem bylo touto variantou zvýšit tlakovou ztrátu při osazení vstupní části nebo obou konců středového jádra. Dalšími

variantami jsou díly sférických tvarů, kdy na vstupu se předpokládala varianta polokoule a na stranu výstupu protáhlá modifikace, zasahující až ke konci držáku. Originální řešení představuje kónické rozšíření pod úhlem 45° na obou stranách. Aplikaci sférických variant bylo očekáváno zlepšení aerodynamických vlastností středového jádra.

Vzhledem k tomu, že pro potřeby této práce bylo nutné vyrobit jeden nebo dva kusy od každé varianty, bylo přistoupeno k jejich výrobě pomocí 3D tisku. Tato technologie umožnila díly vyrobit s dostatečnou tuhostí i v případě relativně tenkých stěn. Samotný tisk byl proveden z materiálu ABS a výškou stavební vrstvy 0,2 mm. Výhodou tohoto řešení je, že výsledný kus je možné dále povrchově upravovat a dosáhnout tak i velmi hladkých ploch. Výsledné výrobky určené pro experimentální část této práce uvádí Obr. 4.3.



Obr. 4.3 Vyrobené varianty nátrubků (a - original, b - válcový, c - sférický, d - protáhlý).

Prezentované řešení umožňuje poměrně jednoduše modifikovat tvar středového jádra a také provést měření pro různé kombinace.

4.2 Návrh experimentální tratě pro stanovení vlastního hluku v potrubí

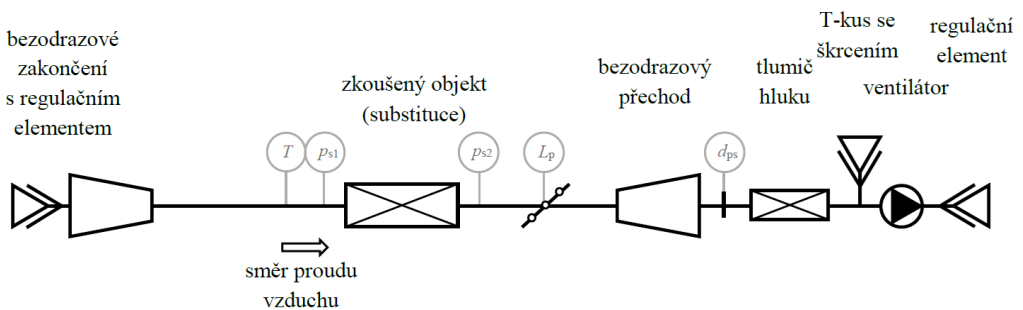
Tento bod uvádí řešení jednoho z cílů, na kterém je založena experimentální část práce. Doporučené přístrojové konfigurace a prvky měřicích tratí, včetně aktuálně platných postupů pro stanovení hladin akustického výkonu vlastního hluku, uvádí kapitola 2.6.5. Tyto konfigurace předpokládají vyústění potrubí s testovaným prvkem do prostředí dozvukové komory. I přes dostupnost dozvukové komory v LTP bylo přistoupeno k alternativnímu způsobu, který představuje přímé měření akustického tlaku v potrubní trati. Snahou bylo měření provést bez zásahu do konstrukce a případně i bez změn dispozic laboratoře, která za současného stavu nenabízí možnost připojení rovného potrubí bez vložených akustických diskontinuit v podobě ohybů či náhlých změn geometrie potrubí. Takové řešení by mohlo představovat značné komplikace, neboť výskyt jakýchkoliv diskontinuit má za následek vznik lokální turbulence, následovanou poklesem statického tlaku a odrazem akustické energie zpět ke zdroji.

Měření základních parametrů VZT prvků probíhá na specializovaných tratích s tuhým potrubím, jejichž konkrétní konfigurace se odvíjí od měřeného parametru, velikosti a tvaru testovaného vzorku. Doporučené konfigurace uvádí [64][69]. Měřicí postupy v těchto normativních předpisech jsou většinou založeny na substitučních principech, kdy je nejprve testován prvek, jehož parametry chceme znát a následně dojde k jeho nahrazení substitučním potrubím stejné délky a tvaru jako je vstupní a výstupní napojení.

Jedním z požadavků na konfiguraci měřicích tratí bylo, vedle akustických parametrů, současně měřit i tlakovou ztrátu. Nejen u tohoto typu měření, ale všeobecně při měření s prouděním je nutné vhodně zvolit způsob měření proudící vzdušiny a její regulace. Jednotlivé způsoby měření objemového průtoku popisují mezinárodní normy [67][68]. Základními atributy jednotlivých způsobů byla rychlost, přesnost a rozsah měření. Volba regulace průtoku také nabízela více způsobů. Regulace změnou otáček ventilátoru, regulační klapkou, popř. jiným

nastavitelným škrticím zařízením. Samotných možností umístění těchto regulačních elementů bylo opět více, což se odvíjelo i od toho, zdali je testovaný objekt umístěn na straně sání nebo výtlaku. Dle nabytých zkušeností z měřicí činnosti v LTP, bylo zvoleno, měřený prvek umístit na sání ventilátoru, který se provozuje na konstantní otáčky. Vstupní část tratě sestavit dostatečně dlouhou nebo využít talířového regulačního elementu k dosažení určité tlakové diference mezi barometrickým tlakem a tlakem před měřeným vzorkem. Regulaci průtoku následně provádět přísáváním vzduchu v místě mezi měřením objemového průtoku a ventilátorem. Samotné měření tlakové ztráty se provádí podle [63][69].

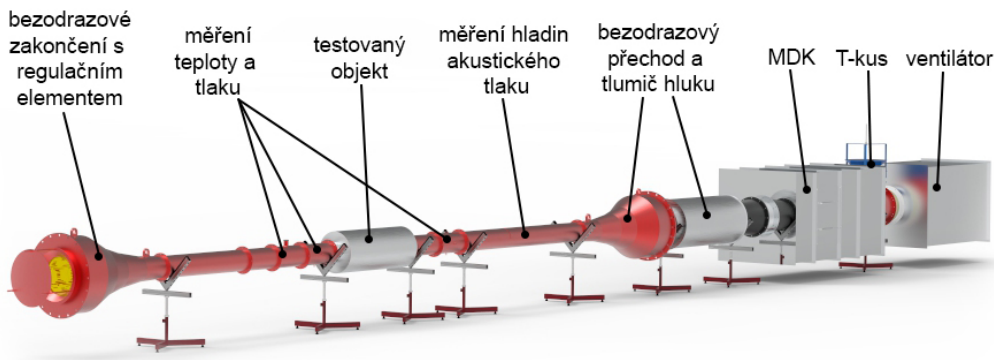
Pro měření pouze v prostředí potrubí bylo možné realizovat dvě základní varianty. První představovala uzavřenou potrubní síť s neustále cirkulujícím vzduchem a druhá rovnou variantu bez ohybů s otevřenými konci. První verze tratě nabízí lepší odolnost proti parazitním hlukům bočními cestami, nicméně omezené možnosti regulace průtoku a nezbytná výroba pravoúhlých kolen směřovala výběr k druhé variantě.



Obr. 4.4 Schéma konfigurace potrubní tratě s otevřenými konci pro měření vlastního hluku VZT prvků.

Obr. 4.4 zobrazuje navrženou konfiguraci, která umožňuje splnit požadavky na tiché proudění, měření tlakové ztráty a přesnou regulaci průtoku vzduchu. Na konci tratě je třeba osadit vhodně navržené bezodrazové zakončení, jehož hlavním znakem je dostatečně pozvolné rozšiřování průřezu potrubí, z důvodu potlačení odrazu zvukových vln zpět ke zdroji zvuku. V těchto provedeních se postupná změna plochy průřezu potrubí přibližuje exponenciálnímu trychtýři, jehož obvodová část je vyplněna absorpčním materiálem. Hodnocení účinnosti bezod-

razových zakončení se provádí výpočtem tzv. činitele odrazu, který udává rozdíl mezi maximálními a minimálními hladinami akustického tlaku, vznikajícími v potrubí se stojatým vlněním, vytvořenými postupujícími a odraženými rovinnými vlnami v každé střední frekvenci třetinooktávových pásem. K samotnému měření akustického tlaku docházelo ve třech polohách, rovnoměrně rozloženými na měřicí ploše za zkoušeným objektem, pomocí mikrofonů GRAS GS-40AF s předzesilovačem Nor1209 a měřicí stanice Nor850 od společnosti Norsonic, která slouží jako hladinový zapisovač akustického tlaku podle funkce času. Při měření s prouděním vzduchu byly mikrofony osazeny kuželovými nástavci. Teplota vzdušiny byla měřena v místě před testovaným objektem odporovým snímačem Pt100. Statický tlak byl snímán v pozici před a za testovaným objektem, vždy vůči atmosferickému tlaku, pomocí převodníků tlaku PTSXR od společnosti AIRFLOW. Stejně zařízení sloužilo i pro měření tlakové diference na multidýzové komoře (dále MDK), z které byla následně odvozen objemový průtok.



Obr. 4.5 Trať pro měření vlastního hluku v potrubí (render).

Samotné měření probíhá ve dvou sériích. V první se určí hladina hluku pozadí a tlaková ztráta substitučního potrubí na místě zkoušeného objektu. Druhá série již probíhá s testovaným objektem. Následně se hladiny akustického výkonu vlastního hluku pro jednotlivá třetinooktávová pásma v potrubní síti s instalací bezodrazových zakončení určí podle

$$L_W = \bar{L}_P + K \quad (4.1)$$

kde \bar{L}_P je nekorigovaná hladina akustického tlaku v třetino-
 oktávových pásmech průměrovaná přes měřicí pozice [dB].
 K je korekce zohledňující prostředí, v kterém došlo k měření
 akustického tlaku. [dB].

Tento vztah neobsahuje parametr zohledňující útlum odrazem v místě akustických diskontinuit, který by mohl mírně nadhodnotit měřený akustický tlak. Instalací vhodného bezodrazového přechodu za měřicí plochu dojde k eliminaci odražené zvukové vlny tak, že její intenzita je v polohách mikrofonů zanedbatelná. Tento jev je ovšem nutné ověřit sérii měření, kdy se sleduje přírůstek akustického tlaku bez instalace bezodrazového přechodu.

Průměrná hodnota hladin akustického tlaku pro jednotlivá třetinooktávová pásma se vypočte následovně

$$\bar{L}_P = 10 \log \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_{pi}} \right] + C \quad (4.2)$$

kde L_{pi} je časově průměrovaná hladina akustického tlaku třetino-
 oktávového pásma v i -té poloze mikrofonu [dB].
 C je celková korekce frekvenční charakteristiky. [dB].

Tato korekce je definována jako následující součet

$$C = C_1 + C_2 + C_{3,4} \quad (4.3)$$

kde C_1 je korekce na citlivost mikrofonu udávána výrobcem [dB].
 C_2 je korekce frekvenční charakteristiky trubkového nástavce
 při kolmém dopadu zvukové vlny [dB].
 $C_{3,4}$ je korekce frekvenční charakteristiky na střední rychlost
 proudění a rozložení módů. [dB].

Jednotlivé korekce určuje použitý kryt mikrofonu proti turbulentnímu proudění. Přesný postup pro trubkové, kuželové a kulové kryty uvádí [66]. Hodnota korekce K uvedena v 4.1 nevykazuje frekvenční závislost. Jedná se o hodnotu, která zohledňuje vliv prostředí (akustickou impedanci) a průřezovou plochu potrubí v místě, kde dochází k měření akustického tlaku.

$$K = L'_p + 10 \log \frac{S}{S_0} - 10 \log \frac{\rho c}{(\rho c)_0} - \bar{L}_P \quad (4.4)$$

kde	L'_p	je průměrná hladina akustického tlaku korigovaná na hluk pozadí pokud je odstup od hluku pozadí menší než 6 dB	[dB].
	S	je průřez potrubí v místě umístění mikrofonu	[m ²].
	S_0	je referenční plocha $S_0=1$	[m ²].
	$(\rho c)_0$	je referenční impedance prostředí $(\rho c)_0=400$	[Nsm ⁻³].

Korigované hladiny akustického tlaku pro sledovaná třetinooktávová pásma se vypočtou jako

$$L'_p = L_{pi} - K_{1i}, \quad (4.5)$$

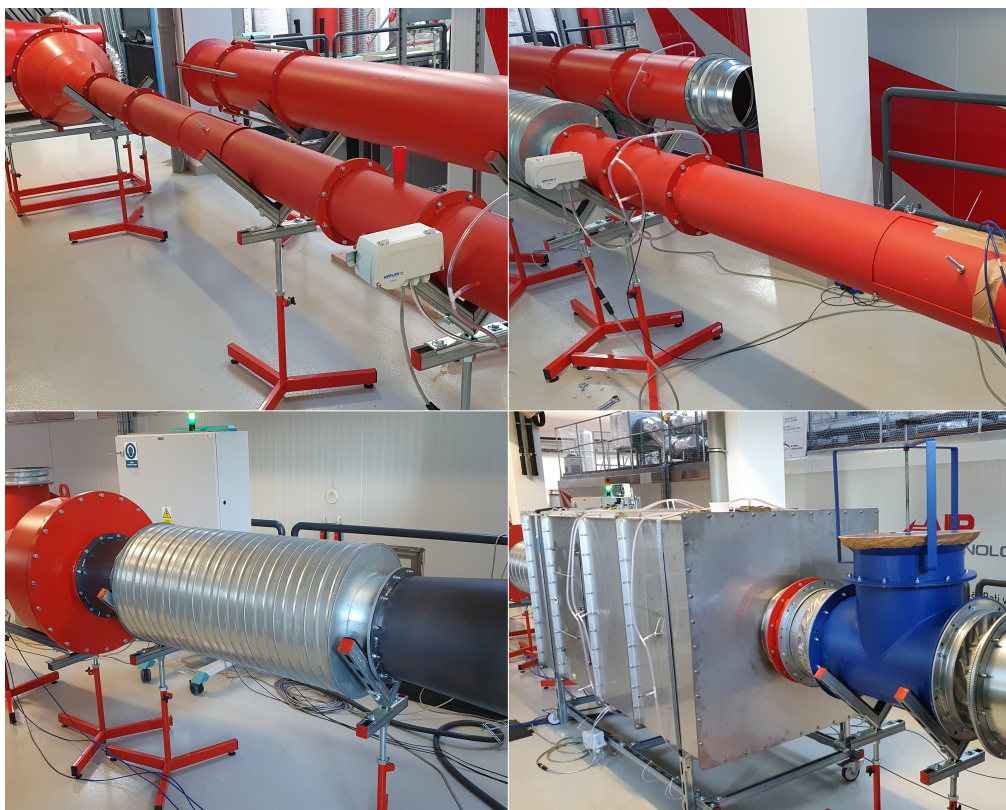
kde korekce na hluk pozadí K_{1i} je udávána jako

$$K_{1i} = -10 \log (1 - 10^{-0,1 \Delta L_{pi}}) \quad (4.6)$$

kde ΔL_{pi} je rozdíl časově průměrované hodnotě akustického tlaku pro testovaný objekt a časově průměrované hodnotě akustického tlaku hluku pozadí $\Delta L_{pi} = L_{pi} - L_{pi(B)}$ [dB].

Pokud se korekce na hluk pozadí neuplatňuje je $L'_p = \bar{L}_P$. Následně se hodnoty hladin akustického výkonu vlastního hluku L_W pro jednotlivá třetinooktávová pásma reportují ve formě grafů pro každou rychlost proudění na vstupu do testovaného objektu, přičemž hodnoty menší než 0 dB se neuvádějí.

Výše uvedený postup byl zpracován pomocí maker v prostředí MS Excel, aby celkový proces zpracování naměřených dat a následné vyhodnocení probíhalo maximálně automatizovaně, včetně stanovení nejistot měření. Samotné měření variant tlumičů hluku probíhalo ve více dnech. Postupně docházelo ke střídání mikrofónů na všech pozicích. Pro každou variantu středového jádra tlumiče hluku, pozici mikrofónu a rychlosti proudění bylo získáno devět náměrů pro každé třetinooktávové pásmo v rozsahu 50 Hz – 10000 Hz. Fotografie realizované měřicí tratě pro stanovení vlastního hluku v potrubí shrnuje Obr. 4.6. Výsledky z experimentální části jsou uvedeny ve formě protokolů v příloze.



Obr. 4.6 Snímky tratě pro měření vlastního hluku v potrubí v LTP.

4.3 Metodika CAA pro případ turbulentního nestacionárního proudění v uzavřených profilech

V této části práce bude představen postup, jakým byly průběžně modifikovány jednotlivé fáze pracovního toku numerického modelování turbulentního hluku, vznikajícího při obtékání vzduchu kolem tuhé překážky. Jedná se o problematiku známou, ale i v dnešní době poměrně náročnou s ohledem na velikost modelu, jeho komplexnost a sledovaný frekvenční rozsah. Při řešení těchto typů úloh se téměř vždy v získaných výsledcích objeví nějaký defekt, který autoři přisuzují zjednodušené geometrii nebo nepřesnému popisu všech okrajových podmínek. Z toho důvodu se CAA simulace neprovádí s úmyslem exaktně stanovit žádané akustické parametry, ale za účelem predikce přibližného frekvenčního průběhu akustického tlaku ve sledovaném místě. Snahou je získat informaci o možném vzniku tónových komponent a následně řešit jejich odstranění ještě ve fázi vývojového cyklu.

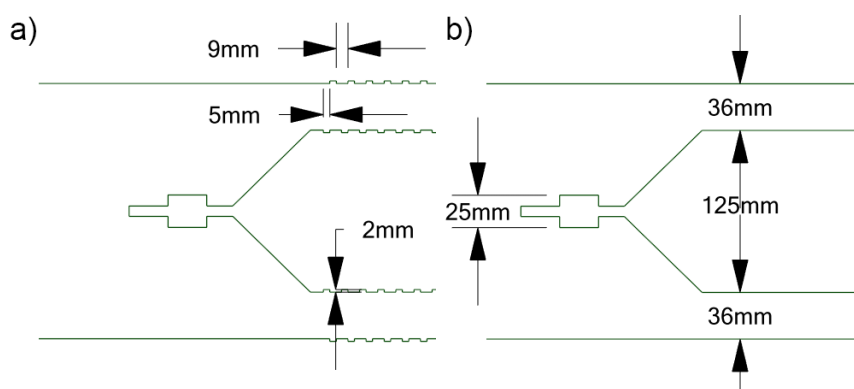
Hlavní filozofii CAA, možné přístupy řešení a doporučení pro různé případy popisuje kapitola 2.4. V tuto chvíli je třeba opět poznamenat, že popsané přístupy nelze libovolně aplikovat na všechny typy toků. Každý model představuje jisté ztěžejní a níže popsané postupy vychází z velkého počtu provedených simulací na konkrétním modelu tlumiče hluku a komparace výsledků s reálným měřením.

Zmíněné fáze pracovního toku představují tvorbu modelu, dimenzování a analýzu výpočetní sítě, nastavení okrajových podmínek a řešiče, vyhodnocení a interpretace výsledků.

4.3.1 Tvorba modelu

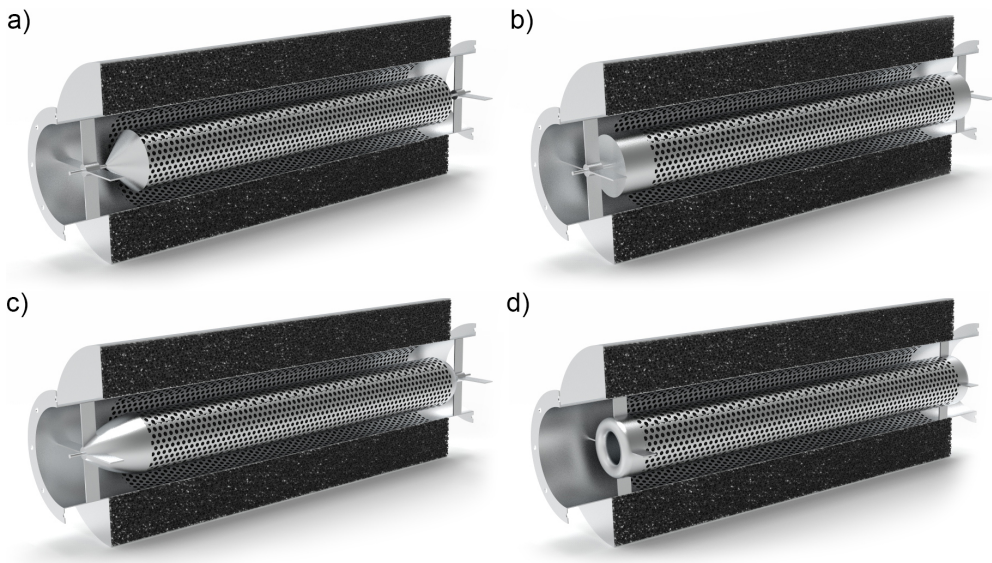
Úvodním krokem bylo potřeba zvolit mezi dvou nebo třídímním modelem (dále jen 2D nebo 3D). Z hlediska charakteru práce bylo vhodné pracovat s 3D modelem tlumiče hluku, nicméně pro úvodní validaci jednotlivých kroků numerické simulace může být 3D varianta příliš časově náročná. Z toho důvodu bylo v první fázi přistoupeno k 2D numerickému řešení a při jeho odladění aplikovat postup a nastavení v 3D.

Ve světě numerického modelování se standartně uplatňují různá zjednodušení, případně nahrazení složité geometrie předdefinovanými modely. Předmětný tlumič hluku je tvořen obvodovou konstrukcí, středovým jádrem, porézním materiálem, křížovými držáky a perforovaným plechem. Vzhledem k tomu, že tato práce nezahrnuje výzkum vzájemné interakce konstrukce-tekutina, tudíž ani útlum šíření akustické energie po celé délce tlumiče, byla numerická část této práce zjednodušena pouze na oblast tlumiče, kde proudí vzduch. Výpočetní doménou tedy byl pouze inverzní objem modifikovaného tělesa tlumiče hluku. Pro 2D případ nebyl uvažován ani křížový držák, neboť by muselo dojít k jeho náhradě modelem tzv. porézního média a popisu jeho parametrů ztrátovými koeficienty tlaku. Protože poměr čelní plochy držáku vůči celkovému průřezu je velmi malý, byl tento prvek pro 2D simulaci zanedbán. Poslední částí tlumiče je perforovaný plech. Obecně se i pro případy proudění skrze hustě děrované plochy uplatňuje náhrada modelem porézního média. Nicméně v tomto případě nedochází k proudění skrze, ale podél perforovaného plechu. Zanedbání těchto částí by vedlo k výsledkům, které by se mohly výrazně lišit od těch experimentálně získaných. Z toho důvodu byly pro 2D řešení realizovány obě varianty. První zahrnovala i jednotlivé otvory perforovaného plechu na sledované rovině a druhá na jejím místě představovala rovný povrch (viz Obr. 4.7). Pro 3D model byla uvažována pouze varianta rovného povrchu, na který může být aplikována okrajová podmínka specifikující například drsnost povrchu.



Obr. 4.7 Varianty 2D modelu pro originální kónické řešení tlumiče (a - s perforací, b - rovné plochy).

Délka domény pro numerický výpočet byla zvolena na 2,3 m, z důvodu požadavku na délku vstupní části pro dostatečné vyvinutí proudu v minimální délce rovné průřezu potrubí (0,2 m) a výstupní délce, kvůli požadavku na umístění kontrolního bodu ve vzdálenosti 1,0 m za středovým jádrem. Modely pro všechny varianty byly vytvořeny v CAD nástroji ANSYS SpaceClaim Direct Modeler (dále jen SCDM) a renderování řezů 3D modelů do podoby Obr. 4.8 v nástroji KeyShot 8.



Obr. 4.8 Render řezů 3D modelů (a - original, b - válcový, c - sférický, d - kruhový).

4.3.2 Dimenzování a analýza výpočetní sítě

Alfou omegou numerické simulace založené na metodě konečných prvků (MKP) nebo metodě konečných objemů (MKO) je výpočetní síť. Ta má zásadní vliv na rychlost výpočtu, konvergenci a kvalitu výsledků. Z toho důvodu byla této části věnovaná značná pozornost. Tomuto tématu se věnovala kapitola 2.4.5, kde jsou uvedena i doporučení počtu buněk sítě na jednu vlnovou délku. Výslednou hustotu sítě tedy udává maximální sledovaná frekvence a zvolený typ prostorového prvku. To v konečném důsledku představuje poměrně jemnou síť, která musí

být dodržena nejen v místech s nepříznivými tlakovými gradienty, například v blízkosti různých profilů, ale musí být zachovány i pro volné toky. To s nutností provést stacionární i nestacionární výpočet v kombinaci s velmi malým časovým krokem představuje velmi náročný proces na čas a hardware.

Jednou ze základních otázek při tvorbě sítě je stanovení vhodné velikosti pro přesnou a stabilní analýzu daného problému. Běžně se k tomu užívá tzv. „mesh sensitivity analysis“. Jedná se o iterativní postup, kdy se v prvním kroku vytvoří poměrně hrubá síť a provede se výpočet, kde se sleduje průběh některé veličiny podél fluidní domény. Nejčastěji se jedná o rychlost nebo tlak. V následujících krocích se síť postupně zjemňuje a kontrolují se rozdíly mezi výsledky. Končí se ve chvíli, kdy se výsledky dvou posledních kroků nachází ve zvolené toleranci. Pro případ této práce bylo tohoto principu také využito, kdy jednotlivými kroky bylo sledováno, od jaké frekvence se sledovaná informace začíná ztrácet. Tento proces byl proveden pouze pro 2D případ. Počet uzlových bodů N , maximální sledovanou frekvenci f_{max} , nastavenou dimenzi sítě max. size¹⁾ a celkový počet elementů výpočetní sítě uvádí tabulka 4.1.

