



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

VNITŘNÍ AKUSTIKA OSOBNÍHO AUTOMOBILU

PASSENGER CAR INTERNAL ACOUSTICS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Lucie Prokšová

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Studentka: **Bc. Lucie Prokšová**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

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

Vnitřní akustika osobního automobilu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce se zabývá analýzou akustických vlastností vnitřního prostoru osobního automobilu pomocí metody konečných prvků. Součástí práce je analýza budících účinků od jednotlivých zdrojů vibrací a vyhodnocení odezvy ve vnitřním akustickém prostoru kabiny se zaměřením na pasažéry vozidla a problematika návrhu vhodných konstrukčních úprav za účelem snížení hluku v kabině.

Cíle diplomové práce:

- 1) Rešerše problematiky vnitřní akustiky osobních automobilů
- 2) Tvorba výpočtového modelu
- 3) Analýza hlavních zdrojů buzení při jízdě vozidla
- 4) Aplikace dané problematiky na osobní automobil
- 5) Zhodnocení výsledků a návrh konstrukčních úprav

Seznam literatury:

SHENG, Gang. Vehicle noise, vibration, and sound quality. Warrendale, Pa.: SAE International, 2012. ISBN 978-076-8034-844.

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

BIES, David A. a Colin H. HANSEN. Engineering noise control: theory and practice. 4. vyd. London: Spon Press, 2009. ISBN 0-203-87240-1.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 28. 9. 2016



A handwritten signature in blue ink, appearing to be "V. Píštěk".

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

A handwritten signature in blue ink, appearing to be "J. Katolický".

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

ABSTRAKT

Práce se zabývá analýzou akustických vlastností vnitřního prostoru osobního automobilu pomocí metody konečných prvků. Součástí práce je analýza budících účinků od jednotlivých zdrojů vibrací a vyhodnocení odezvy ve vnitřním akustickém prostoru kabiny se zaměřením na pasažéry vozidla a problematika návrhu vhodných konstrukčních úprav za účelem snížení hluku v kabině.

KLÍČOVÁ SLOVA

akustika, vibrace, hluk, frekvence, osobní automobil, interiér, metoda konečných prvků, Octavia RS combi

ABSTRACT

The thesis is focused on the analysis of the acoustic properties of the interior of the passenger car by using the finite element method. Part of the work is an analysis of the excitation effects of individual vibration sources and the evaluation of the response in the interior of the cabin with a focus on the passengers of the vehicle and also solving the problem of the design of structural modifications in order to reduce the noise inside the cabin.

KEYWORDS

acoustics, vibration, noise, frequency, passenger car, interior, finite element method, Octavia RS combi

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PROKŠOVÁ, L. *Vnitřní akustika osobního automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 91 s. Vedoucí diplomové práce Pavel Novotný



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracovala jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Pavla Novotného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 19. května 2017

.....

Bc. Lucie Prokšová

PODĚKOVÁNÍ

Velmi bych chtěla poděkovat panu doc. Ing. Pavlu Novotnému, Ph.D. za cenné rady, náměty a pomoc při vedení a vypracování mé diplomové práce.

OBSAH

Úvod	11
1 Motivace řešení problému	12
1.1 Účinky hluku na člověka	12
1.1.1 Metody boje proti hluku	13
1.2 Účinky vibrací na člověka	14
2 Základní pojmy akustiky a její veličiny	16
2.1 Význam pojmu akustika	16
2.2 Hluk	16
2.2.1 Mechanický hluk	17
2.2.2 Aerodynamický hluk	17
2.3 Vibrace a kmitání	17
2.4 Zvuk	18
2.4.1 Obecná vlnová rovnice	19
2.4.2 Rychlost šíření vlnění	19
2.4.3 Podmínka vzniku vlnění	20
2.5 Hladiny akustických veličin	20
2.5.1 Hladina akustického výkonu	21
2.5.2 Hladina akustického tlaku	22
2.5.3 Hladina akustické intenzity	22
3 Zdroje vibrací a hluku v automobilu	23
3.1 Šíření vibrací a hluku	23
3.2 Vnější hluk automobilových vozidel	24
3.3 Vnitřní hluk automobilových vozidel	24
3.3.1 Zdroje hluku a vibrací uvnitř automobilu	25
3.3.2 Hluk a vibrace od motoru automobilu	25
3.3.3 Hluk a vibrace od převodového ústrojí	27
3.3.4 Hluk a vibrace od vozovky	28
3.3.5 Hluk a vibrace ventilátorů	29
4 Metody snižování vibrací a hluku uvnitř automobilu	30
4.1 Akustické izolace součástí automobilu	30
4.1.1 Izolace motorového prostoru	30
4.1.2 Izolace motoru	31
4.1.3 Izolace podvozku	31
4.2 Použití materiálů pohlcující zvuk	31
4.2.1 Definice akustické absorpce	32

4.2.2	Absorpční materiály	32
5	Měřicí metody a použitá technika	33
5.1	Akustická diagnostika	33
5.1.1	Subjektivní metody	33
5.1.2	Objektivní metody	33
5.2	Mikrofon	34
5.2.1	Kondenzátorový mikrofon	35
5.3	Intenzitní sonda	35
5.4	Akustická kamera	36
5.4.1	Popis funkce akustické kamery	37
5.4.2	Použití akustické kamery	37
5.5	Kmitočtová analýza	38
5.6	Modální analýza	38
5.7	Počítačové simulace a druhy metod	39
5.7.1	Metoda konečných prvků	39
5.7.2	Metoda hraničních prvků	40
5.7.3	Analýza statické energie	40
6	Experimentální část	41
6.1	Popis experimentu	41
6.1.1	Měření harmonické analýzy	41
6.1.2	Měření s akustickou kamerou	43
6.2	Analýza budících účinků	43
6.2.1	Frekvenční charakteristika motoru	43
6.2.2	Frekvenční charakteristika rozvodového ústrojí	47
6.2.3	Frekvenční charakteristika převodového ústrojí	50
7	Výpočetní analýzy a prezentace výsledků	53
7.1	Tvorba výpočtového modelu	53
7.1.1	Tvorba geometrie modelu	53
7.1.2	Tvorba sítě modelu	54
7.2	Modální analýza	56
7.2.1	Modální analýza v místě hlavy řidiče	56
7.3	Harmonická analýza	58
7.3.1	Harmonická analýza v místě hlavy řidiče	59
7.3.2	Harmonická analýza v místě hlavy spolujezdce	61
7.4	Souhrn výsledků	63
7.4.1	Výsledky modální analýzy řidiče	63

7.4.2	Výsledky harmonické analýzy řidiče	64
7.4.3	Výsledky harmonické analýzy spolujezdce.....	67
8	Návrh konstrukčních úprav	72
8.1	Aktivní úpravy	72
8.1.1	Použití tlumiče torzních kmitů	72
8.1.2	Použití dvoumotového setrvačnicku	73
8.2	Pasivní úpravy.....	74
8.2.1	Použití pouzdra pro pohonnou jednotku.....	74
8.2.2	Použití krytu podvozku.....	74
8.2.3	Použití autopotahů absorbujících hluk	75
	Závěr.....	76
	Použité informační zdroje.....	78
	Seznam použitých zkratk a symbolů	82
	Seznam příloh.....	84

ÚVOD

Tato diplomová práce se zabývá akustickými vlastnostmi vzduchu nacházejícího se uvnitř osobního automobilu. Konkrétně se zabývá analýzou tvarů a frekvencí módů vzduchu a to pomocí MKP metod a simulací. Hlavní myšlenkou této diplomové práce je tedy realizace výpočetního modelu, který slouží ke zjištění vlastních frekvencí a jim odpovídajícím tvarům kmitání vzduchu uzavřeného v kabině automobilu.

Téma této práce jsem si zvolila na základě sympatií, jelikož se jedná o zajímavé téma. Jako řidička se často potýkám s hlukem uvnitř automobilu, což byla také motivace pro zvolení tématu. A to zejména proto, že díky rešerši daného tématu a provedení MKP simulací bude zjištěno, do jaké míry je možné hluk a vibrace uvnitř osobního automobilu modifikovat. Více o motivaci řešení této problematiky je popsáno hned v úvodní kapitole.

První polovina diplomové práce se zabývá rešerší akustiky a jejími základními pojmy, avšak také zdroji vibrací a hluku uvnitř automobilu. Tyto zdroje jsou zde detailně popsány a vysvětleny, protože některé z nich budou v další části diplomové práci podrobeny analýze. Dále se v diplomové práci představují metody, jak lze hluk a vibrace uvnitř automobilu snížit a také pomocí jakých měřících metod a prostředků toho lze dosáhnout. Tímto je ukončena první polovina zabývající se rešerší a na ni navazuje druhá polovina.

V druhé polovině diplomové práce bude rozebrán experiment provedený na osobním automobilu. Následně se v této části také věnuje pozornost analýze hlavní zdrojů hluku a vibrací. Tato analýza je důležitá pro vyvození závěru, který z těchto budících jednotlivých účinků může být potenciálně nebezpečný a při jakých frekvencích může být pro cestující škodlivý. Dalším krokem bylo vytvoření výpočetního modelu a provedení dvou MKP simulací v programu ANSYS, jejichž výsledky budou v této části rozebrány a okomentovány. Bude provedena jak modální, tak harmonická analýza. Modální analýza nám dá představu o tom, jaké módy uvnitř kabiny mohou vznikat avšak pro potřeby této diplomové práce je jen tato informace nedostačující. Proto bude provedena také harmonická analýza, kde bude zadán zdroj buzení a výsledkem budou již vlastní tvary kmitání uvnitř automobilu. Po souhrnu výsledků pak přichází poslední kapitola, která se zabývá návrhem konstrukčních úprav používaných ke změně vlastních frekvencí uvnitř automobilu.

1 MOTIVACE ŘEŠENÍ PROBLÉMU

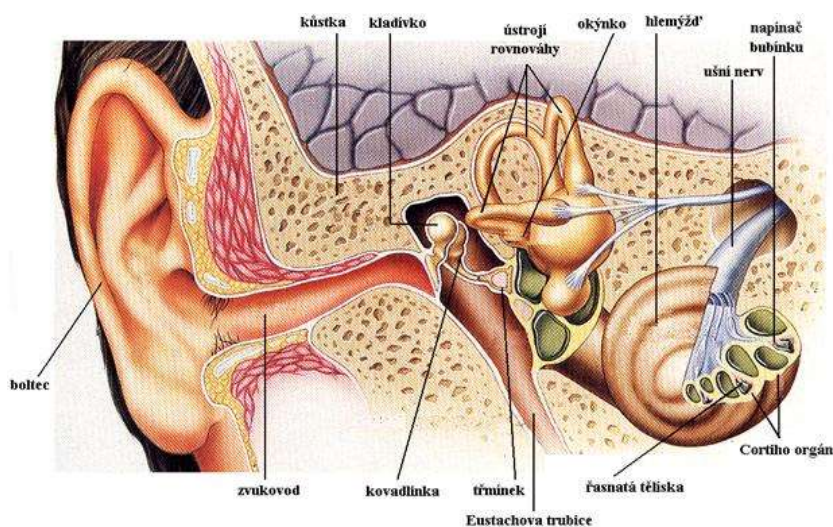
Diplomová práce se zabývá tématem vnitřní akustiky automobilu, a tak největším problémem tedy je hluk a vibrace, které se do kabiny vozu šíří z různých zdrojů. Jelikož časté a dlouhé působení hluku a vibrací nepřináší lidskému organismu nic dobrého. Ale je potřeba se tímto problémem opravdu zabývat? Dle statistických údajů vyplývá, že v dnešní době má jen v ČR automobil každý druhý obyvatel. Tento fakt ovšem vůbec není nutné znát, jelikož je všeobecně známa dopravní situace jak u nás v ČR, tak v sousedních zemích.

S tím vším souvisí problém vnitřní akustiky automobilu. Zhoršující se stav dálnic přispívá k většímu hluku a vibracím, které se šíří do prostoru kabiny. Je tedy nutné začít přemýšlet o vnějších úpravách, aby byl hluk pokud možno ze všech zdrojů potlačen nebo alespoň do jisté míry snížen na hodnoty, které jsou v normě a také jsou člověku příjemné. Nejprve však bude vysvětleno, jaké účinky na lidského jedince mají hluk a vibrace.

1.1 ÚČINKY HLUKU NA ČLOVĚKA

Ucho jako náš sluchový orgán dokáže vnímat a přenášet zvukové informace, které získá z okolí. Obecný rozsah slyšitelnosti lidského ucha je od 20 Hz do 20 kHz. Pro každého jedince je však tento rozsah individuální a s přirůstajícím věkem se horní hranice slyšitelnosti snižuje.

Účinky hluku na náš sluch můžeme hodnotit jeho intenzitou. Každá hladina akustického tlaku může na člověka působit jinak, ovšem za škodlivé můžeme považovat jak minimální hodnoty, tak maximální. Tyto nízké nebo naopak vysoké hodnoty působí negativně na náš organismus. Za nízké hodnoty považujeme akustický tlak pod 20 dB, kterému se říká hluboké ticho a vytváří pro člověka nepříjemné prostředí [1].



Obr. 1 Lidský sluchový orgán[33]

Jako příjemné ticho je vnímána hladina 30 dB. Hodnota 65 dB a výše ovšem může mít negativní důsledek na organismus, pokud jsme hluku o této hodnotě vystaveni po delší časový úsek. K trvalému poškození zvuku může dojít při hladině 85 dB, ovšem pocít bolesti se nám

dostaví až při hodnotě 130 dB, která je všeobecně brána jako práh bolesti. Při hodnotách vyšších než 160 dB dochází k protržení bubínku [1].

Projevy negativních účinků hluku na zdraví člověka mohou být různé, ale projevují se především v oblasti sluchového orgánu – ucha. Nejčastějším poškozením sluchu je trvalý posun slyšitelnosti. To znamená, že se nám práh slyšitelnosti posune do jiných hodnot, než je zvykem, a tato porucha je nevratná.

Negativní účinky hluku se ovšem nevyskytují jen u sluchového orgánu. Mohou to být i poruchy, které nesouvisí se sluchem, ale s celým tělem člověka. Mezi ně patří [2]:

- Podráždění vegetativního a nervového systému
- Poruchy spánku
- Psychické poruchy
- Poruchy výkonnosti

1.1.1 METODY BOJE PROTI HLUKU

Při snižování hluku se využívá různých způsobů, a proto je dělíme do několika základních metod:

- a) metoda redukce hluku ve zdroji – tato metoda je specifická tím, že se buď zcela odstraní zdroje hluku, nebo se snižuje hlasitost zdroje. Tato metoda se zdá být nejúčinnějším opatřením, protože nepotřebuje vysoké finanční náklady jako dodatečná opatření. V současné době bohužel ještě není možné navrhnout zcela bezhlučná zařízení, protože stále potřebuju hluk jako indikátor technického stavu stroje. Proto je nutné používat i další opatření.*
- b) metoda dispozice – tato metoda je založena na vhodném umístění zařízení a hlučných strojů od méně hlučných zařízení. V praxi to znamená, že uvnitř budov musí být dodrženo rozmístění tak, aby chráněné místnosti byly co nejdále od zdroje hluku nebo byly dostatečně izolovány.*
- c) metoda izolace – zde se jedná o zvukovou izolaci hlučných strojů, zařízení nebo celého prostoru od prostoru, který má být od hluku chráněn. Této metody se užívá především ve stavebnictví při navrhování staveb. Ve strojírenství se této metody využívá při dodatečném odizolování strojů pomocí izolačních krytů apod.*
- d) metoda prostorové akustiky – tato metoda využívá akusticky v prostředí, zejména pak zvukové pohltivosti. Nejvíce se tato metoda používá, když chceme co nejvíce snížit hluk uvnitř místnosti a v prostorech s náročnými akustickými vlastnostmi.*
- e) metoda osobních ochranných pomůcek – zde se využívá ochranných pomůcek, a to pouze tehdy, když ani jedna z předcházejících metod nešla použít, nebo by hluk dosahoval takových hodnot, že by mohlo nastat poškození sluchu. V takových případech musí pracovník použít pomůcky proti hluku, jako jsou ušní tlumící zátky, sluchátkové chrániče a také přílby.*

Nejlepších výsledků lze dosáhnout vhodnou kombinací těchto metod. Je ovšem dbát na používání vhodných metod, které zároveň nebudou cenově nedostupné [1][3].

1.2 ÚČINKY VIBRACÍ NA ČLOVĚKA

Pro vnímání vibrací nemá člověk uzpůsobený žádný smyslový orgán, tudíž je vnímá jinými smysly. Na člověka mohou mechanické kmity působit dvěma způsoby, a to celkově nebo lokálně. Celkovým působením se vyznačují zejména dopravní prostředky a lokálně působí například sbíječky, ruční vrtačky a další.

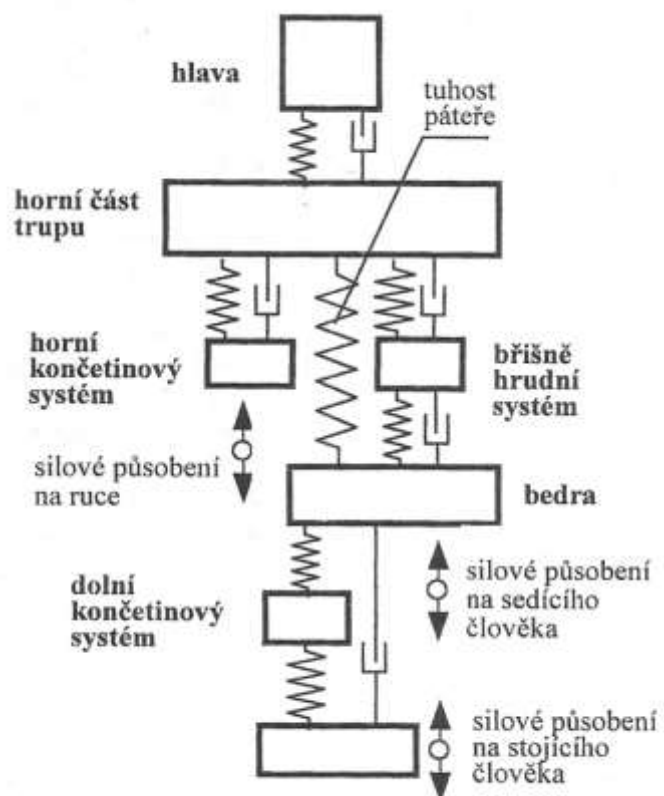
Nejčastější poruchy činnosti některých orgánů a funkčních systémů závisí na hodnotách frekvencí. Tyto hodnoty jsou různé a každá hodnota frekvence symbolizuje pro naše tělo nějakou poruchu. Tyto hodnoty si můžeme rozdělit do čtyř pásem:

- Frekvence 0,15 až 0,3 Hz – *tento rozsah kmitů se na člověku projevuje stavy utlumení, žaludečními těžkostmi, narušením koordinace pohybu a pocitů dezorientace.*
- Frekvence do 1 Hz – *kmity o frekvenci do 1 Hz vnímáme hlavně zrakem*
- Frekvence do 10 Hz – *kmity s vyššími amplitudami registrujeme vestibulárním systémem, který vnímá změnu polohy*
- Frekvence nad 20 Hz – *tuto skupinu kmitání člověk vnímá i sluchem*

Když vibrace působí na člověka, dochází díky nim k vynucenému kmitání některých částí lidského těla nebo celé části těla. Tomuto jevu říkáme rezonance a musíme na ni dbát při navrhování strojů a různých zařízení. K tomu potřebujeme znát mechanické vlastnosti lidského těla, abychom si mohli vytvořit tělo jako mechanickou soustavu. K tomu nám slouží mechanický model lidského těla, který vidíme na obrázku níže [2].

Diskrétní modely lidského těla lze použít zhruba do frekvence 100 Hz. Jak už bylo řečeno, některé části lidského těla rezonují a zde si ukážeme pár rezonančních kmitočtů jednotlivých částí těla [2]:

- základní rezonance těla ve směru svislém je 3 až 6 Hz
- základní rezonance těla ve směru vodorovném je 3 Hz
- systém hlava-krk-ramena v rozmezí 20 až 30 Hz
- systém břišně-hrudní 3 až 6 Hz
- systém čelist-lebka 100 až 200 Hz
- rezonance očních bulv 20 až 60 Hz



Obr. 2 Mechanický model člověka[2]

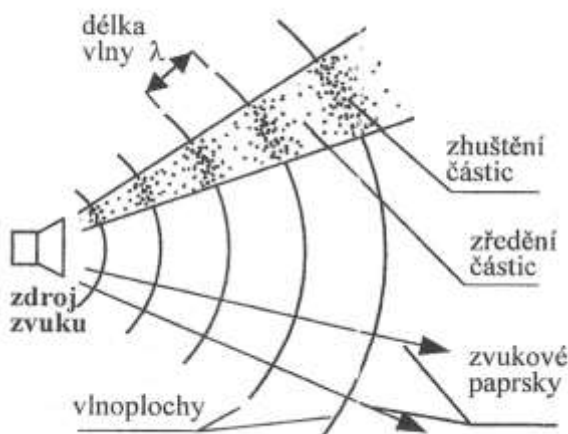
2 ZÁKLADNÍ POJMY AKUSTIKY A JEJÍ VELIČINY

V úvodu se budeme zabývat vysvětlením pojmu akustiky jako takové a veličin, které tento vědní obor popisují. Dále se budeme věnovat hladinám akustických veličin a na závěr této kapitoly se budeme zabývat zdroji hluku a popisu akustických polí.

2.1 VÝZNAM POJMU AKUSTIKA

Pojem akustika je vědní obor, který se zabývá vznikem a šířením zvuku. Tento vědní obor se začal formulovat již v 19. století, kdy byly zvuky vnímány spíše jako zvuky lidem nepříjemné. Zvuk je mechanické vlnění, které vnímá lidský sluchový orgán a mozek. Poté jej dokáže zpracovat ve zvukový vjem. Zvuk se šíří v plynech, kapalinách a také pevných látkách. V každém z těchto prostředí se šíří jinou rychlostí. Např. ve vzduchu se šíří rychlostí přibližně 340 m/s. V jiných prostředích je rychlost daleko vyšší. Např. ve vodě je to rychlost 1500 m/s a v oceli 5000 m/s [1].

Mechanická energie se přenáší mechanickými kmity částic od zdroje a to díky akustickým vlnám. Vlnění se od zdroje šíří ve vlnoplochách ve směru zvukového paprsku a má svou rychlost šíření. Vlnoplochy, které můžeme vidět na obrázku níže, jsou plochy o stejných hodnotách akustických veličin [2].



Obr. 3 Vlnění v pružném prostředí [2]

2.2 HLUK

Hlukem nazýváme každý nežádoucí, obtěžující nebo rušivý zvuk. Hluk je velmi těžké definovat jinak, protože velmi záleží na vztahu člověka k danému zvuku. Zvuk je totiž vnímán subjektivně, a co pro jednoho člověka může být rušivým zvukem, druhému vadit nemusí, dokonce mu může být příjemný.

Základní příčinou zvuku je pohyb částic různého pružného prostředí v jeho některé oblasti. Zdrojem zvuku je tedy určitá část prostředí, kde vzniká akustická energie a od které se tato energie šíří dále do okolního akustického prostředí [2].

2.2.1 MECHANICKÝ HLUK

Příčinnou vzniku mechanického hluku je kmitání povrchu tělesa, které způsobí akustický rozruch prostředí (kapalného, plynného) a svojí mechanickou energii předává akustickému prostředí. Vzniklá akustická energie se poté dále šíří prostřednictvím akustických vln do celého akustického prostředí. Na akustickou energii mají vliv rozměry kmitajícího tělesa, tvar jeho povrchu a stav jeho kmitání. Zdroje mechanického hluku jsou stroje, stěny budov, technologická zařízení apod. [2]

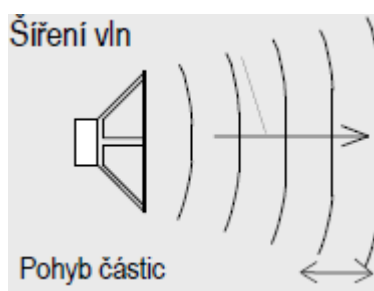
2.2.2 AERODYNAMICKÝ HLUK

Tento druh hluku vzniká v oblastech neustáleného proudění tekutiny, nebo v místech, kde dochází k výrazným změnám tlaku a tím dochází ke vzniku příslušného média. Jedná se zejména o proudění kapaliny nebo plynu, která se šíří místy jako jsou např. ventilátory, kompresory, sací a výfukové potrubí apod.

V praxi často vznikají oba případy. Například u spalovacího motoru dochází ke vzniku jak mechanického hluku, který vzniká díky setrvačným silám, dosedání ventilů, třecím silám v kinematických dvojicích a dalším silovým účinkům, tak i ke hluku aerodynamickému, který se šíří ze sání, výfuku, ventilátorů apod. Jednotlivé příčiny hluků se liší složením frekvencí, intenzitou a směrovým působením. V obou těchto případech se jednotlivé druhy hluků šíří vlněním daného akustického média dále od svého původního zdroje [2].

2.3 VIBRACE A KMITÁNÍ

Důsledkem silových účinků, které se s časem mění a působí v některých místech sledovaného média, jsou vibrace pružných médií. Vzniklé vibrace se pak dále šíří od zdroje do dalších částí prostředí.

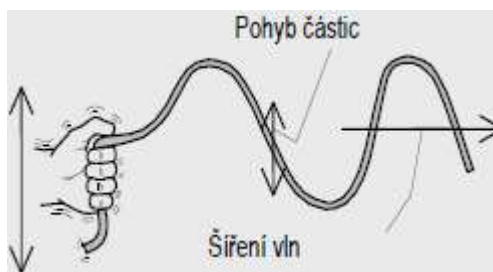


Obr. 4 Podélné vlnění [13]

Zde pak vzniká mechanická energie od kmitajících částic a postupuje dále od zdroje prostřednictvím akustických vln. Akustické vlnění se od zdroje šíří ve vlnoplochách, což je vysvětleno v následující kapitole, která se zabývá zvukem. Částice prostředí se mohou s akustickou vlnou zhušťovat nebo naopak zředit. Částice se zásadně nešíří s pohybující se vlnou, nýbrž kmitají kolem své rovnovážné polohy. Podle druhu kmitání můžeme dělit vlnění na dva druhy [4]:

- podélné – částice kmitají ve směru vlnění
- příčné – částice kmitají kolmo ke směru vlnění

Vlnění podélné se vyskytuje pouze u plynů a kapalin, protože tyto látky se vyznačují svými pružnými vlastnostmi ve smyslu objemové stlačitelnosti. Naopak u pevných látek se vyskytují oba druhy vlnění [4].



Obr. 5 Příčné vlnění [13]

2.4 ZVUK

Zvuk je každé mechanické vlnění, které se šíří od zdroje ve vlnoplochách nezávisle na prostředí a jeho fázová rychlost je závislá na fyzikálních vlastnostech prostředí. Zvuk vzniká tak, že částice pružného prostředí, které na sebe navzájem působí elastickými silami, kmitají. Zvuk je specifický případ tzv. elastických vln. To znamená, že rozruch se šíří od zdroje fázovou rychlostí, přičemž prostředí, kterým se přenáší je nepohyblivé, takže částice kmitají kolem rovnovážných poloh. Dalším faktem je, že díky šíření zvuku vzniká přenos energie.

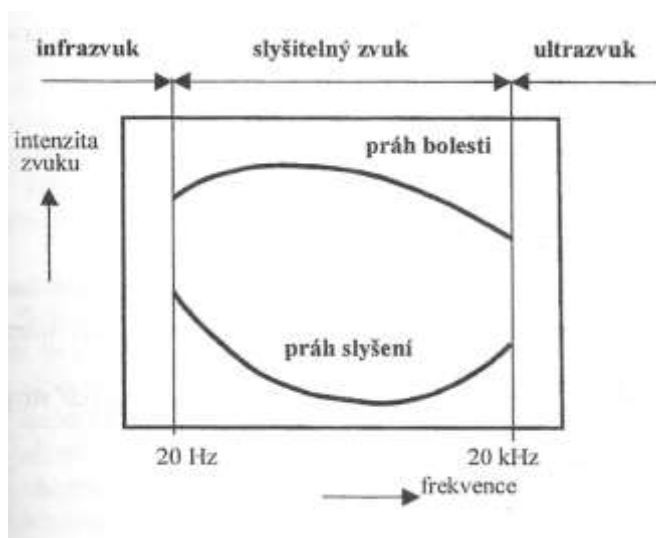
Důležitým parametrem při popisu zvuku je vlnová délka, která je definována vztahem [5]:

$$\lambda = cT = \frac{c}{f} [m], \quad (1)$$

kde λ je vlnová délka, c je fázová rychlost, T je perioda a f je frekvence.

Zvuk vnímáme sluchem, pokud leží v rozsahu slyšitelnosti lidského ucha, což je od 16 Hz do 20 kHz. Akustické vlnění o frekvenci, která převyšuje 20 kHz, řadíme do oblasti ultrazvuku. Naopak vlnění o frekvenci nižší, než 16 Hz se označuje jako infrazvuk. Akustické vlnění se od místa rozruchu šíří na všechny strany. Pokud je prostředí izotropní, šíří se rozruch do všech směrů stejnou rychlostí. Existují místa, do nichž vlnění dorazilo za stejnou dobu, takže leží na spojitě ploše a tuto plochu nazýváme vlnoplocha [5].