Tab. 4.1 Základní vstupní informace pro 2D mesh sensitivity analysis proces.

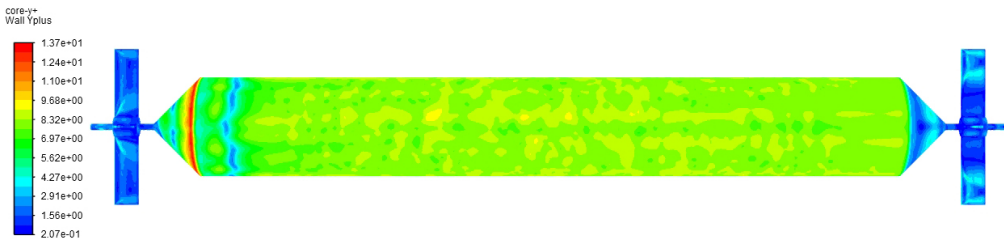
N [-]	f_{max} [Hz]	Typ sítě	Max. size [mm]	Δt [s]	Počet buněk sítě [-]
25	20000	tetra	0,686	2,5e-05	1483036
20	20000	tetra	0,858	2,5e-05	1005816
15	20000	tetra	1,143	2,5e-05	595150

Jedná se o krajní rozsahy doporučených uzlových bodů na jednu vlnovou délku. Zatímco průběh hladin akustického tlaku pro $N=20$ poněkud věrně kopíroval $N=25$, tak u $N=15$ byla pozorována jistá ztráta informace od 16 kHz, kde se již zřejmě zanašely fázové nepřesnosti. Lze tedy konstatovat, že vhodná hodnota N , pro tento případ se pohybuje v rozmezí 15-20. Pro účely této práce bylo pracováno s hodnotou $N=20$, přičemž byl pro 2D analýzy uplatněn součinitel bezpečnosti $k=2$, což znamená, že na výpočetní síti generovanou pro $f_{max}=20$

¹⁾ udává největší možný rozměr prostorového prvku výpočetní sítě v doméně.

kHz docházelo k analýze pouze do $f_{max}=10$ kHz.

Tímto bylo zjištěno, jaká hodnota max. size je pro sledovaný frekvenční rozsah vhodná. Nicméně k tvrzení způsobilosti sítě pro modelování turbulence je nezbytné vyhodnotit i další parametry. Pro potřeby této práce byl kladen velký důraz na rychlostní profil v mezní vrstvě. Proto nastavení dimenze první vrstvy v blízkosti stěny bylo velmi důležité. Pro dané Re a požadovanou hodnotu stěnové funkce Y^+ ²⁾, je možné daný rychlostní profil popsat pomocí vztahů, které pro interní proudění uvádí [60]. Důležité bylo zvolit hodnoty Y^+ takové, aby první uzel nespádl mimo oblast mezní vrstvy. Pokud by k tomu došlo, mohly by být nesprávně vypočteny vlastnosti toku v prvním výpočtovém bodě, což by vedlo k chybám výpočtu tlakových ztrát a výsledcích rychlosti. Vzhledem k tomu, že horní rozsah použitelnosti se liší v závislosti na fyzice toku a rozsahu profilu mezní vrstvy, bylo nutné provést úvodní výpočty pro 2D i 3D varianty výpočetních sítí.



Obr. 4.9 Rozložení hodnot stěnové funkce Y^+ na povrchu středového jádra.

Posledním krokem pro analýzu způsobilosti sítě bylo zjistit vhodnost dimenze sítě pro zvolený časový krok. To bylo vyhodnoceno pomocí CFL kritéria, které udává jistý poměr prostorového ku časovému řešení. Od tohoto poměru se následně odvíjí i stabilita řešiče. Pokud je toto kritérium překročeno, dochází k nekorektnímu řešení a pravděpodobně k numerické divergenci. Pro LES se doporučuje CFL v blízkosti 1. Parametry užitých výpočetních sítí pro originální variantu tlumiče hluku uvádí tabulka 4.2.

Dále byly hodnoceny jednotlivé metriky kvality jako je skewness³⁾ nebo orto-

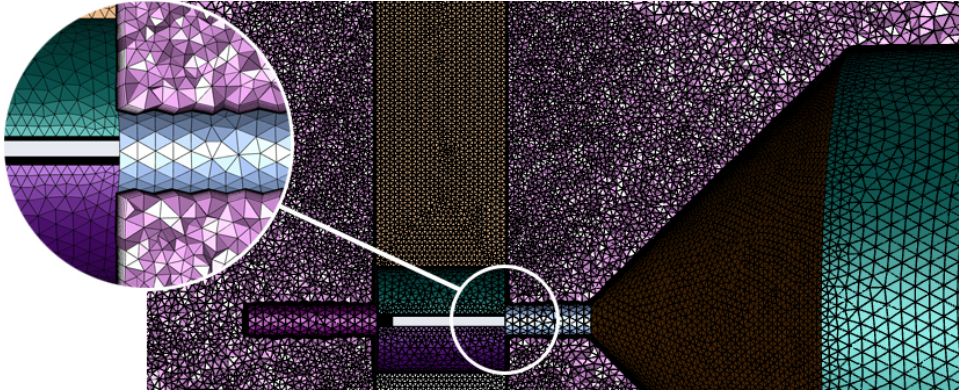
²⁾bezrozměrný stěnový parametr závislý na smykovém napětí na stěně, umožňující stanovit vzdálenost od stěny k prvnímu uzlu sítě (Y_P)

³⁾Parametr metriky kvality sítě, udává jak moc se síťové buňky odlišují od ideálního tvaru

Tab. 4.2 Parametry výpočetních 2D a 3D sítí.

Označení sítě	Max. size [-]	delta t [s]	Y_P [mm]	Max. skewness [-]	počet buněk [-]	Y_{max}^+ [-]	CFL [-]
3D-tetra	4,0	1,25e-04	0,160	0,79	12177247	13,66	1,48
2D-tetra	0,8	2,50e-05	0,064	0,57	1121878	4,57	0,43
2D-hexa	0,8	2,50e-05	0,064	0,73	585973	4,55	0,43
2D-tetra-AS	0,8	2,50e-05	0,064	0,75	568329	2,93	0,43
2D-hexa-AS	0,8	2,50e-05	0,064	0,61	293403	2,89	0,42

gonální kvalita. Dále byl zkoumán i vliv typu sítě na sledované výsledky (viz kapitola 5.2). Generace 3D sítí byla provedena v nástroji ANSYS Fluent Meshing, který nabízí robustní algoritmy včetně možnosti paralelní tvorby výpočetní sítě. 2D varianta byla realizována v ANSYS Meshingu.



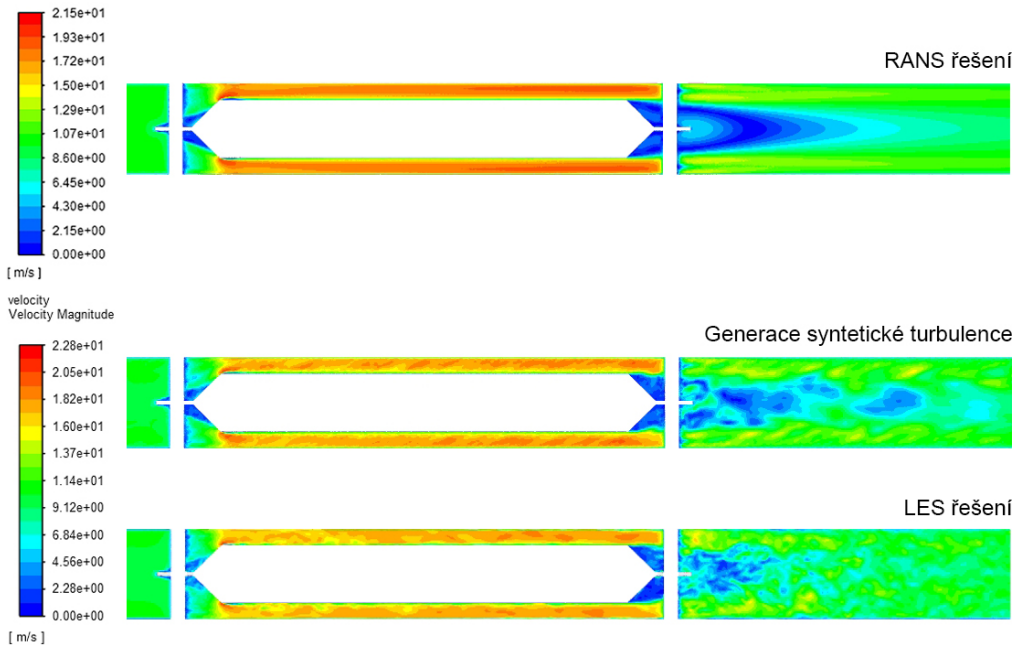
Obr. 4.10 Ukázka objemové sítě pro originální variantu vč. detailu na mezní vrstvě.

4.3.3 Numerický přístup řešení

Řešení této části probíhalo v komerčním kódu Fluent, který zřejmě v současné době nabízí nejlepší možné východisko pro CAA z hlediska rychlosti, přesnosti

(0 - ideální tvar).

a uživatelského rozhraní. Nevýhodou zvoleného přístupu je fakt, že se nejedná o otevřený kód a tudíž jednotlivé procedury programu zůstávají uživateli skryté. V některých případech to může být pro vědecko-výzkumnou činnost značná překážka, neboť není možné zcela rozkrýt případné nejasnosti ve výsledcích výpočtu.



Obr. 4.11 Fáze CAA - přechod ze stacionární do nestacionárního typu numerické simulace.

Samotný přístup byl pro 2D a 3D variantu odlišný. Zatímco u 2D řešení stačilo pro napočítání 0,7 s záznamu průběhu akustického tlaku s $f_{max}=10$ kHz přibližně 12 hodin na pracovní stanici DrabekDesktop, tak identická doba záznamu ve 3D pro $f_{max}=4$ kHz trvala přibližně 152 hodin na výpočetním serveru Corrado (viz tabulka 4.5). Uvedené doby představují čistý výpočetní čas, pro jednu simulaci, tudíž reálný čas zahrnující pre-processing, nastavování, post-processing, prostoje a další dodatečná vyhodnocení, je podstatně vyšší.

Jak již bylo zmíněno v kapitole 2.4.1, tak typický scénář pro CAA představuje dvoufázový výpočet. Cílem tohoto konceptu řešení je celkový výpočet urychlit. První fáze představuje „rychlý“ stacionární výpočet, kterým se získají průměro-

vaná rychlostní a tlaková pole, a další parametry, které dále slouží jako vstupní okrajová podmínka pro následnou nestacionární simulaci. Snahou je v druhé, časově náročnější fázi pracovat s již řádně vyvinutými proudy. Proto je nezbytné díky RANS získat adekvátní rychlostní profil na vstupu do nestacionární řešené domény. Protože téměř všechny SRS modely předpokládají nestabilní turbulentní proudění, je nutné turbulenci z průměrovaného řešení nejprve generovat. K tomu slouží generátory syntetické turbulence, která zajistí poměrně realistické počáteční fluktuace a vzniklé turbulentní struktury jsou v průběhu nestacionárního výpočtu rozvíjeny (Obr. 4.11). Nestacionární simulace běží do té doby, dokud není dosaženo přibližných výsledků korespondujících s výsledky ze stacionární části. Poté je možné nastavit akustický model, zdroje zvuku, pozice monitoringu akustického tlaku a pokračovat ve výpočtu.

Tab. 4.3 Základní nastavení řešiče pro nestacionární části 2D CAA.

Nastavení viskózního modelu				
Model		Modelové konstanty	SRS model	SGS model
LES		Default	LES	Smagorinsky Lilly
Nastavení řešiče				
Typ	Vztah tlaku a rychlosti	Diskretizace	Diskretizace času	Diskretizace tlaku
Pressure based	Fractional Step	Second Order Implicit	Least Squares Cell Based	PRESTO!
Akustický model		Ffowcs-Williams & Hawkings		

Dle výše uvedeného je zřejmé, že pro 2D simulaci nebylo třeba provádět žádné velké kompromisy. Bylo tedy přistoupeno k řešení pomocí čistého LES pro celou fluidní doménu. V samotném úvodu byly testovány jednotlivé 2D prostory (rovinný/axisymetrický). Pro kruhový typ objektu se běžně volí možnost axisymetrického tělesa, nicméně v případě nestacionární simulace turbulentního toku může tento přístup způsobit značné nepřesnosti. Z toho důvody byly testovány obě varianty. Jednotlivé kroky CAA simulace pro 2D jsou téměř identické jako u 3D řešení. Pro provádění 2D CAA výpočtů je velmi důležitá tzv. korelační

Tab. 4.4 Základní nastavení řešiče pro nestacionární části 3D CAA.

Nastavení viskózního modelu				
Model		Modelové konstanty	SRS model	SGS model
Turbulence k- Ω SST		Default	SBES	WALE
Nastavení řešiče				
Typ	Vztah tlaku a rychlosti	Diskretizace	Diskretizace času	Diskretizace tlaku
Pressure based	SIMPLEC 4)	Bounded second order implicit	Least Squares Cell Based	Second order
Akustický model		Ffowcs-Williams & Hawkings		

délka, ta se u trojrozměrného tělesa nezadáva. Jedná se o parametr, který má vhodným způsobem kompenzovat absenci třetího rozměru a snaží se i vhodně pracovat s možnou směrovní vyzařované akustické energie. Nicméně přesnou funkci tohoto parametru se nepodařilo autorovi této práce odhalit. Dle všeho tento parametr pouze nevytahuje 2D model do prostoru a ani neprovádí pouhou ekvalizaci akustického tlaku ve sledované pozici. Pro rovinný model se s zvyšující se korelační délkou zvyšovala i intenzita akustického signálu ve sledovaném bodě, při axisymetrickém modelu byl tento jev opačný. Nevýhodou je nutnost tento parametr kvalifikovaně odhadnout, což poměrně snižuje spolehlivost 2D CAA řešení. Výsledná hladina akustického tlaku se tedy může při nesprávné volbě korelační délky lišit. Nicméně spektrální charakteristika akustického tlaku může poměrně věrně korespondovat s experimentálními výsledky. Stejně tak i průběh tlakového a rychlostního pole v průběhu času může být tímto způsobem věrně získán. Pro potřeby této práce byly dále monitorovány průměrné a maximální hodnoty tlaků a rychlostí, které byly dále porovnávány pro jednotlivé varianty.

Pro 3D řešení byla snaha provést nestacionární část výpočtu také pomocí čistého LES. Nicméně v průběhu řešení bylo od tohoto způsobu z jistých důvodů upuštěno. Motivací bylo, pro stanovení vzájemné interakce hydraulických a akustických parametrů, pomocí LES, získat konkrétní vírové struktury včetně maximálních hodnot rychlostí a rozložení statického tlaku podél středového já-

Tab. 4.5 Hardware parametry použitých výpočetních stanic.

Název:	Corrado Server
Operační systém:	Windows Server 2016
CPU:	Intel(R) Xeon(R) Gold 6134 CPU (3.20Ghz)
Technologie:	14nm
Počet logických procesorů:	32
RAM:	384 GB
GPU:	NVIDIA Tesla P100-PCIE-16GB
Systémový disk:	150GB, M.2 SATA 6Gb/s, 3D1, MLC
Diskové pole:	28,8 TB
Verze ANSYS:	2020R1/2020R2
Název:	DrabekDesktop
Operační systém:	Windows 10 Pro
CPU:	Intel(R) Core(TM) i9-9900K CPU (3.60Ghz)
Technologie:	14nm
Počet logických procesorů:	16
RAM:	64 GB
GPU:	NVIDIA Quadro RTX4000-PCIE-8GB
Systémový disk:	476GB, M.2 SATA 6Gb/s
Diskové pole:	1,2 TB
Verze ANSYS:	2020R1/2020R2

dra tlumiče hluku. Problém zde představují zjednodušené plochy, které jsou v reálném případě opatřeny perforovaným plechem. Ten se zjevně značně podílí na celkové tlakové ztrátě celého tlumiče hluku. V případě řešení pomocí LES, by tato část musela být také modelována, což se se současnými hardwarovými možnostmi jevílo jako nerealizovatelné. Snahou tedy bylo části s perforací nahradit parametrem drsnosti povrchu, který by byl validován podle experimentálně naměřených dat. Takové řešení LES již ze svého principu neumožňuje. Z toho důvodu bylo zvoleno alternativní řešení v podobě hybridního modelu SBES (viz 2.4.4), který byl dále spřažen s WALE modelem, který zvládá rychle se rozvíjející turbulentní struktury.

Proudící vzdušina byla předpokládána jako ideální stlačitelné médium, které

umožňuje relativně velmi malé tlakové změny s ohledem na střední tlak. Pro všechny výpočtové operace byla zapnuta dvojitá přesnost, aby již v blízkém poli nedošlo ke ztrátě informace o malých tlakových fluktuacích. Konkrétní nastavení modelů a řešení, které z provedených variací vykazovalo nejlepší stabilitu výpočtu uvádí tabulka 4.4.

4.3.4 Generátor journalů

CAA Journal Generator for ANSYS Fluent

Journal Generator Form for CAA Simulation

Mesh Sizing and Solver Parameters Recommendation for 2D Simulation:

Max. frequency [Hz]:	20000	Wave length [m]:	0,01715
Flow velocity [m/s]:	10	Min. size [mm]:	0,8575
CAA domain dimension along flow [m]:	2,3	Max. size [mm]:	1,715
Source thickness [m]:		Time step [s]:	0,000025
Source correlation length [m]:	1	Min. simulation duration time for CFD [s]:	0,23
Calculation Accuracy:	best	Number of time steps for CFD [-]:	9200
Microphone 1 position X Coord. [m]:	2	Min. simulation duration time for CAA [s]:	1,49
Y Coord. [m]:	0	Number of time steps for CAA [-]:	59600
Microphone 2 position X Coord. [m]:		Use inlet profile:	Yes
Y Coord. [m]:		2D space type:	Axisymmetric
Save contours pictures	<input checked="" type="checkbox"/>		
Save case after CFD simulation	<input type="checkbox"/>		
Exit Fluent after calculation	<input type="checkbox"/>		

Mesh path Write param. **Generate**

Obr. 4.12 Hlavní obrazovka generátoru journalů pro 2D řešení.

Jak bylo naznačeno v 4.3.3, tak pracovní tok numerického výpočtu CAA se skládá z více dílčích výpočtů, které na sebe navazují. To si vyžaduje velmi častou asistenci uživatele, který může udělat chybu a také může docházet k mnoha prostojům. Protože krom grafického rozhraní, bylo možné řešič nastavit i díky tzv. text user interface příkazů (dále jen TUI), byl zpracován tzv. generátor journalů⁵⁾, který umožňuje vytvořit sekvenci TUI příkazů určených ke zpracování

⁵⁾Soubor obsahující posloupnost příkazů, které jsou interaktivně zadávány do programu.

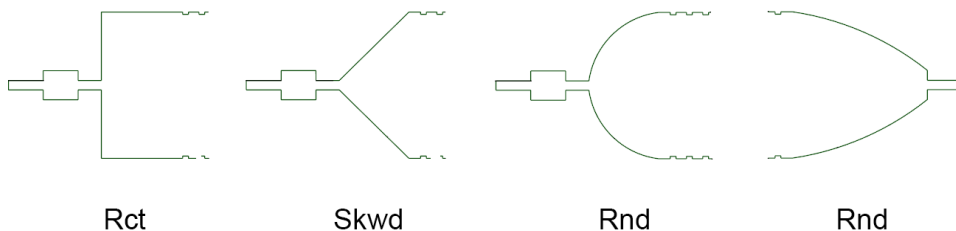
v kódu ANSYS Fluent (viz Příloha). Při jejich zavedení jsou příkazy postupně zpracovávány a v průběhu celého výpočtového procesu dochází k automatickému post-processingu, kde jsou průběžně ukládány grafické výsledky i číselné hodnoty sledovaných veličin. Účelem tohoto nástroje byla minimalizace doby výpočtu, bez možnosti zavedení chyby v důsledku zapomenutí nebo přepsání. Po odladění jednotlivých kroků byla zpracována finální struktura celého pracovního postupu výpočtu. Ten byl následně uplatňován neustále s tím, že docházelo ke změnám parametrů jako rychlost proudění na vstupu, pozice mikrofonů, frekvenčního rozsahu, velikosti časového kroku a variantě výpočetní sítě. Všechny tyto parametry jsou základními vstupy do generátoru (viz Obr. 4.12). Celý nástroj byl vytvořen pomocí maker v prostředí MS Excel, který následně sloužil i jako nástroj pro finální vyhodnocení a práci s výsledky z numerické i experimentální části práce. Sekundární částí generátoru jsou automatické vyhodnocení dat po FFT analýze, kde jsou hodnoty hladin akustického tlaku ve frekvenční doméně zpracovány na jednočíselné hodnoty pro každé třetinooktávové pásmo, včetně vykreslení do grafu. Tento nástroj se stal neocenitelným pomocníkem pro provedené parametrické analýzy.

4.3.5 Post-processing a analýza akustického signálu z CAA

Jak bylo uvedeno v 2.4.6 ustálený časový záznam z CAA běžně dosahuje pouze několik desetin vteřiny. Minimální délka potřebného časového záznamu se odvíjí od parametrů proudění a nejnižšího sledovaného třetinooktávového pásma, pro které je doporučeno napočítat alespoň pět hodnot akustického tlaku. Se zvyšující se frekvencí, množství napočítaných hodnot lineárně narůstá, což v konečném důsledku představuje potřebu zpracovat velké množství dat. Krom funkcí v ANSYS Fluent a zmíněného generátoru jsou sloužil k analýze akustického signálu nástroj ANSYS VRXPERIENCE Sound – Analysis and Specification. Nástroj byl použit pro základní transportní operace z časové do frekvenční oblasti, ekvalizace akustického signálu dle zadané reference, hodnocení základních psychoakustických indikátorů a generace zvukového záznamu z akustického spektra.

5 HLAVNÍ VÝSLEDKY PRÁCE

V praktické části této práce byly realizovány numerické a experimentální kroky, pro stanovení tlakové ztráty a množství generovaného vlastního hluku kruhového tlumiče hluku se středovým jádrem. Výzkum vycházel ze získaných aerodynamických polí, z kterých byly následně odvozeny akustické parametry. Pro potřeby této práce byly využity vybrané SRS modely, které mají potenciál věrně popsat vírové fluktuace v okolí středového jádra, až k místu následného monitoringu akustického signálu. Jednalo se o modely LES pro 2D a SBES pro 3D řešení. Vytyčené cíle práce si vyžadovaly jednotlivé dílčí kroky, jejichž výsledky jsou prezentovány v této kapitole.



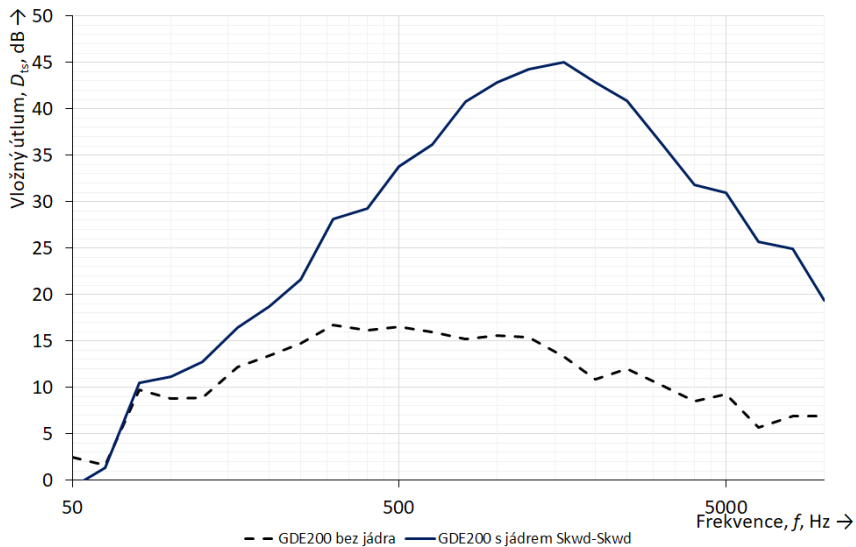
Obr. 5.1 Legenda pro užití zkratky tvarových variant středového jádra.

Názvy uváděné v grafech představují autorem zvolené zkratky definující variantu středového jádra na vstupní a výstupní straně (legenda viz Obr. 5.1).

5.1 Experimentální měření tlakové ztráty a vlastního hluku

Všechny měřicí procesy byly provedeny v souladu s předpisy dotčených norem v LTP, kdy každý prvek byl měřen celkem třikrát a následně došlo k příslušnému průměrování získaných hodnot.