„Vlnoplochou rozumíme geometrické místo bodů, které kmitají v daném okamžiku se stejnou fází.“ V obecných případech mohou mít vlnoplochy různé tvary. Zvláště pak stojí za zmínku vlnoplochy kulové a rovinné. Kulové vlnoplochy vznikají, když se vlnění šíří z bodového zdroje a zdroj rozruchu je menší než vlnová délka vlnění, které vzniklo. Vlnoplochy rovinné vznikají šířením vlnění z plošných zdrojů, pokud je zdroj rozruchu vícenásobně větší než vlnová délka vzniklého vlnění. Rovinné vlny jsou mnohem lépe zpracovatelné, když se jedná o větší počet, a proto většinu řešení provádíme právě pro tento druh. Kulové a rovinné vlnoplochy se objevují pouze při šíření volným prostorem bez překážek, což je volné akustické pole [5].



Obr. 6 Rozsah slyšitelnosti lidského ucha [2]

2.4.1 OBECNÁ VLNOVÁ ROVNICE

Aby se vlnění mohlo šířit akustickým prostředím, musí pohyb jeho částic vyhovovat fyzikálním zákonům. Pro pohyb částic pružného prostředí platí polohový vektor, který určuje polohu kmitající částice. Označujeme ho jako \vec{r} a pro jeho vztah platí [2]:

$$\vec{r} = \vec{x} \cos \alpha + \vec{y} \cos \beta + \vec{z} \cos \gamma \quad (2)$$

Vztah pro akustickou výchylku částice je [2]:

$$u = u(t) = u_o \cos(2\pi ft + \psi), \quad (3)$$

kde: u_o je amplituda výchylek částice, f je frekvence kmitů a ψ je fázový posun.

Jelikož se v prostoru může šířit mnoho vln o různých tvarech, je nutné řešit vlnovou rovnici pro každý případ zvlášť s přihlédnutím k vlastnostem zdroje a také okrajovým podmínkám. Využitím rovnice (2) získáme vztahy pro fázovou rychlost šíření vlnění a to podle toho, o jaký druh vlnění se jedná a v jakém prostředí se šíří. Vlnění se může šířit v kapalinách, plynech a pevných látkách. Přičemž v kapalinách a plynech se šíří pouze vlnění podélné [2].

2.4.2 RYCHLOST ŠÍŘENÍ VLNĚNÍ

Rychlost šíření vlny c se odvíjí od toho, jakým prostředím se šíří a na fyzikálních parametrech daného prostředí. Jak již víme, tak vlnění je buď podélné, nebo příčné a obě tyto vlnění se šíří jinými prostředími. Proto je rychlost šíření vlny pokaždé jiná a pro každý případ platí jiná definice.

Pro rychlost příčných vln, které se šíří v pevných látkách platí [6]:

$$c_t = \sqrt{\frac{G}{\rho}} \text{ [ms}^{-1}\text{]}, \quad (4)$$

kde G je modul pružnosti ve smyku a ρ je hustota prostředí.

Rychlost podélných vln v kapalinách je dána vztahem:

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \text{ [ms}^{-1}\text{]}, \quad (5)$$

kde K je modul objemové pružnosti kapaliny a ρ je hustota prostředí.

Pro plyny lze tento vztah upravit na následující tvar:

$$c = \sqrt{\gamma \frac{p_0}{\rho}} \text{ [ms}^{-1}\text{]}, \quad (6)$$

kde γ je Poissonova konstanta a p_0 je tlak v plynném prostředí [6].

2.4.3 PODMÍNKA VZNIKU VLNĚNÍ

Aby se vlnění mohlo šířit v daném materiálu nebo prostředí, musí splnit podmínku vzniku vlnění. Hlavní podmínkou je, aby nejdelší rozměr materiálu l aspoň roven poloviční délce vlny, která jím prochází[2].

Pro podélné vlny platí vztah:

$$l \geq \frac{\lambda}{2} = \frac{c_l}{2f} \text{ [m]} \quad (7)$$

Z praxe je nám známo, že rychlosti podélných vln c_l v konstrukčních materiálech jsou velice vysoké. To je důvodem, proč u spousty strojů a zařízení nemohou vznikat. Mnohem nebezpečnější vlnění z hlediska hluku je ohybové vlnění.

2.5 HLADINY AKUSTICKÝCH VELIČIN

Lidský sluchový orgán je schopen vnímat akustický tlak jako základní veličinu v akustice a to ve značně velkém rozsahu. Průměrný zdravý jedinec má spodní hranici akustického tlaku při frekvenci 1000 Hz okolo 20 μPa . Tato hodnota se používá jako referenční hodnota, od které odvozujeme referenční hodnoty dalších veličin v akustice. Hodnota akustického tlaku okolo 100 Pa začíná být pro náš sluchový orgán nepříjemnou a začínáme pociťovat bolesti.

Vyjádření dekadického logaritmu nazýváme hladinou akustické veličiny. Pro tyto hladiny platí vztah [5]:

$$L_X = \log \frac{X}{X_0} [dB], \quad (8)$$

kde X je akustická veličina a X_0 je referenční hodnota.

Jednotkou hladiny akustické veličiny je bel podle jejího vynálezce Grahama Bella. V praxi se ovšem používá více decibel, jelikož velikost hladin se pohybuje ve velmi vysokých rozsazích [2].

2.5.1 HLADINA AKUSTICKÉHO VÝKONU

Pro hladinu akustického výkonu platí vztah [5]:

$$L_W = 10 \log \frac{P}{P_0} [dB], \quad (9)$$

kde P je hodnocený akustický výkon a referenční hodnota akustického tlaku má hodnotu $P_0 = 10^{-12}$ [W]. Číslo 10 ve vztahu užíváme proto, že nám již provádí převod z belů na decibely [2][5].

Níže v tabulce si zmíníme pár příkladů, v jakém rozmezí se můžou pohybovat hodnoty akustického tlaku a jakých hodnot dosahují konkrétní zdroje hluku.

Tab. 1 Hodnoty hladin akustických veličin daných zdrojů hluku [5]

Vyzařovaný akustický výkon [W]	Hladina akustického výkonu [dB]	Zdroj hluku
10^7	190	velký raketový motor
10^5	170	proudový motor u letadla
10^3	150	letadlo se čtyřmi vrtulovými motory
10	130	varhany, velká sbíječka, klavír
10^{-1}	110	automobil na dálnici, ventilátor
10^{-3}	90	axiální ventilátor, křik člověka
10^{-5}	70	mluvící člověk, malý ventilátor
10^{-7}	50	
10^{-9}	30	tichý šepot

2.5.2 HLADINA AKUSTICKÉHO TLAKU

Na hladinu akustického tlaku dbáme při praktickém vyhodnocení akustického pole, proto je pro nás jednou z nejdůležitějších akustických veličin. Její vztah je definován jako:

$$L_p = 10 \log \frac{p_{ef}^2}{p_{0ef}^2} = 20 \log \frac{p_{ef}}{p_{0ef}} \quad [dB], \quad (10)$$

kde za referenční hodnotu dosazujeme dvě hodnoty, podle toho ve kterém prostředí se zvuk šíří.

Pro šíření ve vzduchu platí $p_{0ef} = 2 \cdot 10^{-5} [Pa]$ a pro jiná prostředí platí $p_{0ef} = 10^{-6} [Pa]$ [5].

2.5.3 HLADINA AKUSTICKÉ INTENZITY

Pro hladinu akustické intenzity platí následující vztah

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad [dB], \quad (11)$$

kde I je akustická intenzita a za referenční hodnotu dosazujeme $I_0 = 10^{-12} [Wm^{-2}]$ [5].

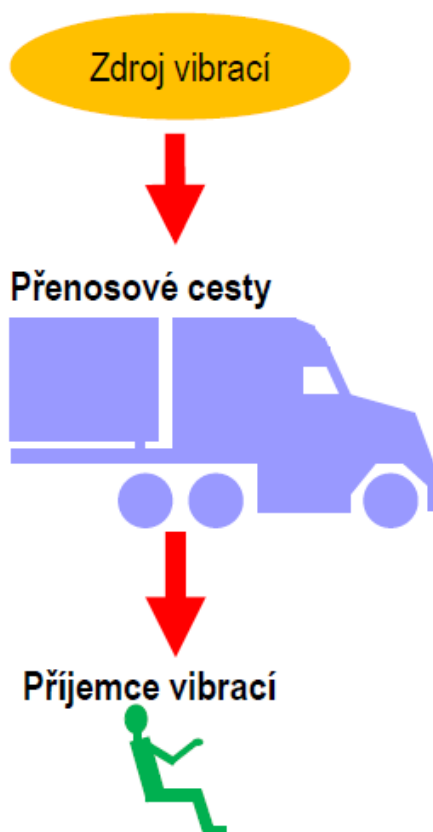
3 ZDROJE VIBRACÍ A HLUKU V AUTOMOBILU

V této kapitole bude řečeno vše ohledně zdrojů hluku uvnitř automobilu, tak i mimo něj. Velký vliv na akustické vlastnosti kabiny cestujících mají použité materiály. Vysvětlíme si tedy, které materiály to jsou a jak mohou zlepšit nebo zhoršit akustiku uvnitř automobilu. To vše se podepisuje na cestujících uvnitř automobilu.

3.1 ŠÍŘENÍ VIBRACÍ A HLUKU

Vibrace a hluk se šíří vždy od zdroje skrze přenosové cesty k příjemci vibrací. Pro představu šíření vibrací slouží obr. 9. Mezi zdroje vibrací patří např.

- Motor
- Pneumatiky
- Výfukové a sací potrubí
- Vítr
- Nápravy



Obr. 7 Schéma šíření vibrací od zdroje k příjemci [7]

Přenosové cesty existují dvojího typu. Vibrace a hluk se mohou šířit buďto vzduchem nebo chvěním. Typické pro první zmíněnou přenosovou cestu je vnitřní prostor kabiny, naopak pro šíření chvěním je nejvíce typické šíření vibrací z uložení motoru. Když se poté hluk šíří dále, jeho příjemce bude osoba nacházející se v kabině vozu. Projevy hluku na člověka jsou nejčastější ve formě akustického tlaku v oblasti jeho hlavy. Když se šíří vibrace dále vozem, projevují se nejčastěji vibracemi volantu, podlahy automobilu nebo pedálů [7].

3.2 VNĚJŠÍ HLUK AUTOMOBILOVÝCH VOZIDEL

Hluk automobilové dopravy patří mezi nejvíce nežádoucí zdroje hluku a to zejména v hustě obydlených městech nebo jeho okrajových částí. Jako nejvíce hlučné můžeme s jistotou označit dopravní magistrály, velké křižovatky, rychlostní silnice a samozřejmě dálnice. Jsou případy kdy i části dálnice zasahují do obydlených částí [1].

Pokud se chceme zabývat měřením hluku a akustických veličin, tak na akustický tlak má vliv více faktorů:

- mechanický výkon motoru
- rychlost vozidla
- režim práce motoru
- technický stav vozidla
- kvalita vozovky
- okolní zástavba
- aktuální metrologická situace

Automobil jako celek se v dnešní době již nevyužívá pouze jako dopravní prostředek osob, materiálu nebo zboží. Využívá se i jako součást sportu a závodů. Z tohoto důvodu se běžné sériové motory začaly upravovat, aby dosahovaly většího výkonu a rychlosti, což je při závodech zásadním faktorem. Tyto sportovní úpravy a vozy se pro svou oblibu staly inspirací pro sériové automobily, a tak došlo k velkému nárůstu hlučnosti [1].

3.3 VNITŘNÍ HLUK AUTOMOBILOVÝCH VOZIDEL

Jedná se o jeden z nejdůležitějších činitelů, pokud se posuzuje kvalita zpracování výrobku. Hluk v každém případě patří do automobilového průmyslu, jelikož se podle něj posuzuje komfort jízdy v automobilu. U osobního automobilu lze nalézt širokopásmové zdroje, které mohou být z hlediska hluku jak žádoucí, tak nežádoucí. Maximální hluk, který je pro pohodlí pasažérů přípustný, je 80 dB [1][14].

Osobní vozidla jsou ovšem postaveny tak, že ve většině případů je hluk jak vnitřní, tak vnější nežádoucí. Vyskytují se ovšem takové případy, kdy je vznikající hluk ve vozidle žádoucí.

Jsou to právě o sportovní vozy s velmi výkonnými motory, u kterých je hluk šířící se z motoru do kabiny vozu součástí prožitku z jízdy [1].

3.3.1 ZDROJE HLUKU A VIBRACÍ UVNITŘ AUTOMOBILU

Hlavní zdroji hluku je jednoznačně motor a s ním spojené součásti. Hluk z motoru vzniká vlivem pohybu a aerodynamického proudění vzduchu nad karoserií vozidla. Uvnitř automobilu se tedy hluk šíří dvěma typy cest, které jsou vysvětleny v přechozí kapitole. Zdrojů hluku uvnitř automobilu je však více a tyto zdroje působí negativně na posádku vozidla. Mezi nejvýznamnější zdroje hluku a vibrací patří:

- *spalovací motor*
- *systém chlazení uvnitř automobilu*
- *převodovka a celý hnací trakt*
- *styk pneumatik s vozovkou*
- *aerodynamický hluk*

Přičemž hluk z motoru je znát pouze při nižších rychlostech do max. 30 km/h. Od vyšších rychlostí (50 km/h) se však projevuje hluk od pneumatik a aerodynamický hluk přirozeně roste s rychlostí. Se šířením vibrací a hluku uvnitř automobilu souvisí použité materiály, neboť díky jejich kvalitě a určité míře pohltivosti můžeme zmírnit dopady na posádku ve vozidle. O vlivech materiálů a snižování vibrací a hluku je psáno v následující kapitole [1][8].

3.3.2 HLUK A VIBRACE OD MOTORU AUTOMOBILU

Hluk od motoru je vytvářen kombinací zatížení plynu ve válcích a jejich mechanickým pohybem. Hluk motoru je součet dvou prvků hluku a dělíme jej na [9]:

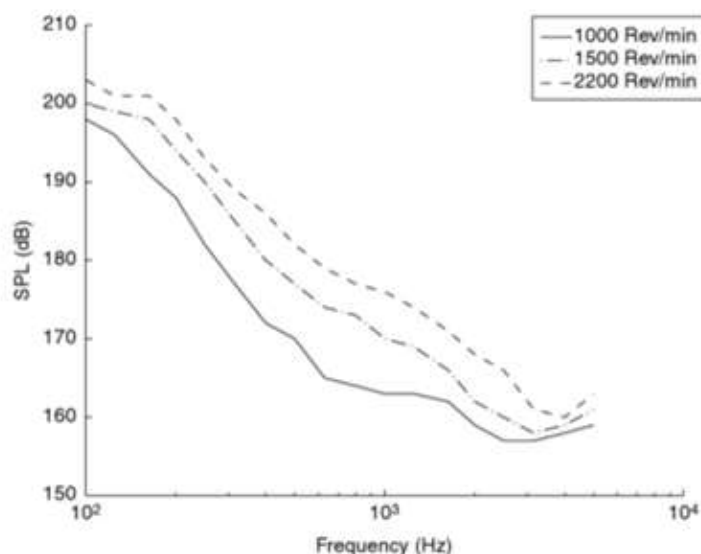
- *hluk od spalování – významně přispívá k hluku vznětových motorů*
- *mechanický hluk – je dominantou u zážehových motorů*

HLUK OD SPALOVÁNÍ

Hluk od spalování vzniká od sil plynů ve válcích, které se šíří strukturou motoru a způsobují vibrace. Tyto vibrace jsou potom vyzařovány jako hluk, což je považováno za nepřímo generovaný hlukový mechanismus. Síly od plynů se v každém válci mění v průběhu pracovního cyklu, což znamená, že jsou nejvyšší při kompresi, kdy tlak ve válci rychle vzrůstá. Největší odezva vibrací od motoru je v momentu, kdy je největší nárůst tlaku. Platí tedy, že čím rapidnější je nárůst změny spalovacího tlaku, tím větší je i výsledná síla a také vibrace a hluk.

Hluk od spalování se liší typem motoru. Což znamená, že dosahuje jiných hodnot u motorů s přirozeným sáním a jiných hodnot u přeplňovaných motorů. Spolehlivým indikátorem hluku

u motorů je tlak ve válci. Typické spektrum pro nepřepřlňovaný vznětový motor s přímým vstřikem lze vidět na obrázku níže. Toto spektrum je ovlivňováno rychlostí motoru.



Obr. 8 Důsledek rychlosti na spektrum tlaku ve válci [9]

Na obr. 9 je grafická závislost hladiny akustického tlaku na frekvenci a můžeme zde vidět tři křivky, které se liší hodnotou otáček za minutu. Z grafu lze vidět, že každá křivka klesá a každá má jiný rozdíl hladin. Právě tento rozdíl určuje hlučnost motoru. Čím větší je, tím více je hluk od spalování závislý na rychlosti motoru.

Tab. 2 Hodnoty hladin akustického tlaku pro různé typy motorů [9]

Typ spalovacího motoru	Rozdíl hladin akustického tlaku [dB]
nepřepřlňovaný vznětový s přímým vstřikováním	25-30
nepřepřlňovaný vznětový s nepřímým vstřikováním	40-50
přepřlňovaný vznětový s přímým vstřikováním	40-50
zážehový	50-60

V praxi to znamená, že nejhlasitější motory z hlediska hluku spalování, jsou motory s malým rozdílem hladin akustického tlaku. Proto jsou nákladní automobily nejhlasitější, i když nedosahují tak vysokých rychlostí jako ostatní automobily, a proto i zážehové motory nejsou tak hlasité.

Postupné časování vstřiku zvyšuje hluk od spalování. Tento efekt se běžně používá k tomu, aby se oddělil hluk od spalování z mechanického hluku. Časování vstřikování může pomalu postupovat, až změna spektra vnějšího hluku odpovídá změně spektra tlaku ve válci. V tomto

bodě je vnější hluk dominantním hlukem spalování. Tato technika však není praktická u zařízení přímého vstřikování paliva, a tak byly vyvinuty varianty, které vyžadují menší křídla v časování.

Samozřejmě opak platí a snížení vstřikování vyvolá snížení hluku od spalování. Tato technika kontroly hluku může být použita pouze k nepatrné míře vzhledem k vlivu na výkon motoru a emise. Kompromis mezi kouřovými a hlukovými emisemi lze provést zpomalením časování vstřiku, ale zároveň zvýšením rychlosti vstřikování [9].

MECHANICKÝ HLUK

Klikový mechanismus (písty, ojnice, klikový hřídel, ložiska) z vnějšku aplikuje síly, které jsou vyvolané silami od tlaku plynů a uvnitř generuje síly díky jeho vlastní setrvačnosti. Reakce konstrukce motoru a součtu těchto sil nepřímo vytváří mechanismus, který generuje mechanický hluk.

Kolem horní úvrati dochází k rychlému obratu boční síly produkované klikovým mechanismem. To vytváří hluk pístu, ke kterému dochází při styku pístu a vložky válce. Tento zvuk od pístu je obvykle dominantním zdrojem mechanického hluku u vznětových motorů. Hluk od dotyku pístu s vložkou válce narůstá s otáčkami motoru a také s použitím přeplňování. Většinou je tento hluk redukován vůlí mezi pístem a vložkou válce.

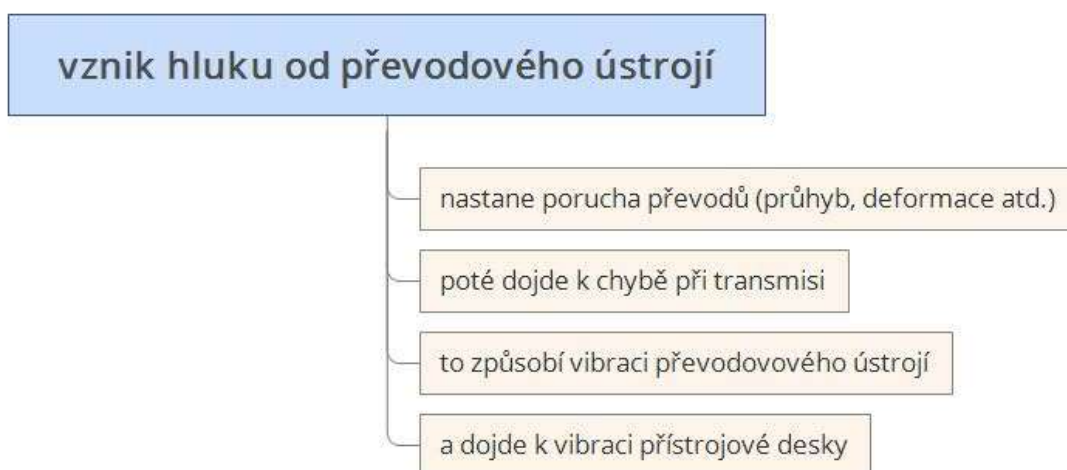
U zážehových motorů je vůle mezi pístem a vložkou válce poměrně malá, tudíž zdrojem mechanického hluku se zdají být ložiska klikového hřídele mazané prostřednictvím olejového filmu. Při nízkých otáčkách motoru jsou ložiska více hlučná kvůli zatížení motoru. Při vysokých otáčkách motoru, kdy dominují setrvačné účinky klikového mechanismu, je závislost zatížená malá. Ostatní zdroje mechanického hluku jsou [9]:

- *Řetězový pohon*
- *Ventilový rozvod*
- *Zařízení pro vstřikování paliva*

3.3.3 HLUK A VIBRACE OD PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

Hluk od převodového ústrojí může mít více příčin a tyto příčiny spolu navzájem souvisí. K vysvětlení nám může sloužit následující schéma.

Převodové ústrojí není ovšem tvořeno pouze ozubenými koly, a tak dalšími příčinami hluku jsou např. spojka, ložiska převodového ústrojí a jejich nedostatečné mazání. Hluk jednotlivých částí převodového ústrojí je popsán v následujících podkapitolách.



Obr. 9 Schéma vzniku hluku od převodového ústrojí [10]

HLUK A VIBRACE OD SPOJKY AUTOMOBILU

Hluk od spojky je způsoben především jejími závadami, kterých může být několik. Nejčastější je hluk od vypínání či zapínání spojky stojícího motoru, který je způsoben ovládacími díly. Dále se hluk vyskytuje kvůli závadě pružin u spojky, kdy jsou například rozlomené. Hluk může vydávat také zbrusu nová spojka nebo vypínací ložisko, které je poškozené či opotřebované [11].

3.3.4 HLUK A VIBRACE OD VOZOVKY

Hluk od pneumatik vzniká stykem pneumatik s vozovkou. Vnitřní hluk vzniká při styku pneumatik a silnice, poté se přenáší do interiéru ze vzduchu a struktury. Takto je často označen hluk od vozovky.

Je důležité rozlišovat mezi hlukem od pneumatik a hlukem vozovky, a to z důvodu motivace pro kontrolu hluku. Kontrola hluku pneumatik se obvykle využívá, pokud chce vozidlo projít testem drive-pass. Jedná se o test, který schválí typ pneumatik v souladu s hlukovými emisemi a je možné je uvést na trh. Naproti tomu motivací pro regulaci hluku vozovky je obvykle maximální komfort cestujících a zachování kvalitu slovní komunikace [12].

HLUK OD VOZOVKY V INTERIÉRU VOZIDLA

Hluk vozovky v interiéru motorového vozidla je hlavně problémem nízkofrekvenčního hluku (<1000 Hz). Přispívají k tomu [12] :

- *Hluk šířící se chvěním skrz zavěšení vozidla (<500Hz)*
- *Hluk šířící se přímo vzduchem od pneumatiky přes strukturu vozidla (> 500 Hz), často je zaměňována s hlukem větru*

Složky šířící se chvěním mají tendenci dominovat celkové hladině hluku s výjimkou nejhladších povrchů vozovek. Prvek šířící se strukturou se uvolní, když se vozidlo pohybuje po vozovce s tělem zvednutým díky vzduchovým zvedákům a zavěšení je odpojeno. Hladina hluku v interiéru se během těchto zkoušek značně sníží pod 500 Hz, zatímco hladina hluku šířeného vzduchem od pneumatik zůstává poměrně konstantní nad 500 Hz [12].

3.3.5 HLUK A VIBRACE VENTILÁTORŮ

Jak je již známo, tento hluk je způsoben prouděním plynu. V tomto případě se jedná o příčinu vysoce turbulentního proudění vzduchu skrz mechanismus radiálního ventilátoru. Akustický výkon zde roste s mocninou rychlosti proudění vzduchu. Aerodynamický hluk se v tomto případě šíří hlavně sacím a výtlačným potrubím do venkovního prostoru [2].

4 METODY SNIŽOVÁNÍ VIBRACÍ A HLUKU UVNITŘ AUTOMOBILU

Jak už bylo řečeno, na snižování hluku a vibrací uvnitř vozu je kladen důraz hlavně kvůli negativnímu dopadu na posádku. Snižit hluk a vibrace můžeme dvěma metodami, které jsou dvojího typu [12]:

- *Aktivní metody: zabývají se primárně úpravou zdrojů hluku, zlepšením přenosových vlastností struktur, kterými se šíří vibrace a hluk a také snižují budící účinky.*
- *Pasivní metody: tyto metody využívají vibrační a hlukové izolace zdrojů hluku a vhodným uspořádáním hlučných strojů*

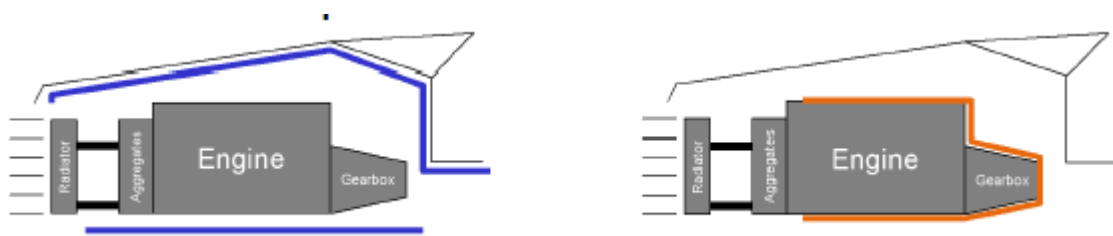
4.1 AKUSTICKÉ IZOLACE SOUČÁSTÍ AUTOMOBILU

Akustická izolace je jedním z příkladů pasivních metod snižování hluku. V případě pohonné jednotky je její využití na místě. Moderní pohonné jednotky se vlivem všemožných trendů stále vyvíjejí a tento vývoj přináší jednu výraznou nevýhodu, a tou je vyšší hlučnost jednotky. Příčiny zvyšující se hlasitosti moderních pohonných jednotek jsou zvyšující se spalovací tlaky, systémy přeplňování u zážehových motorů a především odlehčené konstrukce pohonných jednotek, které neizolují dobře hluk a vibrace.

Proto pro snížení těchto jevů využíváme izolačních krytů. U pohonné jednotky je izolace provedena jejím zapouzdřením a pro izolaci podvozku slouží kryt. K izolaci pohonné jednotky lze přistupovat dvěma způsoby a to izolací motorového prostoru nebo izolací samotného motoru [12].

4.1.1 IZOLACE MOTOROVÉHO PROSTORU

Výhody této metody spočívají v kompatibilitě se současným procesem vývoje pohonných jednotek a také je izolace vzdálená od zdrojů tepla a vibrací. Jako cíle realizace této metody se jeví minimalizace prostupů zvuku do okolí. Realizace musí počítat s instalací, která se odvíjí od použití velkého počtu materiálu z hlediska velké plochy motorového prostoru [12].



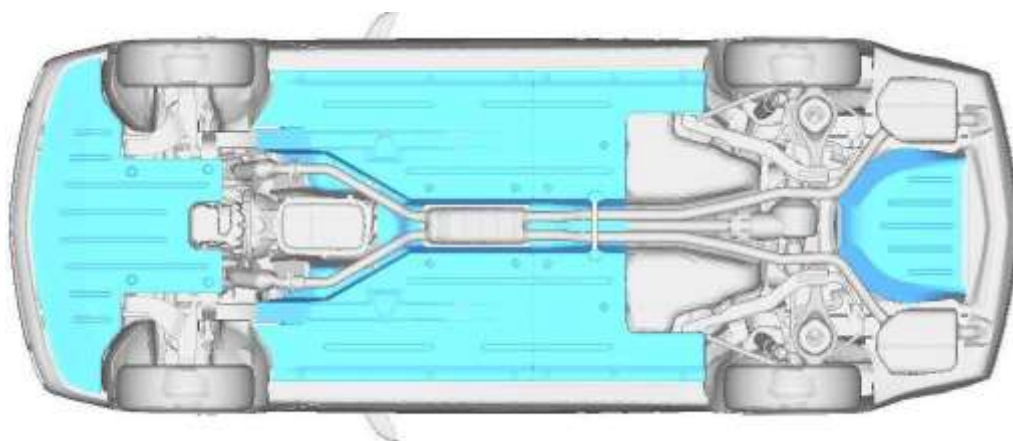
Obr. 10 Srovnání izolačních metod - vlevo izolace motorového prostoru a vpravo metoda izolace motoru [13]

4.1.2 IZOLACE MOTORU

Tato metoda je výhodnější než metoda izolace celého prostoru, jelikož se zde nachází mnohem méně plochy pro izolaci. Je tedy méně hmotná a levnější. Izolace je provedena blíže ke zdroji tepla a hluku. Výsledná izolace je tedy efektivnější. Při realizaci můžeme narazit na problém ve složitější geometrii a také se zde objevuje více tepla a vibrací, než u předchozí metody. Pro porovnání metod zde slouží obr. 10, kde je naznačena izolace daných metod [12].

4.1.3 IZOLACE PODVOZKU

Izolací podvozku automobilu je myšleno použití vhodného krytu, který by snížil šíření hluku z hnacího traktu a také by měl vliv na snížení spotřeby paliva. Při realizaci této izolace je třeba znát aerodynamiku podvozku a její chování. Je také třeba brát ohled na hmotnost izolace, proto by měla být zvolena vysoce odlehčená konstrukce krytu. Na obr. 11 je znázorněno řešení izolačního krytu podvozku automobilu [12].