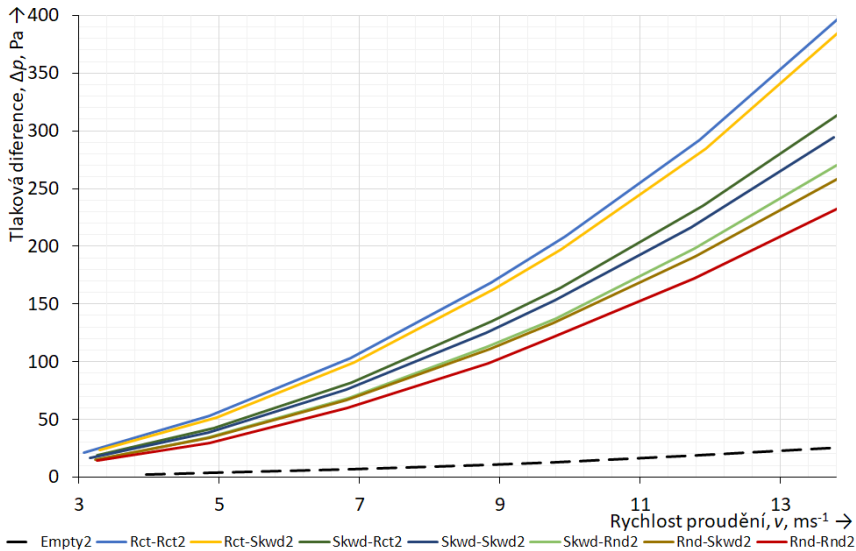
Na úvod výsledkové části, je vhodné zobrazit samotný vliv středového jádra a jeho účinnost z hlediska absorpce zvuku, to uvádí Obr. 5.2. Z průběhů je patrné, že přítomnost středového jádra se velmi pozitivně projevuje na výsledném vložném útlumu. Kombinace středového jádra a absorpčního obkladu po obvodu tlumiče zajistila pro celý frekvenční rozsah zlepšení parametru vložného útlumu v průměru o 60 %. Nejmarkantnější situace je vidět v okolí 2kHz. Na druhou



Obr. 5.2 Vložný útlum pro variantu s/bez středového jádra.

stranu v oblasti do 80 Hz se jeví středové jádro jako neúčinné. Obecně lze tedy usuzovat, že pro dosažení vysokého útlumu v oblasti středních kmitočtů na relativně krátké délce, je řešení v podobě dvou absorpčních ploch velmi účinné.

Dalším sledovaným parametrem byla tlaková ztráta jednotlivých tvarových variant vztahovaná na průměrnou rychlost proudění na vstupu do tlumiče hluku (Obr. 5.3). Jak lze pozorovat, pro turbulentní proudění jsou výsledky tlakové ztráty úměrné druhé mocnině rychlosti. Tudíž i rozdíly jsou více patrné při vyšších rychlostech. Dle předpokladů, válcové varianty s rovnou čelní plochou na vstupní straně, disponují největším hydraulickým odporem. Originální řešení s kónickou náběžnou plochou představuje výrazné zlepšení, nicméně nejlepší výsledky byly dosaženy s aplikací aerodynamických nátrubků. Tvarová optimalizace konců středového jádra vykazuje lepší výsledky v případě vstupní strany tlumiče. Pro lepší přehled je uveden Obr. 5.4, který zobrazuje procentuální zlepšení tlakové ztráty vůči nejhorší variantě. Úprava druhého konce znamenala zlepšení přibližně 5 % zatímco v případě opačného směru proudění se tlaková ztráta zlepšila o více než 20 % (skwd-ret varianta). Jak je vidno, instalací sférické varianty na vstupní stranu tlumiče, bylo dosaženo další redukce hydraulického odporu, konkrétně 12

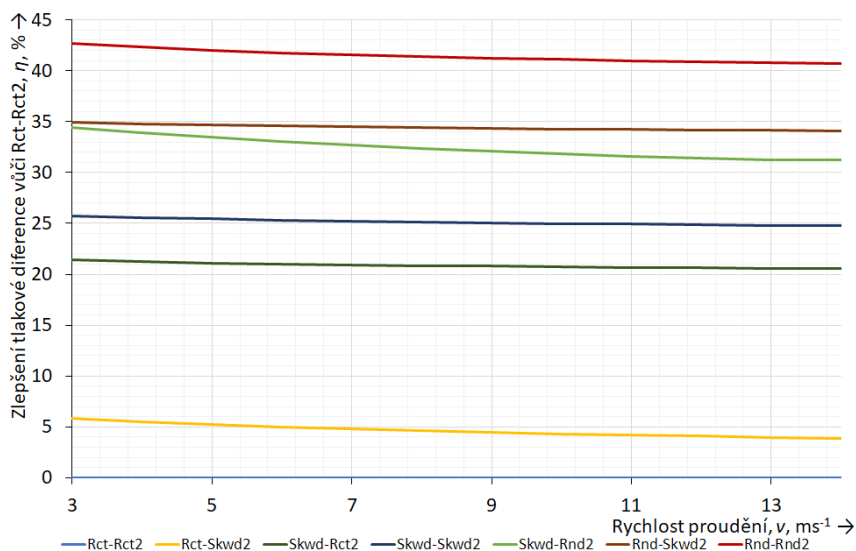


Obr. 5.3 Tlaková ztráta pro různé tvarové varianty středového jádra.

% vůči originálnímu řešení. V celkovém důsledku bylo dosaženo o více než 20 % nižší tlakové ztráty, než tomu bylo u originální varianty.

Nosnou částí této práce je vlastní hluk, který je uveden na Obr. 5.5. Protože dat vlastního hluku ve frekvenční doméně je velké množství a zobrazit je všechny v této kapitole by bylo nepřehledné a prostorově náročné, jsou uvedeny pouze jednočíselné hodnoty hadiny akustického výkonu vlastního hluku pro uvažovaný frekvenční rozsah ve vztahu k rychlosti proudění. Obr. 5.7 zobrazuje případ pro rychlost proudění vzduchu 5 ms^{-1} , ostatní naměřené hodnoty ve vztahu k frekvenci jsou uvedeny ve formě protokolů v příloze.

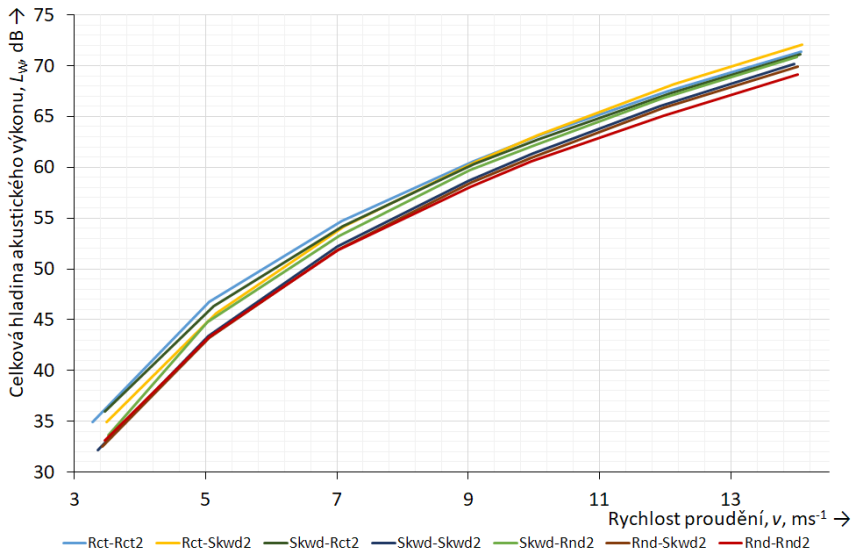
Na Obr. 5.5 lze pozorovat průběhy logaritmického charakteru, kde výsledky všech variant se pohybují v rozsahu do 4 dB. Opět je vidět, že nejvyšších hodnot vlastního hluku dosahují válcové varianty na vstupní straně, zatímco varianty s aerodynamickými nátrubky se pohybují na spodní hranici. Protože změnu zde představuje modifikace tlakové ztráty, je možné tvrdit, že její velikost se podílí na hodnotě vlastního hluku. Pro lepší komparaci jednotlivých průběhů jsou data interpretována ve formě procentuální účinnosti, kde referenční hodnotou byla válcová varianta (viz. Obr. 5.6). Dle průběhů je vidět, že rozdíly se se zvyšující rychlostí proudící vzdušiny zmenšují a zřejmě pro rychlosti nad 20 ms^{-1} budou



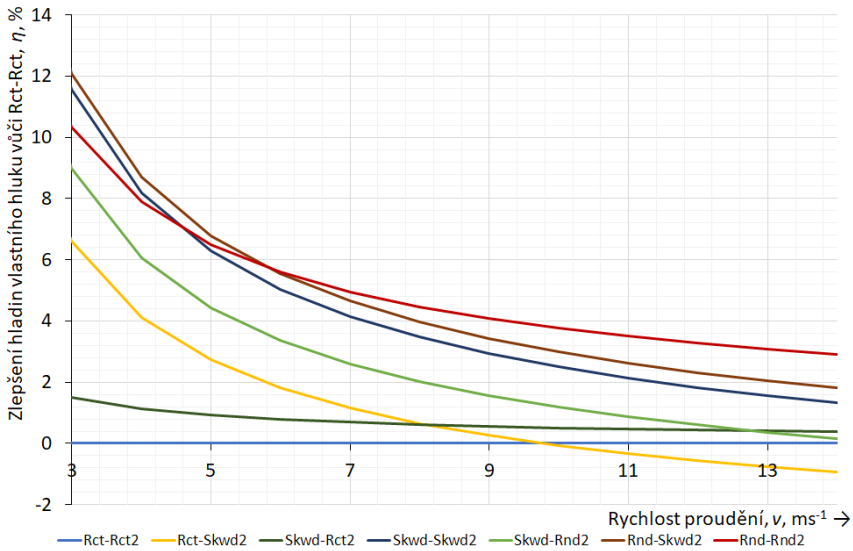
Obr. 5.4 Zlepšení tlakové ztráty jednotlivých variant vůči Rct-Rct.

již zanedbatelné. Nicméně, přestože se jedná o VZT prvky užívané zejména v sítích s rychlostí do 10 ms^{-1} , mohou být tyto rozdíly patrné. Křivka Rnd-Rnd2 nevykazuje tolik uniformní průběh, což může poukázat na nepřesnosti při měření nebo působení dalšího neidentifikovaného vlivu.

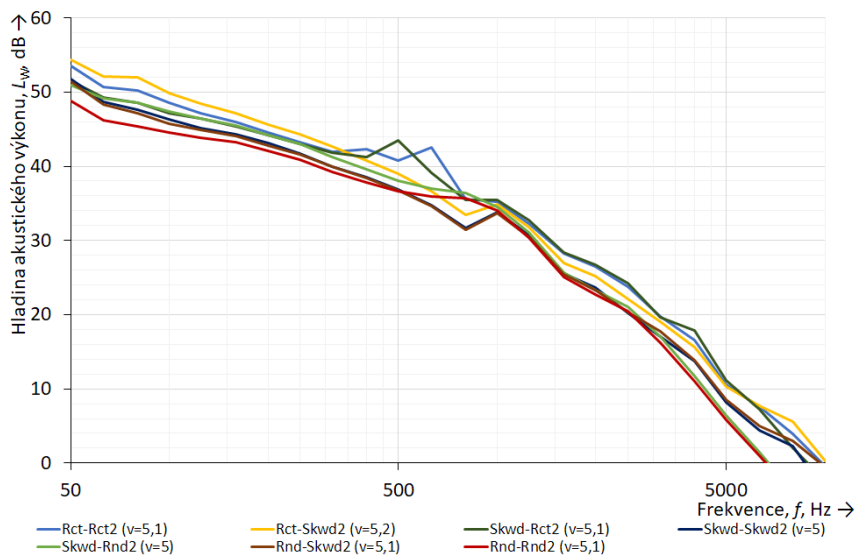
Ukázka frekvenčního průběhu vlastního hluku je uvedena na Obr. 5.7 pro rychlost proudění 5 ms^{-1} . Frekvence prvního příčného módu pro průřez potrubí DN200 je přibližně 1 kHz, od této frekvence je možné pozorovat více umírněný průběh. Hlavní "peaky" se pro jednotlivé varianty odlišují. Z průběhů lze vyčíst, že na pozici hlavního peaku má největší vliv koncová část tlumiče na výstupu. Nicméně náběžná strana středového jádra může zajistit posunutí pozice hlavního peaku z hlediska frekvence. Na třetinooktávovém pásmu, se střední frekvencí 800 Hz, je zřetelný pokles u variant s originálním řešením na výstupní straně. Ostatní varianty tento pokles nevykazují. Z obecného hlediska jsou vhodnější varianty vykazující nižší vlastní hluk v oblasti nízkých frekvencí. Důvodem je fakt, že právě tato oblast akustického vlnění se ve VZT systémech tlumí obtížněji než zbytek spektra. Zde se dle všeho podepisují i hydraulické parametry. Průběhy pro ostatní rychlosti vykazují velmi podobný charakter s tím, že pozice hlavního peaku se se zvyšující rychlostí posouvá do místa prvního příčného módu pro



Obr. 5.5 Celkové hodnoty hladin akustického výkonu vlastního hluku pro různé rychlosti proudění.



Obr. 5.6 Zlepšení celkové hladiny akustického výkonu vlastního hluku jednotlivých variant vůči Rct-Rct.



Obr. 5.7 Frekvenční průběh hladin akustického výkonu vlastního hluku pro 5 ms^{-1} .

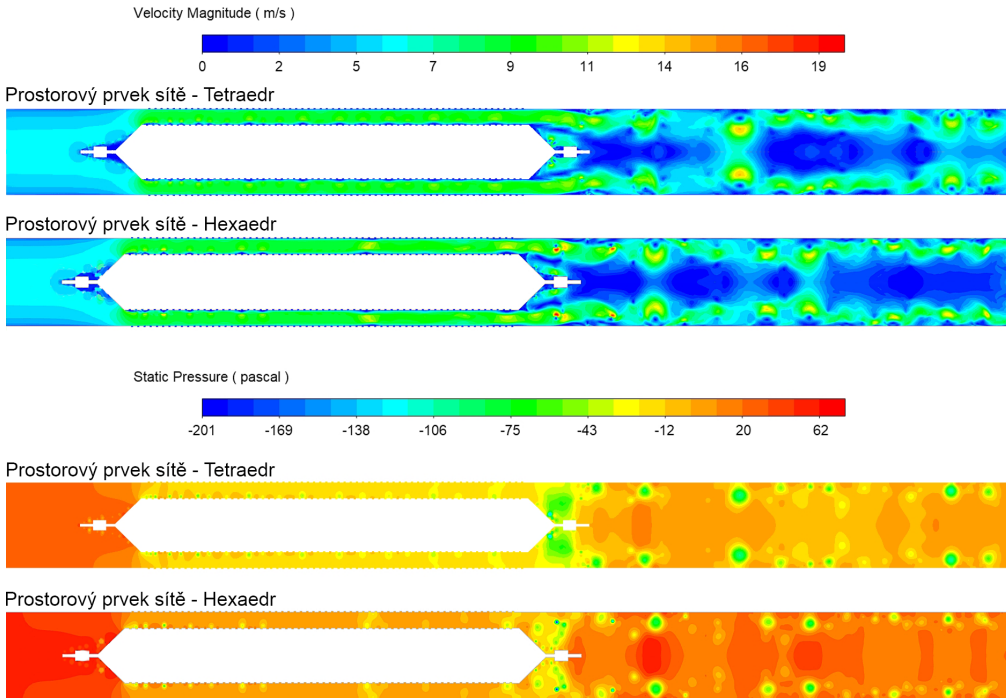
všechny varianty. Hlavní rozdíly jsou pro vyšší rychlosti patrné pro frekvence do 800 Hz. Nejhorší a nejlepší varianta se od sebe téměř na celém rozsahu do 800 Hz liší přibližně o 5 dB.

5.2 Numerické řešení CFD a CAA

V kapitolách 4.3.2 a 4.3.3 jsou nastíněny některé stěžejní, které celý proces numerických simulací doprovázely. Od volby typu výpočetní sítě, přes výběr turbulentního modelu, až po nastavení řešiče. Všechny tyto kroky již byly okomentovány a výsledky některých srovnání budou interpretovány i v této kapitole, ať už v textové nebo grafické podobě.

5.2.1 Komparace typů výpočetní sítě pro CAA

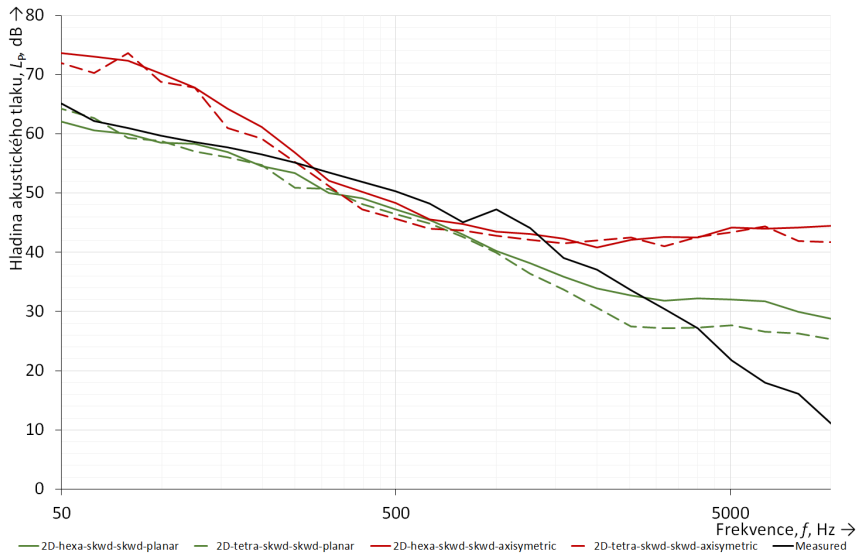
Jednou z prvotních otázek bylo, jaký typ sítě pro CAA je nejvhodnější. Obecně se typ sítě volí na základě tvaru geometrie, nicméně žádné další doporučení pro CAA není autorovi této práce známo. Tato otázka byla ověřena pouze pro 2D případ, kde se nabízí dvě možnosti prostorového prvku výpočetní sítě, tetraedr



Obr. 5.8 Kontury rychlosti a tlaku pro různé typy výpočetní sítě.

a hexaedr. Rozhodujícími atributy byla rychlost generace sítě, výpočetní čas a přesnost výsledků. Síťovací proces pracuje v jednotlivých krocích, kdy se nejprve vytváří tetra síť a ta se následně transformuje na jiný typ. Čili samotné generování sítě pro jiný typ, než je tetra je časově náročnější. Nicméně pro stejnou dimenzi prostorových prvků má tetra téměř dvakrát větší počet buněk. Nestacionární výpočet pro 0,6 s záznamu trval pro hexa výpočetní síť 166 min, zatímco tetra varianta 282 min. Výsledky tlakových a rychlostních polí v čase 0,6 s uvádí Obr. 5.8. Komparace napočítaného akustického signálu pro různý typ 2D prostoru a výpočetní síť zobrazuje Obr. 5.9.

Výsledky neukázaly, že se změnou prostorového prvku výpočetní sítě došlo k výrazným odlišnostem. Charakter rychlostních i tlakových polí je pro obě varianty téměř shodný. Jedná se o výstupy z axisymetrické simulace tudíž, druhá půlka řezu tlumiče hluku je přes osu symetrie zrcadlena. Totéž ukazují i grafické průběhy na Obr. 5.9. V případě rovinného prostoru jsou vidět rozdíly na vyšších



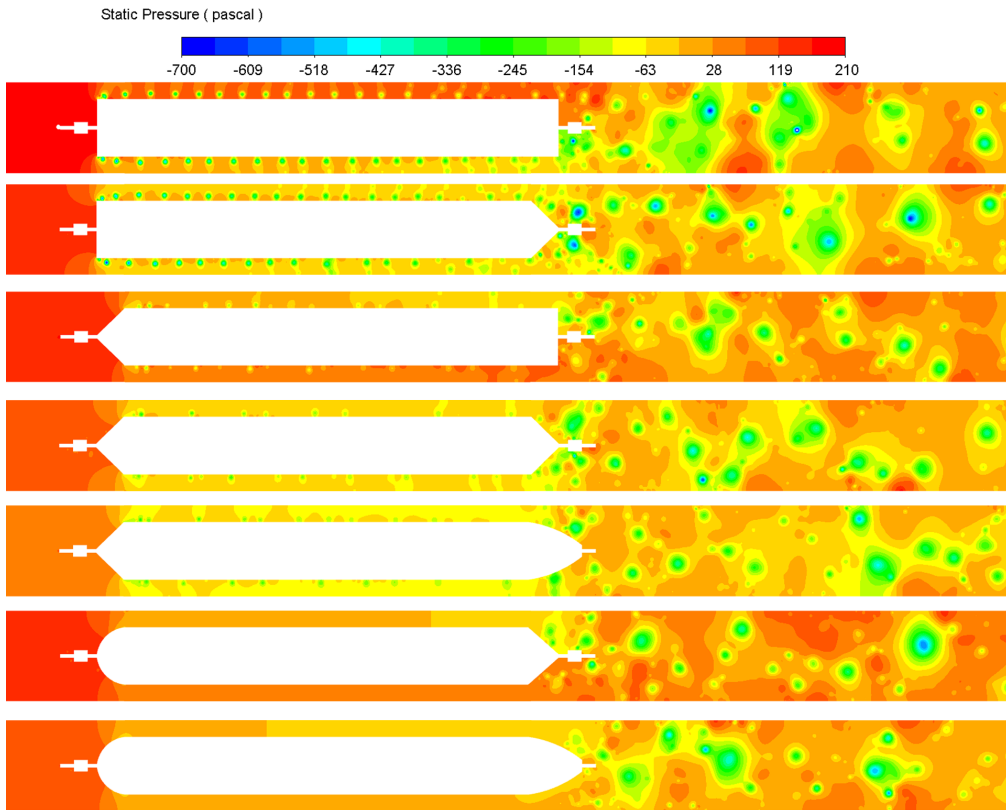
Obr. 5.9 Průběhy hladin akustického tlaku pro různé typy 2D prostoru a výpočetní sítě.

frekvencích. Pro axisymetrický prostor jsou výsledky shodné s tím, že hexa typ sítě má plynulejší průběh.

5.2.2 Vypočtená tlaková a rychlostní pole

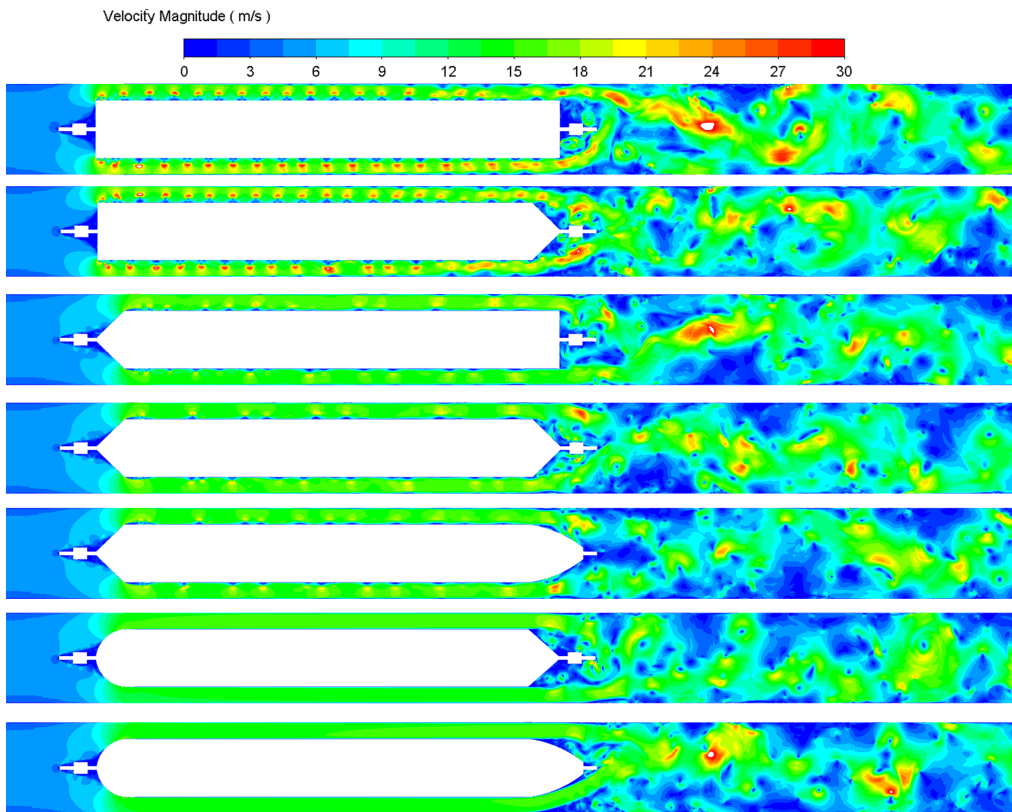
Dalším důležitým výsledkem jsou vypočtená pole rychlosti a tlaku. Charakter rychlostního pole se vždy odráží od zvoleného turbulentního modelu. Numericky získaná pole rychlostí, tlaku a vírových cest jsou vyobrazeny ve formě kontur absolutních hodnot na rovinném řezu v místě symetrie tlumiče hluku pro uvažovanou rychlost proudění na vstupu 5 ms^{-1} (Obr. 5.10, 5.11 a 5.12).

Při vizuální komparaci kontur jsou zjevné značné rozdíly pro jednotlivé varianty, kde tvarové změny se podepisují na tlakovém i rychlostním profilu. Zatímco v prostoru, za středovým jádrem, dochází k chaotickému rozpadu vírových struktur u všech variant, tak v místě na vstupní straně se objevují periodické fluktuace pouze u variant s viditelnou hranou. Víry se od hrany oddělují v pravidelných intervalech a v zadní části tlumiče postupně dochází k jejich rozpadu. Jak je vidět z tlakového pole, tohle uvolňování vede k místním a dočasným změnám tlaku v



Obr. 5.10 Kontury hodnot statického tlaku v řezu osy symetrie pro jednotlivé varianty středového jádra.

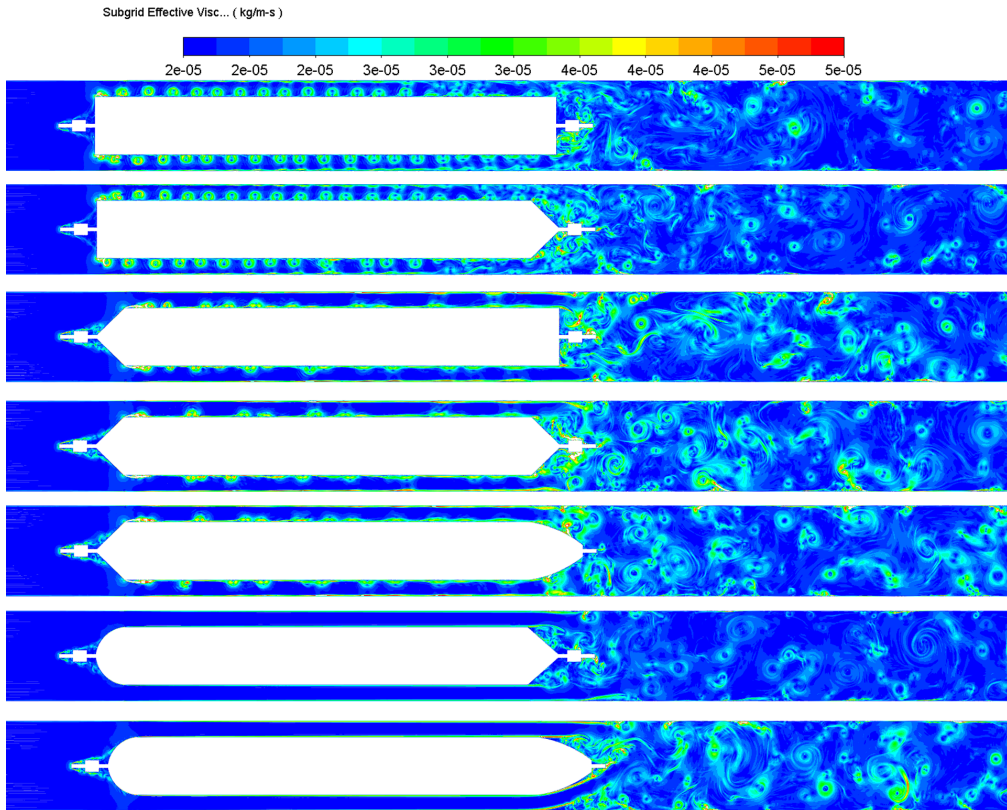
blízkosti povrchu středového jádra a tím i ke generování zvuku. V případě válcové varianty bylo uvolňování vírů pozorováno již od vstupní rychlosti 2 ms^{-1} . V zadní části je oddělování nasuperponováno turbulentními změnami v rychlosti, což zároveň vede k jejich rychlému rozpadu. Z kontur rychlostí je možné pozorovat, že se ve velmi krátkých časových okamžicích vyskytují i rychlosti mnohem vyšší ($> 50 \text{ ms}^{-1}$). Nicméně průměrované hodnoty, získané ze stacionární simulace, vykazují vyšší rychlosti pro varianty s větším hydraulickým odporem. Konkrétní rychlosti z 2D simulací uvádí tabulka 5.1. Důležité je ovšem poznamenat, že s každou tvarovou variantou se mění i plošné parametry středového jádra. Vypočtené průměrné hodnoty rychlostí se tak počítají z ne stejně velkého objemu fluidní domény, což může nepatrně zkreslit pohled na výsledky.



Obr. 5.11 Kontury absolutních hodnot rychlostí v řezu osy symetrie pro jednotlivé varianty středového jádra.

5.2.3 Validace CAA s experimentálně získanými daty

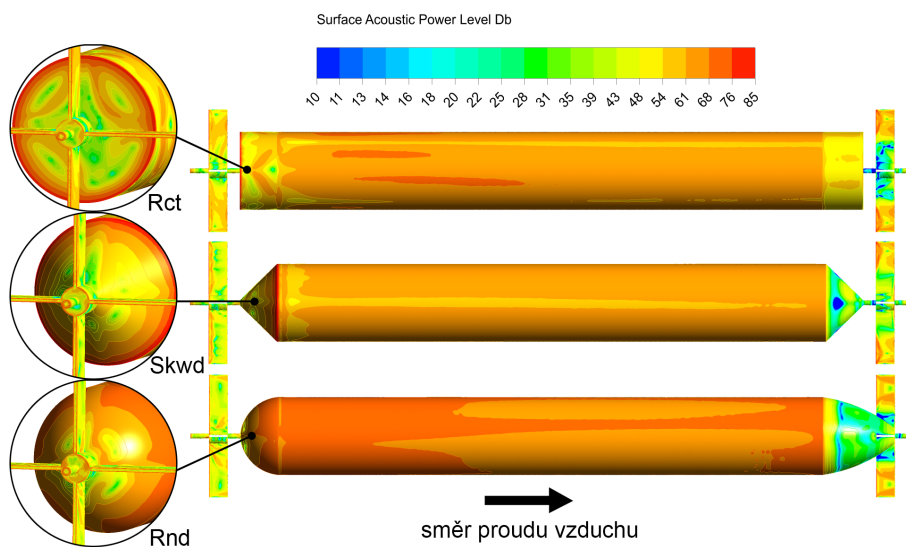
V případě 3D řešení docházelo na úvodu k validaci simulace z hlediska tlakové ztráty. V případě modelování turbulentních proudů v prostoru ohraničeném stěnou, jsou velmi významné účinky drsnosti povrchu stěny. Vzhledem k tomu, že vnitřní plochy tlumiče hluku z většiny tvoří perforace bylo nezbytné její účinek ve výpočtu také zohlednit. Protože nebylo možné perforaci reálně modelovat, byl její účinek kompenzován zavedením stěnové okrajové podmínky v podobě parametrů drsnosti. Na základě několika úvodních simulací bylo zjištěno, že nastavené parametry drsnosti nejsou zcela konstantní pro všechny varianty a vstupní rychlosti proudění. Bylo tedy nutné parametr výšky drsnosti vhodně zvolit tak,



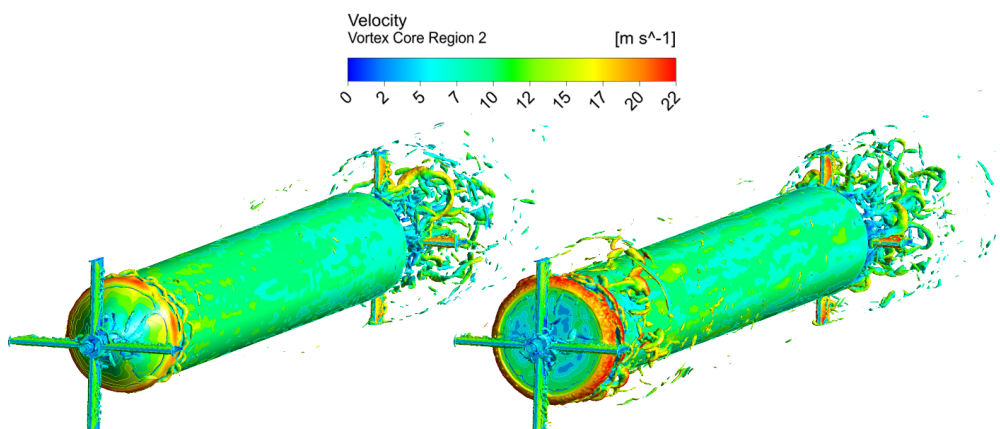
Obr. 5.12 Zobrazení vírových cest turbulentního proudu vzduchu v řezu osy symetrie pro jednotlivé varianty středového jádra.

aby konstanta drsnosti validovaná na hodnotu tlakové ztráty z měření, nabývala téměř totožných hodnot pro celý rozsah rychlostí. Iterativním způsobem byla hodnota parametru definující výšku drsnosti stanovena na $K_s = 1,13e^{-3}$ m a konstanta drsnosti na $C_s = 0,83$. Takto nastavené parametry vykazovaly téměř identické hodnoty tlakové ztráty, jako v případě experimentálního měření. Následně byly pro takto nastavené okrajové podmínky provedeny nestacionární simulace, které posloužily pro zmapování míst vzniku hluku a vírových regionů na vstupní a výstupní části tlumiče. Porovnání dvou variant uvádí Obr. 5.14, kde výsledky potvrzují chování jako jsou uvedené na Obr. 5.12.

Před přepnutím do nestacionární fáze řešení, bylo vhodné identifikovat části tlumiče, které mají na výsledném generovaném hluku největší vliv. K tomu bylo



Obr. 5.13 Místa vzniku zvuku na povrchu středového jádra pro rychlost proudění na vstupu 10 ms^{-1} .

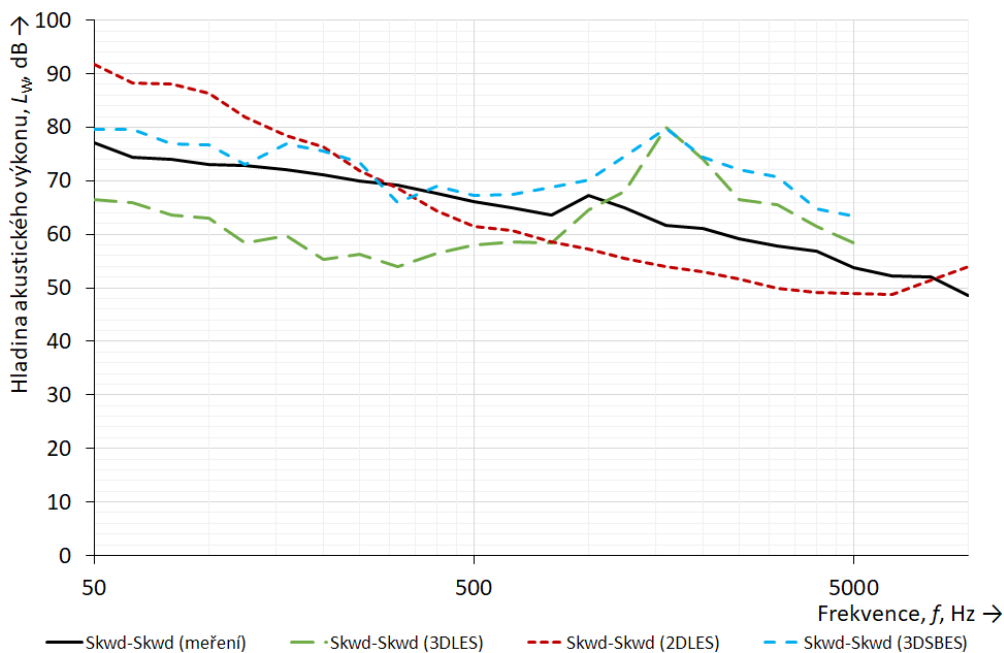


Obr. 5.14 Komparace vírových regionů pro originální a válcovou variantu pro rychlost proudění na vstupu 10 ms^{-1} .

Tab. 5.1 Vypočtené maximální a průměrné rychlosti ve fluidní doméně pro danou vstupní rychlost v_{inlet} .

Varianta	v_{inlet} [ms ⁻¹]	$v_{avgRANS}$ [ms ⁻¹]	$v_{maxRANS}$ [ms ⁻¹]	v_{avgLES} [ms ⁻¹]
Rct-Rct	5,00	5,79	11,93	6,42
Rct-Skwd	5,00	5,74	11,94	6,39
Skwd-Rct	5,00	5,73	10,70	6,16
Skwd-Skwd	5,00	5,68	10,69	6,10
Skwd-Rnd	5,00	5,69	10,71	6,03
Rnd-Skwd	5,00	5,68	9,31	6,011
Rnd-Rnd	5,00	5,71	9,36	6,14
Rct-Rct	10,00	11,67	23,84	12,98
Rct-Skwd	10,00	11,56	23,87	12,87
Skwd-Rct	10,00	11,58	22,64	12,28
Skwd-Skwd	10,00	11,44	21,56	12,23
Skwd-Rnd	10,00	11,47	21,47	12,14
Rnd-Skwd	10,00	11,55	21,45	12,31
Rnd-Rnd	10,00	11,51	18,74	12,34
Rct-Rct	14,00	16,38	33,39	18,16
Rct-Skwd	14,00	16,22	33,39	18,10
Skwd-Rct	14,00	16,21	30,30	17,30
Skwd-Skwd	14,00	16,06	30,32	17,25
Skwd-Rnd	14,00	16,10	30,31	16,98
Rnd-Skwd	14,00	16,09	26,14	17,06
Rnd-Rnd	14,00	16,16	26,25	17,24

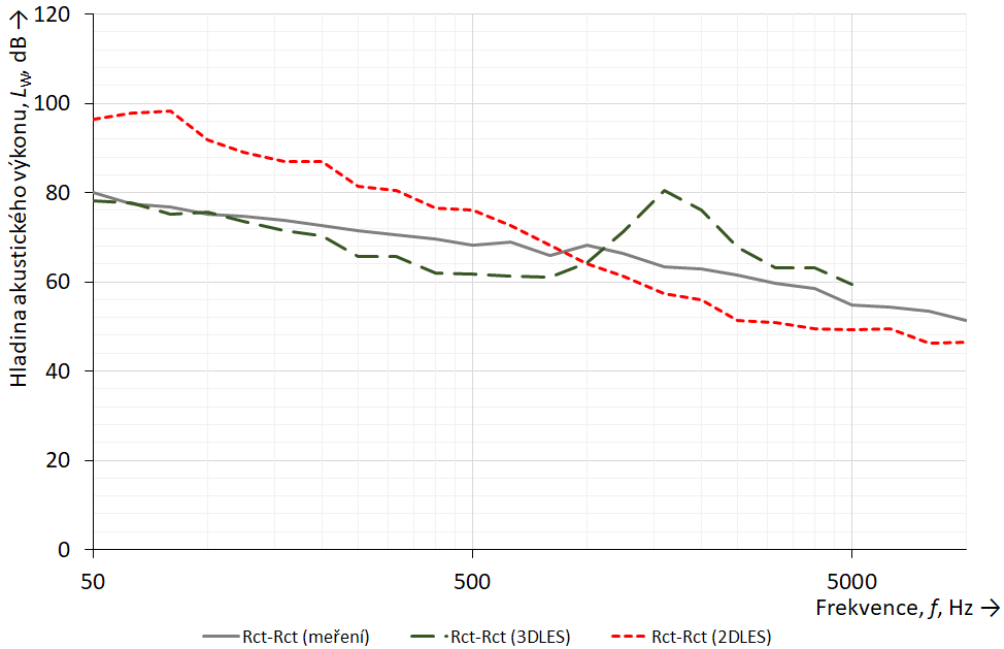
využito integrálních metod, kde je akustická část uvažována od dynamiky proudění odděleně. Tento přístup je vhodný pro malá Ma čísla a velmi často se v aeroakustice využívá pro sledování trendů pro různé tvarové varianty. Obr. 5.13 zobrazuje na středovém jádře, plošný integrál hladin akustického výkonu. Z prezentovaných kontur lze vidět, že nejvíce se na vzniku hluku podepisuje přední část tlumiče s maximy v místech výrazných hran. Maximální hodnoty lze při bližším ohledání pozorovat i na hranách křížových držáků, pro místa přímo vystavena proudu vzduchu. Části v zákrytu akustické zářiče nepředstavují. V případě sférické varianty je zřetelně vidět, že hodnoty s vyššími hladinami akus-



Obr. 5.15 Frekvenční průběhy hladin akustického tlaku pro jednotlivé přístupy řešení (originální varianta).

tického výkonu se vyskytují na větší ploše. To je následek toho, že se v přední části nenachází výrazné lokální maximum jak je tomu u válcové i kónické varianty. Protože hodnota maxima je zde rozhodující faktor, tak se sférická varianta bude vyznačovat nižší hodnotou vlastního hluku. U válcové varianty je přímo viditelná hranice perforované a hladké části. To poukazuje na to, že drsnost povrchu se na výsledném generovaném hluku také podílí.

Aeroakustické jevy se během nestacionární simulace odvíjí od nastavených modelů a parametrů řešiče. Cílem této části bylo porovnat jednotlivé přístupy CAA a ověřit, zdali je možné numericky popsat generaci akustických vln v důsledku obtékání tuhého tělesa v potrubní síti. Pro kvantitativní srovnání získaných dat napočítaného akustického signálu, byly vybrány varianty originálního řešení a válcová varianta. Komparovány zvolené CAA přístupy a vybrané SRS modely, LES a SBES pro varianty 3D a LES pro 2D řešení. Obr. 5.12 zobrazuje frekvenční průběhy hladin akustického tlaku pro originální řešení tlumiče hluku pro podmínku rychlosti proudění na vstupu 10 ms^{-1} .



Obr. 5.16 Frekvenční průběhy hladin akustického tlaku pro jednotlivé přístupy řešení (válcová varianta).

Výsledky jednotlivých numerických přístupů a jejich porovnání s experimentálně naměřenými daty nabádají k hloubavé diskusi o jednotlivých mechanismech vzniku a útlumu zvuku ve zkoumaném tlumiči hluku. Důvodem je, že charakter získaných křivek z numerického řešení nekorresponduje na celém sledovaném frekvenčním rozsahu s daty získanými experimentální cestou. Obecně lze u frekvenčních průběhů vlastního hluku pozorovat klesající trend, jehož strmost se se zvyšující rychlostí snižuje. Následně může dojít i místnímu nárůstu intenzity zvuku, když frekvence karmánových vírů začne být ve shodě s vlastní frekvencí tuhého tělesa umístěného v proudu vzduchu. To poté vede ke vzniku tónových komponent, což se ve třetinooktávové interpretaci projeví lokálním peakem. Svoje lokální maxima je možné pozorovat u dat z 3D simulace i reálného měření. Průběhy získané z 2D simulace pro jakoukoli variantu ani rychlost žádný lokální nárůst nevykazují. Jistá zjednodušení, jako je absence křížového držáku a především třetího rozměru kompenzovaného korelační délkou, neumožňuje tyto aeroakustické jevy přesně popsat. Data získaná pomocí metody LES v 3D pro-

storu, se na nižších frekvencích vyznačují velmi podobným spádem a následným nárůstem s maximem na $f_{str} = 1600$ Hz. Celkově se průběhy nachází v oblasti nižších hladin akustického tlaku, než je tomu u reálného měření, na čemž se může podepsat fakt, že pro LES byl model zjednodušen a veškeré stěny jsou uvažovány jako hladký povrch. Odpor proti proudění je nižší a tudíž i chování turbulentního proudu v blízkosti stěn. LES dále užívá schéma pro eliminaci energie vírů malých měřítek, což se následně může projevit na amplitudě napočítaného akustického signálu, která se následně může lišit. V případě přístupu pomocí SBES jsou výsledky do určité frekvence ve shodě s reálným měřením, kde pozicí i intenzitou věrně kopíruje maximální peak jako v případě LES. Výhodou hybridního modelu SBES je možnost aplikace stěnových okrajových podmínek, což umožnilo vhodně upravit parametry drsnosti povrchu. To zřejmě zapříčinilo, že napočítaný akustický signál má v celém rozsahu vyšší amplitudu, než je tomu v případě LES. V případě porovnání jednotlivých variant ze simulace mezi sebou, se rozdíly pohybují v podobném rozmezí pro numerické i experimentální výsledky.

6 DISKUSE DOSAŽENÝCH VÝSLEDKŮ

V praktické části této práce byly teoretické předpoklady experimentálně i numericky ověřovány a shledávány jisté shody a rozdíly. Následující text obsahuje jejich shrnutí a pohled autora na řešenou problematiku.

Přítomnost středového jádra se pozitivně podepisuje na výsledné schopnosti absorbovat procházející zvukové vlny. V průměru se jedná o 60 % zlepšení hodnot vložného útlumu, pro zkoumaný kruhový tlumič hluku. Z hlediska tlakové ztráty se ukázalo, že tvarovou optimalizací středového jádra, je možné dosáhnout redukce hydraulické odporu i v řádech desítek procent. Z výsledků vlastního hluku lze pozorovat, že se snížením tlakové ztráty se snižuje i vlastní hluk. Tyto výstupy jsou podpořeny turbulentními změnami v rychlosti, kde varianty s vyšším hydraulickým odporem vykazují vyšší průměrné hodnoty. Při bližším zkoumání generace a zanikání vírových struktur je vidět, že v prostoru za středovým jádrem dochází k chaotickému rozpadu u všech variant, zatímco u vstupní části se periodické fluktuace objevují pouze u variant s viditelnou hranou. Tyto fluktuace jsou doprovázeny dočasnými změnami tlaku v blízkosti stěn tlumiče a tím

i ke generování zvuku. Z vypočtených rychlostí pro stacionární a nestacionární případy je zřejmé, že hlavním faktorem zapříčínující generaci hluku je množství tlakových fluktuací ve fluidní doméně. Proto varianty s viditelnou hranou na hranici obvodu středového jádra, mají i v případě nižší průměrné rychlosti vyšší hodnotu vlastního hluku.

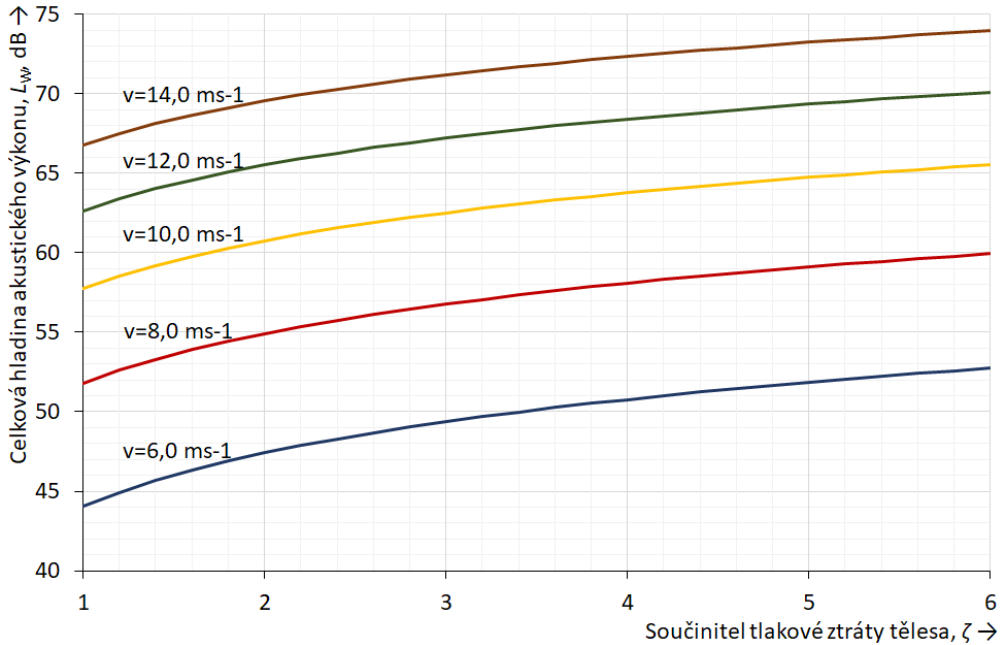
Možnosti predikce hodnot vlastního hluku pomocí CAA se ukázalo být, pro prvky zajišťující současně i tlumící funkci, velmi obtížné. Získané křivky si zaslouží doplňující komentář z hlediska mechanismů šíření zvuku potrubními tlumiči. V běžné praxi se obklad pohltivého materiálu vhodně kombinuje, aby došlo k získání kýžených absorpčních vlastností. Je známo, že perforované obklady mají tendenci zvýšit akustický útlum na nižších frekvencích, a naopak snížit účinek na frekvencích vyšších. To může být důvod, proč numericky získané křivky vykazují vyšší strmost, než ty reálně naměřené. Další záležitost, kterou je třeba uvážit, je útlum zvukových vln procházející tlumičem disipačními procesy a přenosem boční cestou. Některé hluky, které jsou v důsledku proudění generovány, mohou být tlumeny absorpčními plochami nebo vyzářeny povrchem připojovacího potrubí do okolního prostředí. Tyto jevy je možné do výpočtu zahrnout zavedením akustického vlnového modelu v podobě impedanční okrajové podmínky na jednotlivé stěny. Impedanční okrajové podmínky umožňují modelovat individuální komponenty komplexnějšího systému, které spolu akusticky interagují. Modelování akusticky pohltivých nebo „měkkých“ stěn, je následně možné přesnou specifikací reflexního koeficientu v komplexní formě. Jednotlivé parametry reflexního koeficientu je možné stanovit měřením. Zavedení této podmínky by mohlo vést k získání věrnějších hodnot akustického tlaku. Nicméně tento přístup může být limitován užitím FWH akustického modelu, který obecně uvažuje pouze akusticky nepropustné stěny. Další možností, je výsledky vazbit s nástroji, které umožňují modelovat šíření zvuku bez proudění a definovat zároveň i přenosový útlum procházející zvukové vlny. Takový přístup nabízí zkoumat danou problematiku ze širšího pohledu, jehož výstupem by mohla být optimalizace středového jádra z hlediska velikosti absorpčních ploch. Přínosné může také být situaci zjednodušit a nemodelovat středové jádro přímo v potrubním kanálu, ale samostatně ve zvukovém poli. Následným porovnáním výsledků by mohlo dojít k lepšímu pochopení vlivu reflexe akustických vln od stěn, což by mohlo více

objasnit diskutované rozdíly.