Obr. 11 Znárodnění krytu podvozku automobilu [13]

4.2 POUŽITÍ MATERIÁLŮ POHLCUJÍCÍ ZVUK

Materiály, které pohlcují zvuk, jistou měrou snižují hluk uvnitř automobilu. Pohltivé materiály jsou určeny ke zmaření akustické energie. Často jsou tyto materiály propojeny se stěnou z dalšího materiálu, kterou je v mnoha případech automobilová karoserie. Povrch těchto materiálu je obvykle pórovitý nebo vláknitý. Pro důkladné pochopení souvislosti mezi součinitelem akustické pohltivosti α , frekvencí a tloušťkou materiálu je nutné následující vysvětlení [14].

Zpravidla platí, že pohltivé materiály, které jsou připevněny na akusticky tvrdé desce (karoserie), pohlcují zvuk až při frekvencích, u nichž je délka vlny λ rovna čtyřnásobku tloušťky materiálu d nebo kratší, $d > \lambda/4$. Tento jev se dá vysvětlit tím, že akustická rychlost na desce je nulová, takže maximální akustické rychlosti dosahuje odražená vlna ve vzdálenosti $\lambda/4$. V menší vzdálenosti je absorpční deska neúčinná [14].

4.2.1 DEFINICE AKUSTICKÉ ABSORPCE

Jestliže akustická vlna dopadne na povrch např. pružného média, tak se část energie odrazí a část energie přemění na jiný druh energie [13].

Akustická absorpce je definována následujícím vztahem:

$$\alpha = \frac{\text{energie absorbovaná}}{\text{energie dopadající}} = 1 - |R^2|, \quad (12)$$

kde R je součinitel odrazu. Když je α rovná 0, poté se veškerá energie odrazí a pokud je α rovná 1, tak je veškerá akustická energie pohlcena.

4.2.2 ABSORPČNÍ MATERIÁLY

Při volbě vhodného materiálu je nutné znát prodyšnost materiálu, jeho tloušťku a materiálové tlumení. Frekvence ovlivňuje míru, jakou bude materiál schopen absorpce. Pro frekvence v pásmu od 500 až do 2000 Hz mají dobrou absorpci polyuretanové pěny díky otevřeným pórům. V případě, že jsou frekvence nižší než 1000 Hz, je absorpce ovlivňována tloušťkou materiálu, jelikož větší vlnové délky se hůře absorbují na rozdíl od krátkých vlnových délek.

Všechny absorpční materiály se však zanášejí nečistotami a tak se jejich vlastnosti zhoršují. Z tohoto důvodu jsou opatřeny tenkou pružnou fólií, která do 2000 Hz dokáže materiál chránit od zanášení. Při frekvencích vyšších jak 2000 Hz však začne odrážet vlny a tak se absorpční vlastnosti materiálu snižují [14].

5 MĚŘÍCÍ METODY A POUŽITÁ TECHNIKA

V této závěrečné kapitole rešerše bude vysvětleno jak vše o měření a diagnostice akustiky vozidla, tak jaká měřicí technika se k tomuto účelu využívá a jaké počítačové programy využíváme při návrhu a simulaci.

5.1 AKUSTICKÁ DIAGNOSTIKA

Akustická diagnostika v průběhu let prodělala velký vývoj a objektivizaci. V dřívějších letech se jako nejúčinnější diagnostický nástroj jevílo lidské ucho, avšak to bylo v důsledku technické modernizace nahrazeno technickým stetoskopem a postupem času se z měřicího řetězce zcela vypustil lidský faktor, který byl nahrazen záznamovým zařízením nám známým jako mikrofon. S těmito změnami se začalo dosahovat daleko přesnějších výsledků, jelikož přístroje jsou mnohem citlivější než lidský sluchový orgán a jejich spektrum slyšitelnosti není omezené. Tyto diagnostické metody dělíme podle způsobu určování vyhodnocování parametrů na dvě skupiny [14]:

- *Subjektivní metody*
- *Objektivní metody*

5.1.1 SUBJEKTIVNÍ METODY

Zde se jedná o metody, ve kterých jako diagnostický nástroj figuruje lidské ucho a signál je vyhodnocován člověkem. Jedná se o subjektivní metodu, protože lidský sluchový orgán se v průběhu času postupně degeneruje a ztrácí citlivost. Jedná se hlavně o citlivost na zvuky o různých frekvencích, přičemž čím starší člověk je, tím hůře slyší zvuky na vyšších frekvencích. V rámci měření je tedy stejný zvuk vnímán každou osobou jinak. Vyhodnocení je tedy přímo závislé na lidském faktoru, a tak příslušná osoba vykonávající toto měření musí udržet pozornost při hodnocení zvuku. Jinak může dojít k přeslechnutí vydávaného zvuku a měření není správné [14].

ODPOSLOUCHÁVÁNÍ

Tato metoda patří mezi základní přirozené diagnostické metody. Jedná se o analýzu změny zvukového projevu pracující součásti stroje nebo skupiny. Lidské ucho ovšem nedokáže spolehlivě určit zdroje nesprávné funkce a odfiltrovat tak ostatní frekvence. Tuto metodu tedy spíše využíváme k zjištění správnosti chodu stroje a k zjištění místa poruchy je potřeba využít jiných metod [14].

5.1.2 OBJEKTIVNÍ METODY

Z hlediska větší přesnosti se objektivní metody vždy jevíly lépe, než metody subjektivní, kde bylo těžké odstranit vliv lidského faktoru na nepřesnost měření. Proto se díky technickému vzestupu stále více využívá těchto metod a jako přístroje na měření se používají mikrofony, které slouží k záznamu zvuku. Pro jejich následnou analýzu se využívají analytické softwary nebo analyzátoři [14].

ANALYZÁTORY

Spíše než analyzátoři se tyto přístroje nazývají hlukoměry a umožňují nám k tomu, abychom mohli přesně změřit a analyzovat hluk. Jsou to multifunkční přístroje, které exportují výsledky analýzy do počítače, což je velice výhodné. Předchozí modely sloužily pouze k laboratorním účelům o jediné funkci, což je ovšem už minulost. Dnešní modely mají rozměry většího mobilního telefonu a záznam hluku s jeho následnou analýzou lze provádět i mimo laboratoř [14][17].



Obr. 12 Hlukoměr Brüel & Kjaer typu 2270 s dvěma mikrofony [17]

Na obrázcích si můžeme povšimnout, jak takový hlukoměr vypadá. Je to hlukoměr od firmy Brüel and Kjaer, který můžeme použít dvěma způsoby. V prvním případě měříme hluk pomocí dvou mikrofonů a v druhém případě pomocí jednoho velkého mikrofonu.



Obr. 13 Hlukoměr Brüel & Kjaer typu 2270 s jedním mikrofonom [17]

5.2 MIKROFON

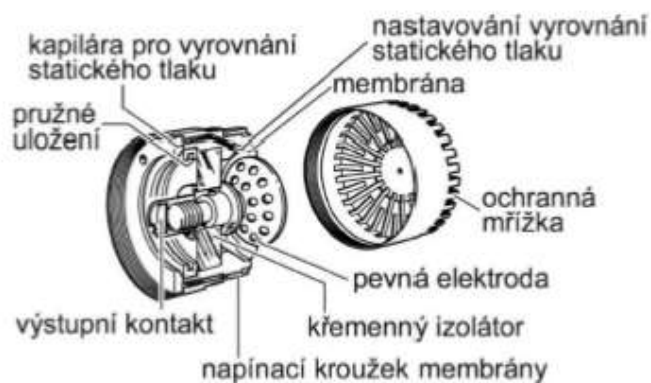
Jedná se o akusticko-mechanicko-elektrický měnič, který převádí snímané kmitání vnějšího prostředí na elektrický signál. Mikrofon je tedy nejdůležitější částí měřicího řetězce. Mimo měničů signálu existují i tzv. převodníky. Mikrofonů existuje spousta druhů, avšak v dnešní praxi se používají pouze reciproké měniče. Při měření hluku se dnes využívají již pouze elektrostatické měniče neboli kondenzátorové mikrofony [14][18].

V automobilním průmyslu se k měření využívá jak již zmíněného kondenzátorového mikrofonu, tak i elektrodynamického mikrofonu. Tyto dva typy se využívají v měření akustiky nejvíce. Elektrodynamický mikrofon začíná ztrácet citlivost kolem 80 Hz a při 50 Hz

je citlivost skoro nulová. Citlivost kondenzátorového mikrofону zůstává lineárně nižší než 50 Hz a některé z nich jsou lineární dokonce až do 20 Hz. Kondenzátorové mikrofóny jsou citlivější než elektrodynamické a to pro své využití jako předzesilovačů [17].

5.2.1 KONDENZÁTOROVÝ MIKROFON

Tento typ mikrofónu je nejvíce používaný pro své jedinečné vlastnosti. Kondenzátorové mikrofóny mají malé rozměry a tím pádem dosahují i malé hmotnosti. Citlivost mikrofónu je velice stálá a nemění se ani po mnoha letech. Sledovanou veličinou, kterou pomocí kondenzátorového mikrofónu měříme, je tlak p . Jak takový kondenzátorový mikrofón vypadá, je vidět na obrázku (Obr. 16) [14][18].



Obr. 14 Kondenzátorový mikrofón od firmy Brüel & Kjaer [15]

Ultralehká membrána se poddává kmitání vnějšího prostředí jeho zhušťováním a zředováním, a tak proti pevné perforované elektrodě mění vzdálenost a tím kapacitu mezi membránou a pevnou elektrodou. Každý mikrofón má své specifikace a mezi nejdůležitější patří hodnota polarizačního napětí mezi elektrodami, které je přes obvod přiváděno s vysokou impedancí. Mikrofóny se vyrábějí ve čtyřech typech, protože každý má jinou délku [18][19].

5.3 INTENZITNÍ SONDA

V dnešní době jsou nejvíce rozšířené intenzitní sondy, které jsou založené na principu měření akustického tlaku ve dvou bodech blízko u sebe. Tyto sondy se označují jako dvoumikrofonní sonda nebo p-p sonda. Uspořádání mikrofónů může být různé, ale nejčastěji jsou umístěny čely k sobě [14].

Toto uspořádání je výhodnější z důvodu vylepšení fázové charakteristiky a také přesnému vymezení vzdálenosti. Pro dosažení přesné vzdálenosti mezi mikrony se vloží tuhá distanční vložka. Intenzitní sonda je na rozdíl od mikrofónu schopna měřit vektorové veličiny a to právě díky své směrovosti. Intenzitní sondy jsou využívány při identifikaci zdroje v prostoru nebo při identifikaci zářičů povrchů strojů [14].



Obr. 15 Rovnoběžné uspořádání (vlevo) uspořádání čely k sobě (vpravo) [15]

5.4 AKUSTICKÁ KAMERA

Jedná se o zařízení, které zobrazuje naměřený a zpracovaný akustický signál z videokamery. Zpracovaný signál lze pozorovat v obraze a hodnoty signálu jsou viditelné v různých spektrech. Abychom ovšem bylo možné pozorovat signál, je třeba ještě dalších součástí [16]:

- mikrofonní pole
- videokamera
- frontend pro převod signálů
- počítač a příslušný software

Mikrofonní pole se vyznačuje soustavou mikrofونů, které jsou různě prostorově uspořádány. Úkolem pole je zjištění rozložení akustického signálu v prostoru. Čím větší anténu u akustické kamery použijeme, tím lépe dokáže identifikovat zdroje o nízkých frekvencích.



Obr. 16 Mikrofonní pole akustické kamery [16]

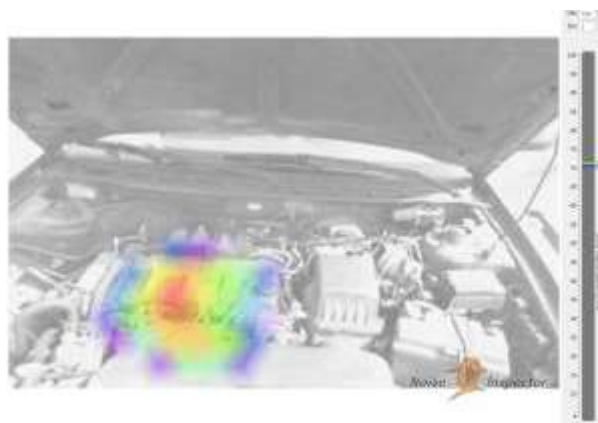
Další částí akustické kamery je videokamera, která se nachází uprostřed mikrofonního pole. Videokamera disponuje vysokým rozlišením a zaznamenáváním obrazu, do kterého se později promítá výsledek výpočtu akustického pole.

Hardwarové zařízení frontend sbírá signály z mikrofونů a poté je převádí do počítače. Zde je instalován software, který se zařízením komunikuje. To znamená, že analyzuje data, zpracovává je do reportů a pro výpočet používá matematické algoritmy, přičemž každý z těchto algoritmů je vhodný pro vybrané typy identifikací zdrojů zvuku [16].

5.4.1 POPIS FUNKCE AKUSTICKÉ KAMERY

Nejprve si umístíme před měřené zařízení mikrofonní pole tak, aby byla dobrá viditelnost všech zdrojů hluku a zařízení tak spolehlivě zaznamenalo jak obraz, tak zvuk z všech mikrofونů. Měření lze provést víckrát, pokud potřebujeme co nejpřesnější výsledky. Data z měření se ukládají do počítače a poté je potřeba tyto data vyhodnotit. Hlavním úkolem analýzy je důkladné vyhodnocení časové a frekvenční oblasti signálu.

V obou oblastech jsou vybrány měřené signály, které chceme znázornit v grafech. Existuje i druhá možnost vyhodnocení signálu a to pomocí spektrogramu. Díky spektrogramu lze hladiny akustického tlaku zobrazit v obraze a vidět jeho škálu. Můžeme si poté odečítat hodnoty v jednotlivých místech nebo výsledky exportovat.



Obr. 17 Spektrum hladiny akustického tlaku naměřeného z kamery [16]

5.4.2 POUŽITÍ AKUSTICKÉ KAMERY

Akustickou kameru můžeme použít v situacích, při kterých potřebujeme zjistit zdroje různých zvuků s přesností. Použijeme ji tedy například pro [16]:

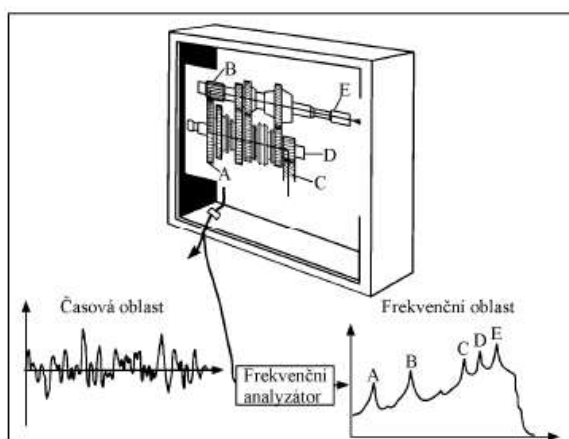
- *areály různých podniků a firem, kde je mnoho zdrojů hluku*
- *hlučné zařízení, u kterého neznáme původ hluku*
- *zjištění částí soustrojí, které je těžké identifikovat*
- *další případy, kdy je nutné provést vizualizaci zdroje zvuku*

Jsou avšak situace, kdy je použití pouze akustické kamery nevhodné. Pro měření je nutná kombinace kamery se zvukoměry. Jedná se o následující případy [16]:

- když se v měřeném signále vyskytují frekvence nižší než 400 Hz
- když je měřený signál hůře odlišitelný od akustického pozadí
- když se jedná o hudbu

5.5 KMITOČTOVÁ ANALÝZA

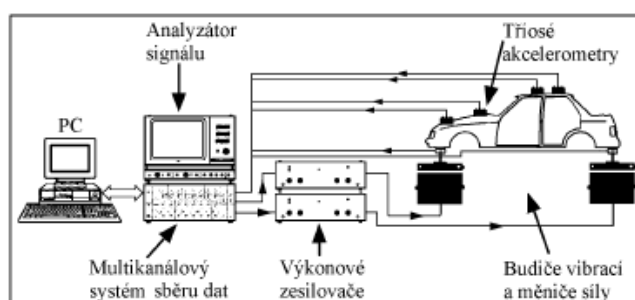
Náplň této analýzy spočívá v transformaci časového průběhu kmitání do frekvenční oblasti. Potřebujeme tedy nahradit vibrace posloupností kmitočtových složek kmitání. Na obrázku níže lze vidět obecně zjednodušený princip časové a frekvenční analýzy. Jedná se o operaci, která rozkládá komplexní signály na jejich kmitočtové složky a využívá přitom selektivních pásem nebo častěji rychlou Fourierovu transformaci (FFT) [20].



Obr. 18 Princip časové a frekvenční analýzy [20]

5.6 MODÁLNÍ ANALÝZA

Modální analýza se začala naplno využívat při masivním rozvoji techniky, protože se mohlo konečně začít vyšetřovat na modelu dynamickém a ne statickém. Problémy dynamiky jsou nejdříve presentovány zvýšenou hladinou hluku a vibrací a šíří se dále strukturou. Díky analýze signálů tak můžeme analyzovat již příčinu problému s hlukem. Na obrázku jde vidět schéma systému modální analýzy [20].



Obr. 19 Schéma systému modální analýzy [20]

5.7 POČÍTAČOVÉ SIMULACE A DRUHÝ METOD

Když máme dostatek vstupních informací, začneme se simulací na PC. Je to efektivnější metoda a také časově méně náročná, než kdybychom všechny problémy měly řešit a zkoumat na skutečném modelu kabiny vozu. Mezi programy, které jsou nejvíce využívány na simulace modelů, patří např. ANSYS nebo NASTRAN.

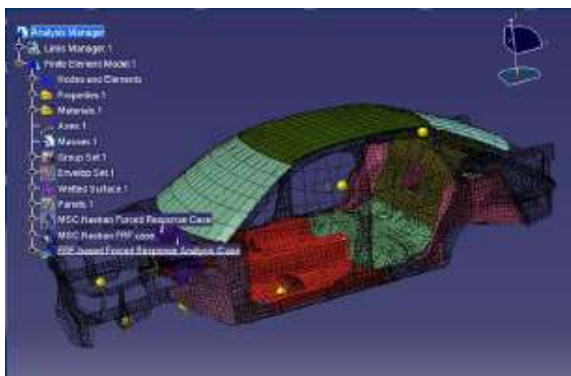
Do těchto programů nám vstupuje již vytvořený model kabiny vozu, který můžeme simulovat a analyzovat různými metodami. Jsou to tyto následující [21]:

- *Metoda konečných prvků* – Finite Element Method (FEM)
- *Metoda hraničních prvků* – Boundary Element Method (BEM)
- *Inverzní metoda hraničních prvků* – Inverse Boundary Element Method (IBEM)
- *Analýza statistické energie* – Statistical Energy Analysis (SEA)
- *Hybridní MKP/SEA analýzy* – Hybrid FEM/SEA Analyses
- *Párové MKP/BEM analýzy* – Coupled FEM/BEM Analyses

Při popisu dalších metod nebudou vysvětleny všechny již výše zmíněné metody, ale pouze ty nejvíce používané a důležité pro pochopení tématu této diplomové práce.

5.7.1 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ

Této metody výpočtu se nejvíce užívá při aplikaci na plechová tělesa, motory, zavěšení a celek vozidla. Typický rozsah frekvence je od 10 do 150 Hz. Výhody metody konečných prvků je, že mohou být součástí CAD systémů a to proto, abychom mohli zjistit informace o geometrii tělesa. Další výhodou této metody je vysoká přesnost, kdy je dostatek množství elementů tělesa [21].



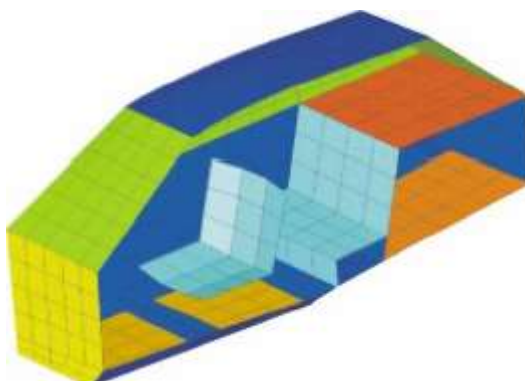
Obr. 20 MKP model automobilu v 3D programu [21]

Metoda konečných prvků má ovšem i pár nevýhod. V první řadě je náročná na výpočetní výkon, což souvisí s další nevýhodou, která se vyznačuje velkým výpočetním časem (hodiny

až dny). Poslední nevýhodou je fakt, že má limitovanou horní frekvenční mez. Na obrázku 21 můžeme vidět, jak vypadá model MKP v programu Catia [21].

5.7.2 METODA HRANIČNÍCH PRVKŮ

Typické aplikace této metody jsou nejčastěji na interiérové kavity a rámy automobilu, využívá se také pro pohonné jednotky a pro pneumatiky. V případě pohonných jednotek a pneumatik se nám jedná o simulaci externího buzení. Typický rozsah frekvencí pro tuto metodu je mezi 10 až 500 Hz [21].



Obr. 21 BEM model automobilu [21]

Výhodou metody hraničních prvků je, že je velice jednoduchá na modelování, jelikož vyžaduje pouze geometrii povrchu. To je však jediná výhoda a tato metoda má více nevýhod než výhod. Mezi tyto nevýhody patří například to, že je tato výhoda vhodná pouze pro pevné látky. Také obecně vyžaduje znalosti o rychlostech povrchů. Stejně jako metoda konečných prvků je tato metoda náročná na výpočetní výkon a výpočetní čas je stejně zdlouhavý [21].

5.7.3 ANALÝZA STATICKÉ ENERGIE

Zde se jedná o analýzu statické energie a nejvíce aplikuje na sestavy např. dveří nebo kokpitů letadla. Poté se používá u systémů a jejich podsystémů a také na kompletní vozidla, kde chceme analýzu interiéru a exteriéru. Tato analýza se pohybuje v rozmezí frekvencí 500 až 10 kHz [21].

Mezi výhody statistické analýzy patří to, že je přesný pro vyšší frekvence a geometrické detaily nejsou kritické. Co se týče výpočetního času, tak ten je relativně kratší, což je určitě velká výhoda. A výhodné je také, že k analýze je potřebné PC o průměrném výpočetním výkonu. Tato metoda má ovšem i své nevýhody, jako všechny ostatní přechází metody. Mezi nevýhody řadíme, že pro dobrý výsledek analýzy je potřeba být odborníkem na strukturální analýzu a ověřování testu může být komplikované [21].

6 EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

V této části diplomové práce budou prezentovány jak výsledky experimentální, tak výsledky MKP simulací. Bude zde popsán experiment, který byl proveden na vozidle z důvodu srovnání vibrací a hluku spočítaných ze simulací. Dále zde bude zmíněn postup od tvorby geometrie modelu v 3D programu, následné tvorbě sítě modelu v simulačním programu až po jednotlivé simulace.

6.1 POPIS EXPERIMENTU

Experiment spočíval v tom, že na voze Octavia RS combi třetí generace bylo provedeno měření. Nejprve se měřila harmonická analýza, poté se měřilo pomocí akustické kamery. Obě měření jsou více popsány níže. Experiment sloužil ke splnění jednoho z cílů práce, kterým je aplikace znalosti problematiky vibrací a hluku na automobil. Jak měření probíhalo, je možné vidět na obr. 24.



Obr. 22 Automobil společně s měřicí aparaturou

6.1.1 MĚŘENÍ HARMONICKÉ ANALÝZY

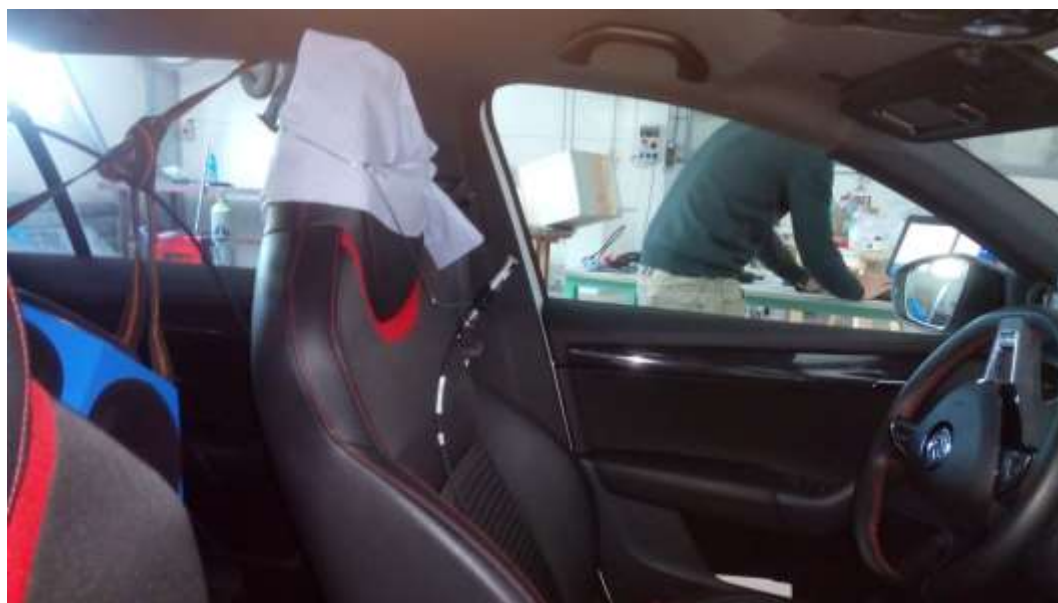
Uvnitř automobilu byl umístěn všesměrový zdroj hluku, který budil harmonický signál. Pro zaznamenání hluku uvnitř automobilu byly použity dva půlpalcové analogové mikrofony firmy Brüel & Kjaer. Referenční mikrofón byl umístěn v blízkosti zařízení všesměrového zdroje hluku a druhý mikrofón sloužil jako sensor v místě hlavy řidiče. Na obr. 23 a obr. 24 níže je toto umístění viditelné.

Všesměrový zdroj hluku má tvar dvanáctistěnu a na každé stěně se nachází reproduktor, kterým je vydáván zvukový signál. Je propojen kabelem k zesilovači, který určuje zvukové signály a poté je pouští do všesměrového zdroje. Zdroj byl umístěn v zadní části automobilu blíže k předním sedadlům a zároveň uprostřed sedadel.



Obr. 23 Umístění všesměrového zdroje a referenčního mikrofonu uvnitř automobilu

Na obr. 24 je vidět umístění mikrofonu v místě hlavy řidiče, který byl pro účel měření nazván jako sensor. Nyní bude vysvětlen postup měření.



Obr. 24 Umístění mikrofonu v místě hlavy řidiče

Měření bylo buzeno tzv. harmonickým signálem a to po dobu 200 sekund. Rozsah buzení bylo v rozmezí 50 až 2050 Hz. Bohužel mohlo u měření dojít ke zkreslení akustických vlastností, jelikož referenční mikrofon byl umístěn vně všesměrového zdroje. Pro vyhodnocení zdroje bylo potřeba provést FFT analýzu a poté si vytvořit z dat Campbellův diagram. Tyto grafické závislosti a výstupy sloužily k představě, které řady frekvencí způsobených spalovacím motorem jsou dominantní.

6.1.2 MĚŘENÍ S AKUSTICKOU KAMEROU

V tomto případě bylo buzení provedeno chodem motoru a to tak, že motor běžel na volnoběh a poté pomocí sešlápnutí plynu pozvolna vytočen až na 4000 otáček a zpět na volnoběh. Tento jev byl proveden dvakrát a to jednou za použití sound designu, kterým automobil disponuje a poté bez použití sound designu. Zvukový projev byl zaznamenáván pomocí mikrofónů jako u přechozího měření a pomocí akustické kamery namířené na motor a prostor kolem jsme mohli poté pozorovat spektrum akustického tlaku. Pro účely mé diplomové práce však stačí data naměřená pomocí mikrofónů. Pro ukázkou měření pomocí akustické kamery, kterou ústav automobilního a dopravního inženýrství vlastní, slouží následující obrázek.



Obr. 25 Měření hluku pomocí akustické kamery

6.2 ANALÝZA BUDÍCÍCH ÚČINKŮ

V této kapitole budou presentovány hlavní budící účinky, které vytváří hluk a vibrace. Každý z níže zmíněných budících účinků patří mezi hlavní zdroje hluku a vibrací uvnitř automobilu, které pasažéry pociťují. Zdroje vibrací a hluku byly již v této práci rozebrány, tudíž analýza budících účinků z těchto zdrojů je nutná pro provedení harmonické analýzy v programu ANSYS. Níže budou zjištěné budící účinky od zdrojů důkladně rozebrány a budou popsány frekvence, kterých tyto zdroje dosahují.

6.2.1 FREKVENČNÍ CHARAKTERISTIKA MOTORU

Aby bylo možné zjistit, jakých frekvencí dosahuje spalovací motor, bylo potřeba zjistit, o jaký typ motoru se jedná. Spalovací motor použitý v automobilu Škoda Octavia combi RS třetí generace je řadový čtyřválcový přeplňovaný zážehový motor o objemu 2,0 litru s označením TFSI a dosahuje maximálního výkonu 162 kW při otáčkách 4500 – 6200 min^{-1} . Maximální točivý moment, který tento zážehový motor nabízí, je 350 Nm v rozsahu otáček od 1500 do 4000 min^{-1} . Motor je opatřen dvojicí vyvažovacích hřídelů [22][23].

Pro analýzu frekvencí byl vybrán rozsah otáček od 1000 do 4000 min^{-1} a pomocí následujícího vzorce byla spočítána otáčková frekvence:

$$f_n = \frac{n}{60} [\text{Hz}], \quad (13)$$

kde n jsou otáčky motoru. Poté bylo třeba zahrnout jednotlivé dominantní torzní řady motoru, přičemž z praxe je již známo, že nebezpečné jsou frekvence druhého řádu a poté jejich dvojnásobky. Vypočítané hodnoty otáčkové frekvence k příslušným harmonickým složkám lze vidět ve dvou tabulkách níže.



Obr. 26 Spalovací motor 2.0 TSI

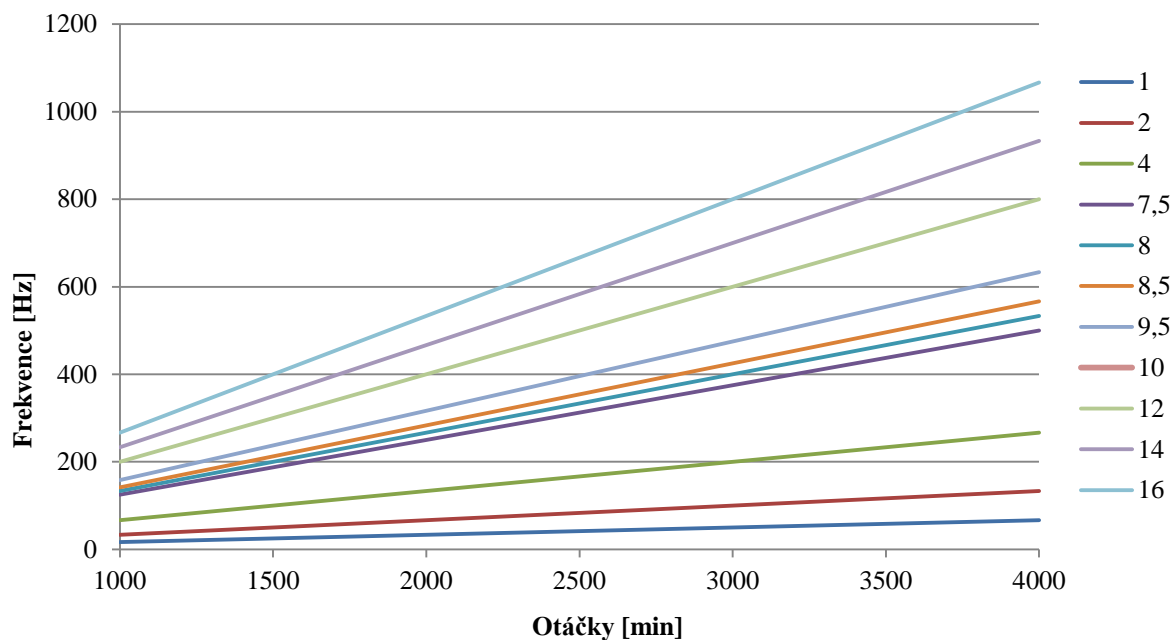
Tab. 3 Frekvenční charakteristika motoru - část 1

Provozní otáčky [min^{-1}]	Frekvence motoru [Hz] pro jednotlivé řady				
	2	4	7,5	8	8,5
1000	33	67	125	133	142
1300	43	87	163	173	184
1600	53	107	200	213	227
1900	63	127	238	253	269
2200	73	147	275	293	312
2500	83	167	313	333	354
2800	93	187	350	373	397
3100	103	207	388	413	439
3400	113	227	425	453	482
3700	123	247	463	493	524
4000	133	267	500	533	567

Tab. 4 Frekvenční charakteristika motoru - část 2

Provozní otáčky [min ⁻¹]	Frekvence motoru [Hz] pro jednotlivé řady				
	9,5	10	12	14	16
1000	158	167	200	233	267
1300	206	217	260	303	347
1600	253	267	320	373	427
1900	301	317	380	443	507
2200	348	367	440	513	587
2500	396	417	500	583	667
2800	443	467	560	653	747
3100	491	517	620	723	827
3400	538	567	680	793	907
3700	586	617	740	863	987
4000	633	667	800	933	1067

Je tedy patrné, že v rozmezí otáček od 1000 do 4000 min⁻¹ se hodnoty frekvencí pohybují v rozsahu 33 až 1067 Hz. Tato skutečnost je znázorněna v obrázku níže.



Obr. 27 Frekvenční charakteristika motoru

I zde bylo potřeba zahrnout dominantní torzní řády a poté provést výpočet frekvence. Harmonická složka je u čtyřdobých motorů odvozena z jeho periodického násobku. To znamená, že dvěma otáčkám klikového hřídele odpovídá jedna perioda. Pro označení řádu harmonické složky se používá symbol κ , který je určen jednou otáčkou klikového hřídele. Výpočet pro řád harmonické složky je následující [26]:

$$\kappa = \frac{k}{2}, \quad (14)$$

kde $k = 1, 2, 3, \dots, n$.

Pro motory s pravidelným rozestupem zážehů platí, že harmonické řády jsou celočíselné. Hodnotu řádů harmonické složky poté vypočítáme jako násobek jedné poloviny počtu válců motoru. Pro čtyřválcové motory s rozestupy zážehů 180° platí vztah pro hlavní harmonické řády[26]:

$$\kappa_h = \frac{z}{2} k, \quad (15)$$

kde z označuje počet válců motoru.

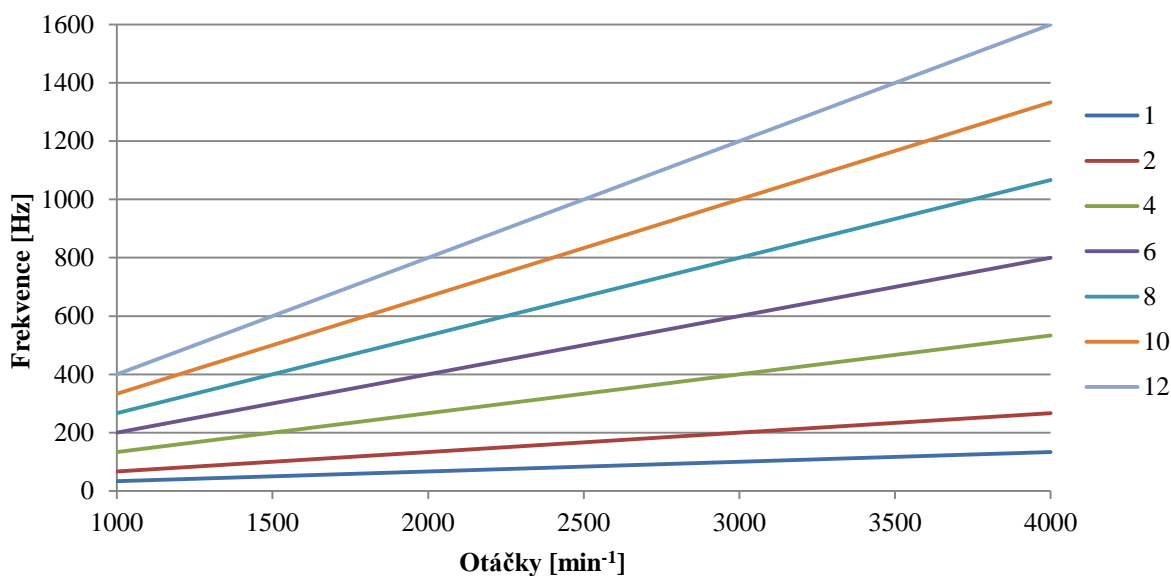
Tab. 5 Spalovací frekvence motoru pro vybrané hodnoty otáček

Provozní otáčky [min ⁻¹]	Spalovací frekvence motoru [Hz]						
	1	2	4	6	8	10	12
1000	33	67	133	200	267	333	400
1300	43	87	173	260	347	433	520
1600	53	107	213	320	427	533	640
1900	63	127	253	380	507	633	760
2200	73	147	293	440	587	733	880
2500	83	167	333	500	667	833	1000
2800	93	187	373	560	747	933	1120
3100	103	207	413	620	827	1033	1240
3400	113	227	453	680	907	1133	1360
3700	123	247	493	740	987	1233	1480
4000	133	267	533	800	1067	1333	1600

Z tohoto vztahu nám tedy vyplývá, že hlavní řady harmonických složek u čtyřválcového motoru jsou řady 2, 4, 6, 8, 10, ..., n. Po analýze hlavních harmonických řadů můžeme vypočítat spalovací frekvenci, pro kterou platí vztah [26]:

$$f_{spal} = \frac{4f_n}{2} [Hz], \quad (16)$$

Vypočtené hodnoty spalovací frekvence lze vidět na grafu níže a hodnoty v příložené tabulce. Rozsah spalovací frekvence je zhruba od 30 Hz do 2000 Hz.



Obr. 28 Spalovací frekvence motoru pro vybrané hodnoty otáček

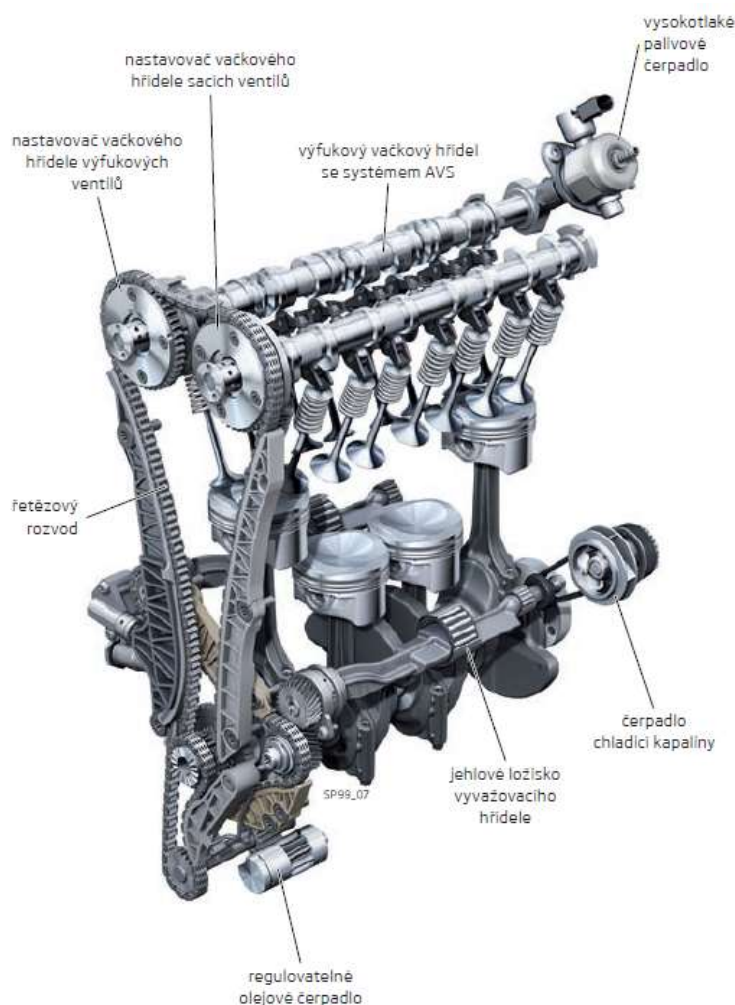
6.2.2 FREKVENČNÍ CHARAKTERISTIKA ROZVODOVÉHO ÚSTROJÍ

Součástí rozvodového mechanismu čtyřdobých spalovacích motorů je i vyvažovací jednotka. Pro čtyřdobé motory platí, že se jejich setrvačné síly i momenty vzájemně nevyruší a tak je potřeba motor vyvážit dvěma vyvažovacími hřídeli. Vyvažování je nutné pro dosažení rovnoměrnosti chodu motoru, avšak použitím těchto vývažků se zvětšuje hmotnost i cena motoru. To je však vedlejší věc, protože hlavním důvodem použití vyvažovacích hmot je důraz na snížení vibrací a hlučnosti motoru [27].

Tyto vyvažovací hřídele se umísťují po stranách klikové hřídele a u motoru 2.0 TSI jsou použity způsobem, který lze vidět na obrázku níže. Na tomto obrázku jsou mimo jiné viditelné i vyvažovací hmoty použité na klikové hřídeli.

Hřídele použité po stranách nejsou vyvážené a jejich setrvačné síly působí proti směru válce. Nevyvážené síly naopak působí ve směru válce a kmity těchto sil mají otáčkovou frekvenci dvojnásobně větší než je otáčková frekvence klikové hřídele. Z toho vyplývá, že během jedné otáčky klikové hřídele nastanou dva kmity. Při pohybu pístu z horní do dolní úvratě nastává první a druhý kmit nastává při pohybu z dolní do horní úvratě. To je tedy příčinou, proč mají

vyvažovací hřídele dvojnásobné otáčky. Neotáčejí se však obě stejným směrem. Jedna se otáčí ve směru otáčení klikové hřídele a druhá proti směru [26].

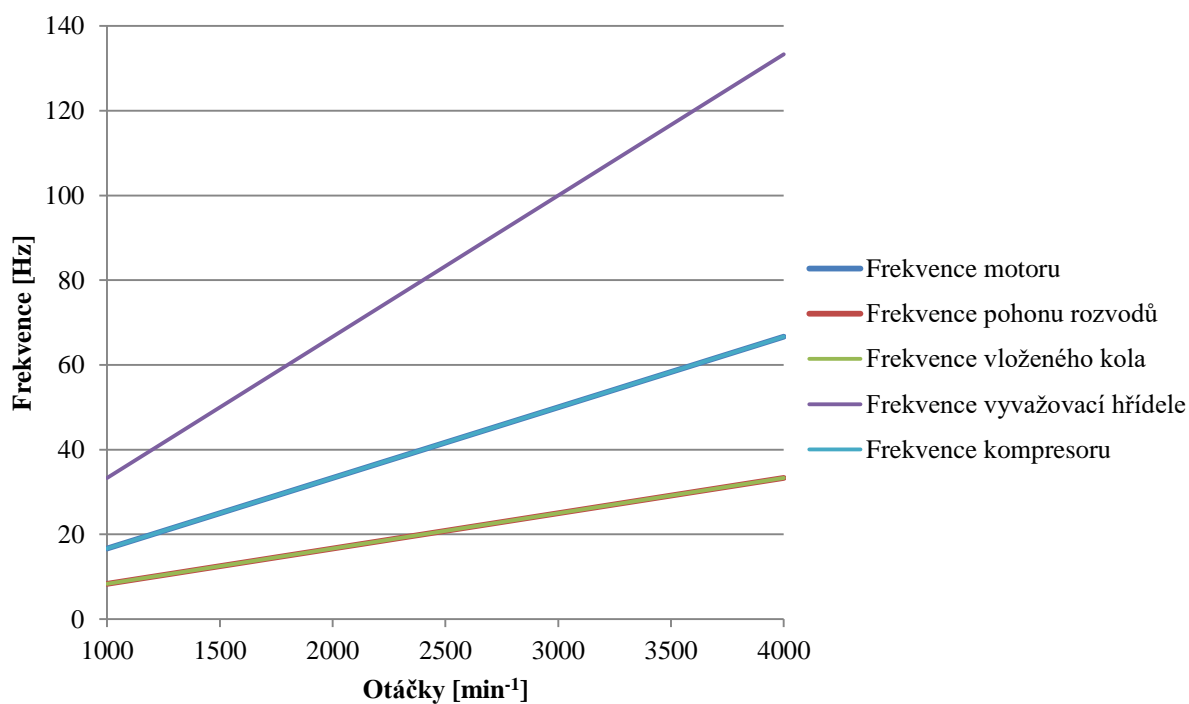


Obr. 29 Rozvodový mechanismus motoru 2.0 TSI [23]

Výpočetní vztahy se jak pro výpočet otáčkové, tak zubové frekvence mezi klikovou hřídelí neliší od vztahů pro otáčkovou frekvenci spalovacího motoru. Rozdíl je jen ve výpočtu frekvenčního rozboru pohonu rozvodů, který se vypočítá podle vztahu pro frekvenci zubovou. Tento vztah je uveden v následující kapitole zabývající se výpočtem zubové frekvence převodovky automobilu [26].

Tab. 6 Frekvenční rozbor rozvodového ústrojí

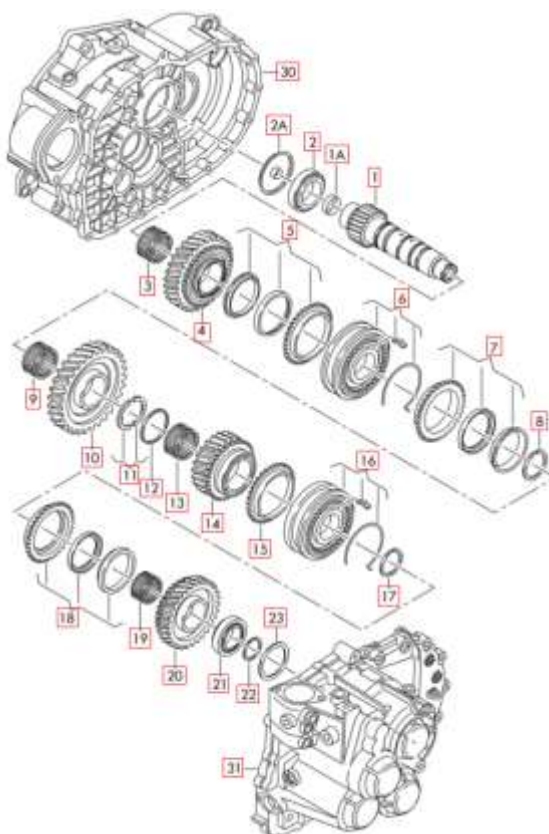
Provozní otáčky [min ⁻¹]	Spalovací frekvence motoru [Hz]				
	Motor	Rozvody	Vložené kolo	Vyvažovací hřídel	Kompresor
1000	17	8	8	33	17
1300	22	11	11	43	22
1600	27	13	13	53	27
1900	32	16	16	63	32
2200	37	18	18	73	37
2500	42	21	21	83	42
2800	47	23	23	93	47
3100	52	26	26	103	52
3400	57	28	28	113	57
3700	62	31	31	123	62
4000	67	33	33	133	67



Obr. 30 Frekvenční rozbor rozvodového mechanismu

6.2.3 FREKVENČNÍ CHARAKTERISTIKA PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

Stejně jako u předchozí podkapitoly bylo potřeba zjistit parametry převodového ústrojí automobilu. Bylo zjištěno, že se jedná o dvouhřídelovou šestistupňovou manuální převodovku. Pro převodovku byla spočítána zubová frekvence ve stejném rozsahu otáček, jako u spalovacího motoru.



Obr. 31 Schéma převodového ústrojí pro 1. - 4. stupeň [24]

Pro výpočet zubové frekvence bylo potřeba znát převodové poměry převodovky, které byly dohledány pomocí označení převodovky používané v automobilu. Převodové poměry pro jednotlivé stupně jsou znázorněny v následující tabulce.

Pro výpočet frekvencí jednotlivých převodových stupňů bylo také potřeba znát konstrukci převodovky. Při rešerši převodovky automobilu bylo zjištěno, že je to dvouhřídelová převodovka a bylo potřeba zakreslení její konstrukce pro představu. Byl tedy proveden náčrtek převodovky automobilu a díky němu bylo možné provést výpočet pro všech 6 převodových stupňů.

Nejprve je nutné si vypočítat převodový poměr mezi spolu zabírajícími koly podle vztahu:

$$i = \frac{z_2}{z_1}, \quad (17)$$

kde $z_{2,1}$ označuje počet zubů spolu zabírajících kol.

Tab. 7 Převodové poměry převodovky automobilu[24][25]

převodový stupeň	počet zubů hnacího kola	počet zubů hnaného kola	převodový poměr
1	49	13	3,77
2	47	24	1,96
3	44	35	1,26
4	40	46	0,87
5	36	42	0,86
6	33	46	0,72

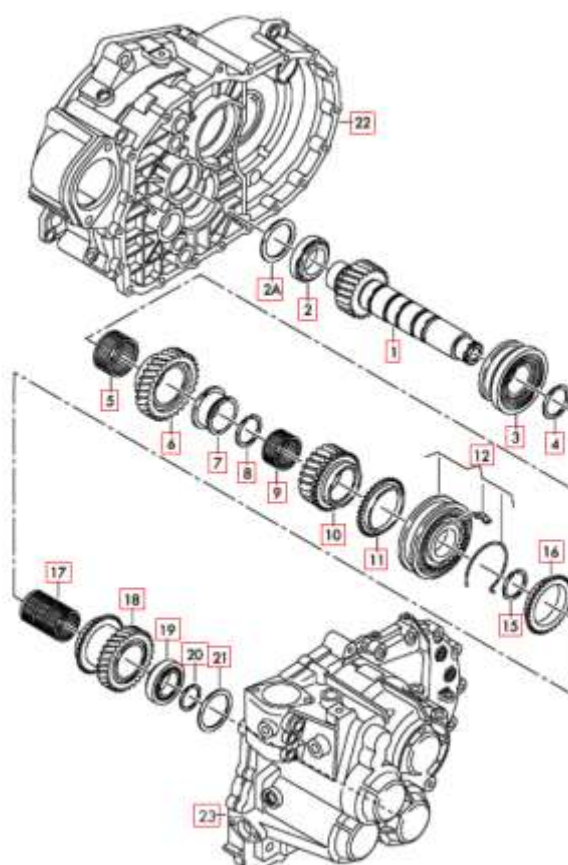
Vzorec pro výpočet zubové frekvence je následující[26]:

$$f_{z12} = z_1 \cdot f_{R1} = z_2 \cdot f_{R2} \text{ [Hz]}, \quad (18)$$

kde $f_{R1,2}$ je otáčková frekvence hnacího a hnaného hřídele.

Tab. 8 Zubové frekvence pro 1. převodový stupeň

Provozní otáčky [min ⁻¹]	Zubová frekvence [Hz] pro 1. převodový stupeň					
	f_{z1}	f_{z3}	f_{z4}	f_{z5}	f_{z6}	f_{kp}
1000	817	733	667	600	550	46
1300	1062	953	867	780	715	60
1600	1307	1173	1067	960	880	74
1900	1552	1393	1267	1140	1045	87
2200	1797	1613	1467	1320	1210	101
2500	2042	1833	1667	1500	1375	115
2800	2287	2053	1867	1680	1540	129
3100	2532	2273	2067	1860	1705	143
3400	2777	2493	2267	2040	1870	156
3700	3022	2713	2467	2220	2035	170
4000	3267	2933	2667	2400	2200	184



Obr. 32 Schéma převodového ústrojí pro 5. – 6. stupeň [25]

7 VÝPOČETNÍ ANALÝZY A PREZENTACE VÝSLEDKŮ

7.1 TVORBA VÝPOČTOVÉHO MODELU

Tato kapitola se zabývá tvorbou geometrie modelu a vše potřebné k tomu, aby byl 3D model připraven pro import do programu Ansys Mechanical APDL a zde byl převeden na síť potřebnou k výpočetním analýzám.

7.1.1 TVORBA GEOMETRIE MODELU

Pro vytvoření výpočtového modelu bylo nejprve potřeba vytvořit geometrii a k tomu bylo nutné znát rozměry vnitřního prostoru kabiny automobilu. Tyto rozměry byly získány po změření všech potřebných rozměrů na osobním automobilu a zaznamenány. V CAD programu PTC Creo Parametric 2.0 byla vytvořena geometrie modelu, který reprezentuje objem vzduchu nacházejícího se uvnitř osobního automobilu. Jelikož prostor pro oddělení zavazadlového prostoru a kavity obstarává tenká roleta, která je průzvučná, byl zavazadlový prostor vymodelován jako součást kavity automobilu. Výslednou geometrii kavity můžete vidět na obr. níže.



Obr. 33 3D model geometrie kavity

Při tvorbě modelu byla snaha jej vytvořit pokud možno co nejvíce přesněji a dodržet rozměry automobilu, které byly získány po změření. K představě lze použít obrázek s vnějšími rozměry automobilu, kde je vnitřní prostor naznačen červenou čarou. Tento

obrázek však nebyl pro účely mé diplomové práce dostačující, proto bylo nutné provést ruční měření a všechny požadované rozměry si obstarat.

Jednotlivé přechody, zejména zalomení střechy vozu a přechod ze střechy do čelního skla, nebyly přímo změřeny, takže zde mohou vzniknout odlišnosti od reálného modelu. V rámci modelování kavity tzv. „ručním“ způsobem bez použití skeneru se však výsledný model nemůže vždy na sto procent přiblížit realitě. Po vymodelování byl soubor s geometrií uložen ve formátu IGES, aby jej bylo možné importovat do MKP programu a zde provést simulace. O tom už však pojednává další kapitola.



Obr. 34 Model vozu Škoda Octavia combi RS třetí generace s vnějšími rozměry [38]

7.1.2 TVORBA SÍTĚ MODELU

Ke tvorbě sítě modelu byl využit program ANSYS. Nejprve byla tedy geometrie naimportována do MKP programu a poté bylo nutné zadat typ prvku, který bude tvořit objem modelu. Zvoleným prvkem se stal prvek označovaný jako FLUID 30, jelikož se jedná o výpočet akustiky a tento prvek se pro tyto typy výpočtů využívá. Je nadefinován materiálovými vlastnostmi, hodnotou referenčního tlaku a osmi uzly v rozích, přičemž každý uzel má 4 stupně volnosti. Pro zvolenou síť byla zvolena varianta tetrahedrálního prvku. Na obrázku níže je možno vidět jak prvek FLUID 30 vypadá [30].

Dále je nutné nadefinovat materiálové vlastnosti pro daný prvek. Jedná se o vzduch, tím pádem je potřeba zadat i hodnotu rychlosti zvuku c a hustotu vzduchu ρ [28].

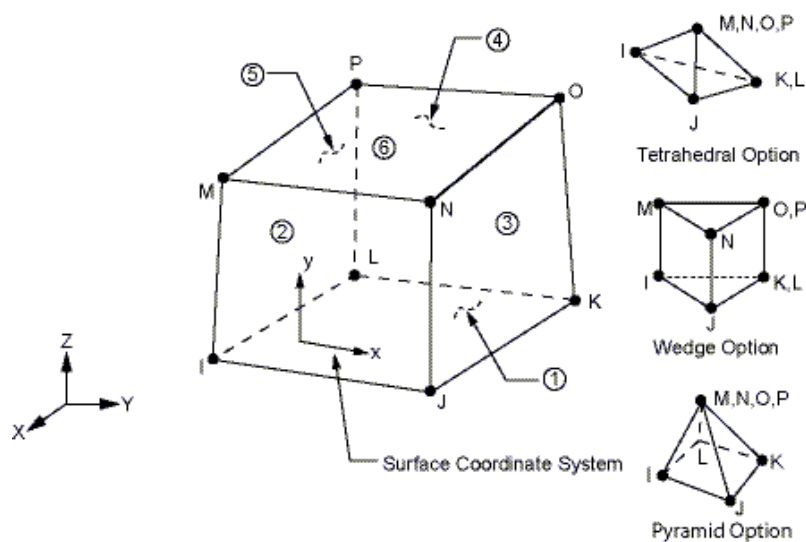
Rychlost zvuku: $c = 344 \text{ m.s}^{-1}$

Hustota zvuku: $\rho = 1,205 \text{ kg.m}^{-3}$

Jelikož má program ANSYS nastaveny jednotky na milimetry, je nutné i materiálové vlastnosti zadat v těchto jednotkách. Pro vytvoření výpočtové sítě je již nutné jen vypočítat délku hrany prvku a to díky následujícímu vztahu [29]:

$$l_{max} \leq \frac{\lambda}{6} = \frac{1}{6} \frac{c}{f} = \frac{343}{6 \cdot 3000} = 0,01905 \text{ m} \quad (19)$$

Výpočet byl zvolen v rozsahu od 0 Hz do 3000 Hz, proto je ve výpočtu velikosti prvku uvedena hodnota maximální frekvence 3000 Hz. Přestože by měla být maximální délka hrany prvku menší nebo rovna 19 mm, realizace výpočtu jemnější sítě by v tomto případě byla zdlouhavá. To je způsobeno typem sítě. Sítování modelu kvantity se i přes mnoho opakovaných pokusů nepodařilo vytvořit mapovaným typem sítě, což by znamenalo značnou úsporu času výpočtu.



Obr. 35 Prvek FLUID 30

Proto byla raději nakonec zvolena velikost prvku 19 mm a ne menší vzhledem náročnosti výpočtu. Sítování modelu bylo zvoleno volné a byly použity tetraedrické prvky. Vytvořená síť modelu obsahuje 6 956 498 prvků a 1 197 881 uzlů a je vidět na obrázku níže.



Obr. 36 Síť kvantity v programu ANSYS

7.2 MODÁLNÍ ANALÝZA

Modální analýza se zabývá výpočtem vlastních frekvencí a jim odpovídajících tvarů kmitů daného modelu. Díky pohybovým rovnicím nastavených a uložených v MKP programu je tento výpočet možný.

Maticový zápis pro pohybovou rovnici netlumeného systému je následující [28]:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\}, \quad (20)$$

kde \mathbf{K} je matice tuhosti, \mathbf{M} matice hmotnosti a u vzdálenost uzlů.

Pro potřebu výpočtu harmonického kmitání platí pro u tvar:

$$\{u\} = \{\phi\}_i * \cos \omega_i t, \quad (21)$$

kde $\{\phi\}_i$ je vlastní vektor náležící tvaru módu i -té vlastní frekvence a ω_i je i -tá vlastní frekvence.