Pro takto komplexní prvek se ukázaly být hybridní RANS-LES modely vhodnější variantou než čisté LES. Zvolené SBES nabízí alternativní funkce pro definici vírů malých měřítek, dokáže explicitně přepínat do LES oblasti a především umožňuje aplikovat různé stěnové podmínky. Užití těchto metod v 2D prostoru nenabízí exaktní řešení pro predikci absolutních hodnot akustických veličin. Důvodem je to, že pro rovinný prostor je nutné pracovat s parametrem označovaným jako korelační délka, která určitým způsobem kompenzuje absenci třetího rozměru a tím i směrovost vyzařované akustické energie do prostoru. Tento parametr nepředstavuje pouze prostorově měřitelnou hodnotu, ale musí být kvalifikovaně odhadnut. Z toho důvodu může být 2D řešení užito pouze pro predikci trendů, například za účelem porovnání více variant řešení. V rámci 2D úvah byl sledován také vliv typu zvoleného 2D prostoru na výsledky aerodynamických polí. Přestože byl zkoumaný prvek axisymetrický, volba tohoto typu prostoru se pro nestacionární simulaci turbulentního proudu neukázala jako vhodná. Problém je v tom, že výpočet probíhá pouze na jedné polovině roviny symetrie, což neumožňuje nikterak postihnout formace vírů, která se od určité hodnoty Re stává asymetrickou, kdy se víry v ohraničeném prostoru prolévají a následně rozpadají a mění v turbulence. Přesnější alternativou se ukázalo pracovat v rovinném prostoru na základě hodnot z reálného měření stanovit korelační délku a referenční podmínky výpočtu. Rozdíly mezi jednotlivými variantami získané z 2D simulace se od rozdílů z experimentálně získaných výsledků lišily jen nepatrně.

6.1 Stanovení vlivu tlakové ztráty na hodnotu vlastního hluku

Nosnou částí této práce je vyjádření vlivu tlakové ztráty na výslednou hodnotu vlastního hluku. Tato myšlenka vznikla při bližším zkoumání vztahu 2.67, pro odhad hodnot hladin akustického výkonu vlastního hluku pro kulisové tlumiče hluku, který výrobci VZT prvků uplatňují ve svých podkladech i výpočtových programech. V případě zadání do předmětného vztahu rozměrové parametry tlumiče zde testovaného, by výsledky vlastního hluku pro všechny varianty vykazovaly stejné hodnoty. Je to z toho důvodu, že uvedený vztah s hydraulickými parametry nepracuje a jejich vliv zanášá v podobě tzv. konstanty tlumiče. Nao-



Obr. 6.1 Vliv součinitele tlakové ztráty tělesa na celkovou hladinu akustického výkonu vlastního hluku pro jednotlivé rychlosti proudění.

pak jiné přístupy uvedené v 2.6.4 s hydraulickými parametry pracují. To vedlo k úvaze, zdali je možné celkovou hodnotu vlastního hluku uvést ve vztahu k parametru tlakové ztráty.

Na úvod je třeba poznamenat, že zmíněné závěry vychází ze zkoumání jednoho typu tlumiče s více variantami středového jádra, čili nejedná se o obecně uplatitelné tvrzení. Diskutovaný vztah je velmi závislý na přesnosti zadané hodnoty maximální rychlosti proudění v místě nejmenšího průřezu. V případě analytického přepočtu byly výsledky výrazně podhodnoceny, zatímco při zadání maximálních hodnot rychlosti ze stacionární simulace, byly výsledky v rozmezí 3,5 dB pro všechny varianty. Poznámkou k výše uvedenému je, že nebyl porovnáván frekvenční charakter, který tento vztah nedokáže postihnout. Dále také bylo pozorováno, že se zvyšující se rychlostí je konstanta tlumiče menší.

Ze získaných výsledků sedmi různých variant a rychlostí proudění na vstupu do tlumiče došlo ke stanovení celkové hladiny akustického výkonu, která je vztažena na hodnotu součinitele tlakové ztráty tělesa (viz Obr. 6.1). Jedná se o parametr,

se kterým projektanti při návrzích VZT systémů běžně pracují a nebude tedy od věci s jejich znalostí odhadnout minimální hodnotu hladiny akustického výkonu vlastního hluku v místě za uvažovaným prvkem. Z uvedených křivek lze pozorovat logaritmickou závislost, která nabývá největších rozdílů při malé hodnotě součinitele tlakové ztráty. Rovněž nepřímo úměrně klesají rozdíly hladin vlastního hluku se zvyšující se rychlostí proudění na vstupu VZT prvku.

7 PŘÍNOS PRÁCE PRO VĚDU A PRAXI

Prezentované výsledky v této práci mohou být velmi prospěšné pro širší spektrum technických disciplín ve veřejném i komerčním sektoru. Uvedený teoretický aparát může být užit jak ve vzdělávacích institucích, tak i dalších organizacích. Příkladem může být část věnující se strategii vedoucí ke snížení hluku z VZT, což může být velmi přínosné například pro začínající projektanty.

Vedle informačního obsahu nabízí práce i výstupy věcné. Ty mohou představovat poměrně cenný podklad pro zkušební i výrobní organizace. Uvedená potrubní trať, pro současné měření hydraulických a akustických parametrů, nabízí velmi atraktivní alternativu pro běžně užívanou konfiguraci s dozvukovou komorou. Tohle řešení dokáže redukovat nároky na prostor a naměřené hodnoty jsou přímo získány v prostředí potrubní sítě za testovaným prvkem. Největší benefit může mít tato práce pro výrobce tlumičů hluku a ostatních VZT prvků. Prezentované výstupy mohou pomoci lépe porozumět vzniku aeroakustických hluků a zároveň přispět k identifikaci a následné optimalizaci kulisových částí z hlediska tlakové ztráty i vlastního hluku. Vzhledem k tomu, že pro CAA úlohy nejsou běžně k dispozici praktické ověřené postupy, jak tomu je u úloh CFD, může uvedená metodika sloužit jako návod k tvorbě výpočetní sítě, nastavení řešiče a okrajových podmínek, případně i postprocesingu. Metodiku lze také vhodně adaptovat i na ostatní typy těles, které jsou obtékány proudem vzduchu.

Užitek disertační práce pro běžnou praxi představuje graf vlivu tlakové ztráty na hodnotu vlastního hluku. Projektant VZT systémů je následně schopný z informací uvedených v projekčních materiálech, odhadnout hodnotu vlastního hluku pro kulisový tlumič hluku.

8 ZÁVĚR

Tato práce se zabývala poměrně významným segmentem aeroakustiky, což představuje obtékání tuhých těles proudem vzduchu v uzavřeném prostoru. Vzhledem k faktu, že zvolené téma a cíle práce představovaly poněkud komplexní záležitost, bylo nutné danou problematiku nejprve obsáhle popsat, problém vyhodnotit a následně zvolit vhodnou metodu jeho řešení.

Doprovodný teoretický aparát se soustřeďuje na aerodynamické zdroje zvuku umístěných v prostoru ohraničený stěnami. Postupně jsou uvedené poznatky rozváděny dle vytyčených cílů práce na potrubní tlumiče hluku, jejich základní parametry a možnosti jejich stanovení analytickými výpočty, experimentální cestou, případně metodami výpočetní aeroakustiky. Vše je strukturované do jednotlivých kapitol, na které se následně odkazuje praktická část práce.

V praktické části práce došlo ke splnění všech vytyčených dílčích cílů, které byly definovány v kapitole 3.

- Byl navržen alternativní přístup měření vlastního hluku a hydraulických parametrů v prostředí potrubní sítě bez zařazené dozvukové komory. Navržené řešení tratě splňuje požadavky na tiché proudění bez parazitních hluků mechanického původu od ventilátorové jednotky, což bylo ověřeno sérií měření. Současně došlo i k modifikaci výpočetních vztahů potřebných pro vyhodnocení naměřených dat a stanovení hladin akustického výkonu vlastního hluku pro jednotlivá třetinooktávová pásma.
- Pro vybraný kulisový potrubní tlumič hluku byly navrženy a vyrobeny různé varianty nátrubků, kterými docházelo k úpravě tvaru středového jádra. Díky těmto nátrubkům bylo realizováno sedm různých variant středového jádra, které byly podrobeny sérií měření na navržené konfiguraci měřicí tratě.
- Byla zpracována metodika pro CAA pro proudění v uzavřeném prostoru. Samotná definice postupných kroků numerické simulace byla zhotovena do podoby nástroje umožňující na základě zvolených vstupů vytvoření journalového souboru, který je tvořen sekvencí příkazů určených ke zpracování v

kódu ANSYS Fluent. Tato metodika může být zobecněna i na jiné případy obtékání statického tuhého tělesa proudem vzduchu. Výhodou zvoleného řešení je automatický postprocessing, ale především eliminace prostojů a zadání chyby uživatelem. Vytvořený nástroj byl současně navržen ke zpracování výsledných souborů z FFT analýzy do podoby tabulek a grafů v MS Excel.

- Jednotlivé CAA přístupy byly validovány s experimentálně získanými daty. Došlo k identifikaci limitů metod LES/SBES pro případy simulace absorpčních tlumičů hluku a návrhu jejich možného řešení. Ukázalo se, že CAA pro zařízení zajišťující tlumicí funkci akustické energie a současně vedlejším produktem i její generaci, není triviální záležitost a vyžaduje si hlubokou znalost fyzikálně materiálových okrajových podmínek. Konkrétní závěry tohoto bodu diskutuje kapitola 6. Výstupy ukázaly, že numerickou simulací je možné získat potřebná data ke stanovení vlastního hluku.
- Došlo ke stanovení vlivu tlakové ztráty na celkovou hodnotu vlastního hluku. Tento vztah je uveden ve formě křivek pro různé vstupní rychlosti proudění. Samotný vztah je uváděn pro hodnoty součinitele tlakové ztráty, se kterými projektanti běžně pracují. Bližší popis uvádí 6.1.

Výsledky této práce ukázaly hned několik směrů pro další výzkum. V prvé řadě by bylo vhodné ověřit způsobilost navržené měřicí tratě realizací mezilaboratorní zkoušky oproti konfiguraci se zařazenou dozvukovou komorou. Pro každý způsob se uplatňují různé korekce, které mohou ovlivnit získané výsledky. V případě měření akustického tlaku v dozvukové komoře se jedná o činitel odrazu, pro měření v potrubí je to korekce pro užití krytu proti proudění. Z hlediska numerického přístupu se jedná především možnosti uplatnění impedančních okrajových podmínek na plochy s akusticky absorpčním materiálem. Tento přístup by mohl více zpřesnit výsledky z CAA, nicméně vyžaduje poměrně rozsáhlou definici reflexního koeficientu. Ideální scénář pro komplexní hodnocení tlumičů hluku, vidí autor v podobě multifyzikálního řešení, kdy část proudění a absorpce zvuku by byla uvažována odděleně. Tento postoj by mohl vést i k optimalizaci z hlediska množství a velikosti absorpčních ploch, případně i tloušťky porézního materiálu.

Možné přístupy, které tato práce diskutuje naznačují, že návrhy na realizaci protihlukových opatření se z hlediska složitosti jednotlivých úloh, budou stále více opírat o robustní a rychlé numerické metody. Lze předpokládat, že práce se speciálními softwary bude nedílnou součástí pracovní náplně technických pracovníků. I přes velmi pokročilou výpočetní techniku na FAI UTB ve Zlíně se ukázalo, že komplexní numerické simulace aero-akustických jevů, způsobených nestacionárním turbulentním prouděním, pro široký rozsah frekvencí zůstávají i nadále velkou výzvou.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] 258/2000 Sb. Zákon o ochraně veřejného zdraví a o změnách některých souvisejících zákonů. zákon, Parlament ČR, 2000.
- [2] Turbulece - Second Moment Closure And Large Eddy Simulation. 2017.
- [3] *ASHRAE Handbook - HVAC Applications*. American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 47 edition, 2007.
- [4] *HVAC Acoustic Fundamentals*, 2004.
- [5] On sound generated aerodynamically I. General theory. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*. March 1952, 211, 1107, pp. 564–587. doi: 10.1098/rspa.1952.0060. Dostupné z: <https://doi.org/10.1098/rspa.1952.0060>.
- [6] Noise effect on humans. <https://multerland.wordpress.com/2016/02/28/noise-pollution-and-health/>.
- [7] Noise Control. *Engineering Guide*. 2014.
- [8] *Noise control for HVAC systems - Silencers*, 2004.
- [9] Fyzikální podstata zvuku – vlnová rovnice. <https://stavba.tzb-info.cz/akustika-staveb/212-fyzikalni-podstata-zvuku-vlnova-rovnice>.
- [10] A. BHATIA, B. Overview of Noise Control and HVAC Acoustics in Buildings. 2012.
- [11] J. KYNCL, F. K. *Prostorová akustika*. Praha: SNTL/ALFA, 1980.
- [12] K. N. STEVENS, W. A. R. *Handbook of Acoustic Noise and Control: Noise and Man*. Wright Ari Development Centr, 1953.
- [13] ASTLEY, R. J. Acoustical modes in lined ducts with flexible walls - A variational approach. In *Proceedings of the International Conference on Noise Control Engineering*. Noise Control Foundation, August 1990.

- [14] ASTLEY, R. a CUMMINGS, A. A finite element scheme for acoustic transmission through the walls of rectangular ducts: Comparison with experiment. *Journal of Sound and Vibration*. February 1984, 92, 3, pp. 387–409. doi: 10.1016/0022-460x(84)90387-0. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/0022-460x\(84\)90387-0](https://doi.org/10.1016/0022-460x(84)90387-0).
- [15] ASTLEY, R. a CUMMINGS, A. A finite element scheme for attenuation in ducts lined with porous material: Comparison with experiment. *Journal of Sound and Vibration*. July 1987, 116, 2, pp. 239–263. doi: 10.1016/s0022-460x(87)81302-0. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/s0022-460x\(87\)81302-0](https://doi.org/10.1016/s0022-460x(87)81302-0).
- [16] ASTLEY, R., CUMMINGS, A. a SORMAZ, N. A finite element scheme for acoustic propagation in flexible-walled ducts with bulk-reacting liners, and comparison with experiment. *Journal of Sound and Vibration*. October 1991, 150, 1, pp. 119–138. doi: 10.1016/0022-460x(91)90406-a. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/0022-460x\(91\)90406-a](https://doi.org/10.1016/0022-460x(91)90406-a).
- [17] BERANEK, L. *ACOUSTICS*. Acoustical Society of America, 1993.
- [18] BOKOR, A. Attenuation of sound in lined ducts. *Journal of Sound and Vibration*. November 1969, 10, 3, pp. 390–403. doi: 10.1016/0022-460x(69)90217-x. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/0022-460x\(69\)90217-x](https://doi.org/10.1016/0022-460x(69)90217-x).
- [19] BOSE, T. *Aerodynamic Noise: An Introduction for Physicists and Engineers (Springer Aerospace Technology Book 7)*. Springer, nov 2012. Dostupné z: <https://www.xarg.org/ref/a/B00BLS8A70/>.
- [20] BURT, T. Sick buildings syndrome: the acoustic environment. In *7th International Conference of Indoor Air Quality and Climate*, 1996.
- [21] CABELLI, A. The propagation of sound in a square duct with a non-rigid side wall. *Journal of Sound and Vibration*. December 1985, 103, 3, pp. 379–394. doi: 10.1016/0022-460x(85)90430-4. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/0022-460x\(85\)90430-4](https://doi.org/10.1016/0022-460x(85)90430-4).
- [22] CAI, C. a MAK, C. M. Generalized flow-generated noise prediction method for multiple elements in air ducts. *Applied Acoustics*. June 2018,

- 135, pp. 136–141. doi: 10.1016/j.apacoust.2018.02.008. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2018.02.008>.
- [23] CHOY, Y. S. a HUANG, L. Experimental studies of a drumlike silencer. *The Journal of the Acoustical Society of America*. November 2002, 112, 5, pp. 2026–2035. doi: 10.1121/1.1508779. Dostupné z: <https://doi.org/10.1121/1.1508779>.
- [24] CHOY, Y. a HUANG, L. Multiple drumlike silencer for low frequency duct noise reflection. *Applied Acoustics*. December 2009, 70, 11–12, pp. 1422–1430. doi: 10.1016/j.apacoust.2009.03.010. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2009.03.010>.
- [25] COSTEN, R. C. An equation for vortex motion including effects of buoyancy and sources with applications to tornadoes.
- [26] CREMER, L. Nachhallzeit und Dämpfungsmaß bei streifendem Einfall. *Akustische*. December 1940, 2, 5, pp. 57–76.
- [27] CREMER, L. a HECKL, M. *Körperschall - Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen*. Springer Berlin Heidelberg, 1967. doi: 10.1007/978-3-662-08184-6. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/978-3-662-08184-6>.
- [28] CUMMINGS, A. Sound attenuation in ducts lined on two opposite walls with porous material, with some applications to splitters. *Journal of Sound and Vibration*. November 1976, 49, 1, pp. 9–35. doi: 10.1016/0022-460x(76)90754-9. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/0022-460x\(76\)90754-9](https://doi.org/10.1016/0022-460x(76)90754-9).
- [29] CUMMINGS, A. Low frequency acoustic transmission through the walls of rectangular ducts. *Journal of Sound and Vibration*. December 1978, 61, 3, pp. 327–345. doi: 10.1016/0022-460x(78)90384-x. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/0022-460x\(78\)90384-x](https://doi.org/10.1016/0022-460x(78)90384-x).
- [30] CUMMINGS, A. Higher order mode acoustic transmission through the walls of rectangular ducts. *Journal of Sound and Vibration*. September 1983, 90, 2, pp. 193–209. doi: 10.1016/0022-460x(83)90528-x. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/0022-460x\(83\)90528-x](https://doi.org/10.1016/0022-460x(83)90528-x).

- [31] CUMMINGS, A. a ASTLEY, R. Finite Element Computation of Attenuation in Bar-Silencers and Comparisons with measured Data. *Journal of Sound and Vibration*. September 1996, 196, 3, pp. 351–369. doi: 10.1006/jsvi.1996.0488. Dostupné z: <https://doi.org/10.1006/jsvi.1996.0488>.
- [32] DAVIDGE, R. ASHRAE standards: a guarantee of occupant satisfaction. Ashrae, 1986.
- [33] DEINES, E. Acoustic Simulation and Visualization Algorithms.
- [34] DELANY, M. a BAZLEY, E. Acoustical properties of fibrous absorbent materials. *Applied Acoustics*. April 1970, 3, 2, pp. 105–116. doi: 10.1016/0003-682x(70)90031-9. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/0003-682x\(70\)90031-9](https://doi.org/10.1016/0003-682x(70)90031-9).
- [35] DELANY, N., SORENSEN, N. a AERONAUTICS, U. S. N. A. C. *Low-speed Drag of Cylinders of Various Shapes*. ARC-16605. National Advisory Committee for Aeronautics, 1953. Dostupné z: https://books.google.cz/books?id=_SrOSgAACAAJ.
- [36] DELFS, J. Grundlagen der Aeroakustik.
- [37] DUCRET, F. Studies of sound generation and propagation in flow ducts, 2006. ISSN 1651-7660.
- [38] FLORIAN R. MENTER, J. S. a GRITSKEVICH, M. Global vs. Zonal Approaches in Hybrid RANS-LES Turbulence Modelling. In *Progress in Hybrid RANS-LES Modelling*. Springer Berlin Heidelberg, 2012. pp. 15–28. doi: 10.1007/978-3-642-31818-4_2.
- [39] FRÖHLICH, J. a TERZI, D. Hybrid LES/RANS methods for the simulation of turbulent flows. *Progress in Aerospace Sciences*. July 2008, 44, 5, pp. 349–377. doi: 10.1016/j.paerosci.2008.05.001. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.paerosci.2008.05.001>.
- [40] GVB4/16 CIBSE Guide. B4 - Noise and Vibration Control for Building Services System. technická norma, 2007.

- [41] HAVELOCK, D., KUWANO, S. a VORLÄNDER, M. (Ed.). *Handbook of Signal Processing in Acoustics*. Springer New York, 2008. doi: 10.1007/978-0-387-30441-0. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/978-0-387-30441-0>.
- [42] HUANG, L. A theoretical study of duct noise control by flexible panels. *The Journal of the Acoustical Society of America*. October 1999, 106, 4, pp. 1801–1809. doi: 10.1121/1.427930. Dostupné z: <https://doi.org/10.1121/1.427930>.
- [43] HUANG, L. Attenuation of low frequency duct noise by a flute-like silencer. *Journal of Sound and Vibration*. September 2009, 326, 1-2, pp. 161–176. doi: 10.1016/j.jsv.2009.05.004. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2009.05.004>.
- [44] INGARD, U. *Notes on Acoustics (Physics)*. Jones & Bartlett Learning, may 2008. Dostupné z: <https://www.xarg.org/ref/a/1934015083/>. ISBN 1934015083.
- [45] KRYTER, K. D. Prediction of effects of noise on man. Technical report, Stanford Research Inst.; Menlo Park, CA, United States, 1968.
- [46] LOFTNESS, V. a HARTKOPF, V. The effects of building design and use on air quality. *Occupational medicine (Philadelphia, Pa.)*. 10 1989, 4, pp. 643–665.
- [47] MAK, C. M. Development of a prediction method for flow-generated noise produced by duct elements in ventilation systems. *Applied Acoustics*. 01 2002, 63, pp. 81–93. doi: 10.1016/S0003-682X(01)00018-4.
- [48] MAK, C. M. a YANG, J. Flow-Generated Noise Radiated by the Interaction of Two Strip Spoilers in Low Speed Flow Ducts. *Acta Acustica united with Acustica*. 11 2002, 88, pp. 861–868.
- [49] MENTER, F. *Best Practice: Scale Resolving Simulations in ANSYS CFD*. ANSYS Germany GmbH, november 2015.

- [50] MÜLLER, G. a MÖSER, M. *Handbook of Engineering Acoustics*. Springer Berlin Heidelberg, 2013. doi: 10.1007/978-3-540-69460-1. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/978-3-540-69460-1>.
- [51] NELSON, P. a MORFEY, C. Aerodynamic sound production in low speed flow ducts. *Journal of Sound and Vibration*. November 1981, 79, 2, pp. 263–289. doi: 10.1016/0022-460x(81)90372-2. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/0022-460x\(81\)90372-2](https://doi.org/10.1016/0022-460x(81)90372-2).
- [52] NOVÝ, R. *Hluk a chvění*. nakladatelství ČVUT, 3 edition, 2009.
- [53] OLDHAM, D. a UKPOHO, A. A pressure-based technique for predicting regenerated noise levels in ventilation systems. *Journal of Sound and Vibration*. July 1990, 140, 2, pp. 259–272. doi: 10.1016/0022-460x(90)90527-7. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/0022-460x\(90\)90527-7](https://doi.org/10.1016/0022-460x(90)90527-7).
- [54] PETERSON, A. P. G. *Handbook of Noise Measurement*. GenRad; 9th edition edition, 1980.
- [55] POPE, S. B. *Turbulent Flows*. Cambridge University Press, August 2000. doi: 10.1017/cbo9780511840531. Dostupné z: <https://doi.org/10.1017/cbo9780511840531>.
- [56] QUÉMÉRÉ, P. a SAGAUT, P. Zonal multi-domain RANS/LES simulations of turbulent flows. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*. October 2002, 40, 7, pp. 903–925. doi: 10.1002/fld.381. Dostupné z: <https://doi.org/10.1002/fld.381>.
- [57] RELF, E. a SIMMONS, L. LIII. On the frequency of the eddies generated by the motion of circular cylinders through a fluid. *The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science*. February 1925, 49, 290, pp. 509–511. doi: 10.1080/14786442508634628. Dostupné z: <https://doi.org/10.1080/14786442508634628>.
- [58] ROE, P. L. Technical prospects for computational aeroacoustics.
- [59] ROSHKO, A. Experiments on the flow past a circular cylinder at very high Reynolds number. *Journal of Fluid Mechanics*. May 1961,

- 10, 3, pp. 345–356. doi: 10.1017/s0022112061000950. Dostupné z: <https://doi.org/10.1017/s0022112061000950>.
- [60] SCHLICHTING, H. a GERSTEN, K. *Boundary-Layer Theory*. Springer Berlin Heidelberg, 2017. doi: 10.1007/978-3-662-52919-5. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/978-3-662-52919-5>.
- [61] SIVIAN, L. J. Sound Propagation in Ducts Lined with Absorbing Materials. *The Journal of the Acoustical Society of America*. October 1937, 9, 2, pp. 135–140. doi: 10.1121/1.1915917. Dostupné z: <https://doi.org/10.1121/1.1915917>.
- [62] SMAGOWSKA, B. a PAWLACZYK-ŁUSZCZYŃSKA, M. Effects of Ultrasonic Noise on the Human Body—A Bibliographic Review. *International journal of occupational safety and ergonomics : JOSE*. 06 2013, 19, pp. 195–202. doi: 10.1080/10803548.2013.11076978.
- [63] ČSN EN 17192. Větrání budov - Vzduchovody - Nekovová potrubí - Požadavky a zkušební metody. technická norma, 2019.
- [64] ČSN EN ISO 11820. Akustika - Měření tlumičů in situ. technická norma, 1998.
- [65] ČSN EN ISO 14163. Akustika - Směrnice pro snižování hluku tlumiči. technická norma, 1999.
- [66] ČSN EN ISO 5136. Akustika - Určování hladin akustického výkonu vyzařovaného do potrubí ventilátory a jinými zařízeními s prouděním vzduchu - Metoda měření v potrubí. technická norma, 2010.
- [67] ČSN EN ISO 5167. Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu. technická norma, 2003.
- [68] ČSN EN ISO 5801. Průmyslové ventilátory - Zkoušení výkonu s použitím normalizovaného vzduchovodu. technická norma, 2019.