Po úpravě má řešení tvar:

$$[K] - \omega^2[M] = 0 \quad (22)$$

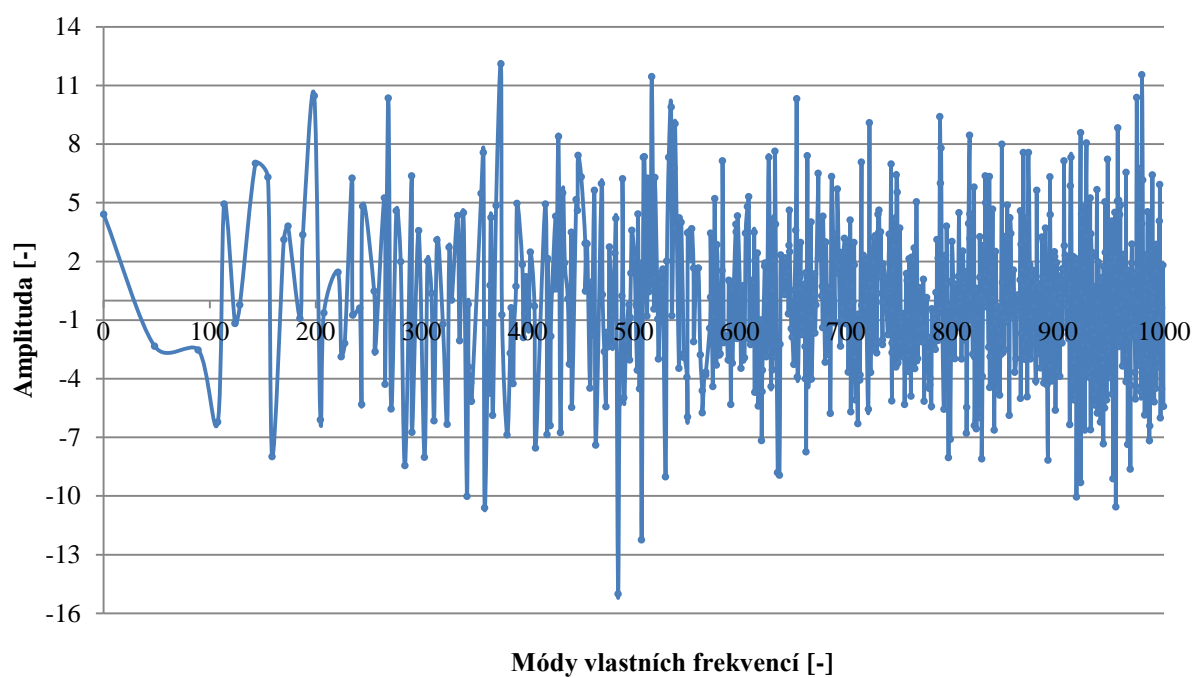
7.2.1 MODÁLNÍ ANALÝZA V MÍSTĚ HLAVY ŘIDIČE

Pro spuštění modální analýzy bylo potřeba zadat požadované parametry, jako byly již zmíněné materiálové vlastnosti prvku a velikost sítě. A především zvolit vhodnou výpočetní metodu, kterou byla metoda Block Lanczos. Tato metoda se hojně využívá pro hledání více módů, výpočet je poměrně rychlý ale je náročný na více paměti a místa na disku.

Po nastavení těchto parametrů je třeba určit startovací a konečnou frekvenci nebo počet módů. V tomto případě počet módů nebyl znám a tak byla určena startovací frekvence $f_s=0$ Hz a konečná frekvence $f_f=3000$ Hz. Kvůli již zmíněnému faktu o náročnosti výpočtu na paměť byla modální analýza rozdělena na tři části s krokem 1000 Hz. Nejkratší simulací, co se týče výpočetního času, byla samozřejmě první část analýzy. Důvodem je malý počet vlastních frekvencí nacházejících se do 1000 Hz. Čím je však frekvence vyšší, tím více vlastních frekvencí a výpočty jsou zdlouhavější.

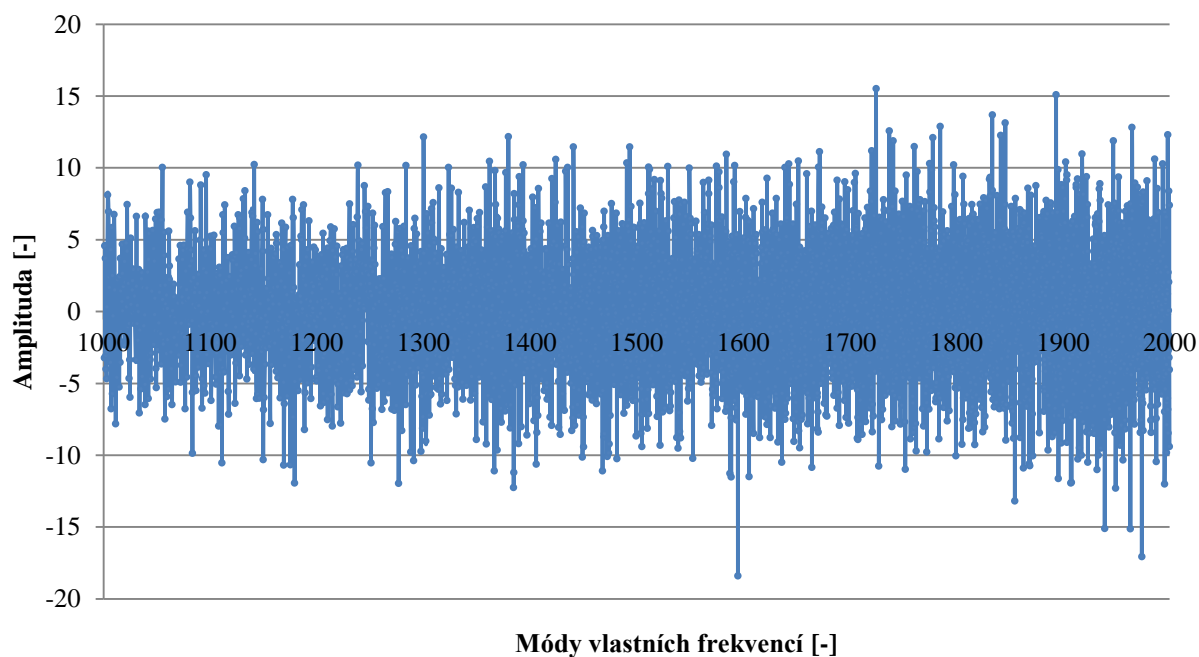
MODÁLNÍ ANALÝZA ČÁST PRVNÍ

V první části modální analýzy byl rozsah nastaven od 0 do 1000 Hz. Na zvoleném rozsahu bylo zjištěno 815 vlastních frekvencí, které je možné vidět číselně vyjádřené v tabulce níže. Jednalo se zároveň o nejkratší simulaci, co se výpočetního času týče. Čím je však frekvence vyšší, tím více vlastních frekvencí a výpočty jsou zdlouhavější.

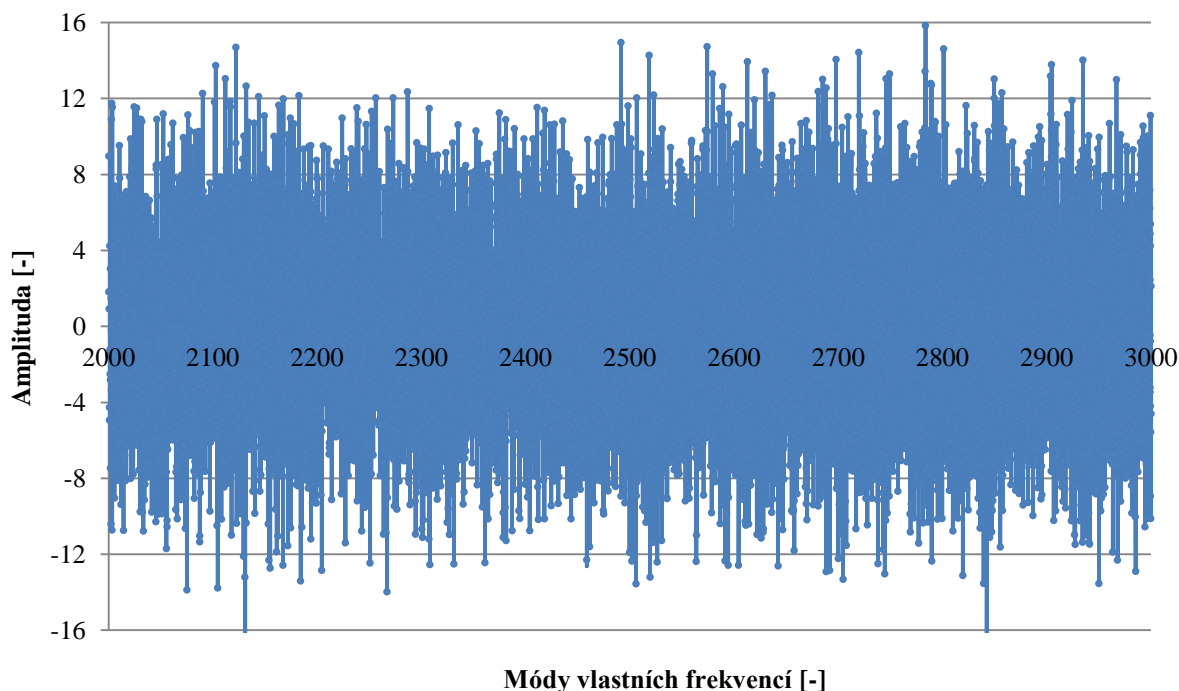


Obr. 37 Modální analýza v rozsahu od 0 do 1000 Hz

MODÁLNÍ ANALÝZA ČÁST DRUHÁ



Obr. 38 Modální analýza v rozsahu od 1000 do 2000 Hz

MODÁLNÍ ANALÝZA ČÁST TŘETÍ

Obr. 39 Modální analýza v rozsahu od 2000 do 3000 Hz

7.3 HARMONICKÁ ANALÝZA

Harmonická analýza nám v tomto případě slouží pro výpočet odezvy budících účinků, jak pro řidiče, tak pro spolujezdce. Z výsledků modální analýzy bohužel není dostatečně jasné, které frekvence jsou nebezpečné. Proto je zapotřebí provést výpočet harmonické analýzy, z které budou tyto frekvence patrnější. Parametry jako je síť a materiálové vlastnosti byly použity stejně jako pro výpočet modální analýzy.

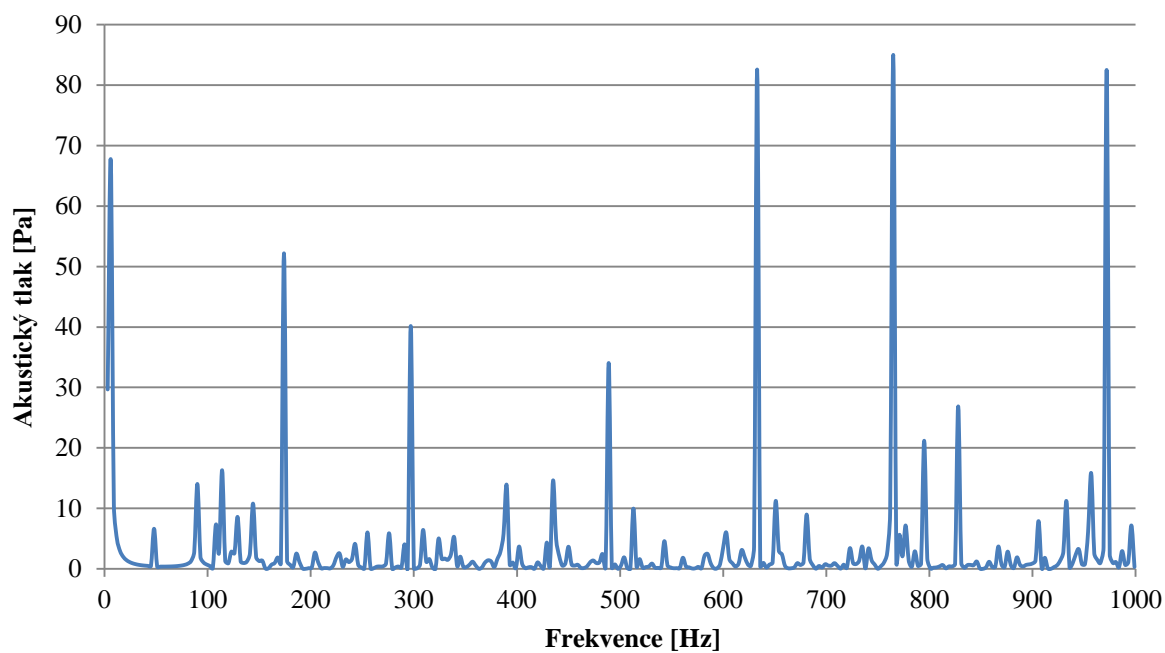
Oproti výpočtu modální analýzy zde bylo potřeba ještě nastavit buzení. V tomto případě bylo buzeno akustickým tlakem, který má pro vzduch referenční hodnotu $p_0=2 \cdot 10^{-5}$ Pa. Je to tedy hodnota, kterou je zdravé lidské ucho ještě schopno zaznamenat. Tato hodnota buzení byla umístěna do místa přepážky mezi spalovacím motorem a kabinou osobního automobilu.

Dále bylo potřeba nastavit metodu harmonické analýzy, rozsah frekvencí a krok výpočtu. Pro simulaci byla zvolena metoda FULL a hodnoty startovací i koneční frekvence zůstaly stejné jako u modální analýzy. Počet frekvencí pro tento rozsah byl 1000, jelikož bylo nastaveno, aby se výsledky počítaly pro krok 3 Hz. A v neposlední řadě byla simulace nastavena tak, aby se výsledky počítaly pouze pro bod v místě hlavy řidiče a taktéž pro bod v místě hlavy spolujezdce [30].

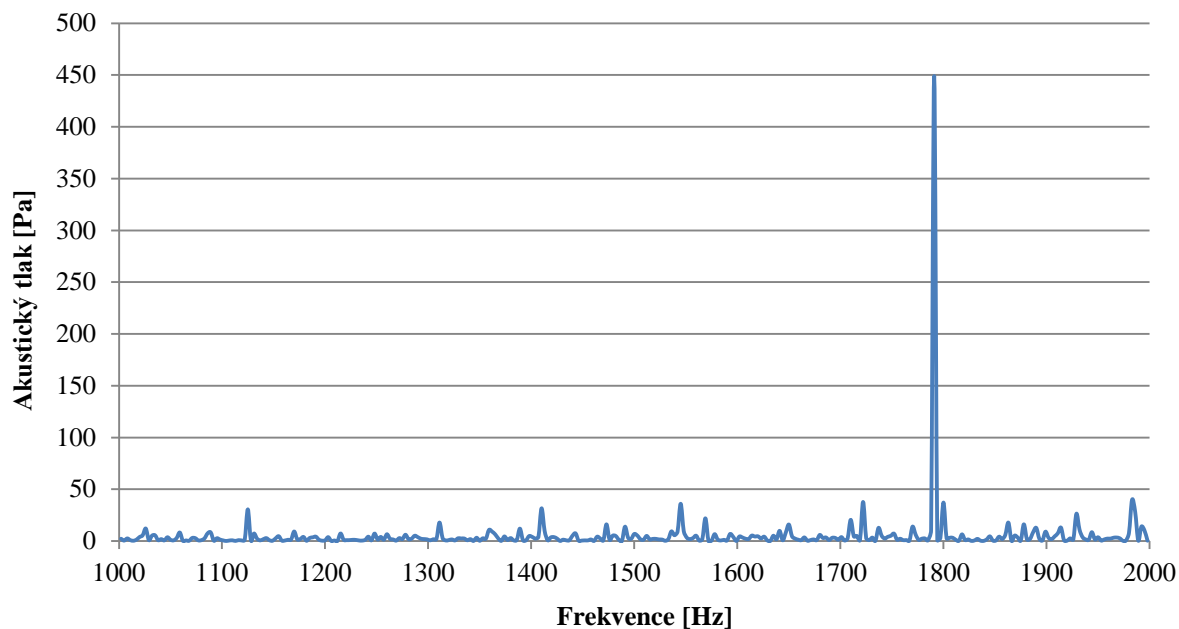
Bod v místě hlavy řidiče: 466 227

Bod v místě hlavy spolujezdce: 641 155

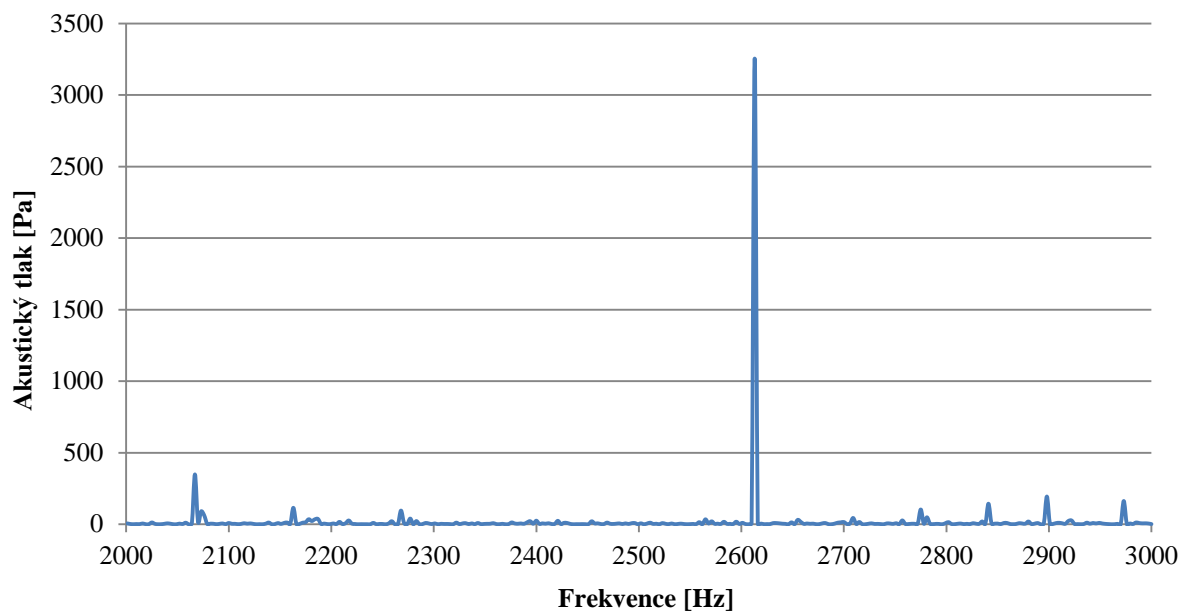
7.3.1 HARMONICKÁ ANALÝZA V MÍSTĚ HLAVY ŘIDIČE



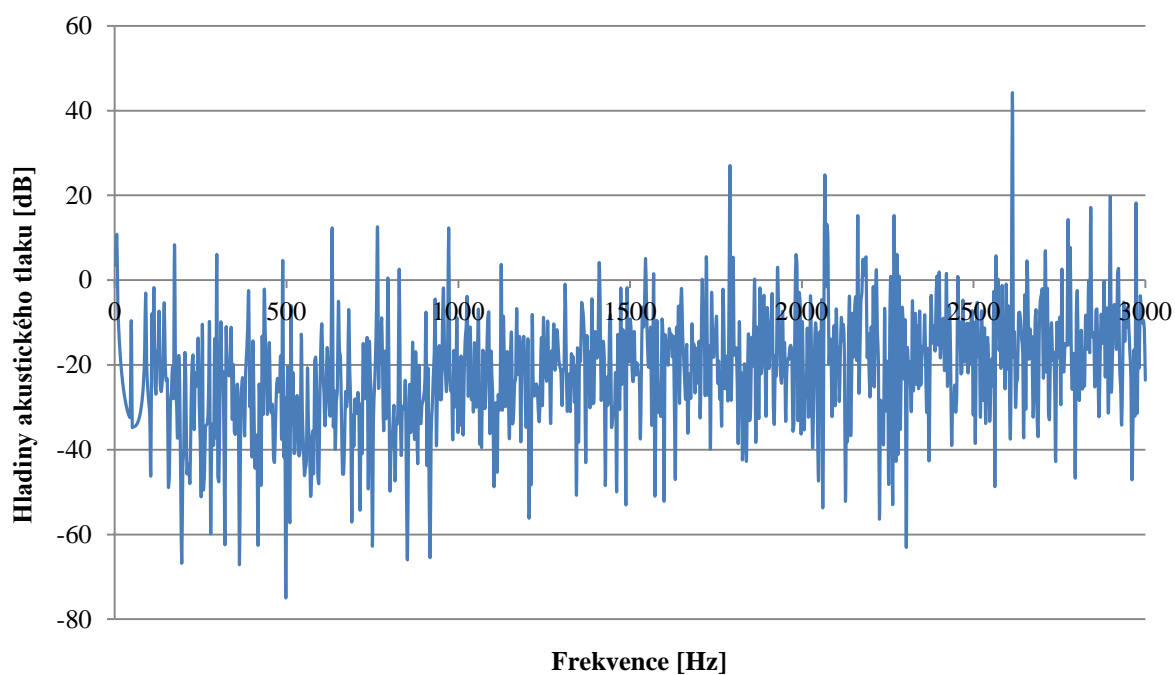
Obr. 40 Harmonická analýza řidiče automobilu v rozsahu od 0 do 1000 Hz



Obr. 41 Harmonická analýza řidiče automobilu v rozsahu od 1000 do 2000 Hz

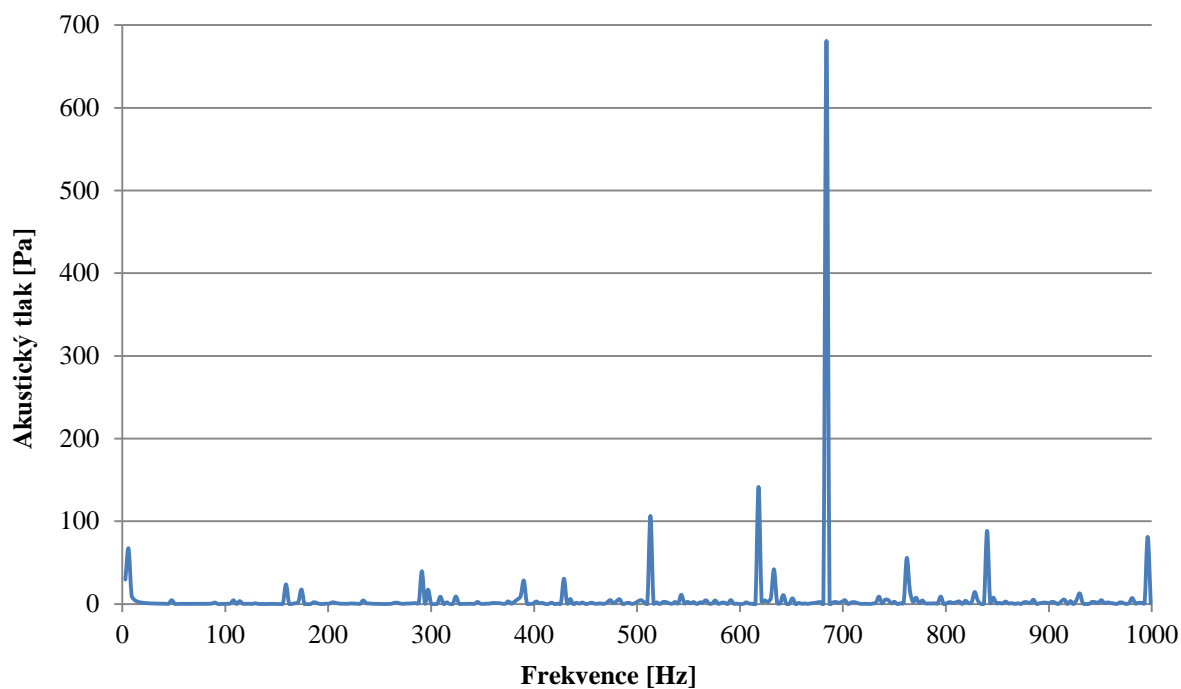


Obr. 42 Harmonická analýza řidiče automobilu v rozsahu od 2000 do 3000 Hz

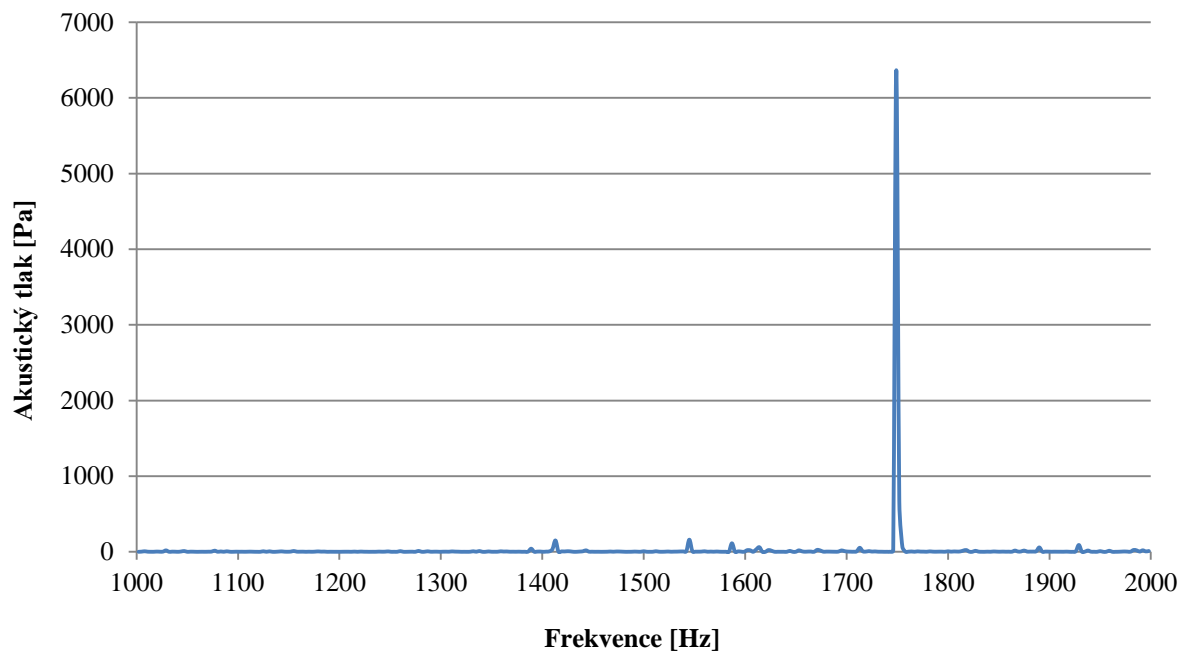


Obr. 43 Hladiny akustického tlaku v místě hlavy řidiče

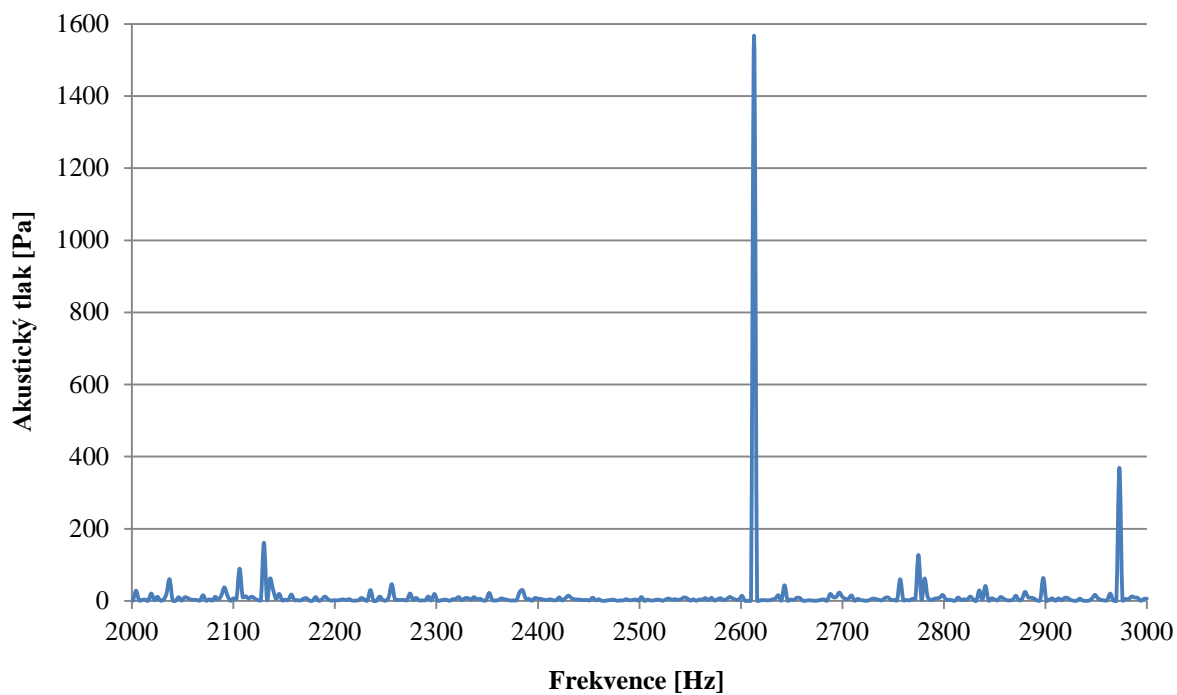
7.3.2 HARMONICKÁ ANALÝZA V MÍSTĚ HLAVY SPOLUJEZDCE



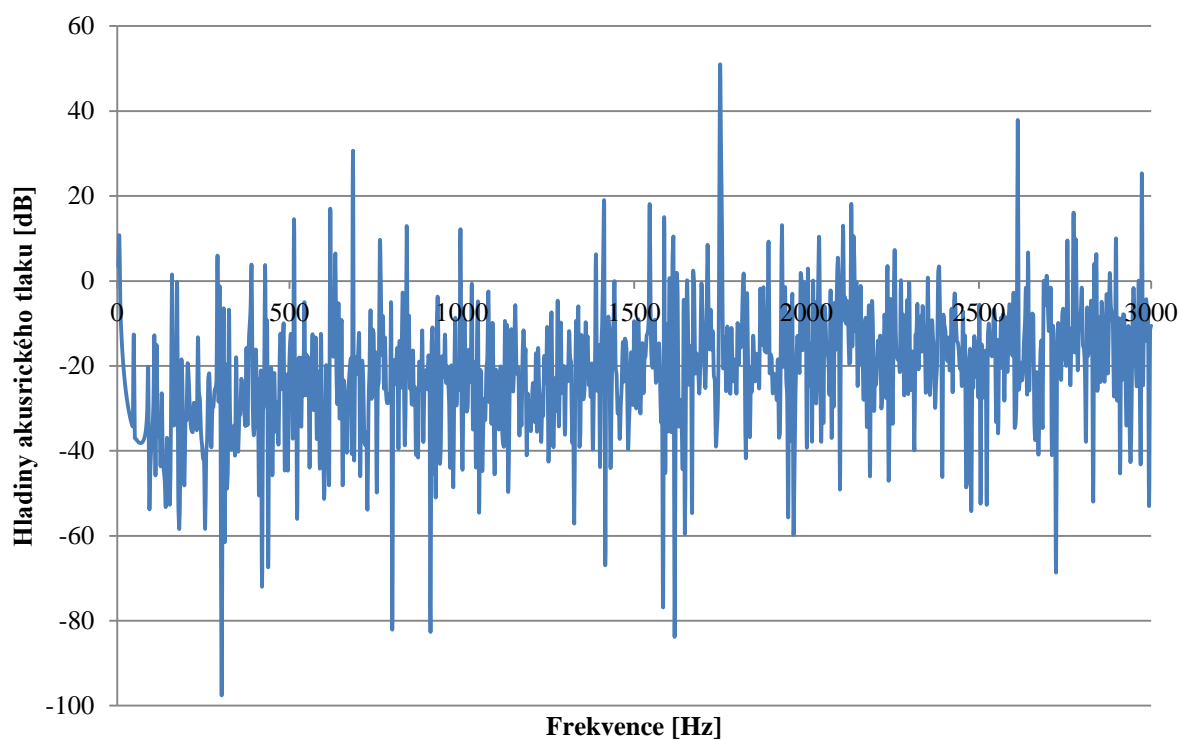
Obr. 44 Harmonická analýza spolujezdce v rozsahu od 0 do 1000 Hz



Obr. 45 Harmonická analýza spolujezdce v rozsahu od 1000 do 2000 Hz



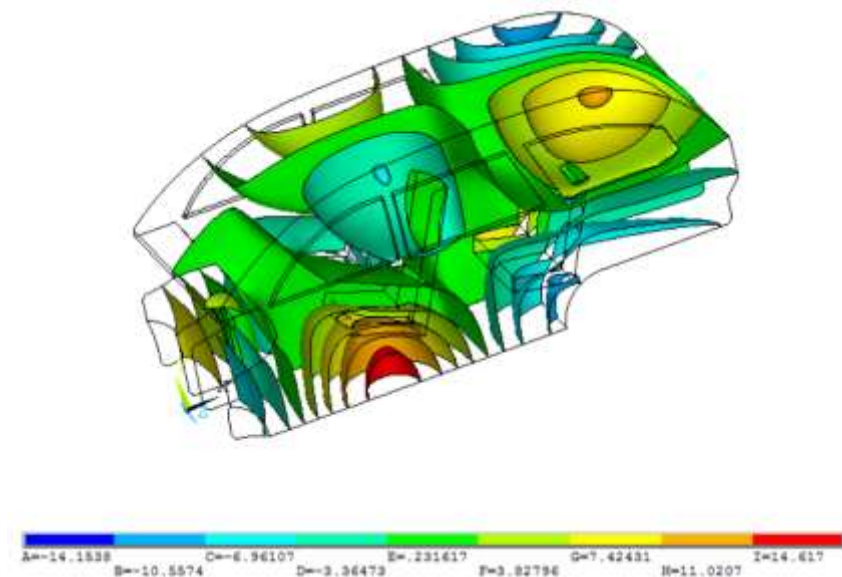
Obr. 46 Harmonická analýza spolujezdce v rozsahu od 2000 do 3000 Hz



Obr. 47 Hladiny akustického tlaku v místě hlavy spolujezdce

7.4 SOUHRN VÝSLEDKŮ

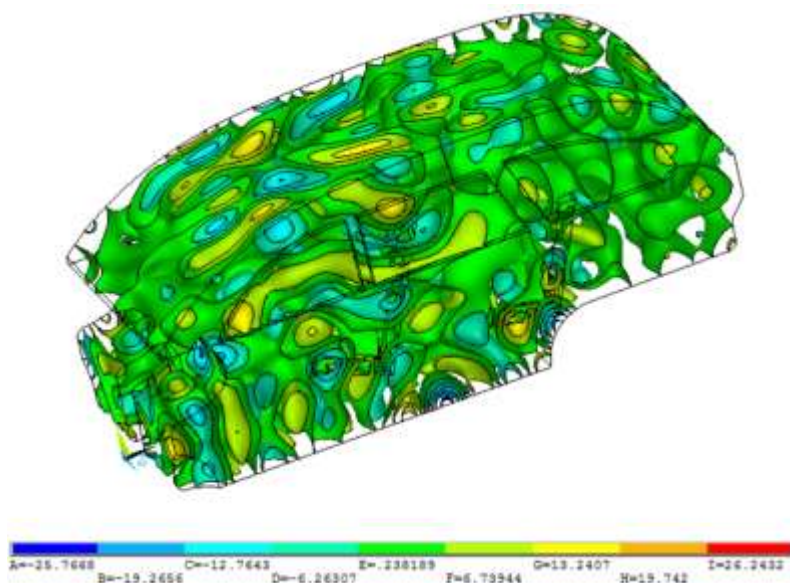
Tato podkapitola se bude zabývat výsledky a jejich komentářem. Bude zde rozebrána a okomentována jak modální analýza, tak harmonická analýza pro oba případy. Pro lepší znázornění výsledků budou přiloženy ještě detailnější nebo podrobnější grafy a také tabulky s výsledky nebezpečných frekvencí pro případ řidiče automobilu i spolujezdce.



Obr. 48 Mód vlastní frekvence o hodnotě 204 Hz

7.4.1 VÝSLEDKY MODÁLNÍ ANALÝZY ŘIDIČE

V první části výsledků modální analýzy můžeme pozorovat, že v rozsahu frekvencí do 1000 Hz se nachází 820 vlastních frekvencí. V druhé části modální analýzy, jejíž rozsah frekvencí se nachází od 1000 do 2000 Hz, se objevuje 4694 vlastních frekvencí. A co se týče počtu vlastních frekvencí pro rozsah od 2000 do 3000 Hz, tak zde se nachází 11124 hodnot.



Obr. 49 Mód vlastní frekvence o hodnotě 988 Hz

Počet vlastních frekvencí modelu se přímo úměrně zvyšuje hodnotě frekvence, pro kterou je tato simulace nastavena. Tudíž čím vyšší číslo, tím větší počet vlastních frekvencí. Výsledky modální analýzy nám však neřeknou, které frekvence mohou být potenciálně nebezpečné, a proto bylo potřeba provést i simulaci modelu pro harmonickou analýzu. Výsledky pro harmonickou analýzu jsou prezentovány v následující podkapitole.

7.4.2 VÝSLEDKY HARMONICKÉ ANALÝZY ŘIDIČE

Z grafů přiložených v předchozí kapitole 7.3.1 je názorně vidět výsledky odezvy akustického tlaku pro řidiče automobilu. Pro účely této diplomové práce je však nutné z těchto výsledků vyvodit závěry a tímto se právě níže budu zabývat.

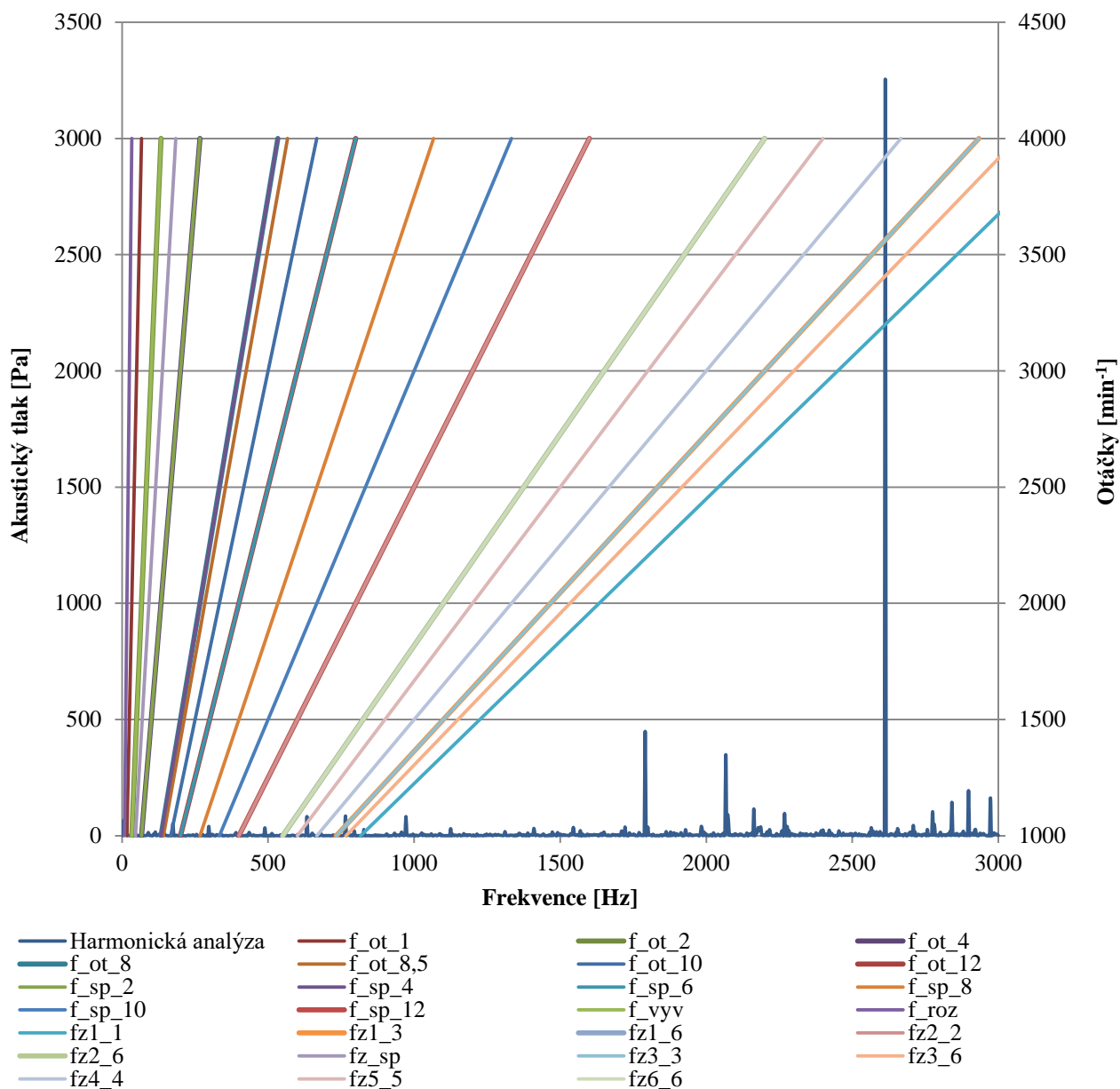
V prvním grafickém znázornění harmonické analýzy v rozsahu frekvencí od 0 do 1000 Hz můžeme pozorovat, že se hodnoty tlaku v mezních bodech pohybují maximálně do 90 Pa. V rozsahu do 1000 Hz je tím pádem detailně vidět sedm nebezpečných frekvencí. Z globálního hlediska se ale tyto hodnoty nemohou brát všechny jako výsledné, protože je potřeba zahrnout i výsledky dalších dvou částí harmonické analýzy. V druhém grafickém znázornění, které je v rozsahu frekvencí od 1000 do 2000 Hz, je již vidět o čem jsme se zmiňovala výše. Zde se jedná o pouze jedinou nebezpečnou frekvenci, která dosahuje maximálního akustického tlaku zhruba 460 Pa. V třetím grafickém znázornění o rozsahu frekvencí od 2000 do 3000 Hz je maximální hodnota akustického tlaku skoro 3500 Pa a tím pádem se nám opět jeví pouze jeden vrchol jako nebezpečná frekvence.

Tab. 9 Výpis nebezpečných frekvencí pro řidiče automobilu

Pořadí	Nebezpečná frekvence [Hz]
1	1791
2	2067
3	2613
4	2841
5	2898
6	2973

Vzhledem k výsledkům z těchto tří částí jedné analýzy jsem vzala jako nebezpečné frekvence všechny, které se nacházely v minimu od 400 Pa až po maximum necelých 3500 Pa. Tyto vybrané nebezpečné frekvence jsou sepsány v tabulce výše.

Na obr. 50 je znázorněno, jak se frekvence budících účinků vzájemně protínají s frekvencemi vzešlé ze simulace harmonické analýzy. V následujících odstavcích bude slovně vyhodnoceno, při kterých frekvencích se určité z budících účinků potkaly a zda se tyto hodnoty jeví jako nepříjemné nebo nebezpečné pro osobu řidiče.



Obr. 50 Znárodnění potenciálně nebezpečných budících frekvencí v místě hlavy řidiče

V rozsahu od 0 do 600 Hz je vidno spoustu protínajících se potencionálně nebezpečných frekvencí od jednotlivých budících účinků s výsledným průběhem harmonické analýzy. V rozsahu od 20 Hz do 30 Hz se jedná o frekvence škodlivé pro hlavu, krk a ramena člověka. V této oblasti se vyskytují dva body, které mají hodnotu 17 a 33 Hz. Hodnota frekvence 17 Hz je způsobena stykem s otáčkovou frekvencí motoru 1. řádu při 1003 min⁻¹. Pro druhý zmíněný bod se jedná o frekvenci vyvažovacího mechanismu při 1001 min⁻¹. Další nebezpečný rozsah pro část našeho těla je v rozsahu frekvencí 30 až 90 Hz a to konkrétně pro oční orgán, nervový a cévní systém. V tomto rozsahu se nachází také dvě hodnoty, které mohou škodit.

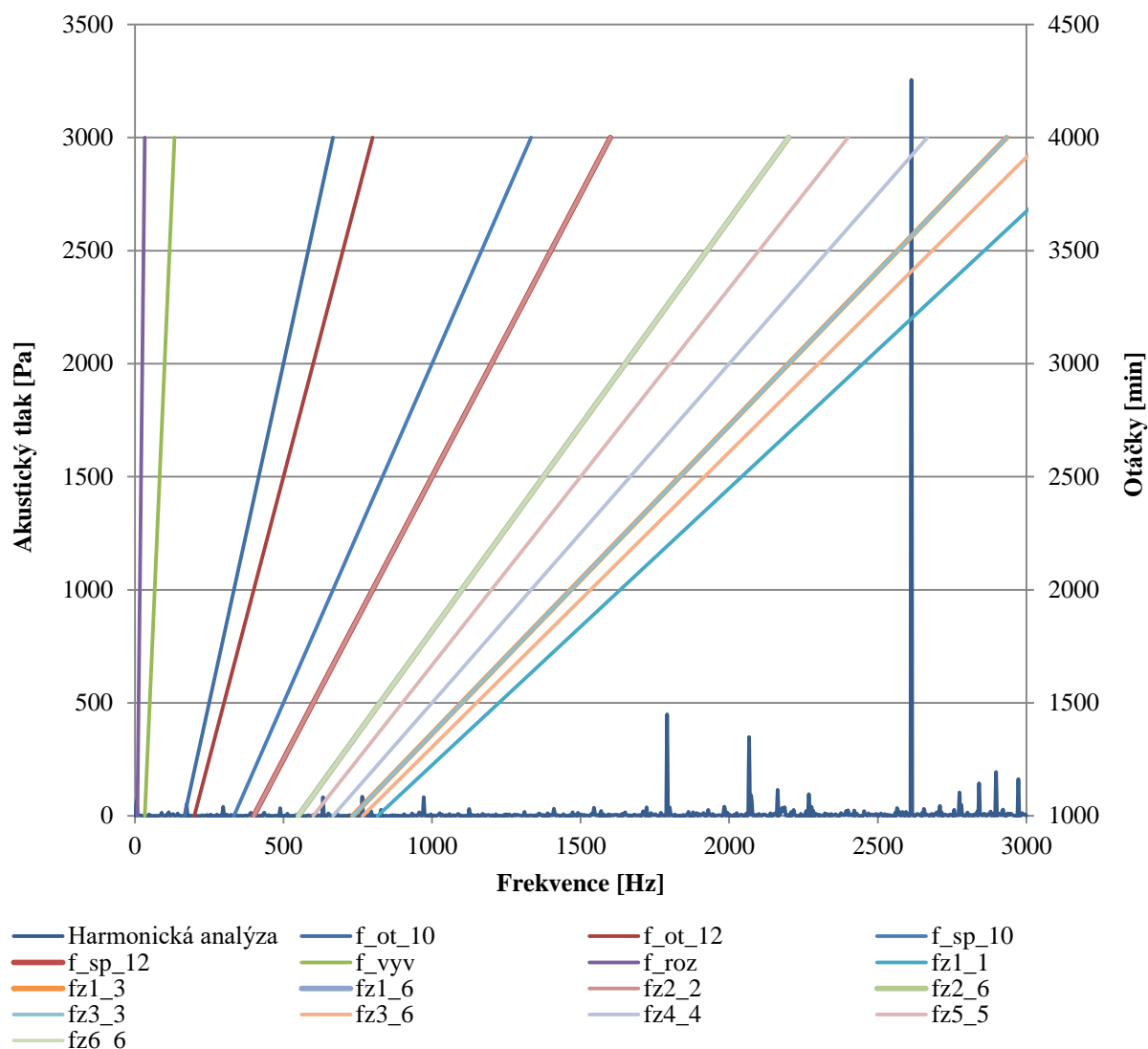
První hodnota frekvence je 46 Hz a je způsobena zubovou frekvencí koncového převodu při 1000 min^{-1} . Pro stejnou hodnotu otáček je viditelná frekvence o hodnotě 67 Hz způsobená spalovací frekvencí motoru 2. řádu. Rozsah frekvence od 100 do 200 Hz reprezentuje oblast nebezpečnou pro čelist a lebku člověka. V této oblasti se nachází pět nebezpečných frekvencí, jejichž hodnoty jsou 132, 155, 173, 176 a 200 Hz. Nebezpečná frekvence o hodnotě 132 Hz je způsobena spalovací frekvencí motoru 4. řádu při 1000 min^{-1} .

Při stejné hodnotě otáček motoru se nachází i poslední jmenovaná nebezpečná frekvence způsobená spalovací frekvencí motoru 6. řádu. Otáčková frekvence 8,5. řádu je příčinou vzniku nebezpečné frekvence o hodnotě 155 Hz při 1012 min^{-1} . Díky otáčkové frekvenci motoru 10. řádu se projeví dvě nebezpečné frekvence a to o hodnotě 173 Hz při 1035 min^{-1} a hodnotě 176 Hz při 1048 min^{-1} . Při hodnotě 1000 min^{-1} pozorujeme nebezpečnou frekvenci 267 Hz způsobenou spalovací frekvencí 8. řádu a hodnotu frekvence 336 Hz při 1002 min^{-1} je způsobena spalovací frekvencí 10. řádu. V rozsahu frekvencí od 400 do 600 Hz nastává rezonance lebky a v tomto rozsahu se našťestí objevily pouze 2 hodnoty frekvencí způsobené zubovou frekvencí převodovky f_{z2_2} a f_{z6_6} . Tyto zdroje hluku se projeví při frekvenci 404 Hz a 550 Hz v rozmezí 1000 min^{-1} a 1005 min^{-1} .

V rozsahu frekvencí 600 až 2620 Hz se vyskytují zbývající potenciálně nebezpečné frekvence a mnohé zdroje hluku se opravdu jeví jako nebezpečné, protože se protnulý s potenciálně nebezpečnými frekvencemi z výsledků harmonické analýzy. Zubová frekvence převodovky f_{z5_5} způsobila vznik nebezpečných frekvencí o hodnotách 605 Hz při 1008 min^{-1} , 632 Hz při 1052 min^{-1} a 636 Hz při 1056 min^{-1} . Nebezpečná frekvence 667 Hz vznikla od zdroje zubové frekvence převodovky f_{z4_4} při 1000 min^{-1} .

Zubová frekvence převodovky f_{z3_3} je příčinou vzniku nebezpečných frekvencí o hodnotách 735, 763 a 766 Hz. První zmíněná frekvence nastává při 1005 min^{-1} , další dvě zmíněné při 1040 min^{-1} a 1045 min^{-1} . Nebezpečnou frekvence 768 Hz při 1002 min^{-1} způsobuje zubová frekvence převodovky f_{z3_6} . Zubová frekvence převodovky f_{z1_1} způsobuje pět nebezpečných frekvencí, přičemž dvě hodnoty se již jeví jako kritické. Konkrétně jsou to hodnoty 2611 Hz při 3197 min^{-1} a 2615 Hz při 3200 min^{-1} . Stejných hodnot dosahují i frekvence způsobené zubovou frekvencí převodovky f_{z3_6} a to při 3450 min^{-1} a 3415 min^{-1} . Kritické jsou však dvě hodnoty způsobené zubovou frekvencí převodovky f_{z3_3} a f_{z4_4} . To nastává při 3580 min^{-1} a 3920 min^{-1} a hodnota dosažené frekvence je 2613 Hz, čili totožná s třetí potenciálně nebezpečnou frekvencí určenou výpočtem harmonické analýzy. Při této hodnotě frekvence tedy může nastat rezonance v důsledku působení již zmíněných dvou zdrojů vibrací a hluku.

Pro detailnější znázornění hlavních zdrojů hluku slouží grafická závislost na obrázku 48, kde byly vybrány pro znázornění pouze dominantní nebezpečné zdroje.



Obr. 51 Hlavní nebezpečné frekvence budících účinků v místě hlavy řidiče

7.4.3 VÝSLEDKY HARMONICKÉ ANALÝZY SPOLUJEZDCE

Z grafů nacházejících se v kapitole 7.3.2 je názorně vidět výsledky odezvy akustického tlaku pro spolujezdce v automobilu. Stejně jako v předchozí kapitole budou nyní rozebrány tři části grafického znázornění výsledků harmonické analýzy.

V prvním grafickém znázornění harmonické analýzy v rozsahu od 0 do 1000 Hz můžeme pozorovat, že se hodnoty tlaku v mezních bodech pohybují maximálně do hodnoty 700 Pa. V rozsahu první části do 1000 Hz můžeme detailně pozorovat sedm nebezpečných frekvencí. Opět jako u předchozího případu se tyto hodnoty nemohou brát všechny jako výsledné, protože je potřeba zahrnout i výsledky dalších dvou částí harmonické analýzy. V druhém grafickém znázornění, které je v rozsahu od 1000 do 2000 Hz, se jedná o pouze jedinou nebezpečnou frekvenci, která dosahuje maximálního akustického tlaku zhruba 6500 Pa. V třetím grafickém znázornění o rozsahu od 2000 do 3000 Hz je maximální hodnota

akustického tlaku skoro 1600 Pa, avšak zde jsou viditelné ještě dvě hodnoty, které se mohou jevit jako nebezpečné.

I v tomto případě jsem vzala vzhledem k výsledkům z těchto tří částí jedné analýzy jako nebezpečné frekvence všechny, které se nacházely v minimu od 150 Pa až po maximum necelých 6500 Pa. Tyto vybrané nebezpečné frekvence jsou sepsány v tabulce níže.

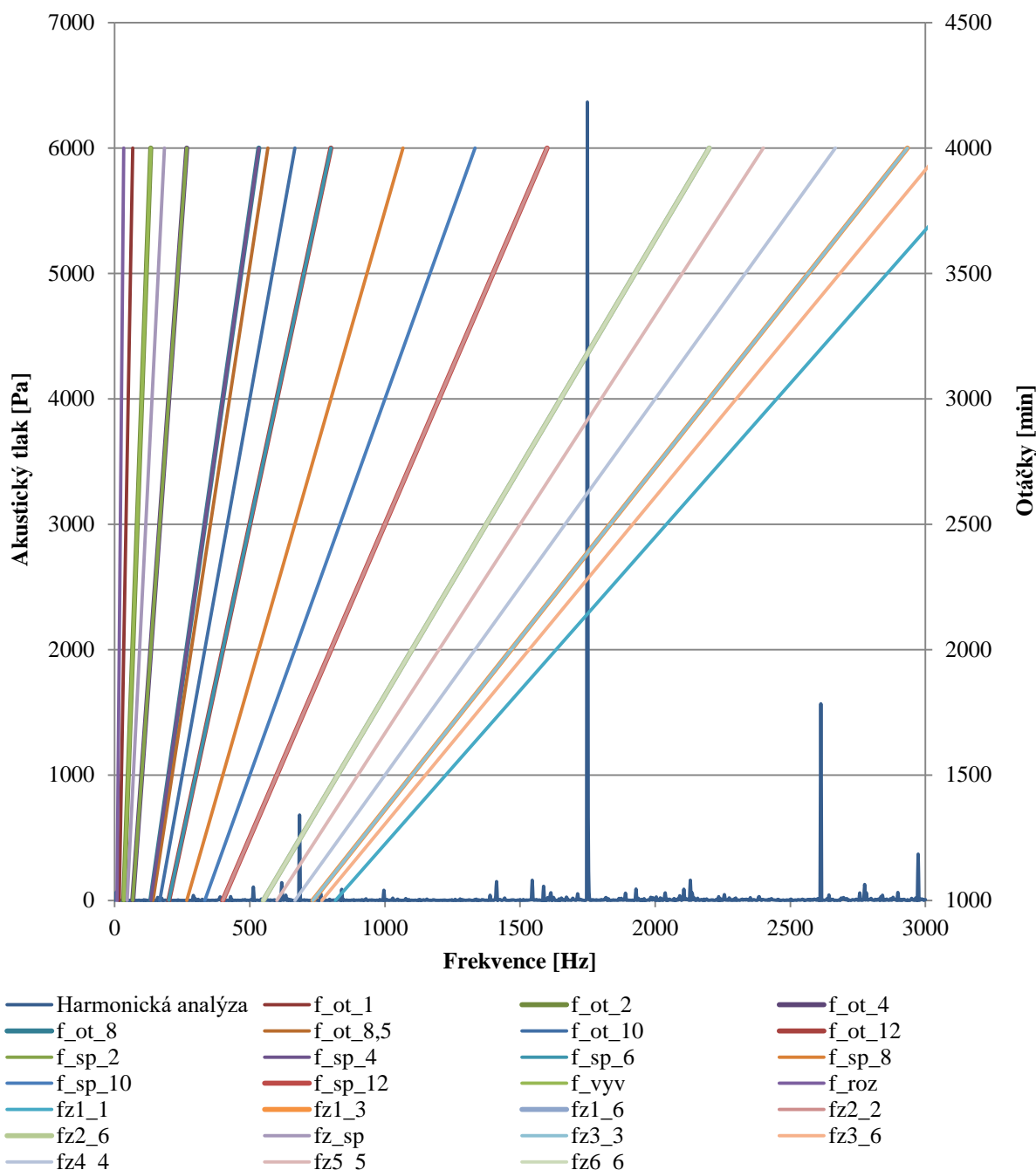
Tab. 10 Výpis nebezpečných frekvencí spolujezdce automobilu

Pořadí	Nebezpečná frekvence [Hz]
1	633
2	684
3	1413
4	1545
5	1749
6	2130
7	2613
8	2973

Na obr. 52 je znázorněno, jak se frekvence budících účinků vzájemně protínají s frekvencemi vzešlé ze simulace harmonické analýzy. V následujících odstavcích bude slovně vyhodnoceno, při kterých frekvencích se určité z budících účinků potkaly a zda se tyto hodnoty jeví jako nepříjemné nebo nebezpečné pro osobu řidiče.