- [69] ČSN EN ISO 7235. Akustika - Laboratorní měřicí postupy pro tlumiče hluku v potrubí a vzduchotechnické koncové jednotky - Vložný útlum, vlastní hluk a celková tlaková ztráta. technická norma, 2010.
- [70] ČSN ISO 3741. Akustika - Určování činitele zvukové pohltivosti a akustické impedance v impedančních trubicích. technická norma, 1999.
- [71] STEWART, G. W. The Theory of the Herschel-Quincke Tube. *Physical Review*. April 1928, 31, 4, pp. 696–698. doi: 10.1103/physrev.31.696. Dostupné z: <https://doi.org/10.1103/physrev.31.696>.
- [72] THOMAS, J. a ROE, P. Development of non-dissipative numerical schemes for computational aeroacoustics. In *11th Computational Fluid Dynamics Conference*. American Institute of Aeronautics and Astronautics, July 1993. doi: 10.2514/6.1993-3382. Dostupné z: <https://doi.org/10.2514/6.1993-3382>.
- [73] UZUN, A., BLAISDELL, G. a LYRINTZIS, A. Recent Progress Towards a Large Eddy Simulation Code for Jet Aeroacoustics. 06 2002. doi: 10.2514/6.2002-2598. ISBN 978-1-62410-119-9.
- [74] WAGNER, C., HÜTTL, T. a SAGAUT, P. (Ed.). *Large-Eddy Simulation for Acoustics*. Cambridge University Press, 2007. doi: 10.1017/cbo9780511546143. Dostupné z: <https://doi.org/10.1017/cbo9780511546143>.
- [75] WASSILIEFF, C. Experimental verification of duct attenuation models with bulk reacting linings. *Journal of Sound and Vibration*. April 1987, 114, 2, pp. 239–251. doi: 10.1016/s0022-460x(87)80151-7. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/s0022-460x\(87\)80151-7](https://doi.org/10.1016/s0022-460x(87)80151-7).
- [76] YU, X., TONG, Y., PAN, J. a CHENG, L. Sub-chamber optimization for silencer design. *Journal of Sound and Vibration*. September 2015, 351, pp. 57–67. doi: 10.1016/j.jsv.2015.04.022. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2015.04.022>.

SEZNAM PUBLIKACÍ A TVŮRČÍ ČINNOSTI AUTORA

Články v periodiku

- [P.1] DRÁBEK, P. and ZÁLEŠÁK, M. Comparison of lighting simulation outcomes for electric lights with real reference, In *WSEAS Transactions on Environment and Development*. 2018, pp. 584-589, ISSN 1790-5079.
- [P.2] DRÁBEK, P., ŠVANCAROVÁ, Z. and KŘESÁLEK, V. Acoustic Evaluation of Three Architectural Types of Religious Buildings in Zlin, In *Akustika*. 2018, Volume 30, pp. 15-27, ISSN 1801-9064.
- [P.3] MAÑAS, D., MAÑAS, M., MIZERA, A., STOKLÁSEK, P., NAVRÁTIL, J., SEHNÁLEK, S. and DRÁBEK, P. The High Density Polyethylene Composite with Recycled Radiation Cross-Linked Filler of rHDPE_x, In *Polymers*. 2018, Volume 10, ISSN 2073-4360.
- [P.4] DRÁBEK, P. and ZÁLEŠÁK, M. Quadruple Glazing Panel Filled With PCM and Its Influence on the Sound Insulation of Building Facades, In *WSEAS Transactions on Environment and Development*. 2017, Volume 13, pp. 360-366, ISSN 1790-5079.
- [P.5] DRÁBEK, P. and ZÁLEŠÁK, M. Acoustic verification of rectangular reverberation chamber using impulse sound source, In *WSEAS Transactions on Environment and Development*. 2016, Volume 12, pp. 377-385, ISSN 1790-5079.
- [P.6] DRÁBEK, P. and ZÁLEŠÁK, M. Effect of heat accumulation of buildings for control precision heating system, In *WSEAS Transactions on Environment and Development*. 2016, Volume 11, pp. 32-38, ISSN 1991-8763.

Články ve sborníku

- [P.7] DRÁBEK, P., SEHNÁLEK, S. and ZÁLEŠÁK, M. Možnosti stanovení základních akustických a hydraulických parametrů prvků vzduchotech-

nických systémů, In *Sborník přednášek 23. konference Klimatizace a větrání*. Praha : Společnost pro techniku prostředí, Odborná sekce Klimatizace a větrání, 2019, ISBN 978-80-02-02870-3.

- [P.8] SKOVAJSA, J., DRÁBEK, P., SEHNÁLEK, S. and ZÁLEŠÁK, M. Měření v univerzální kompenzované kalorimetrické komoře, In *Sborník přednášek 23. konference Klimatizace a větrání*. Praha : Společnost pro techniku prostředí, Odborná sekce Klimatizace a větrání, 2019, ISBN 978-80-02-02870-3.
- [P.9] DRÁBEK, P. and OGUNLEYE, J. O. Possibilities of using lighting simulation tools to predict the level of illumination on the workplace from electric lights, In *MATEC Web of Conferences*. 2018, ISSN 2261-236X.
- [P.10] DRÁBEK, P. The regenerated noise of HVAC elements and its measurement in pipeline track, In *MATEC Web of Conferences*. 2018, ISSN 2261-236X.
- [P.11] ZÁLEŠÁK, M., CHARVÁTOVÁ, H., DRÁBEK, P., KOLÁČEK, M. and SEHNÁLEK, S. Základní výzkumné směry a trendy v oboru integrované systémy v budovách, In *Zborník odborných referátov z 19. medzinárodnej konferencie TEPELNÁ OCHRANA BUDOV 2017*. 2017, pp. 232-237, ISSN 978-80-89627-07-3.
- [P.12] DRÁBEK, P. Effect of implementation quadruple glazing panel into the walls on the airborne sound insulation of building facades, In *MATEC Web of Conferences*. 2017, ISSN 2261236X.
- [P.13] DRÁBEK, P. Comparison of two internationally recognized methods for determining the sound absorption coefficient, In *MATEC Web of Conferences*. 2017, ISSN 2261-236X.
- [P.14] SEHNÁLEK, S., DRÁBEK, P. and ZÁLEŠÁK, M. Friction coefficient measurements of silencers on specialized duct tract, In *MATEC Web of Conferences*. 2016, ISSN 2261-236X.

- [P.15] DRÁBEK, P. and ZÁLEŠÁK, M. Reverberation chamber and its verification for acoustic measurements, In *MATEC Web of Conferences*. 2016, ISSN 2261-236X.
- [P.16] DRÁBEK, P. and ZÁLEŠÁK, M. The impact of the heat accumulation on energy efficiency of building, In *Annals of DAAAM International for 2015*. 2015, Volume 26, pp. 1-8, ISSN 2304-1382.
- [P.17] DRÁBEK, P. and ZÁLEŠÁK, M. Some aspects of the impact of building automation on energy efficiency of building, In *IEEE: Recent Advances in Systems*. 2015, pp. 240-242, ISSN 1790-5117.
- [P.18] ZÁLEŠÁK, M. and DRÁBEK, P. Vliv automatizace budov na energetickou efektivitu budovy, In *Tepelná ochrana budov 2015*. 2015, pp. 139-142, ISSN 978-80-89627-04-2.

Prototyp, funkční vzorek

- [P.19] DRÁBEK, P., ZÁLEŠÁK, M. and SEHNÁLEK, S. Potrubní přípravek pro stanovení součinitele zvukové pohltivosti absorpčních materiálů na základě měření útlumu v potrubní síti, 2017, BI - Akustika a kmity.

Výzkumná zpráva

- [P.20] ZÁLEŠÁK, M., DRÁBEK, P., SKOVAJSA, J. and SEHNÁLEK, S. ATREA - Výzkum energeticky výkonových parametrů TČ se zásobníkem, 2019.
- [P.21] ZÁLEŠÁK, M., SKOVAJSA, J. SEHNÁLEK, S. and DRÁBEK, P. TnG-Air - Výzkum parametrů tepelných čerpadel typu monoblok/split s vysokým SCOP, 2019.
- [P.22] ZÁLEŠÁK, M., SEHNÁLEK, S., DRÁBEK, P. and SKOVAJSA, J. TnG-Air - Výzkum akustických a energetických parametrů tepelných čerpadel, 2019.
- [P.23] ZÁLEŠÁK, M., SEHNÁLEK, S., DRÁBEK, P. and SKOVAJSA, J. TnG-Air - Výzkum akustických a energetických parametrů tepelných čerpadel, 2019.

- [P.24] ZÁLEŠÁK, M., DRÁBEK, P., SKOVAJSA, J. and SEHNÁLEK, S. TECH-TRADE - Měření akustických a hydraulických parametrů tlumičů, 2018.
- [P.25] ZÁLEŠÁK, M., DRÁBEK, P., SKOVAJSA, J. and SEHNÁLEK, S. ITC - Výzkum účinnosti tepelných čerpadel, 2018.
- [P.26] ZÁLEŠÁK, M., SKOVAJSA, J., SEHNÁLEK, S. and DRÁBEK, P. Revel - Výzkum účinnosti tepelných čerpadel, 2018.
- [P.27] ZÁLEŠÁK, M., SEHNÁLEK, S., DRÁBEK, P. and SKOVAJSA, J. TnG-Air - Výzkum parametrů tepelných čerpadel s vysokým SCOP, 2018.
- [P.28] ZÁLEŠÁK, M., SEHNÁLEK, S., DRÁBEK, P. and SKOVAJSA, J. Tepi - Výzkum účinnosti tepelných čerpadel, 2017.
- [P.29] ZÁLEŠÁK, M., DRÁBEK, P., SEHNÁLEK, S. and SKOVAJSA, J. TECH-TRADE - Výzkum akustických parametrů, 2016.

ŽIVOTOPIS

Osobní údaje

Ing. Pavel Drábek

NAROZEN: 24.8.1990

ADRESA: 17. listopadu 3, 789 01, Zábřeh

TELEFON: +420 725 300 227

E-MAIL: pdrabek@utb.cz

Vzdělání

2014 – do současnosti Doktorské studium

Fakulta aplikované informatiky, UTB ve Zlíně

obor: Automatické řízení a informatika

zaměření: Akustika, Numerické výpočty CFD a CAA, Osvětlení v budovách, Technické zařízení budov

2012 - 2014 Magisterské studium

Fakulta aplikované informatiky, UTB ve Zlíně

obor: Integrované systémy v budovách

téma Diplomové práce: Návrh zkoušení akustických parametrů zařízení techniky prostředí v kalorimetrické komoře

2009 - 2012 Bakalářské studium

Fakulta aplikované informatiky, UTB ve Zlíně

obor: Informační a řídicí technologie

téma Bakalářské práce: Soubor laboratorních úloh s využitím komunikační soupravy Promax EF-970

2005 - 2009 Středoškolské studium s maturitou

Vyšší odborná škola a střední průmyslová škola Šumperk

obor: Informační technologie a aplikace osobních počítačů

Odborné stáže

2018 ERASMUS+ stáž

Kaunas University of Technology, Kaunas (Litva)

činnost: výjezd v období 17.09.2018 - 23.11.2018 v rámci programu ERASMUS+ traineeship

07/2013 Odborná stáž

Schneider Electric, s.r.o., Napajedla, ČR

činnost: testování zařízení inteligentního osvětlení

Zaměstnání

2014 – do současnosti Výzkumný projektový pracovník

CEBIA-Tech, FAI, UTB ve Zlíně, Zlín, ČR

činnost: výzkumná činnost, měření parametrů zařízení techniky prostředí dle platné legislativy

2014 - 2015 Energetický konzultant

Optimal-Energy, a.s., Brno, ČR

činnost: výpočtový specialista, tvorba výpočetních nástrojů

2010 - 2014 Diagnostik řídicích jednotek motorů

Jiří Drtil Autoopravna, Mohelnice, ČR

činnost: diagnostická činnost

2012 - 2013 Grafik propagačních materiálů

Městské kulturní centrum Mohelnice, Mohelnice, ČR

činnost: grafická činnost

2006 - 2012 IT technik

Killian Systems, s.r.o., Zábřeh, ČR

činnost: správa a montáž Digital Sign panelů, slaboproudá instalace a nastavování komunikačních zařízení

Absolvovaná školení

2018 Školení produktů ANSYS

TechSoft Engineering, spol. s r.o., Praha

ANSYS Meshing, Fluent Meshing, ANSYS Fluent - sdílení tepla, ANSYS
Fluent - akustika, EnSight

2017 Nejistoty měření kalibrací a zkoušek

České kalibrační sdružení, z.s., Brno

Vyhodnocování neelektrických veličin, GUM

2017 Školení a přezkoušení podle vyhlášky 50/1978 Sb.

Školení-revize-elektro, Zlín

§7 - Pracovníci pro řízení činnosti

2015 Základní kurz KNX

Školící centrum KNX, FAI, UTB ve Zlíně

ETS 5

2014 Základy Automation Studio

B+R automatizace, spol. s r.o., Brno-Žabovřesky

AS-C-TR1, AS-C-WS1, AS-C-TR2

Vyučované předměty

- Technologie budov (CZ, EN)
- Projektování integrovaných systémů (EN)

Odborné znalosti

- ANSYS SCDM, ANSYS Fluent, ANSYS Mechanical, ANSYS Discovery
- AutoCAD, Revit, Matlab, Wolfram Mathematica, Adobe Photoshop
- PLC B&R, ETS
- Java, HTML/CSS, MySQL, Linux Shell, VisualBasic

Jazyky

- Angličtina (C1)

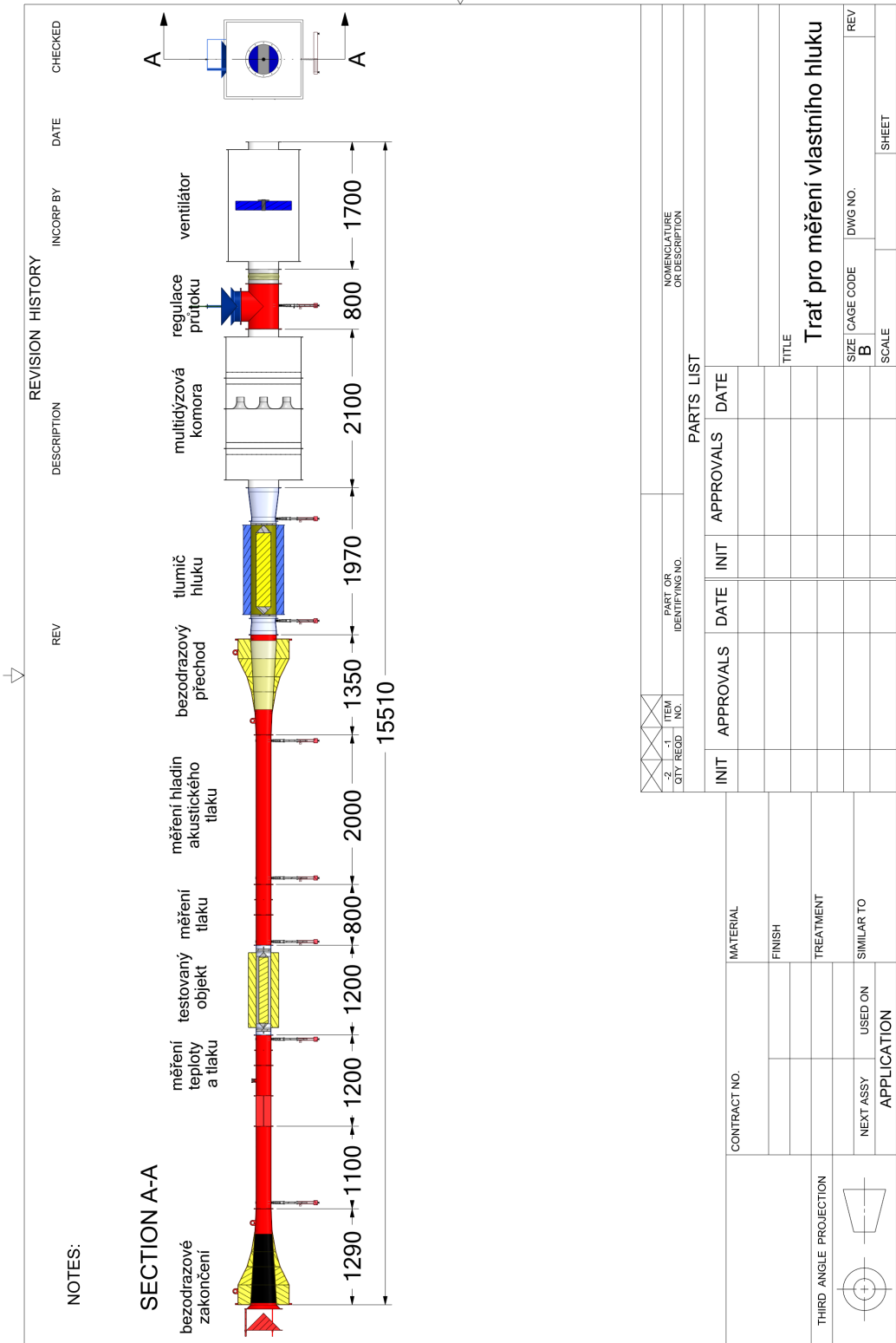
Aktivity

- Spoluřešitel projektu INTERREG, řešení 2020 – do součastnosti, hlavní řešitel Ing. Martin Zálešák, CSc.
- Spoluřešitel vědeckovýzkumného záměru NPU I. č. LO1303, řešení 10/2015 – do součastnosti, hlavní řešitel prof. Ing. Vladimír Vašek, CSc.
- Spoluřešitel vědeckovýzkumného záměru OP VaVpI, č. CZ.1.05/2.1.00/03.0089, řešení 11/2013 – 09/2014, hlavní řešitel prof. Ing. Vladimír Vašek, CSc.
- Spoluřešitel smluvního výzkumu se spol. ATREA (Výzkum energeticky výkonových parametrů TČ se zásobníkem)
- Spoluřešitel smluvního výzkumu se spol. Etelab, s.r.o. (Výzkum rekuperační výměníků a VZT jednotek)
- Spoluřešitel smluvního výzkumu se spol. Institut pro testování a certifikaci, a.s. (Výzkum tepelných a akustických parametrů tepelných čerpadel)
- Spoluřešitel smluvního výzkumu se spol. TNG-Air, s.r.o. (Výzkum akustických a energetických parametrů tepelných čerpadel)
- Spoluřešitel smluvního výzkumu se spol. Tech-Trade, s.r.o. (Výzkum akustických parametrů tlumičů hluku)

SEZNAM PŘÍLOH

- PŘÍLOHA A: Výkresová dokumentace
PŘÍLOHA B: Protokoly z měření
PŘÍLOHA C: Journály pro CAA

PŘÍLOHA A: VÝKRESOVÁ DOKUMENACE



PŘÍLOHA B: PROTOKOLY Z MĚŘENÍ

Příloha: 1

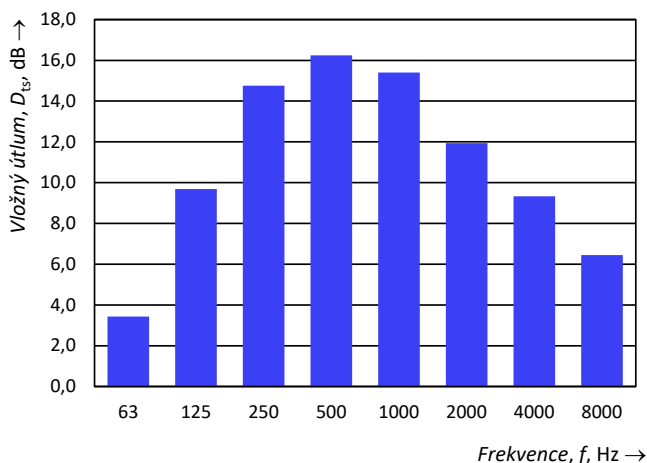
Hodnoty vložného útlumu pro potrubní tlumič hluku podle ČSN EN ISO 7235:2010

Metoda: Akustická zkouška v potrubí bez proudění vzduchu s náhradním zdrojem zvuku (reproduktor)

Klient: Pavel Drábek
 Testovaný objekt: GDE200 bez středového jádra
 Datum: 08.07.2020

Statický tlak: 991 mBar
 Teplota vzduchu: 25,6 °C
 Relativní vlhkost vzduchu: 44 %
 Průměr potrubí: 200 mm

Frekvence f [Hz]	D_{ts} 1/1 oktávy [dB]
63	3,4
125	9,7
250	14,8
500	16,2
1000	15,4
2000	11,9
4000	9,3
8000	6,4



Výsledky v 1/3 oktávních pásmech

f [Hz]	L_{wI} [dB]	L_{wII} [dB]	D_{ts} [dB]	f [Hz]	L_{wI} [dB]	L_{wII} [dB]	D_{ts} [dB]
50	69,3	66,8	2,5	800	78,6	63,4	15,2
63	72,4	70,8	1,6	1000	76,7	61,2	15,6
80	74,7	65,0	9,7	1250	73,1	57,7	15,4
100	83,4	74,6	8,8	1600	78,1	64,8	13,3
125	86,6	77,7	8,9	2000	81,6	70,8	10,9
160	93,0	80,8	12,2	2500	82,1	70,1	12,0
200	89,7	76,3	13,4	3150	80,6	70,3	10,3
250	78,4	63,7	14,7	4000	84,0	75,4	8,6
315	75,6	58,9	16,7	5000	87,4	78,1	9,3
400	79,7	63,5	16,2	6300	78,3	72,7	5,6
500	83,0	66,5	16,6	8000	70,0	63,1	6,9
630	81,4	65,4	16,0	10000	59,3	52,4	6,9

Rozšířená nejistota měření pro daný rozsah a koeficient rozšíření $k=2$ je $\pm 2,5$ dB.

Příloha: 2

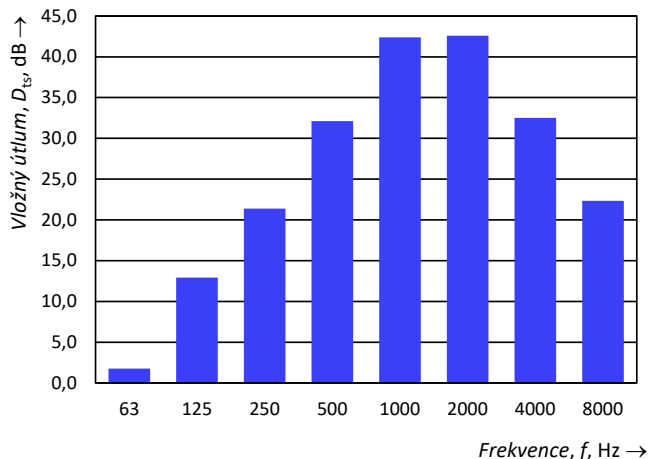
Hodnoty vložného útlumu pro potrubní tlumič hluku podle ČSN EN ISO 7235:2010

Metoda: Akustická zkouška v potrubí bez proudění vzduchu s náhradním zdrojem zvuku (reproduktor)

Klient: Pavel Drábek Datum: 08.07.2020
 Testovaný objekt: GDE200 se středovým jádrem

Statický tlak: 991 mBar
 Teplota vzduchu: 25,6 °C
 Relativní vlhkost vzduchu: 44 %
 Průměr potrubí: 200 mm

Frekvence f [Hz]	D_{ts} 1/1 oktávy [dB]
63	1,8
125	12,9
250	21,4
500	32,1
1000	42,4
2000	42,6
4000	32,5
8000	22,3



Výsledky v 1/3 oktávoových pásmech

f [Hz]	L_{wI} [dB]	L_{wII} [dB]	D_{ts} [dB]	f [Hz]	L_{wI} [dB]	L_{wII} [dB]	D_{ts} [dB]
50	69,3	70,0	-0,7	800	78,6	37,9	40,7
63	72,4	71,1	1,3	1000	76,7	33,9	42,9
80	74,7	64,2	10,5	1250	73,1	28,8	44,3
100	83,4	72,3	11,1	1600	78,1	33,1	45,0
125	86,6	73,8	12,7	2000	81,6	38,8	42,9
160	93,0	76,6	16,4	2500	82,1	41,3	40,8
200	89,7	71,0	18,7	3150	80,6	44,1	36,4
250	78,4	56,8	21,6	4000	84,0	52,2	31,8
315	75,6	47,5	28,2	5000	87,4	56,4	31,0
400	79,7	50,4	29,3	6300	78,3	52,7	25,7
500	83,0	49,3	33,8	8000	70,0	45,1	24,9
630	81,4	45,2	36,1	10000	59,3	40,0	19,4

Rozšířená nejistota měření pro daný rozsah a koeficient rozšíření $k=2$ je $\pm 2,5$ dB.