V rozsahu od 0 do 600 Hz je vidno spoustu protínajících se potencionálně nebezpečných frekvencí od jednotlivých budících účinků s výsledným průběhem harmonické analýzy. V rozsahu od 20 Hz do 30 Hz se jedná o frekvence škodlivé pro hlavu, krk a ramena člověka. V této oblasti se vyskytují dva body, které mají hodnotu 17 a 33 Hz. Hodnota frekvence 17 Hz je způsobena stykem s otáčkovou frekvencí motoru 1. řádu při 1002 min^{-1} . Pro druhý zmíněný bod se jedná o frekvenci vyvažovacího mechanismu při 1001 min^{-1} . Další nebezpečný rozsah pro část našeho těla je v rozsahu frekvencí 30 až 90 Hz a to konkrétně pro oční orgán, nervový a cévní systém. V tomto rozsahu se nachází také dvě hodnoty, které mohou škodit. První hodnota frekvence je 62 Hz a je způsobena zubovou frekvencí koncového převodu při 1000 min^{-1} . Pro stejnou hodnotu otáček je viditelná frekvence o hodnotě 67 Hz způsobená spalovací frekvencí motoru 2. řádu. Rozsah frekvence od 100 do 200 Hz reprezentuje oblast nebezpečnou pro čelist a lebku člověka. V této oblasti se nachází trojice nebezpečných frekvencí, jejichž hodnoty jsou 133, 142 a 167 Hz. Nebezpečná frekvence o hodnotě 133 Hz je způsobena spalovací frekvencí motoru 4. řádu při 1000 min^{-1} . Otáčková frekvence 8,5. řádu je příčinou vzniku nebezpečné frekvence o hodnotě 142 Hz při 1000 min^{-1} . Díky otáčkové frekvenci motoru 10. řádu se projevila nebezpečná frekvence o hodnotě 167 Hz při 1001 min^{-1} . Spalovací frekvence 6. řádu způsobuje frekvenci 201 Hz při 1001 min^{-1} . Při hodnotě 1001 min^{-1} pozorujeme nebezpečnou frekvenci 268 Hz způsobenou spalovací frekvencí 8. řádu a hodnota frekvence 333 Hz při 1000 min^{-1} je způsobena spalovací frekvencí 10. řádu. V rozsahu frekvencí od 400 do 600 Hz nastává rezonance lebky a v tomto

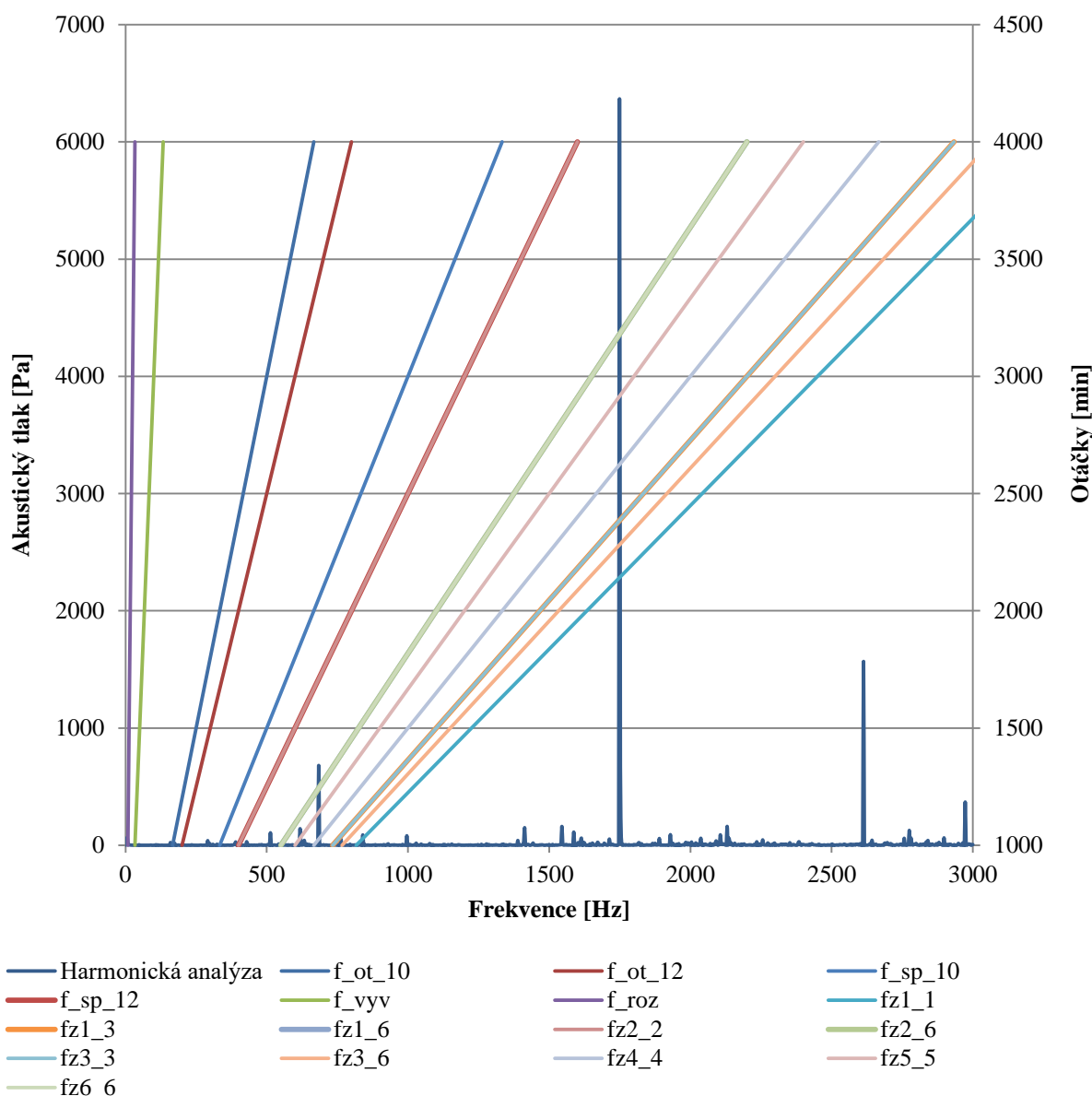
rozsahu se naštěstí objevily pouze 2 hodnoty frekvencí způsobené zubovou frekvencí převodovky f_{z2_2} a f_{z2_6} . Tyto zdroje hluku se projeví při frekvenci 404 Hz a 550 Hz v rozmezí otáček 1000 min^{-1} až 1005 min^{-1} .



Obr. 52 Znárodnění potenciálně nebezpečných budících frekvencí v místě hlavy spolujezdce

V rozsahu frekvencí 600 až 2620 Hz se vyskytují zbývající potencionálně nebezpečné frekvence a mnohé zdroje hluku se opravdu jeví jako nebezpečné, protože se protnulý s potenciálně nebezpečnými frekvencemi z výsledků harmonické analýzy. Zubová frekvence

převodovky f_{z5_5} způsobila vznik nebezpečných frekvencí o hodnotách 615 Hz při 1015 min^{-1} a 619 Hz při 1065 min^{-1} . Zubová frekvence převodovky f_{z4_4} je příčinou vzniku nebezpečných frekvencí o hodnotách 670, 682 a 687 Hz. První zmíněná frekvence nastává při 1000 min^{-1} , další dvě zmíněné při 1043 min^{-1} a 1060 min^{-1} .



Obr. 53 Hlavní nebezpečné frekvence budících účinků v místě hlavy spolujezdce

Nebezpečná frekvence 736 Hz vznikla od zdroje zubové frekvence převodovky f_{z3_3} při 1008 min^{-1} . Nebezpečnou frekvenci 768 Hz při 1005 min^{-1} způsobuje zubová frekvence převodovky f_{z3_6} . Zubová frekvence převodovky f_{z1_1} způsobuje pět nebezpečných frekvencí, přičemž dvě hodnoty se již jeví jako kritické. Konkrétně jsou to hodnoty 1747 Hz při 2140 min^{-1} a 1751 Hz při 2150 min^{-1} . Stejných hodnot dosahují i frekvence způsobené zubovou frekvencí převodovky f_{z3_6} a to při 2280 min^{-1} a 2290 min^{-1} . Kritické jsou však dvě hodnoty

způsobené zubovou frekvencí převodovky f_{z3_3} , f_{z4_4} , f_{z5_5} a f_{z6_6} . To nastává v rozmezí otáček 2610 min^{-1} a 3190 min^{-1} a hodnota dosažené frekvence je 1749 Hz , čili totožná s pátou potenciálně nebezpečnou frekvencí určenou výpočtem harmonické analýzy. Při této hodnotě frekvence tedy může nastat rezonance v důsledku působení již zmíněných dvou zdrojů vibrací a hluku.

8 NÁVRH KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV

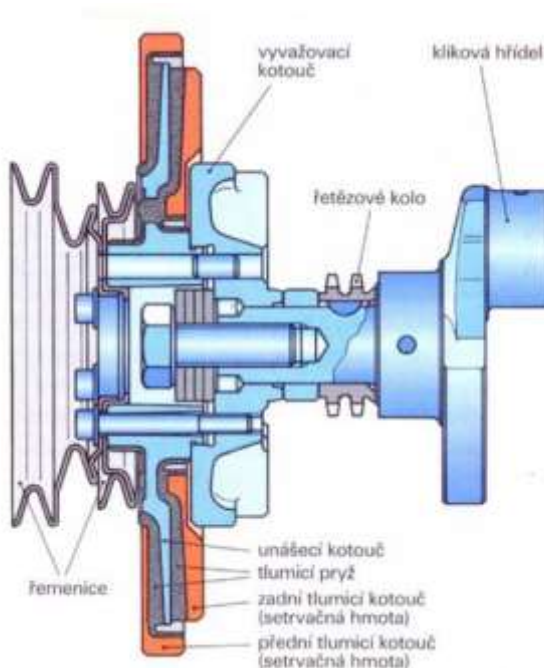
Tato závěrečná kapitola se bude zabývat možnými konstrukčními úpravami vozidla, ale také možnými návrhy pro zlepšení vnitřního komfortu pro cestující. Hlavní myšlenkou této kapitoly je zamyslet se nad možnými zlepšeními, aby se do kabiny vozu dále nešířily negativní vibrace a hluk. Tyto úpravy je možné rozdělit do dvou skupin a to na aktivní a pasivní úpravy.

8.1 AKTIVNÍ ÚPRAVY

Do této skupiny jsem se rozhodla zařadit tři možná řešení, jak zamezit nebo alespoň omezit škodlivý hluk a vibrace. Jako první z možností jsem uvažovala použití tlumiče torzních kmitů, poté použití dvoumotového setrvačnicku nebo použití speciálních polymerových kol u vyvažovacích jednotek za předpokladu, že motor je již dostatečně vyvážen a není tedy nutné vyvážení motoru upravovat přidáním další vyvažovací hřídele.

8.1.1 POUŽITÍ TLUMIČE TORZNÍCH KMITŮ

Tlumič torzních kmitů se využívá k zamezení torzního kmitání klikového hřídele, které vzniká působením sil od spalování v jednotlivých válcích. Je umístěn většinou na volném konci klikové hřídele čili na opačné straně, než na které je umístěn setrvačnick. Hnací kotouč tlumiče je pružně spojen s tlumící hmotou tlumiče za použití tlumícího pryžového prstence. Při torzním kmitání klikové hřídele je toto kmitání tlumeno setrvačností tlumící hmoty a deformuje se tlumící pryž [31].

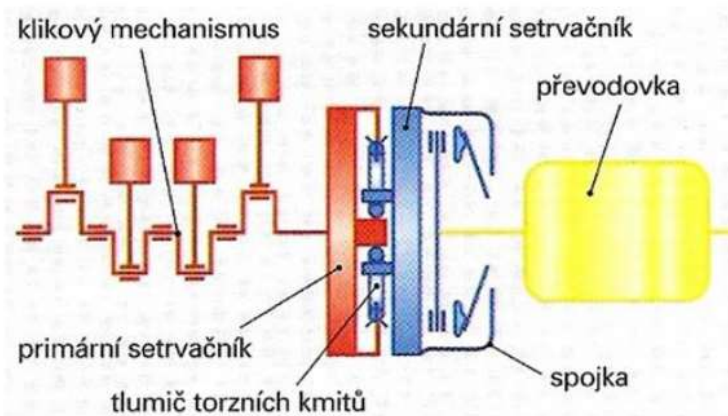


Obr. 54 Konstrukce tlumiče torzních kmitů [31]

Výhody použití torzního tlumiče je především odolnost a nákladnost. K nevýhodám však patří stárnutí pryže a možnosti přehřátí, avšak to platí pro pryžové tlumiče [26].

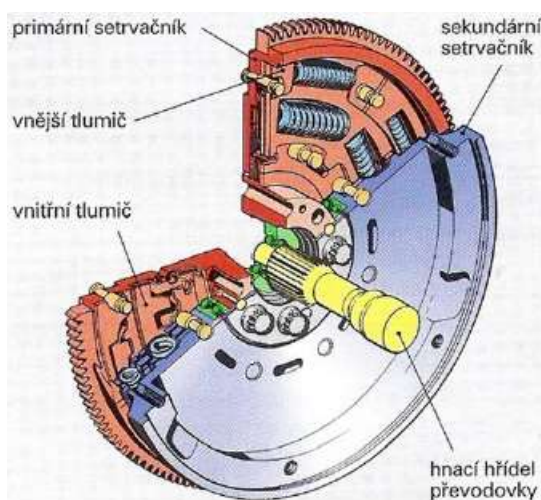
8.1.2 POUŽITÍ DVOUHMOVÉHO SETRVAČNÍKU

Jelikož u čtyřdobých spalovacích motorů dochází k nerovnoměrnému chodu a torzním kmitům, tak je pro zamezení těchto vlivů používán dvouhmotový setrvačnick. Použitím dvouhmotového setrvačnicku lze eliminovat vznik rezonance převodovky, která by se projevovala hlukem a vibracemi. Dvouhmotový setrvačnick je unikátní svou konstrukcí, protože je navrhnut ze dvou setrvačnicků spojených tlumičem kmitů. Dvouhmotový v názvu znamená, že se setrvačná hmota rozděluje na dvě části a to na primární hmotu a sekundární hmotu. Na obrázku níže lze vidět schéma umístění dvouhmotového setrvačnicku v pohonné jednotce [31].



Obr. 55 Schéma funkce dvouhmotového setrvačnicku [31]

Hlavní výhodou použití dvouhmotového setrvačnicku je snížení nerovnoměrnosti otáček a vibračí v nízkých otáčkách motoru. K nevýhodám se však řadí životnost této součástky a její výrobní náklady [7].



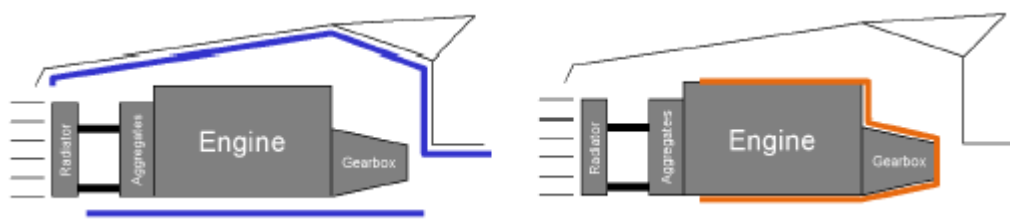
Obr. 56 Konstrukce dvouhmotového setrvačnicku [31]

8.2 PASIVNÍ ÚPRAVY

Pro tuto skupinu jsem se rozhodla také použít tři návrhy řešení, přičemž prvním z nich bylo zapouzdření pohonné jednotky, poté použít kryt motoru nebo vybavit automobil lepšími autopotáhy, které mají lepší pohltivé vlastnosti a tím pádem dokáží absorbovat hluk.

8.2.1 POUŽITÍ POUZDRA PRO POHONNOU JEDNOTKU

O této variantě bylo již psáno v kapitole 4, která se zabývala metody snižování hluku a vibrací. Tato úprava je proveditelná ve dvou variantách, protože buď může být zapouzdřena samostatná pohonná jednotka, nebo celý prostor kolem ní. Pro připomenutí je zde vložen obrázek těchto dvou variant.



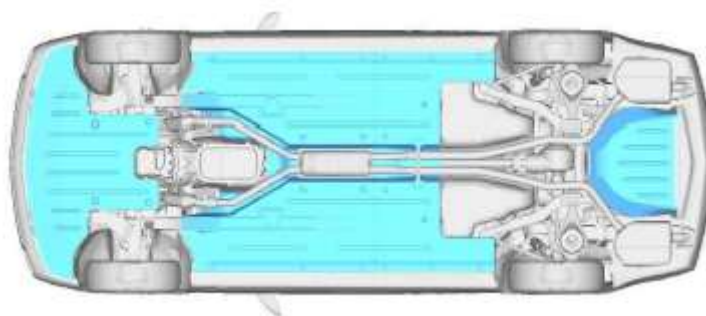
Obr. 57 Schéma zapouzdření pohonné jednotky[13]

Z hlediska realizovatelnosti je vhodnější a efektivnější aplikace izolace na motorový prostor, jelikož izolační materiály nebudou vystaveny tepelným vlivům od zdroje a je zde větší plocha pro manipulaci. Na trhu jsou již dostupné izolační pěny a protihlukové lepící desky, kterých je možné pro tento způsob úpravy využít. Instalace možná zabere čas, avšak ve výsledku se může jednat o příjemné zlepšení komfortu jízdy. Cenově jsou tyto přípravy dostupné, avšak záleží, jaké množství by bylo potřeba pro izolaci tohoto velkého prostoru využít. Pro postranní části a spáry je výhodné použít izolační pěnu, která tak zaplní všechny volné prostory a dutiny, kterými by se dále mohly vibrace šířit [13].

8.2.2 POUŽITÍ KRYTU PODVOZKU

Tato úprava byla již také zmíněna v kapitole 4, ale pro účely návrhu zlepšení se tím budeme zabývat znovu detailněji. Pro lepší představu slouží obrázek níže, na kterém je vidět kryt podvozku.

V tomto případě by kryt motoru snížil odpor a množství externího hluku, které se dostává do kabiny automobilu. Pokud by kryt pokryl celou plochu a byl by zkonstruován tak, aby oddělil prostor hnacího traktu od spodní části karoserie, výrazně by to snížilo šíření hluku z hnacího traktu. Z výpočetních simulací a rešerše hlavní zdrojů hluku a vibrací již vyplývá, že hnací trakt je výrazným zdrojem hluku a vibrací. Zejména s rostoucí hodnotou otáček motoru dochází k nárůstu frekvencí, které již nejsou lidskému tělu příjemné.



Obr. 58 Kryt podvozku automobilu [13]

Konstrukce krytu podvozku by tedy byla velmi vhodnou úpravou pro zlepšení komfortu. Pro realizaci této úpravy by poté bylo potřeba provést zkoušky aerodynamiky a postarat se o to, aby konstrukce byla na jednu stranu odlehčená a nepřidávala další hmotnost vozidlu, ale také zároveň aby byl použitý materiál dost pevný a odolný vůči všemožným podmínkám pro každodenní jízdu. Ještě před montáží by však tento kryt mohl být opatřen aplikací protihlukové těsnění od firmy Henkel. Firma nabízí na trhu konstrukční tlumení, které je aplikováno v kapalné formě robotickým mechanismem, který díly automobilu postříkuje tímto materiálem [13][32].



Obr. 59 Schéma aplikace tlumícího materiálu značky Henkel [32]

8.2.3 POUŽITÍ AUTOPOTAHŮ ABSORBÚJÍCÍCH HLUK

Možná se tato úprava může zdát banální, avšak i takové věci jako jsou použité materiály autopotahů, mohou mít vliv na lepší komfort jízdy. Pro znázornění složení sedačky ve vozidle slouží následující obrázek.

Za pokus by stálo uvažovat o zesílení vrstvy pěnové výplně ve spodní a přední části autosedačky a také vzájemná kombinace této metody s použitím materiálu, který dosahuje větší absorpce. Většina automobilů je vybavena potahy z usní nebo z tkanin. Usňové materiály mají lepší absorpční vlastnosti, ale jsou dražší. Proto se více používá potahů z tkanin. Motivací řešení problému by byl výzkum a použití nového vyplňujícího materiálu vnitřního prostoru sedaček, který by byl složen z více než jednoho materiálu. Například kombinací textilních vláken z polyuretanu a konkrétního materiálu s nejlepší absorpcí zvuku [14].

ZÁVĚR

Práce se zabývá analýzou akustických vlastností vnitřního prostoru osobního automobilu pomocí metody konečných prvků. Součástí práce je analýza budících účinků od jednotlivých zdrojů vibrací a vyhodnocení odezvy ve vnitřním akustickém prostoru kabiny se zaměřením na pasažéry vozidla a problematika návrhu vhodných konstrukčních úprav za účelem snížení hluku v kabině.

Cílem mé diplomové práce bylo provést rešerši na téma problematiky vnitřní akustiky u osobních automobilů. Dále bylo potřeba vytvořit výpočtový model, díky kterému budou moci být provedeny výpočetní simulace. Dále bylo potřeba provést analýzu hlavních budících účinků a poté tyto již výše zmíněné věci aplikovat na konkrétní osobní automobil. Dalším a také posledním cílem mé diplomové práce bylo zhotovení konstrukčních úprav osobního automobilu, které by mohly zlepšit vnitřní akustiky a také komfort cestujících.

První kapitola je zaměřena na motivaci řešení problému a je zde popsáno, jak negativně mohou hluk a vibrace na člověka působit. Další čtyři kapitoly jsou rešeršního charakteru a zabývám se zde zpočátku akustikou a její definicí, poté rešerši zdrojů vibrací a hluku, ale i metodami jak vibrace a hluk lze snižovat a v neposlední řadě jaké měřicí metody a techniku můžeme využít. V praktické části jsem nejprve provedla frekvenční analýzu hlavních zdrojů vibrací a hluk v závislosti na otáčkách motoru. Rozbor byl proveden pro pohonnou jednotku s hnacím ústrojím. Frekvenční analýza byla provedena v rozsahu otáček 1000 do 4000 min^{-1} a pro tento rozsah byly poté provedeny výpočty frekvencí všech částí hnacího ústrojí. Dalším krokem byla tvorba 3D modelu kavity osobního automobilu, přičemž jsem si musela obstarat potřebné rozměry a teprve poté vytvořit model podobající se co možno nejvíce reálnému modelu vzduchu. Tento 3D model byl vytvořen v programu PTC Creo. Pro následné simulace jsem použila MKP program ANSYS a zde provedla modální a harmonickou analýzu kavity osobního automobilu.

Následně jsem se zabývala vyhodnocením výsledků, které jsem získala vytvořením frekvenční analýzy zdrojů hluku a vibrací a vytvořením dvou numerických modelů. Vyhodnocení se však ubíralo směrem zhodnocení frekvenční analýzy zdrojů hluku a výsledky z harmonické analýzy. Jelikož cílem práce bylo zaměřit se na pasažéry vozidla, byla harmonická analýza nastavena na výpočet pro místo v hlavě řidiče a pro místo v hlavě spolujezdce. Proto je část s výsledky trochu graficky obsáhlejší, protože zde byly prezentovány výsledky, jak pro řidiče automobilu, tak pro spolujezdce. Po analýze všech zdrojů hluku a vibrací jsem provedla redukci na pouze šestnáct potenciálně nebezpečných zdrojů hluku a vibrací a to pro obě varianty (řidič a spolujezdce). Po dalším zkoumání jsem došla k závěru, že pro místo hlavy řidiče se jeví pouze čtyři zdroje vibrací a hluku jako rušivé, přičemž zde může vznikat rezonance. Jedná se o rozsah otáček motoru 3197 min^{-1} až 3920 min^{-1} . Pro spolujezdce se takto jeví šest zdrojů vibrací a hluku, u kterých může také vzniknout rezonance. Rozsah otáček motoru, ve kterých dochází k této skutečnosti, je 2140 min^{-1} až 3190 min^{-1} . K odlišnému počtu rušivých zdrojů vibrací a hluku pro tyto dva pasažéry vede fakt, že se průběhy tvarů vlastních kmitů v místě hlavy řidiče liší od tvarů v místě hlavy spolujezdce. Je zde třeba zmínit, že tyto výsledky jsou teoretické a díky tvorbě modelu na základě hrubých rozměrů může docházet k odlišnostem. Příčinnou může být i umístění zdroje buzení. Vhodnějším řešením by tedy bylo provedení simulací na základě modelu přesných rozměrů dodaných výrobcem automobilu, což se však nejeví jako snadné. Díky lepší geometrii modelu by poté mohla harmonická analýza produkovat přesnější výsledky. Také by se mohlo použít buzení konkrétními hodnotami akustického tlaku a umístit buzení nejenom

do místa přepážky mezi motorem a kavitou, jako je to v tomhle případě, ale také ještě použít buzení od převodového ústrojí.

V závěrečné kapitole jsem se zabývala konstrukčními úpravami pro zlepšení akustických vlastností osobního automobilu. Uvedla jsem jak aktivní tak pasivní metody, kterých by bylo možné využít a tak snížit vlastní frekvence uvnitř kabiny automobilu. Každá zmíněná úprava byla popsána a uvedeny její výhody a nevýhody, protože se jedná spíše o teoretickou část. Jako hlavní možné aktivní úpravy jsem vybrala použití tlumiče torzních kmitů a použití dvoumotového setrvačnicku. Z pasivních metod jsem poté navrhla použití zapouzďení pohonné jednotky, použití krytu podvozku nebo také použití materiálů autopotahů s lepšími absorpčními vlastnostmi. Jako rychlejší varianta snížení hluku se tedy jeví zapouzďení pohonné jednotky, jelikož dostupnost a aplikace tlumícího materiálu není tak náročná jako aplikace dvou mnou zmíněných aktivních úprav. To ovšem nabízí prostor pro možnou realizaci konstrukčních návrhů tlumiče a setrvačnicku.

Pokračováním mé diplomové práce vidím v možnosti již zmíněných aplikací více budících účinků v harmonické analýze za předpokladu přesnějšího výpočetního modelu. Dostali bychom poté ucelenější a přesnější výsledky hluku a vibrací, které působí na pasažéry. K dalšímu zpestření by také mohla vést analýza ostatních zdrojů vibrace a hluku, zejména aerodynamického hluku nebo pohyb celého hnacího traktu. Má práce přesto nabízí přehled jak postupovat při návrhu kabiny osobního automobilu tak, aby nebylo potřeba konstrukčních úprav.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SVOBODA, D. *Návrh polyuretanové vrstvy pro zvýšení akustického útlumu turbodieselového motoru osobního automobilu*. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, Fakulta technologická, 2014. 152 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Juříčka, Ph.D.
- [2] MIŠUN, Vojtěch. *Vibrace a hluk*. Vyd. 2., V Akademickém nakl. CERM 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2005, 177 s. ISBN 80-214-3060-5.
- [3] NOVÝ, Richard. *Hluk a chvění*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000, 389 s. ISBN 80-010-2246-3.
- [4] KOSTELNÍK, J. *Analýza šíření vibrací spojeným strukturálně akustickým prostorem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 69 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
- [5] VAŇKOVÁ, Marie. *Hluk, vibrace a ionizující záření v životním a pracovním prostředí*. Vyd. 1. Brno: PC-DIR, 1995, 140 s. ISBN 80-214-0695-X.
- [6] SCHAUER, Pavel. *Vybrané statě z akustiky*. Brno, 2008. Dostupné také z: http://fyzika.fce.vutbr.cz/doc/vyuka_schauer/vybrane_state_z_akustiky.pdf
- [7] NOVOTNÝ, Pavel. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ. *Zdroje hluku a vibrací: Přednáška č.2*, Brno, 2015.
- [8] Hluk z motorů a pneumatik. *Hluk a emise* [online]. 2007 [cit. 2015-11-29]. Dostupné z: <http://hluk.eps.cz/hluk/hluk-z-motoru-a-pneumatik/>
- [9] CROLLA, edited by David A. *Automotive engineering: powertrain, chassis system and vehicle body* [online]. 1st ed. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann, 2009 [cit. 2016-01-28]. ISBN 978-185-6175-777.
- [10] SMITH, J. Derek. *Gear noise and vibration*. New York: Marcel Dekker, Inc., 1999. ISBN 0-8247-6005-0.
- [11] ČUPERA, Jiří a Pavel ŠTĚRBA. *Automobily 7: Diagnostika motorových vozidel I*. 1. vyd. Brno: Avid, 2007. ISBN 978-80-903671-9-7.
- [12] HARRISON, Matthew. *Vehicle refinement controlling noise and vibration in road vehicles* [online]. [Online-Ausg.]. Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004 [cit. 2016-01-28]. ISBN 978-075-0661-294.
- [13] NOVOTNÝ, Pavel. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ. *Základy problematiky hluku: Přednáška č.3*. Brno, 2015.
- [14] POKORNÝ, O. *Textilie v interiéru osobních automobilů z hlediska akustických vlastností*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, Fakulta textilní, 2009. 73 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Eliška Chrpová, CSc.