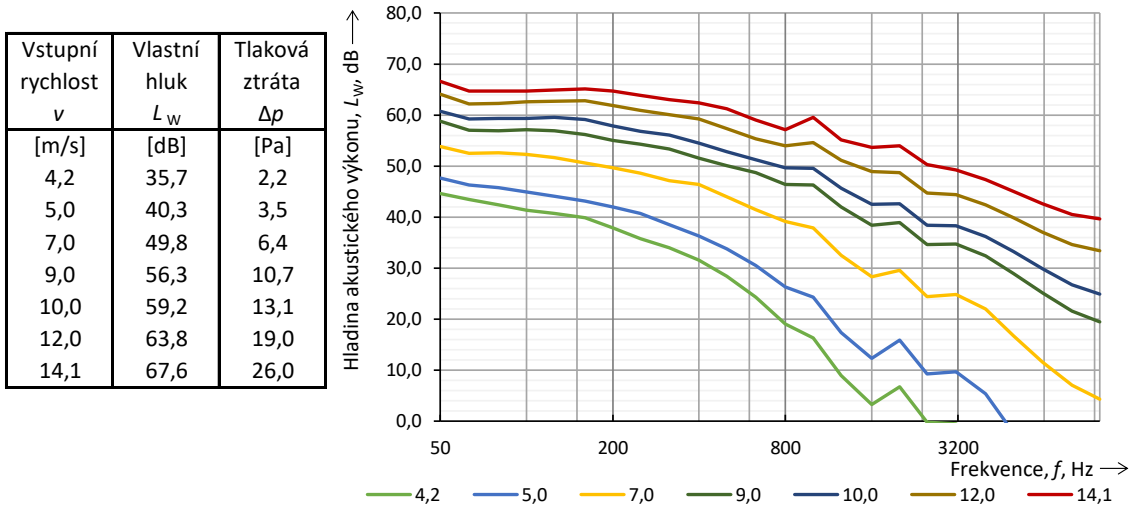
Příloha: 3

Hodnoty vlastního hluku pro potrubní tlumič hluku podle ČSN EN ISO 7235:2010

Metoda: Měření v potrubí

Klient: Pavel Drábek Datum: 08.07.2020
Testovaný objekt: GDE200 se středovým jádrem (var. bez jádra)

Statický tlak: 989,7 mBar Příčný průřez test. obj.: 0,049 m²
Teplota vzduchu: 25,3 °C Průměr na vstupu test. obj.: 200 mm
Relativní vlhkost vzduchu: 44,3 % Rozsah objemového průtoku: 734 - 2484 m³/h
Průměr potrubí v místě měření L_p : 200 mm
Teplota proudící vzdušiny: 25,5 °C *Pozn.: Vstupní rychlost proudění vzduchu se vztahuje k příčnému průřezu vstupní části tlumiče.



Výsledky v 1/3 oktávových pásmech

Hladiny vlastního hluku L_w								Hladiny vlastního hluku L_w							
v [m/s]	4,2	5,0	7,0	9,0	10,0	12,0	14,1	v [m/s]	4,2	5,0	7,0	9,0	10,0	12,0	14,1
f [Hz]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	f [Hz]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]
50	44,6	47,6	53,8	58,8	60,7	64,1	66,6	800	19,0	26,3	39,2	46,4	49,6	53,9	57,2
63	43,4	46,3	52,5	57,0	59,2	62,1	64,7	1000	16,3	24,3	37,8	46,2	49,5	54,6	59,5
80	42,4	45,8	52,6	56,9	59,3	62,2	64,7	1250	8,9	17,4	32,6	41,9	45,6	51,1	55,1
100	41,3	44,9	52,3	57,2	59,4	62,5	64,7	1600	3,3	12,4	28,3	38,4	42,5	48,9	53,6
125	40,7	44,0	51,7	56,9	59,5	62,7	64,9	2000	6,8	15,9	29,6	38,9	42,6	48,7	54,0
160	39,8	43,2	50,6	56,1	59,1	62,7	65,1	2500	-0,2	9,2	24,4	34,6	38,4	44,8	50,3
200	37,9	42,0	49,6	55,0	57,9	61,9	64,7	3150	-0,5	9,6	24,8	34,7	38,3	44,3	49,2
250	35,8	40,7	48,6	54,3	56,8	60,9	63,9	4000	-5,3	5,4	22,0	32,4	36,2	42,4	47,3
315	33,9	38,5	47,1	53,3	56,1	60,0	63,0	5000	-10,9	-2,3	16,7	28,9	33,2	39,9	45,1
400	31,6	36,3	46,4	51,6	54,5	59,2	62,4	6300	-12,7	-8,0	11,6	25,2	29,8	37,1	42,6
500	28,4	33,8	43,9	50,1	52,8	57,4	61,2	8000	-13,0	-10,9	7,1	21,6	26,8	34,6	40,5
630	24,2	30,5	41,5	48,7	51,2	55,4	59,0	10000	-12,9	-11,8	4,3	19,5	24,9	33,4	39,6

Rozšířená nejistota měření pro daný rozsah a koeficient rozšíření $k=2$ je $\pm 3,5$ dB.

Příloha: 4

Hodnoty vlastního hluku pro potrubní tlumič hluku podle ČSN EN ISO 7235:2010

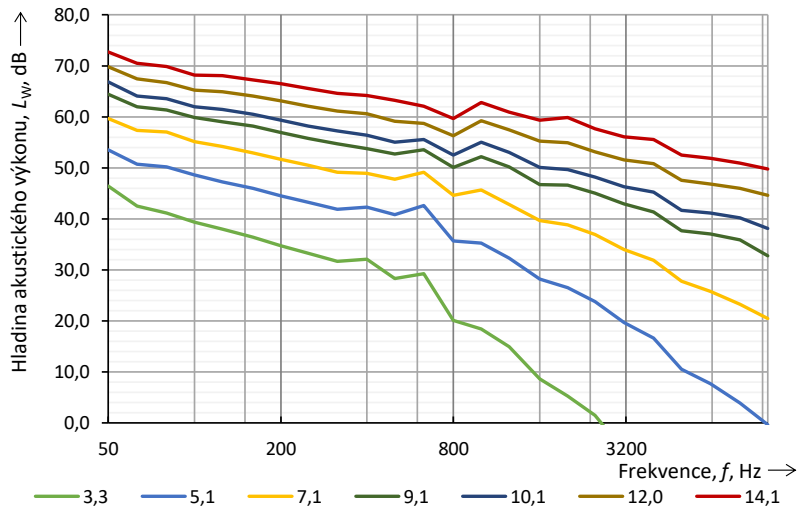
Metoda: Měření v potrubí

Klient: Pavel Drábek Datum: 08.07.2020
 Testovaný objekt: GDE200 se středovým jádrem (var. Rct-Rct2)

Statický tlak: 991,5 mBar Příčný průřez test. obj.: 0,049 m²
 Teplota vzduchu: 24,9 °C Průměr na vstupu test. obj.: 200 mm
 Relativní vlhkost vzduchu: 43,3 % Rozsah objemového průtoku: 579 - 2487 m³/h
 Průměr potrubí v místě měření L_p : 200 mm
 Teplota proudící vzdušiny: 25,1 °C

**Pozn.: Vstupní rychlost proudění vzduchu se vztahuje k příčnému průřezu vstupní části tlumiče.*

Vstupní rychlost v	Vlastní hluk L_w	Tlaková ztráta Δp
[m/s]	[dB]	[Pa]
3,3	34,9	21,4
5,1	46,7	52,7
7,1	54,7	102,8
9,1	60,5	168,3
10,1	63,2	208,6
12,0	67,5	291,9
14,1	71,4	328,7



Výsledky v 1/3 oktaóvových pásmech

Hladiny vlastního hluku L_w								Hladiny vlastního hluku L_w							
v [m/s]	3,3	5,1	7,1	9,1	10,1	12,0	14,1	v [m/s]	3,3	5,1	7,1	9,1	10,1	12,0	14,1
f [Hz]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	f [Hz]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]
50	46,4	53,5	59,7	64,4	66,8	69,8	72,7	800	20,1	35,6	44,6	50,0	52,5	56,3	59,7
63	42,5	50,7	57,3	61,9	64,1	67,4	70,5	1000	18,4	35,2	45,6	52,2	55,0	59,2	62,8
80	41,2	50,2	57,0	61,3	63,5	66,7	69,8	1250	14,9	32,3	42,8	50,1	53,1	57,4	60,9
100	39,3	48,6	55,1	59,8	62,0	65,3	68,2	1600	8,6	28,2	39,7	46,7	50,0	55,2	59,3
125	38,0	47,2	54,2	59,0	61,4	64,9	68,1	2000	5,3	26,5	38,8	46,6	49,6	54,9	59,8
160	36,3	46,0	52,9	58,2	60,5	64,0	67,2	2500	1,5	23,8	37,0	45,0	48,2	53,1	57,7
200	34,7	44,5	51,6	56,9	59,4	63,1	66,4	3150	-5,5	19,7	34,0	42,9	46,3	51,5	56,1
250	33,2	43,2	50,5	55,7	58,2	62,1	65,5	4000	-8,4	16,6	31,9	41,3	45,2	50,8	55,5
315	31,7	41,9	49,1	54,7	57,2	61,1	64,6	5000	-11,9	10,5	27,8	37,6	41,6	47,5	52,5
400	32,1	42,3	48,9	53,8	56,4	60,6	64,1	6300	-12,7	7,6	25,7	37,0	41,1	46,8	51,9
500	28,3	40,8	47,7	52,7	55,0	59,1	63,2	8000	-13,2	3,9	23,3	35,9	40,1	45,9	50,9
630	29,2	42,6	49,1	53,6	55,5	58,7	62,0	10000	-13,3	-0,4	20,5	32,7	38,1	44,6	49,8

Rozšířená nejistota měření pro daný rozsah a koeficient rozšíření $k=2$ je $\pm 3,5$ dB.

Příloha: 5

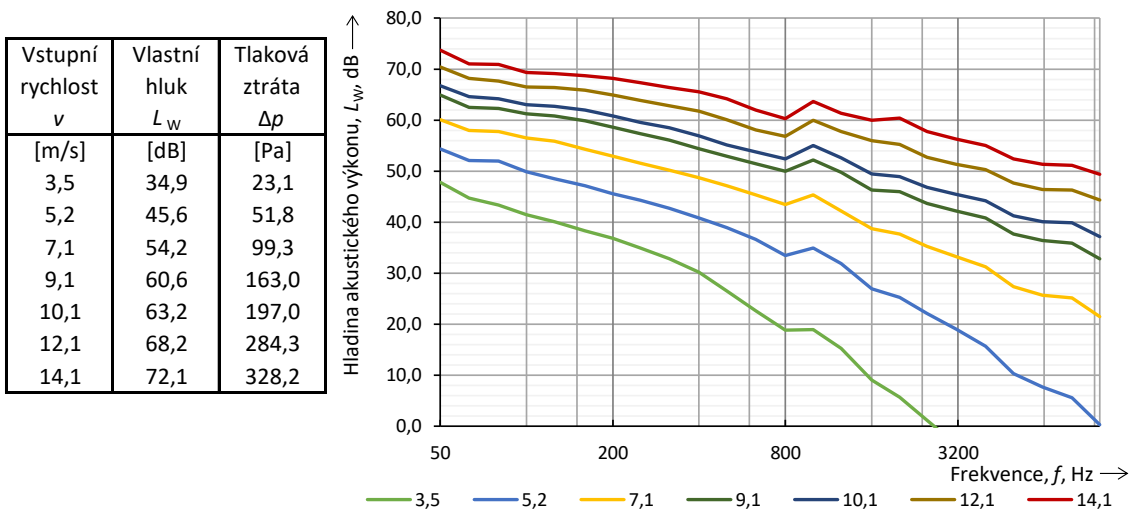
Hodnoty vlastního hluku pro potrubní tlumič hluku podle ČSN EN ISO 7235:2010

Metoda: Měření v potrubí

Klient: Pavel Drábek Datum: 08.07.2020
 Testovaný objekt: GDE200 se středovým jádrem (var. Rct-Skwd2)

Statický tlak: 991,6 mBar Příčný průřez test. obj.: 0,049 m²
 Teplota vzduchu: 25,0 °C Průměr na vstupu test. obj.: 200 mm
 Relativní vlhkost vzduchu: 43,6 % Rozsah objemového průtoku: 618 - 2489 m³/h
 Průměr potrubí v místě měření L_p : 200 mm
 Teplota proudící vzdušiny: 25,2 °C

*Pozn.: Vstupní rychlost proudění vzduchu se vztahuje k příčnému průřezu vstupní části tlumiče.



Výsledky v 1/3 oktávových pásmech

Hladiny vlastního hluku L_w								Hladiny vlastního hluku L_w							
v [m/s]	3,5	5,2	7,1	9,1	10,1	12,1	14,1	v [m/s]	3,5	5,2	7,1	9,1	10,1	12,1	14,1
f [Hz]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	f [Hz]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]
50	47,8	54,3	60,1	64,9	66,7	70,4	73,7	800	18,8	33,5	43,4	50,0	52,4	56,8	60,2
63	44,7	52,1	57,9	62,5	64,6	68,2	71,0	1000	18,9	34,9	45,3	52,2	55,0	60,0	63,6
80	43,4	52,0	57,7	62,2	64,1	67,7	70,8	1250	15,3	31,8	42,2	49,8	52,6	57,8	61,3
100	41,4	49,9	56,5	61,2	63,0	66,5	69,3	1600	9,1	26,9	38,7	46,2	49,5	56,0	60,0
125	40,0	48,5	55,8	60,8	62,7	66,4	69,1	2000	5,7	25,2	37,7	46,0	48,9	55,2	60,4
160	38,3	47,1	54,3	59,9	62,0	65,9	68,7	2500	1,1	22,1	35,2	43,7	46,8	52,7	57,8
200	36,8	45,6	52,9	58,6	60,8	64,9	68,1	3150	-3,6	19,0	33,2	42,2	45,4	51,4	56,2
250	34,9	44,3	51,6	57,3	59,5	63,9	67,3	4000	-7,6	15,6	31,3	40,8	44,2	50,3	55,0
315	32,8	42,7	50,1	56,1	58,4	62,8	66,3	5000	-11,5	10,3	27,3	37,7	41,2	47,7	52,4
400	30,2	40,8	48,7	54,4	56,9	61,8	65,5	6300	-12,2	7,7	25,7	36,3	40,1	46,4	51,3
500	26,5	39,0	47,1	52,9	55,1	60,0	64,2	8000	-12,3	5,6	25,1	35,9	39,8	46,3	51,2
630	22,6	36,6	45,4	51,5	53,7	58,1	62,0	10000	-12,6	0,3	21,5	32,8	37,1	44,3	49,4

Rozšířená nejistota měření pro daný rozsah a koeficient rozšíření $k=2$ je $\pm 3,5$ dB.

Příloha: 6

Hodnoty vlastního hluku pro potrubní tlumič hluku podle ČSN EN ISO 7235:2010

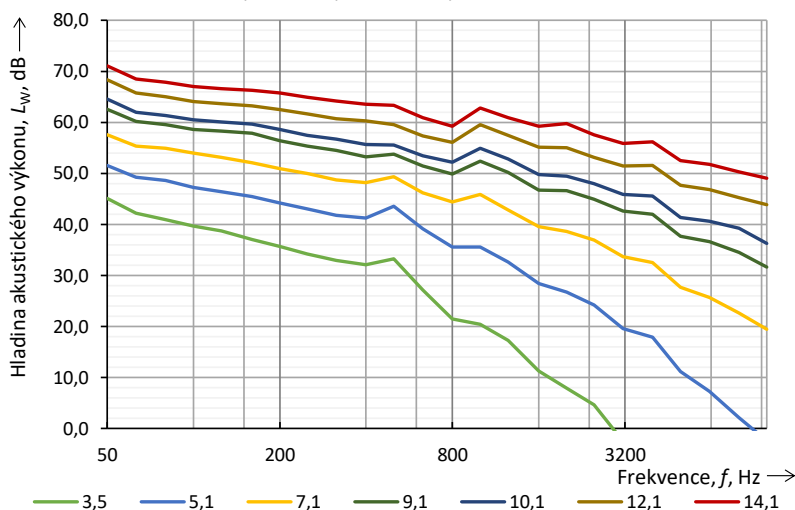
Metoda: Měření v potrubí

Klient: Pavel Drábek Datum: 08.07.2020
 Testovaný objekt: GDE200 se středovým jádrem (var. Skwd-Rct2)

Statický tlak: 991,6 mBar Příčný průřez test. obj.: 0,049 m²
 Teplota vzduchu: 25,0 °C Průměr na vstupu test. obj.: 200 mm
 Relativní vlhkost vzduchu: 43,9 % Rozsah objemového průtoku: 612 - 2485 m³/h
 Průměr potrubí v místě měření L_p : 200 mm
 Teplota proudící vzdušiny: 25,2 °C

*Pozn.: Vstupní rychlost proudění vzduchu se vztahuje k příčnému průřezu vstupní části tlumiče.

Vstupní rychlost v	Vlastní hluk L_w	Tlaková ztráta Δp
[m/s]	[dB]	[Pa]
3,5	36	18,9
5,1	46,4	42,2
7,1	54,2	81,7
9,1	60,3	134,8
10,1	62,8	163,8
12,1	67,4	235,2
14,1	71,1	315,7



Výsledky v 1/3 oktávových pásmech

Hladiny vlastního hluku L_w								Hladiny vlastního hluku L_w							
v [m/s]	3,5	5,1	7,1	9,1	10,1	12,1	14,1	v [m/s]	3,5	5,1	7,1	9,1	10,1	12,1	14,1
f [Hz]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	f [Hz]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]
50	45,1	51,5	57,6	62,5	64,5	68,3	71,1	800	21,5	35,5	44,3	49,9	52,2	56,1	59,2
63	42,2	49,3	55,3	60,1	62,0	65,7	68,5	1000	20,4	35,5	45,8	52,4	54,9	59,5	62,8
80	40,9	48,6	54,9	59,5	61,3	65,0	67,9	1250	17,3	32,7	42,8	50,1	52,8	57,5	60,9
100	39,7	47,2	53,9	58,6	60,4	64,0	67,0	1600	11,2	28,4	39,5	46,7	49,7	55,1	59,2
125	38,7	46,4	53,1	58,2	60,1	63,7	66,6	2000	7,9	26,7	38,6	46,6	49,5	55,0	59,8
160	37,0	45,4	52,1	57,8	59,6	63,2	66,3	2500	4,7	24,2	36,9	44,9	48,0	53,1	57,6
200	35,7	44,2	50,9	56,3	58,6	62,5	65,8	3150	-2,6	19,6	33,7	42,7	45,8	51,4	55,8
250	34,2	43,0	50,0	55,3	57,5	61,6	64,9	4000	-4,9	17,9	32,5	42,0	45,5	51,5	56,2
315	32,9	41,8	48,7	54,5	56,7	60,7	64,2	5000	-10,6	11,1	27,7	37,6	41,3	47,7	52,5
400	32,1	41,2	48,2	53,2	55,6	60,2	63,6	6300	-12,3	7,3	25,6	36,6	40,6	46,8	51,7
500	33,2	43,5	49,3	53,8	55,5	59,6	63,3	8000	-13,1	2,1	22,6	34,5	39,2	45,2	50,2
630	27,1	39,1	46,2	51,5	53,5	57,3	60,9	10000	-13,2	-2,4	19,4	31,6	36,3	43,8	49,0

Rozšířená nejistota měření pro daný rozsah a koeficient rozšíření $k=2$ je $\pm 3,5$ dB.

Příloha: 7

Hodnoty vlastního hluku pro potrubní tlumič hluku podle ČSN EN ISO 7235:2010

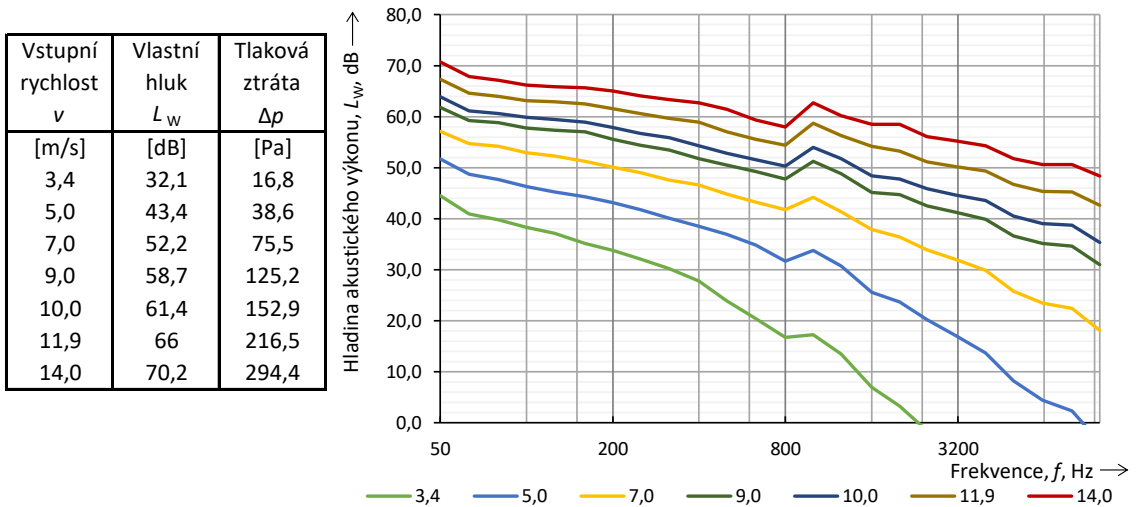
Metoda: Měření v potrubí

Klient: Pavel Drábek
Testovaný objekt: GDE200 se středovým jádrem (var. Skwd-Skwd2)

Datum: 08.07.2020

Statický tlak: 991,4 mBar Příčný průřez test. obj.: 0,049 m²
Teplota vzduchu: 25,0 °C Průměr na vstupu test. obj.: 200 mm
Relativní vlhkost vzduchu: 44,0 % Rozsah objemového průtoku: 594 - 2467 m³/h
Průměr potrubí v místě měření L_p : 200 mm
Teplota proudící vzdušiny: 25,2 °C

*Pozn.: Vstupní rychlost proudění vzduchu se vztahuje k příčnému průřezu vstupní části tlumiče.



Výsledky v 1/3 oktávových pásmech

Hladiny vlastního hluku L_w								Hladiny vlastního hluku L_w							
v [m/s]	3,4	5,0	7,0	9,0	10,0	11,9	14,0	v [m/s]	3,4	5,0	7,0	9,0	10,0	11,9	14,0
f [Hz]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	f [Hz]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]
50	44,5	51,7	57,1	61,8	63,9	67,3	70,7	800	16,7	31,7	41,7	47,8	50,3	54,4	58,0
63	41,0	48,7	54,7	59,2	61,1	64,6	67,8	1000	17,2	33,8	44,2	51,2	53,9	58,7	62,7
80	39,8	47,6	54,1	58,8	60,6	63,9	67,2	1250	13,5	30,7	41,3	48,9	51,7	56,3	60,2
100	38,3	46,3	52,9	57,8	59,8	63,2	66,2	1600	6,9	25,6	37,8	45,1	48,3	54,1	58,4
125	37,1	45,2	52,2	57,3	59,5	62,9	65,9	2000	3,2	23,6	36,4	44,7	47,8	53,2	58,5
160	35,1	44,3	51,3	57,0	58,9	62,5	65,6	2500	-1,5	20,2	33,9	42,5	45,8	51,1	56,0
200	33,7	43,1	50,1	55,6	57,8	61,5	65,0	3150	-6,1	17,0	31,9	41,2	44,6	50,2	55,2
250	32,1	41,7	49,0	54,4	56,7	60,6	64,1	4000	-9,4	13,7	29,9	39,9	43,5	49,4	54,3
315	30,2	40,0	47,5	53,4	55,8	59,7	63,3	5000	-12,4	8,2	25,7	36,6	40,5	46,7	51,8
400	27,8	38,5	46,6	51,7	54,3	58,9	62,7	6300	-12,7	4,4	23,5	35,1	39,0	45,4	50,6
500	23,9	36,9	44,8	50,4	52,8	57,1	61,5	8000	-13,2	2,3	22,4	34,6	38,7	45,2	50,6
630	20,4	34,8	43,3	49,2	51,6	55,5	59,4	10000	-13,2	-3,8	18,1	31,0	35,3	42,6	48,4

Rozšířená nejistota měření pro daný rozsah a koeficient rozšíření $k=2 \pm 3,5dB$.