- [15] ZÁVORKA, D. *Akustická diagnostika provozních stavů spalovacího motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 36 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Martin Zubík.
- [16] JUNEK, Pavel. NÁRODNÍ REFERENČNÍ LABORATOŘ PRO KOMUNÁLNÍ HLUK. *Co je akustická kamera?* [online]. Ústí nad Orlicí, 2015, 4 s. [cit. 2015-01-28]. Dostupné z: http://www.nrl.cz/Content%5Cfiles%5Czajimavosti%5CAkusticka_kamera%5CAkusticka_a_kamera.pdf
- [17] Sound level meters: Noise Meters for Measurement and Analysis. *Brüel and Kjaer: Beyond Measure* [online]. Nærum Denmark: Brüel & Kjær Sound & Vibration Measurement A/S, 2015 [cit. 2016-01-22]. Dostupné z: <http://www.bksv.com/products/handheld-instruments/sound-level-meters/sound-level-meters>
- [18] SMETANA, Ctirad. *Hluk a vibrace: měření a hodnocení*. 1. vyd. Praha: Sdělovací technika, 1998, 188 s. ISBN 80-901-9362-5.
- [19] *Vehicle noise and vibration refinement*. 1st pub. Cambridge: Woodhead Publishing, 2010, xiii, 434 s., [4] s. barev. obr. příl. Woodhead Publishing in mechanical engineering. ISBN 978-1-84569-497-5.
- [20] STODOLA, Jiří. *Diagnostika motorových vozidel: Studijní opora* [online]. 2. vydání. Brno, 2011 [cit. 2016-01-25].
- [21] AMADASI, G., L. SPERANZA a A. CANELLA. S.C.S. CONTROLLI E SISTEMI VIBROACOUSTICS. *Vibroacoustics in automotive: A differen aproach to noise problem solving in automotive*. Campodarsego PD - Italia, 2015. Dostupné také z: http://www.vibro-acoustic.com/res/pdf/vba_in_automotive.pdf
- [22] Škoda Octavia III. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-05-01]. Dostupné z: https://de.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda_Octavia_III
- [23] ŠKODA Service®. *Dílenská učební pomůcka: Motory 1,8 l TFSI 132 kW, 2,0 l TFSI 162 kW*. 08/2013. Mladá Boleslav: ŠKODA AUTO, 2013. ISBN S00.2002.99.15.
- [24] Gears and shafts, output shaft, for 6 speed manual gearbox: Skoda Octavia 2013. In: *Realoem.me* [online]. 2013 [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.realoem.me/Skoda/CZ/OCT/2013/753/R/3/311/311046>
- [25] Gears and shafts, output shaft, for 6 speed manual gearbox: Skoda Octavia 2013. In: *Realoem.me* [online]. 2013 [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.realoem.me/Skoda/CZ/OCT/2013/753/R/3/311/311047>
- [26] HORA, O. *Vnitřní akustika traktoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 105 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

- [27] FAIMAN, Jiří. *Tříválcový zážehový motor s excentrickým klikovým mechanismem pro osobní vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 73 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc..
- [28] VOKOUN, P. *Analýza tvarů a frekvencí módů vzduchu uzavřeného v kabině automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 62 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
- [29] SMRČEK, M. *Hluk a vibrace rootsových dmychadel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 90 s. Vedoucí diplomové práce Ing. PAVEL ŠVANCARA, Ph.D.
- [30] ANSYS, Inc. *ANSYS Mechanical APDL Acoustic Analysis Guide*. Canonsburg, PA: ANSYS, 2013. Dostupné také z: <http://148.204.81.206/Ansys/150/ANSYS%20Mechanical%20APDL%20Acoustic%20Analysis%20Guide.pdf>
- [31] GSCHEIDLE, Rolf. *Příručka pro automechanika*. Praha: Sobotáles, 2001. ISBN 80-859-2076-X.
- [32] Tišší, pohodlnější vozidla – s technologiemi zvukové izolace automobilů firmy Henkel. In: *Henkel adhesives* [online]. Praha: Henkel ČR, spol. s r.o, 2017 [cit. 2017-05-15]. Dostupné z: <http://www.henkel-adhesives.cz/automotive/akustika-11291.htm>
- [33] REICHL, Jaroslav. Stavba a popis. CREATIVE COMMONS ATTRIBUTION-NONCOMMERCIAL-NO DERIVATIVE WORKS 3.0. *Encyklopedie fyziky* [online]. 2016 [cit. 2016-01-30]. Dostupné z: <http://fyzika.jreichl.com/main/article/view/201-stavba-a-popis>
- [34] HARRISON, Darryll. VOLKSWAGEN'S LATEST TURBOCHARGED TSI ENGINE DEBUTS IN THE JETTA AND PASSAT. In: *Media.vw.com* [online]. Herndon, Virginia: Volkswagen Group of America, Inc., 2013 [cit. 2016-04-20]. Dostupné z: <http://media.vw.com/release/550/>
- [35] Derek Mau. Next Generation Volkswagen EA888 Engine Explained. In: *Ebay Motors blog* [online]. ebay, 2013 [cit. 2017-05-01]. Dostupné z: <http://www.ebay.com/motors/blog/next-generation-volkswagen-ea888-engine-explained/>
- [36] Gears and shafts, output shaft, for 6 speed manual gearbox: Skoda Octavia 2013. In: *Realoem.me* [online]. 2013 [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.realoem.me/img/Bilder/694/694311430.png>
- [37] Gears and shafts, output shaft, for 6 speed manual gearbox: Skoda Octavia 2013. In: *Realoem.me* [online]. 2013 [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.realoem.me/img/Bilder/694/694311440.png>
- [38] *Katalog Škoda Octavia RS*. Mladá Boleslav: Škoda Auto, 2013. ISBN OC0KA0024C 01/16.

- [39] ANSYS, Inc. *FLUID30 Element Description: 3-D Acoustic Fluid* [online]. In: . SAS IP, 2013 [cit. 2017-05-05]. Dostupné z: https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/15.0.7/en-us/help/ans_elem/Hlp_E_FLUID30.html

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

c	$[\text{ms}^{-1}]$	rychlost šíření vln
c_t	$[\text{ms}^{-1}]$	rychlost příčných vln
f	$[\text{Hz}]$	frekvence vlnění
f_n	$[\text{Hz}]$	otáčková frekvence
$f_{R1,2}$	$[\text{Hz}]$	otáčková frekvence hnacího a hnaného hřídele
f_{spal}	$[\text{Hz}]$	spalovací frekvence
f_z	$[\text{Hz}]$	zubová frekvence převodovky
G	$[\text{Pa}]$	modul pružnosti ve smyku
i	$[-]$	převodový poměr
I	$[\text{Wm}^{-2}]$	akustická intenzita
I_0	$[\text{Wm}^{-2}]$	referenční hodnota akustické intenzity
K	$[\text{Pa}]$	modul objemové pružnosti kapaliny
\mathbf{K}	$[-]$	matice tuhosti
l_{max}	$[\text{m}]$	maximální velikost prvku
L_I	$[\text{dB}]$	hladina akustické intenzity
L_P	$[\text{dB}]$	hladina akustického tlaku
L_W	$[\text{dB}]$	hladina akustického výkonu
L_X	$[\text{dB}]$	hladina akustické veličiny
\mathbf{M}	$[-]$	matice hmotnosti
n	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky motoru
p	$[\text{Pa}]$	akustický tlak
p_0	$[\text{Pa}]$	tlak v plynném prostředí
$p_{0\text{ef}}$	$[\text{Pa}]$	efektivní hodnota tlaku
P	$[\text{W}]$	akustický výkon
P_0	$[\text{W}]$	referenční hodnota akustického tlaku
R	$[-]$	součinitel odrazu
S	$[\text{m}^2]$	plocha
t	$[\text{s}]$	čas
u	$[\text{m}]$	vzdálenost jednotlivých uzlů
u_o	$[\text{m}]$	amplituda výchylek částice
v	$[\text{ms}^{-1}]$	rychlost kmitání částic
X	$[-]$	akustická veličina

X_0	[-]	referenční hodnota
$z_{2,1}$	[-]	počet zubů spolu zabírajících kol
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
α	[-]	akustická absorpce
γ	[-]	Poissonova konstanta
$\{\phi\}_i$	[-]	vlastní vektor náležící tvaru módu i-té vlastní frekvence
κ	[-]	řád harmonické složky
λ	[mm]	vlnová délka
ρ	[kg.m ⁻³]	hustota vzduchu
ψ	[°]	fázový posun
ω	[s ⁻¹]	úhlová rychlost otáčení klikového hřídele
ω_i	[Hz]	i-tá vlastní frekvence
CAD		počítačem podporovaný design
FEM		Finite element method – anglický název
FFT		rychlá Fourierova analýza
IGES		Initial Graphics Exchange Specification
MKP		metoda konečných prvků
PC		osobní počítač
SEA		statistická energetická analýza

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1	-	Výsledky harmonické analýzy	I
-----------	---	-----------------------------	---

PŘÍLOHA 1 – VÝSLEDKY HARMONICKÉ ANALÝZY

Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]
3	2,97E-05	123	2,87E-06	243	4,14E-06	363	8,75E-09
6	6,75E-05	126	2,58E-06	246	6,79E-07	366	2,36E-07
9	1,06E-05	129	8,59E-06	249	2,42E-07	369	1,03E-06
12	4,92E-06	132	1,24E-06	252	6,21E-08	372	1,41E-06
15	2,95E-06	135	9,65E-07	255	6,03E-06	375	1,22E-06
18	2,01E-06	138	1,20E-06	258	6,98E-08	378	2,90E-07
21	1,48E-06	141	2,54E-06	261	1,02E-07	381	1,62E-06
24	1,15E-06	144	1,08E-05	264	3,61E-07	384	2,85E-06
27	9,32E-07	147	1,96E-06	267	3,93E-07	387	5,79E-06
30	7,8E-07	150	1,29E-06	270	4,16E-07	390	1,39E-05
33	6,72E-07	153	1,35E-06	273	8,86E-07	393	6,63E-07
36	5,93E-07	156	7,44E-08	276	5,89E-06	396	1,05E-06
39	5,35E-07	159	1,01E-07	279	2,19E-08	399	1,64E-07
42	4,96E-07	162	6,95E-07	282	2,24E-07	402	3,69E-06
45	4,8E-07	165	9,66E-07	285	4,02E-07	405	8,38E-07
48	6,64E-06	168	1,89E-06	288	2,37E-07	408	1,25E-07
51	3,65E-07	171	8,65E-07	291	4,06E-06	411	2,44E-07
54	3,72E-07	174	5,22E-05	294	2,74E-07	414	2,91E-07
57	3,75E-07	177	1,32E-06	297	4,02E-05	417	1,48E-08
60	3,8E-07	180	6,75E-07	300	9,96E-08	420	1,07E-06
63	3,92E-07	183	2,81E-07	303	8,35E-08	423	4,82E-07
66	4,11E-07	186	2,52E-06	306	7,14E-07	426	7,97E-08
69	4,42E-07	189	1,15E-06	309	6,45E-06	429	4,36E-06
72	4,88E-07	192	8,06E-08	312	1,18E-06	432	5,18E-07
75	5,59E-07	195	9,12E-09	315	1,63E-06	435	1,46E-05
78	6,74E-07	198	1,18E-07	318	2,13E-07	438	4,91E-06
81	8,79E-07	201	2,15E-07	321	1,63E-08	441	2,12E-06
84	1,32E-06	204	2,69E-06	324	5,02E-06	444	5,31E-07
87	2,83E-06	207	1,16E-06	327	1,68E-06	447	9,06E-07
90	1,4E-05	210	1,06E-07	330	1,71E-06	450	3,66E-06
93	1,98E-06	213	1,36E-07	333	1,50E-06	453	7,21E-07
96	1,06E-06	216	1,25E-07	336	2,39E-06	456	5,41E-07
99	7,13E-07	219	8,32E-08	339	5,28E-06	459	6,75E-07
102	4,92E-07	222	6,05E-07	342	4,54E-07	462	1,66E-07
105	1,04E-07	225	1,95E-06	345	2,03E-06	465	1,42E-07
108	7,34E-06	228	2,53E-06	348	3,31E-07	468	4,12E-07
111	2,69E-06	231	3,44E-07	351	3,03E-07	471	1,09E-06
114	1,63E-05	234	1,55E-06	354	6,87E-07	474	1,39E-06
117	1,33E-06	237	1,12E-06	357	1,19E-06	477	9,61E-07
120	9,02E-07	240	1,63E-06	360	5,45E-07	480	1,08E-06

Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]
483	2,46E-06	603	6,02E-06	723	3,43E-06	843	6,06E-07
486	2,63E-07	606	1,62E-06	726	9,66E-07	846	1,22E-06
489	3,40E-05	609	9,24E-07	729	7,98E-07	849	7,77E-08
492	1,79E-07	612	3,82E-07	732	1,35E-06	852	1,00E-08
495	7,39E-07	615	8,62E-07	735	3,69E-06	855	2,52E-07
498	3,55E-09	618	3,12E-06	738	6,86E-08	858	1,18E-06
501	5,72E-07	621	1,90E-06	741	3,39E-06	861	3,19E-07
504	1,91E-06	624	7,19E-07	744	1,42E-06	864	3,46E-07
507	1,38E-07	627	5,18E-07	747	7,10E-07	867	3,71E-06
510	3,34E-08	630	3,64E-06	750	1,45E-08	870	7,42E-07
513	9,97E-06	633	8,26E-05	753	4,36E-07	873	2,72E-07
516	3,93E-07	636	4,02E-07	756	1,04E-06	876	2,86E-06
519	1,62E-06	639	9,93E-07	759	2,49E-06	879	6,39E-07
522	1,89E-07	642	2,01E-07	762	9,49E-06	882	1,36E-07
525	3,02E-07	645	7,23E-07	765	8,50E-05	885	1,91E-06
528	3,97E-07	648	1,05E-06	768	1,12E-06	888	6,44E-07
531	8,70E-07	651	1,12E-05	771	5,63E-06	891	4,04E-07
534	1,87E-07	654	3,01E-06	774	2,08E-06	894	6,64E-07
537	1,68E-07	657	2,42E-06	777	7,18E-06	897	7,40E-07
540	2,19E-07	660	4,84E-07	780	1,35E-06	900	8,87E-07
543	4,59E-06	663	1,03E-07	783	3,34E-07	903	1,36E-06
546	5,67E-07	666	1,03E-07	786	2,91E-06	906	7,90E-06
549	2,36E-07	669	2,48E-07	789	4,67E-07	909	1,29E-07
552	1,01E-07	672	9,49E-07	792	8,54E-07	912	1,84E-06
555	1,21E-07	675	6,40E-07	795	2,12E-05	915	7,57E-08
558	1,46E-07	678	1,08E-06	798	1,73E-06	918	1,06E-08
561	1,84E-06	681	8,99E-06	801	6,88E-08	921	2,98E-07
564	3,71E-07	684	1,68E-06	804	1,93E-07	924	6,06E-07
567	2,53E-07	687	6,14E-07	807	2,37E-07	927	1,39E-06
570	5,77E-08	690	2,79E-08	810	4,15E-07	930	2,80E-06
573	9,41E-08	693	4,86E-07	813	6,31E-07	933	1,12E-05
576	3,31E-07	696	2,18E-07	816	8,54E-08	936	2,37E-07
579	1,08E-07	699	7,68E-07	819	4,10E-07	939	9,13E-07
582	2,18E-06	702	5,50E-07	822	3,97E-07	942	2,37E-06
585	2,47E-06	705	5,36E-07	825	8,11E-07	945	3,25E-06
588	8,82E-07	708	9,44E-07	828	2,69E-05	948	7,75E-07
591	1,02E-07	711	4,84E-07	831	9,44E-07	951	7,85E-07
594	8,12E-08	714	3,85E-08	834	1,70E-07	954	6,10E-06
597	7,50E-07	717	6,92E-07	837	6,25E-07	957	1,58E-05
600	3,50E-06	720	1,79E-07	840	6,54E-07	960	2,57E-06

Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]
963	1,49E-06	1083	2,60E-06	1203	3,76E-06	1323	1,56E-06
966	9,98E-07	1086	7,41E-06	1206	3,10E-08	1326	5,61E-07
969	3,55E-06	1089	8,33E-06	1209	5,44E-07	1329	2,68E-06
972	8,25E-05	1092	3,08E-07	1212	7,67E-08	1332	2,46E-06
975	2,38E-06	1095	2,73E-06	1215	7,34E-06	1335	2,46E-06
978	9,80E-07	1098	1,45E-06	1218	1,21E-06	1338	7,25E-07
981	1,13E-06	1101	6,17E-07	1221	8,63E-07	1341	1,83E-06
984	2,61E-07	1104	7,29E-08	1224	9,11E-07	1344	5,79E-08
987	2,95E-06	1107	4,92E-07	1227	1,19E-06	1347	3,18E-06
990	6,46E-07	1110	6,94E-07	1230	1,05E-06	1350	2,45E-07
993	1,12E-06	1113	1,08E-07	1233	5,60E-07	1353	2,70E-06
996	7,18E-06	1116	8,60E-07	1236	4,38E-07	1356	2,19E-06
999	3,18E-07	1119	5,79E-07	1239	1,21E-06	1359	1,07E-05
1002	2,24E-06	1122	1,04E-06	1242	4,20E-06	1362	9,13E-06
1005	3,88E-07	1125	3,06E-05	1245	6,58E-07	1365	6,51E-06
1008	2,55E-06	1128	5,83E-07	1248	7,27E-06	1368	2,52E-06
1011	8,58E-07	1131	7,28E-06	1251	1,44E-06	1371	1,40E-07
1014	2,97E-07	1134	2,27E-06	1254	3,99E-06	1374	4,46E-06
1017	1,36E-06	1137	6,40E-07	1257	1,28E-06	1377	9,35E-07
1020	3,90E-06	1140	1,80E-06	1260	6,58E-06	1380	2,88E-06
1023	5,58E-06	1143	2,80E-06	1263	2,09E-06	1383	6,30E-07
1026	1,21E-05	1146	7,80E-07	1266	1,52E-06	1386	1,01E-06
1029	8,51E-07	1149	2,76E-07	1269	4,06E-07	1389	1,20E-05
1032	5,17E-06	1152	2,62E-06	1272	2,85E-06	1392	6,99E-07
1035	5,54E-06	1155	4,68E-06	1275	1,88E-06	1395	7,27E-07
1038	7,77E-07	1158	4,14E-07	1278	6,09E-06	1398	4,82E-06
1041	1,86E-06	1161	5,22E-07	1281	1,79E-06	1401	3,94E-06
1044	5,54E-07	1164	1,21E-06	1284	2,36E-06	1404	2,40E-06
1047	3,65E-06	1167	1,42E-06	1287	5,13E-06	1407	4,01E-06
1050	1,21E-06	1170	9,23E-06	1290	3,73E-06	1410	3,16E-05
1053	6,48E-07	1173	1,58E-06	1293	2,23E-06	1413	9,70E-06
1056	2,96E-06	1176	1,97E-06	1296	1,89E-06	1416	7,59E-07
1059	8,25E-06	1179	3,99E-06	1299	1,59E-06	1419	3,48E-06
1062	2,51E-07	1182	2,47E-07	1302	6,62E-07	1422	3,80E-06
1065	5,84E-07	1185	2,95E-06	1305	1,75E-06	1425	2,42E-06
1068	2,20E-07	1188	3,57E-06	1308	1,77E-06	1428	7,53E-08
1071	2,95E-06	1191	4,24E-06	1311	1,79E-05	1431	1,33E-06
1074	2,79E-06	1194	1,33E-06	1314	2,79E-06	1434	6,62E-07
1077	6,31E-07	1197	3,71E-07	1317	5,89E-07	1437	7,31E-07
1080	8,64E-07	1200	6,69E-07	1320	9,22E-07	1440	5,05E-06

Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]
1443	7,44E-06	1563	3,86E-07	1683	2,94E-06	1803	2,65E-06
1446	3,71E-07	1566	1,70E-06	1686	3,47E-06	1806	3,16E-06
1449	4,52E-07	1569	2,20E-05	1689	9,31E-07	1809	3,16E-06
1452	6,34E-07	1572	6,47E-08	1692	3,12E-06	1812	1,13E-06
1455	6,10E-07	1575	4,48E-07	1695	3,00E-06	1815	2,45E-07
1458	1,51E-06	1578	6,69E-06	1698	1,21E-06	1818	6,48E-06
1461	6,34E-08	1581	1,37E-06	1701	3,80E-06	1821	9,76E-07
1464	4,23E-06	1584	5,43E-07	1704	4,72E-07	1824	1,56E-06
1467	2,41E-06	1587	1,17E-06	1707	2,53E-06	1827	1,51E-07
1470	6,21E-07	1590	5,14E-07	1710	2,05E-05	1830	5,54E-07
1473	1,61E-05	1593	6,85E-06	1713	4,58E-06	1833	2,06E-06
1476	1,17E-06	1596	3,99E-06	1716	4,95E-06	1836	3,34E-07
1479	5,15E-06	1599	4,91E-08	1719	9,06E-07	1839	1,53E-07
1482	4,87E-06	1602	4,42E-06	1722	3,77E-05	1842	1,57E-06
1485	1,27E-06	1605	3,41E-06	1725	2,84E-06	1845	4,52E-06
1488	4,45E-08	1608	2,23E-06	1728	8,70E-07	1848	4,55E-07
1491	1,39E-05	1611	2,01E-06	1731	3,33E-06	1851	6,01E-07
1494	3,14E-06	1614	5,25E-06	1734	2,01E-07	1854	4,22E-06
1497	2,19E-06	1617	4,35E-06	1737	1,27E-05	1857	1,92E-06
1500	6,82E-06	1620	4,58E-06	1740	5,15E-06	1860	5,87E-06
1503	5,22E-06	1623	2,48E-06	1743	2,45E-06	1863	1,78E-05
1506	1,72E-06	1626	4,22E-06	1746	4,08E-06	1866	2,43E-07
1509	1,30E-06	1629	6,82E-07	1749	5,09E-06	1869	5,26E-06
1512	4,95E-06	1632	9,31E-08	1752	7,21E-06	1872	3,45E-06
1515	1,56E-06	1635	5,17E-06	1755	1,25E-06	1875	4,65E-07
1518	2,08E-06	1638	1,65E-06	1758	2,23E-06	1878	1,62E-05
1521	2,09E-06	1641	9,88E-06	1761	7,96E-07	1881	1,61E-06
1524	1,53E-06	1644	7,02E-07	1764	9,30E-07	1884	1,99E-06
1527	1,43E-06	1647	8,10E-06	1767	4,12E-07	1887	8,49E-06
1530	2,67E-07	1650	1,60E-05	1770	1,39E-05	1890	1,27E-05
1533	1,71E-06	1653	4,67E-06	1773	6,14E-06	1893	2,26E-06
1536	9,32E-06	1656	2,39E-06	1776	1,07E-06	1896	5,09E-07
1539	5,58E-06	1659	1,31E-06	1779	2,25E-06	1899	9,08E-06
1542	9,17E-06	1662	8,09E-07	1782	2,51E-06	1902	3,11E-06
1545	3,60E-05	1665	3,49E-06	1785	7,47E-07	1905	1,83E-06
1548	9,60E-06	1668	3,22E-07	1788	1,05E-05	1908	4,60E-06
1551	3,22E-06	1671	9,23E-07	1791	4,49E-04	1911	7,52E-06
1554	1,87E-06	1674	1,57E-06	1794	8,88E-07	1914	1,30E-05
1557	2,89E-06	1677	8,31E-07	1797	2,72E-06	1917	6,90E-07
1560	5,17E-06	1680	5,92E-06	1800	3,72E-05	1920	4,02E-07

Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]
1923	2,58E-06	2043	3,90E-06	2163	1,15E-04	2283	2,24E-05
1926	1,54E-06	2046	3,09E-07	2166	1,04E-06	2286	3,86E-07
1929	2,63E-05	2049	9,46E-08	2169	2,49E-06	2289	1,32E-06
1932	1,11E-05	2052	4,56E-06	2172	1,09E-05	2292	9,14E-06
1935	3,70E-06	2055	1,58E-06	2175	1,45E-05	2295	5,75E-06
1938	1,58E-06	2058	1,07E-05	2178	3,52E-05	2298	1,35E-06
1941	1,25E-06	2061	4,10E-08	2181	2,26E-05	2301	5,91E-06
1944	8,57E-06	2064	4,21E-06	2184	3,46E-05	2304	1,40E-08
1947	1,48E-06	2067	3,49E-04	2187	3,72E-05	2307	3,08E-06
1950	3,67E-06	2070	1,67E-05	2190	2,56E-06	2310	2,01E-06
1953	4,31E-07	2073	8,99E-05	2193	4,63E-06	2313	2,16E-06
1956	1,54E-06	2076	6,30E-05	2196	1,57E-06	2316	1,16E-06
1959	2,35E-06	2079	2,17E-06	2199	8,79E-07	2319	6,10E-07
1962	2,32E-06	2082	4,06E-06	2202	5,61E-06	2322	1,14E-05
1965	3,19E-06	2085	3,50E-06	2205	1,15E-06	2325	9,85E-07
1968	3,39E-06	2088	4,90E-07	2208	1,68E-05	2328	5,74E-06
1971	2,67E-06	2091	2,88E-06	2211	1,10E-06	2331	7,83E-06
1974	3,33E-07	2094	5,54E-06	2214	7,62E-06	2334	1,18E-06
1977	4,17E-07	2097	6,57E-07	2217	2,65E-05	2337	5,82E-06
1980	7,77E-06	2100	8,81E-06	2220	4,72E-06	2340	1,05E-06
1983	3,99E-05	2103	3,09E-06	2223	2,14E-06	2343	8,64E-06
1986	2,83E-05	2106	3,19E-06	2226	3,02E-08	2346	1,20E-06
1989	4,38E-07	2109	7,40E-07	2229	7,20E-07	2349	2,27E-06
1992	1,39E-05	2112	2,50E-06	2232	4,04E-07	2352	3,22E-06
1995	1,03E-05	2115	7,28E-06	2235	3,81E-07	2355	3,48E-06
1998	3,07E-07	2118	3,85E-06	2238	2,39E-07	2358	7,64E-06
2001	6,18E-06	2121	5,98E-06	2241	9,30E-06	2361	1,39E-06
2004	1,87E-06	2124	2,65E-06	2244	5,70E-07	2364	5,57E-07
2007	3,41E-07	2127	4,90E-08	2247	2,21E-06	2367	3,13E-06
2010	1,50E-06	2130	6,56E-07	2250	2,04E-06	2370	1,47E-07
2013	8,70E-07	2133	2,58E-07	2253	7,74E-08	2373	1,46E-06
2016	5,43E-06	2136	4,09E-06	2256	5,53E-06	2376	1,28E-05
2019	4,85E-07	2139	1,19E-05	2259	2,14E-05	2379	5,47E-06
2022	5,03E-07	2142	3,09E-07	2262	8,06E-07	2382	3,59E-06
2025	1,25E-05	2145	1,30E-06	2265	5,14E-08	2385	5,81E-06
2028	2,77E-06	2148	8,12E-06	2268	9,61E-05	2388	2,91E-06
2031	2,20E-07	2151	2,47E-06	2271	7,96E-06	2391	1,34E-05
2034	5,63E-07	2154	9,23E-06	2274	1,45E-07	2394	2,15E-05
2037	2,93E-06	2157	1,23E-05	2277	4,01E-05	2397	3,43E-06
2040	6,27E-06	2160	2,37E-06	2280	1,75E-07	2400	2,49E-05

Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]
2403	2,49E-06	2523	8,02E-06	2643	2,73E-06	2763	1,65E-06
2406	6,18E-06	2526	3,37E-06	2646	2,75E-07	2766	3,54E-06
2409	3,78E-06	2529	7,59E-07	2649	1,34E-05	2769	3,43E-06
2412	7,11E-06	2532	5,45E-06	2652	5,99E-07	2772	3,39E-06
2415	1,73E-06	2535	4,07E-07	2655	3,09E-05	2775	1,04E-04
2418	2,56E-06	2538	2,08E-06	2658	1,64E-05	2778	3,44E-06
2421	2,40E-05	2541	4,21E-06	2661	2,39E-06	2781	4,88E-05
2424	1,11E-06	2544	1,74E-06	2664	5,33E-06	2784	3,99E-06
2427	9,93E-06	2547	4,31E-07	2667	3,23E-06	2787	1,03E-06
2430	9,15E-06	2550	1,07E-06	2670	4,21E-06	2790	2,73E-06
2433	2,78E-06	2553	2,35E-06	2673	5,03E-07	2793	1,99E-06
2436	2,24E-07	2556	1,19E-06	2676	1,03E-06	2796	9,20E-08
2439	6,97E-07	2559	1,47E-05	2679	6,31E-06	2799	7,12E-06
2442	6,26E-07	2562	7,31E-08	2682	8,60E-06	2802	1,50E-05
2445	1,15E-06	2565	3,47E-05	2685	4,94E-07	2805	1,80E-06
2448	5,52E-07	2568	5,23E-06	2688	2,95E-07	2808	7,60E-07
2451	9,16E-07	2571	2,06E-05	2691	4,51E-06	2811	3,59E-06
2454	2,11E-05	2574	3,06E-06	2694	1,10E-05	2814	5,00E-06
2457	5,58E-06	2577	4,19E-06	2697	1,33E-05	2817	1,04E-06
2460	6,36E-06	2580	1,88E-06	2700	1,56E-05	2820	2,91E-06
2463	1,57E-06	2583	1,73E-05	2703	1,42E-06	2823	1,12E-06
2466	1,67E-06	2586	2,60E-06	2706	5,29E-06	2826	7,48E-06
2469	1,16E-05	2589	3,11E-06	2709	4,44E-05	2829	3,71E-06
2472	3,50E-06	2592	1,09E-06	2712	1,65E-06	2832	3,13E-06
2475	2,16E-06	2595	1,80E-05	2715	1,60E-05	2835	1,98E-05
2478	4,04E-06	2598	1,79E-06	2718	5,42E-07	2838	2,77E-06
2481	5,93E-06	2601	9,92E-06	2721	4,54E-07	2841	1,44E-04
2484	1,60E-06	2604	1,63E-06	2724	3,63E-06	2844	4,77E-06
2487	6,14E-06	2607	2,66E-07	2727	6,28E-06	2847	4,24E-06
2490	2,04E-06	2610	5,98E-06	2730	2,30E-06	2850	4,76E-06
2493	7,46E-06	2613	3,26E-03	2733	2,83E-06	2853	1,09E-06
2496	8,54E-06	2616	2,61E-06	2736	1,26E-06	2856	8,70E-06
2499	5,12E-07	2619	4,93E-06	2739	1,45E-07	2859	9,09E-06
2502	6,37E-06	2622	6,55E-07	2742	6,22E-06	2862	2,03E-06
2505	2,36E-07	2625	1,23E-06	2745	5,20E-06	2865	4,88E-07
2508	4,89E-06	2628	1,39E-06	2748	2,42E-06	2868	1,99E-06
2511	1,09E-05	2631	8,16E-06	2751	7,31E-06	2871	7,57E-06
2514	2,49E-06	2634	8,36E-06	2754	6,77E-07	2874	5,33E-06
2517	3,75E-06	2637	6,46E-06	2757	2,69E-05	2877	3,75E-06
2520	4,81E-07	2640	3,98E-06	2760	1,80E-06	2880	1,94E-05

Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]
2883	1,49E-06
2886	4,04E-06
2889	8,60E-06
2892	5,39E-07
2895	3,69E-06
2898	1,94E-04
2901	1,06E-06
2904	2,34E-06
2907	8,23E-06
2910	1,03E-05
2913	6,67E-06
2916	3,14E-06
2919	2,31E-05
2922	2,69E-05
2925	1,99E-06
2928	1,11E-06
2931	3,89E-07
2934	1,79E-06
2937	1,10E-05
2940	3,77E-06
2943	8,88E-06
2946	5,53E-06
2949	9,63E-06
2952	5,44E-06
2955	2,78E-06
2958	1,33E-06
2961	8,81E-08
2964	4,38E-07
2967	3,01E-06
2970	5,49E-07
2973	1,63E-04
2976	5,82E-07
2979	5,41E-06
2982	1,83E-06
2985	1,24E-05
2988	8,58E-06
2991	6,27E-06
2994	6,73E-06
2997	5,30E-06
3000	1,32E-06