Příloha: 8

Hodnoty vlastního hluku pro potrubní tlumič hluku podle ČSN EN ISO 7235:2010

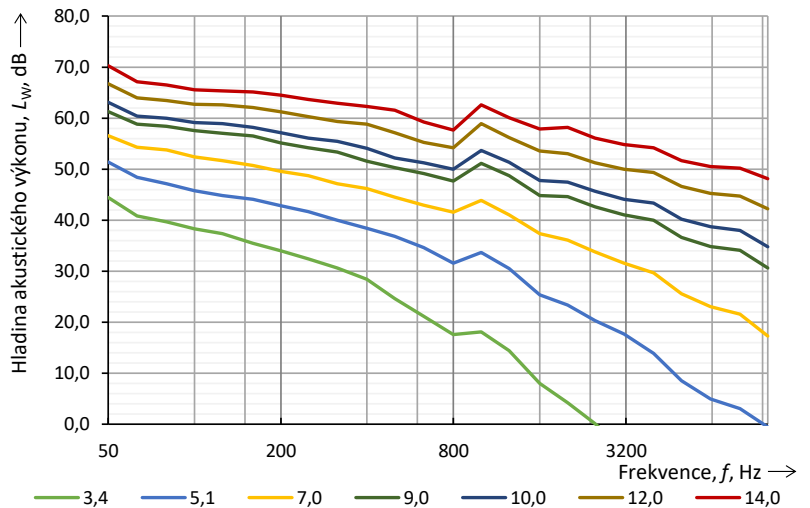
Metoda: Měření v potrubí

Klient: Pavel Drábek Datum: 08.07.2020
 Testovaný objekt: GDE200 se středovým jádrem (var. Rnd-Skwd2)

Statický tlak: 991,2 mBar Příčný průřez test. obj.: 0,049 m²
 Teplota vzduchu: 25,2 °C Průměr na vstupu test. obj.: 200 mm
 Relativní vlhkost vzduchu: 43,9 % Rozsah objemového průtoku: 606 - 2477 m³/h
 Průměr potrubí v místě měření L_p : 200 mm
 Teplota proudící vzdušiny: 25,4 °C

*Pozn.: Vstupní rychlost proudění vzduchu se vztahuje k příčnému průřezu vstupní části tlumiče.

Vstupní rychlost v	Vlastní hluk L_w	Tlaková ztráta Δp
[m/s]	[dB]	[Pa]
3,4	32,5	15,3
5,1	43,2	34,1
7,0	51,8	66,5
9,0	58,5	110,9
10,0	61	133,5
12,0	65,9	191,0
14,0	69,9	258,9



Výsledky v 1/3 oktávových pásmech

Hladiny vlastního hluku L_w								Hladiny vlastního hluku L_w							
v [m/s]	3,4	5,1	7,0	9,0	10,0	12,0	14,0	v [m/s]	3,4	5,1	7,0	9,0	10,0	12,0	14,0
f [Hz]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	f [Hz]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]
50	44,4	51,4	56,5	61,3	63,1	66,7	70,3	800	17,6	31,5	41,5	47,7	49,9	54,2	57,6
63	40,8	48,3	54,3	58,8	60,4	64,0	67,1	1000	18,0	33,7	43,9	51,1	53,7	58,9	62,6
80	39,7	47,1	53,7	58,3	60,0	63,5	66,5	1250	14,4	30,5	41,1	48,7	51,3	56,2	60,1
100	38,3	45,7	52,4	57,5	59,1	62,7	65,5	1600	8,0	25,4	37,3	44,8	47,7	53,5	57,9
125	37,3	44,9	51,6	57,0	58,9	62,5	65,3	2000	4,2	23,3	36,0	44,6	47,5	53,0	58,2
160	35,5	44,1	50,7	56,5	58,2	62,0	65,1	2500	0,1	20,3	33,8	42,6	45,7	51,2	56,0
200	34,0	42,8	49,6	55,1	57,1	61,2	64,5	3150	-5,0	17,7	31,5	41,0	44,1	49,9	54,8
250	32,4	41,6	48,7	54,1	56,1	60,3	63,6	4000	-8,2	13,9	29,7	39,9	43,3	49,3	54,2
315	30,6	40,0	47,1	53,3	55,5	59,4	62,9	5000	-11,8	8,5	25,6	36,6	40,2	46,6	51,7
400	28,3	38,4	46,2	51,6	54,0	58,8	62,2	6300	-12,6	5,0	23,1	34,9	38,7	45,2	50,5
500	24,6	36,8	44,5	50,3	52,2	57,1	61,5	8000	-13,1	3,0	21,6	34,1	38,0	44,7	50,2
630	21,1	34,6	42,9	49,2	51,2	55,2	59,2	10000	-13,2	-0,6	17,3	30,6	34,8	42,2	48,1

Rozšířená nejistota měření pro daný rozsah a koeficient rozšíření $k=2$ je $\pm 3,5$ dB.

Příloha: 9

Hodnoty vlastního hluku pro potrubní tlumič hluku podle ČSN EN ISO 7235:2010

Metoda: Měření v potrubí

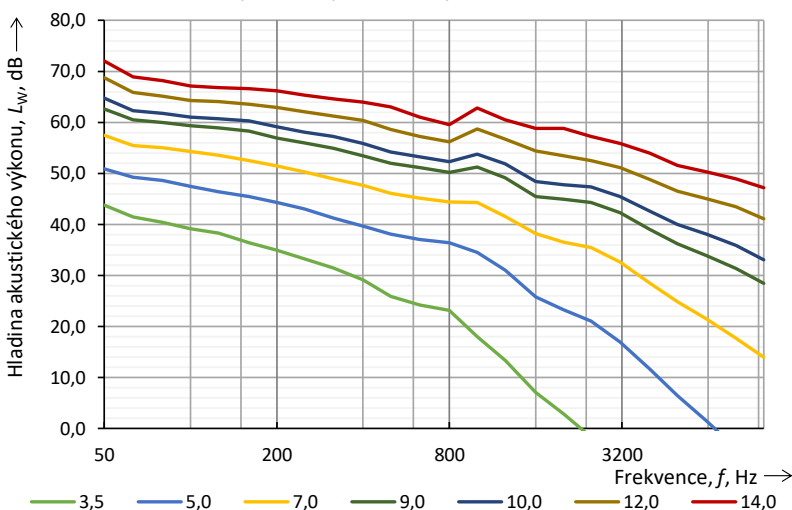
Klient: Pavel Drábek
 Testovaný objekt: GDE200 se středovým jádrem (var. Skwd-Rnd2)

Datum: 08.07.2020

Statický tlak: 990,1 mBar Příčný průřez test. obj.: 0,049 m²
 Teplota vzduchu: 25,3 °C Průměr na vstupu test. obj.: 200 mm
 Relativní vlhkost vzduchu: 44,4 % Rozsah objemového průtoku: 623 - 2474 m³/h
 Průměr potrubí v místě měření L_p : 200 mm
 Teplota proudící vzdušiny: 25,5 °C

*Pozn.: Vstupní rychlost proudění vzduchu se vztahuje k příčnému průřezu vstupní části tlumiče.

Vstupní rychlost v	Vlastní hluk L_w	Tlaková ztráta Δp
[m/s]	[dB]	[Pa]
3,5	33,7	15,5
5,0	44,8	34,3
7,0	53,3	67,8
9,0	59,7	113,2
10,0	62,2	137,5
12,0	66,8	197,9
14,0	70,9	270,4



Výsledky v 1/3 oktávových pásmech

Hladiny vlastního hluku L_w								Hladiny vlastního hluku L_w							
v [m/s]	3,5	5,0	7,0	9,0	10,0	12,0	14,0	v [m/s]	3,5	5,0	7,0	9,0	10,0	12,0	14,0
f [Hz]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	f [Hz]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]
50	43,8	50,9	57,5	62,6	64,7	68,7	72,0	800	23,2	36,4	44,4	50,1	52,3	56,2	59,5
63	41,5	49,2	55,5	60,4	62,2	65,9	68,9	1000	17,9	34,5	44,3	51,3	53,8	58,7	62,7
80	40,4	48,6	55,0	59,9	61,7	65,1	68,2	1250	13,3	31,1	41,6	49,2	51,8	56,7	60,5
100	39,1	47,4	54,3	59,3	61,0	64,3	67,1	1600	7,1	25,7	38,2	45,5	48,4	54,4	58,8
125	38,3	46,4	53,6	58,9	60,7	64,1	66,8	2000	2,8	23,3	36,5	44,9	47,8	53,4	58,8
160	36,4	45,5	52,5	58,3	60,2	63,6	66,6	2500	-1,7	21,1	35,5	44,3	47,3	52,5	57,2
200	34,9	44,2	51,4	56,9	59,1	62,9	66,1	3150	-7,0	17,0	32,6	42,2	45,4	51,1	55,9
250	33,3	43,0	50,3	56,0	58,1	62,0	65,3	4000	-10,9	11,7	28,5	39,0	42,6	48,8	53,9
315	31,4	41,3	48,9	55,0	57,2	61,2	64,6	5000	-12,8	6,4	24,8	36,2	40,0	46,5	51,5
400	29,2	39,6	47,7	53,4	55,8	60,4	64,0	6300	-13,0	1,5	21,5	33,9	38,1	45,0	50,3
500	25,9	38,1	46,1	52,0	54,1	58,6	63,0	8000	-13,2	-3,9	17,7	31,4	35,9	43,4	48,9
630	24,2	37,0	45,1	51,1	53,2	57,2	61,0	10000	-13,1	-8,1	13,9	28,4	33,0	41,1	47,2

Rozšířená nejistota měření pro daný rozsah a koeficient rozšíření $k=2$ je $\pm 3,5$ dB.

Příloha: 10

Hodnoty vlastního hluku pro potrubní tlumič hluku podle ČSN EN ISO 7235:2010

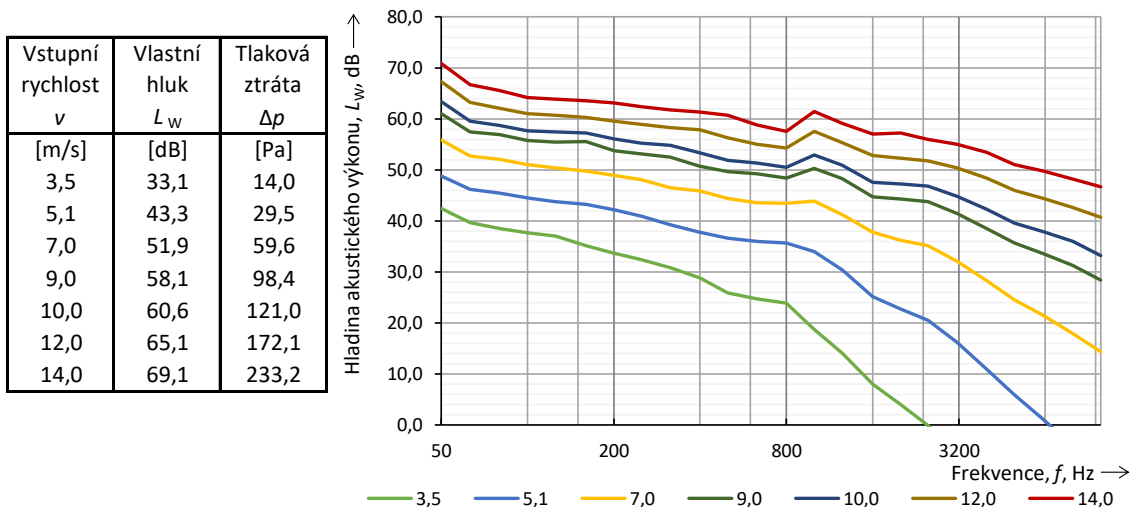
Metoda: Měření v potrubí

Klient: Pavel Drábek
Testovaný objekt: GDE200 se středovým jádrem (var. Rnd-Rnd2)

Datum: 08.07.2020

Statický tlak: 990,5 mBar Příčný průřez test. obj.: 0,049 m²
 Teplota vzduchu: 25,2 °C Průměr na vstupu test. obj.: 200 mm
 Relativní vlhkost vzduchu: 44,2 % Rozsah objemového průtoku: 612 - 2477 m³/h
 Průměr potrubí v místě měření L_p: 200 mm
 Teplota proudící vzdušiny: 25,4 °C

*Pozn.: Vstupní rychlost proudění vzduchu se vztahuje k příčnému průřezu vstupní části tlumiče.



Výsledky v 1/3 oktávových pásmech

Hladiny vlastního hluku <i>L_w</i>								Hladiny vlastního hluku <i>L_w</i>							
<i>v</i> [m/s]	3,5	5,1	7,0	9,0	10,0	12,0	14,0	<i>v</i> [m/s]	3,5	5,1	7,0	9,0	10,0	12,0	14,0
<i>f</i> [Hz]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	<i>f</i> [Hz]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]
50	42,4	48,8	55,8	61,0	63,4	67,3	70,9	800	23,9	35,7	43,5	48,4	50,5	54,2	57,5
63	39,7	46,2	52,7	57,4	59,6	63,3	66,7	1000	18,7	34,0	43,9	50,3	52,9	57,6	61,5
80	38,5	45,4	52,0	56,9	58,7	62,1	65,5	1250	14,1	30,4	41,2	48,3	50,9	55,4	59,1
100	37,6	44,5	51,0	55,8	57,7	61,0	64,1	1600	8,0	25,1	37,8	44,7	47,6	52,8	57,0
125	37,0	43,8	50,4	55,4	57,5	60,7	63,9	2000	4,0	22,7	36,2	44,3	47,2	52,3	57,3
160	35,1	43,2	49,7	55,6	57,2	60,3	63,5	2500	-0,1	20,5	35,1	43,7	46,8	51,7	56,0
200	33,6	42,1	48,9	53,8	56,1	59,6	63,1	3150	-5,7	16,2	32,1	41,4	44,9	50,4	55,0
250	32,4	40,9	48,0	53,1	55,3	58,9	62,4	4000	-10,1	11,0	28,3	38,5	42,3	48,4	53,5
315	30,8	39,2	46,5	52,5	54,8	58,2	61,7	5000	-12,6	5,8	24,6	35,6	39,6	46,0	51,0
400	28,9	37,8	45,9	50,7	53,4	57,9	61,3	6300	-12,9	1,0	21,5	33,6	37,8	44,3	49,7
500	25,8	36,6	44,4	49,7	51,8	56,2	60,7	8000	-13,1	-4,1	17,9	31,2	35,9	42,6	48,2
630	24,7	35,9	43,6	49,2	51,3	55,0	58,8	10000	-13,2	-8,4	14,3	28,4	33,2	40,7	46,7

Rozšířená nejistota měření pro daný rozsah a koeficient rozšíření $k=2$ je $\pm 3,5$ dB.

PŘÍLOHA C: JOURNÁLY PRO CAA

2D řešení - LES

```
/file/set-tui-version "20.1"  
/file/read-case "NázevVýpočetníSítě"  
/mesh/check /display/mesh /define/models/axisymmetric yes 'pouze v případě  
axisymetrického výpočtu  
/define/models/viscous/kw-sst yes  
/file/read-profile RychlostníProfil.prof  
/define/boundary-conditions/velocity-inlet , yes yes yes no profileforles velocity-  
magnitude no , no , no , yes yes no profileforles turb-kinetic-energy yes no pro-  
fileforles turb-diss-rate  
/solve/initialize/set-hyb-initialization/general-settings 20 1 1 relative no no no  
/solve/initialize/hyb-initialization  
/solve/set/number-of-iterations 300  
/solve/iterate 300  
/display/set/picture/use-window-resolution no  
/display/set/picture/x-resolution 1920  
/display/set/picture/y-resolution 1080  
/display/set/contours/filled-contours yes  
/display/contour pressure „  
/display/views/auto-scale  
/display/set/contours/coloring yes 25  
/display/contour pressure „  
/display/save-picture "Název Obrázku Tlakového Pole"  
/display/contour velocity-magnitude „  
/display/save-picture "Název Obrázku Rychlosního Pole"  
/report/surface-integrals/mass-weighted-avg inlet outlet , pressure yes "Název  
souboru pro zápis tlakové ztráty.srp"  
/report/volume-integrals/maximum fluid , y-plus yes "Název souboru pro zápis  
Y+max.srp"  
/report/volume-integrals/maximum fluid , velocity-magnitude yes "Název sou-  
boru pro zápis rychlosti v doméně.vrp"  
/report/volume-integrals/volume-avg fluid , velocity-magnitude yes "Název sou-
```



```

boru pro zápis rychlosti v doméně.vrp"yes
/report/volume-integrals/volume-avg fluid , cell-convective-courant-number yes
"Název souboru pro zápis CFL.vrp"yes
(rpsetvar 'les-2d? #t) 'pozn.: spuštění LES pro 2D
/define/models/viscous/large-eddy-simulation yes
/define/models/viscous/les-subgrid-smagorinsky yes no
/define/models/unsteady-2nd-order yes
/solve/set/Non-Iterative-Time-Advancement yes Potřeba zadat přes grafické okno
/solve/set/p-v-coupling 25
/solve/set/discretization-scheme/pressure 14
/solve/set/relaxation-factor/pressure 0.9
/solve/monitors/residual/n-display 20
/solve/monitors/residual/n-save 10000
/solve/set/transient-controls/number-of-time-steps 9600
/solve/set/reporting-interval 100
/solve/set/transient-controls/time-step-size 0.000025
/solve/dual-time-iterate 9600 20
/define/models/acoustics/ffowcs-williams? yes yes yes 1.225 340 2e-05 1
/define/models/acoustics/sources ,, , 2 2000 "Název Zdroje Zvuku"
/define/models/acoustics/receivers 1 2 0 0 "Název Přijímače (mikrofonu)"
/solve/set/relaxation-factor/pressure 1
/solve/set/transient-controls/number-of-time-steps 24000
/solve/dual-time-iterate 24000 20
/parallel/timer/usage
/define/models/acoustics/read-compute-write "Název Zdroje Zvuku" Yes Yes Yes
Yes Yes Yes Yes Yes Yes Yes Yes Yes Yes Yes Yes Yes Yes Yes
/plot/datasources/load-file "Název Přijímače (mikrofonu).ard"
/plot/datasources/plot
/plot/fft yes 1 none db-sound-pressure-level frequency "SPL at Receiver 1" "Sound
Pressure Level (dB)" "Frequency(Hz)" yes no yes "Název souboru pro výsledky z
FFT.xy"
/report/surface-integrals/mass-weighted-avg inlet outlet , pressure yes "Název
souboru pro zápis tlakové ztráty.srp"yes

```

```
/report/volume-integrals/maximum fluid , y-plus yes "Název souboru pro zápis  
Y+max.srp"yes  
/report/volume-integrals/maximum fluid , velocity-magnitude yes "Název sou-  
boru pro zápis rychlosti v doméně.vrp"yes  
/report/volume-integrals/volume-avg fluid , velocity-magnitude yes "Název sou-  
boru pro zápis rychlosti v doméně.vrp"yes  
/report/volume-integrals/volume-avg fluid , cell-convective-courant-number yes  
"Název souboru pro zápis CFL.vrp"yes  
/plot/histogram cell-convective-courant-number ,, 100 yes  
/display/views/auto-scale  
/display/save-picture "histogram CFL"  
/display/set/contours/filled-contours yes  
/display/contour pressure ,,  
/display/views/auto-scale  
/display/save-picture "Název Obrázku Tlakového Pole"  
/display/contour velocity-magnitude ,,  
/display/views/auto-scale  
/display/save-picture "Název Obrázku Rychlostního Pole"  
/report/summary yes "Název Reportu.sum"  
/report/system/time-stats  
/file/write-data "Název souboru.dat.h5"  
/exit yes
```

3D řešení - SBES

```
/file/read-case "NázevVýpočetníSítě"  
/mesh/scale 0.001 0.001 0.001 'pouze pokud je nutné změnit měřítko z m na mm  
/mesh/check  
/define/models/viscous/kw-sst yes  
/file/read-profile RychlostníProfil.prof  
/define/boundary-conditions/velocity-inlet , no yes yes no 0 yes yes no profile-  
forles x-velocity yes no profileforles y-velocity yes no profileforles z-velocity yes  
yes no profileforles turb-kinetic-energy yes no profileforles turb-diss-rate  
/define/boundary-conditions/wall perforatedwall no no no no 1.13e-3 no 0.83  
'pokud je uvažována drsnost potrubí (perforovaný plech)  
/solve/set/discretization-scheme/k 0  
/solve/set/discretization-scheme/mom 0  
/solve/set/discretization-scheme/pressure 12  
/solve/set/discretization-scheme/omega 0  
/solve/initialize/set-hyb-initialization/general-settings 20 1 1 relative no no no  
/solve/initialize/hyb-initialization  
/solve/set/number-of-iterations 100  
/solve/iterate 100  
/display/set/picture/use-window-resolution no  
/display/set/picture/x-resolution 1920  
/display/set/picture/y-resolution 1080  
/views/restore-view left  
/display/views/auto-scale  
/display/set/lights/headlight-on no  
/display/set/lights/lights-on no  
/display/set/lights/lighting-interpolation flat  
/surface/plane centerXZ , 0  
/display/set/contours/surfaces centerXZ ,  
/display/set/contours/filled-contours yes  
/display/set/contours/coloring yes 25  
/display/contour pressure „  
/display/save-picture "Název Obrázku Tlakového Pole"
```

```
/display/set/contours/coloring yes 25
/display/contour velocity-magnitude „
/display/save-picture "Název Obrázku Rychlostní Pole"
/report/surface-integrals/mass-weighted-avg inlet outlet , pressure yes "Název
souboru pro zápis tlakové ztráty.srp"
/report/surface-integrals/area-weighted-avg outlet „ velocity-magnitude yes "Ná-
zev souboru pro zápis rychlosti v doméně.vrp"
/file/write-case-data "Název souboru.dat.h5"
/solve/initialize/init-turb-vel-fluctuations
/display/set/contours/coloring yes 20
/display/contour velocity-magnitude „
/display/save-picture "Název Obrázku Rychlostní Pole"
/define/models/unsteady-2nd-order-bounded yes
/define/models/viscous/turbulence-expert/turb-add-sbes-sdes yes
/solve/set/p-v-coupling 21
/solve/set/discretization-scheme/pressure 12
/solve/set/discretization-scheme/mom 7
/solve/set/discretization-scheme/k 0
/solve/set/discretization-scheme/omega 0
//solve/set/under-relaxation/pressure 0.9
/solve/set/transient-controls/number-of-time-steps 1900
/solve/set/reporting-interval 50
/solve/set/transient-controls/time-step-size 0.000125
/file/auto-save/data-frequency 500
/file/auto-save/retain-most-recent-files yes
/solve/dual-time-iterate 1900 20
/define/models/acoustics/ffowcs-williams? yes yes yes 1.225 340 2e-05 1
/define/models/acoustics/sources ,, , 2 2000 "Název Zdroje Zvuku"
/define/models/acoustics/receivers 1 2 0 0 "Název Přijímače (mikrofonu)"
/solve/set/relaxation-factor/pressure 1
/solve/set/transient-controls/number-of-time-steps 12000
/solve/dual-time-iterate 12000 20
/parallel/timer/usage
```

```
/define/models/acoustics/read-compute-write "Název Zdroje Zvuku" Yes Yes Yes
Yes Yes Yes Yes Yes Yes
/plot/datasources/load-file "Název Přijímače (mikrofonu).ard"
/plot/datasources/plot
/plot/fft yes 1 none db-sound-pressure-level frequency "SPL at Receiver 1" "Sound
Pressure Level (dB)" "Frequency(Hz)" yes no yes "Název souboru pro výsledky z
FFT.xy"
/report/surface-integrals/mass-weighted-avg inlet outlet , pressure yes "Název
souboru pro zápis tlakové ztráty.srp" yes
/report/volume-integrals/maximum fluid , y-plus yes "Název souboru pro zápis
Y+max.srp" yes
/report/volume-integrals/maximum fluid , velocity-magnitude yes "Název sou-
boru pro zápis rychlosti v doméně.vrp" yes
/report/volume-integrals/volume-avg fluid , velocity-magnitude yes "Název sou-
boru pro zápis rychlosti v doméně.vrp" yes
/report/volume-integrals/volume-avg fluid , cell-convective-courant-number yes
"Název souboru pro zápis CFL.vrp" yes
/plot/histogram cell-convective-courant-number ,, 100 yes
/display/views/auto-scale
/display/save-picture "histogram CFL"
/display/set/contours/filled-contours yes
/display/contour pressure ,,
/display/views/auto-scale
/display/save-picture "Název Obrázku Tlakového Pole"
/display/contour velocity-magnitude ,,
/display/views/auto-scale
/display/save-picture "Název Obrázku Rychlostního Pole"
/report/summary yes "Název Reportu.sum"
/report/system/time-stats
/file/write-data "Název souboru.dat.h5"
/exit yes
```

Pavel Drábek

**Výzkum akustických vlastností vybraných prvků
vzduchotechnických systémů**

Research of Acoustic Properties of Selected Elements of HVAC Systems

Disertační práce

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně,
nám. T. G. Masaryka 5555, 760 01 Zlín

Sazba: Pavel Drábek

Publikace neprošla jazykovou ani redakční úpravou.

2020