



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

OPTIMALIZACE SKŘÍNĚ PŘEVODOVKY PRO ELEKTRICKÁ VOZIDLA Z OHLEDEM NA VYZAŘOVANÝ HLUK

OPTIMISATION OF ELECTRIC VEHICLES GEARBOX HOUSING WITH FOCUS ON EMITTED NOISE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Adam Fürich

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Kamil Řehák, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Adam Fürich
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Kamil Řehák, Ph.D.
Akademický rok:	2021/22

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:

Optimalizace skříně převodovky pro elektrická vozidla z ohledem na vyzařovaný hluk

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Převodové ústrojí je jedním z možných zdrojů hluku u automobilů. Vzhledem k absenci spalovacího motoru se převodové ústrojí stává dominantní komponentou. V případě převodovky je 80 % celkového hluku emitováno skříní. Její optimalizaci z hlediska hluku je možné provádět bez nutnosti výroby velkého množství prototypů pomocí výpočtového modelování, je však nutné mít validovaný výpočtový model.

Cíle diplomové práce:

- Provést rešerši dostupné literatury.
- Provést experimentální a numerické modální akustické analýzy.
- Provést experimentální a numerické harmonické akustické analýzy.
- Porovnat výsledky jednotlivých přístupů.
- Navrhnout konstrukční úpravy skříně převodovky.

Seznam doporučené literatury:

TŮMA, Jiří. Vehicle gearbox noise and vibration: measurement, signal analysis, signal processing and noise reduction measures. Chichester: John Wiley, 2014, 243 s. ISBN 9781118359419.

HOUSER, Donald. The Root of Gear Noise – Transmission Error. Power Transmission Design, 1985. no. 5, pp. 27-30.

SHENG, Gang. Vehicle noise, vibration, and sound quality. Warrendale, Pa.: SAE International, 2012. 492 s. ISBN 978-076-8034-844.

CROCKER, Malcolm. J. Handbook of noise and vibration control. Hoboken, N.J: John Wiley, 2007, 1569 p. ISBN 9780471395997.

SMITH, James D. Gear noise and vibration. New York: Marcel Dekker, INC. 1999. 186 s. ISBN 0-8247-6005-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku.

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá problematikou vibrací a hluku skříně převodového ústrojí pro elektromobil. Samotná převodová skříň působí jako zářič nežádoucího hluku vyvolaného vibračním buzením vnitřních komponent převodového ústrojí. Již při konstrukčním návrhu je tedy nezbytné řešit komplexní celek jako je převodové ústrojí na systémové úrovni. Toho lze docílit za použití analytických nástrojů a softwaru. V této práci je za účelem posouzení správnosti navržené převodové skříně vytvořen postup, využívající jak technický experiment, tak numerické simulace. Není zde opomenut vliv předpětí šroubů pro následné výpočtové modelování zabývající se vyzařovaným hlukem převodové skříně. Výsledky získané provedenými technickými experimenty byly následně vyhodnoceny a srovnány s výsledky výpočtových modelů. Tímto je možné porovnat jednotlivé přístupy, jejich omezení a nedostatky. Dále se práce zabývá konstrukčními modifikacemi, které jsou analyzovány za pomoci výpočtového modelování. Závěrem práce je stručný popis aplikace jednotlivých přístupů a vyhodnocení konstrukčních modifikací převodové skříně.

KLÍČOVÁ SLOVA

Modální analýza, harmonická analýza, akustická analýza, převodová skříň, NVH

ABSTRACT

This thesis deals with the vibration and noise of the gearbox for an electric vehicle. The gearbox itself acts as an emitter of unwanted noise caused by vibration excitation of the internal components of the gearbox. It is therefore necessary to deal with a complex unit such as the gearbox at system level as soon as it is being designed. This can be achieved using analytical tools and software. In this thesis, in order to evaluate the validity of the designed gearbox, a procedure is developed using both technical experiment and numerical simulations. The effect of the bolt preload is not overlooked for the following computational modelling dealing with the radiated noise of the gearbox. The results obtained from the performed technical experiments were then evaluated and compared with the results of the computational models. In this way, it is possible to compare the different approaches, their limitations and weaknesses. Furthermore, the thesis deals with design modifications that are analyzed using computational modeling. The thesis is concluded with a brief description of the application of each approach and an evaluation of the gearbox design modifications.

KEYWORDS

Modal analysis, harmonic analysis, acoustic analysis, gearbox housing, NVH

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FÜRICH, Adam. *Optimalizace skříně převodovky pro elektrická vozidla z ohledem na vyzářovaný hluk*. Brno, 2021. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/136952>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 102 s. Vedoucí diplomové práce Kamil Řehák.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 13. srpna 2021

.....

Adam Fürich

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat zejména vedoucímu diplomové práce Ing. Kamilu Řehákovi, Ph.D. za jeho odborné znalosti, vedení a trpělivost při zpracování diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat Janu Davidovi za jeho spolupráci a také všem ostatním zaměstnancům ÚADI. Taktéž chci poděkovat své rodině a svému nejlepšímu příteli Antonínu Michlovi za podporu během studia.

OBSAH

1	Úvod	11
2	Úvod do vibrací, zvuku a hluku	12
2.1	Zvuk	12
2.1.1	Akustické vlnění	12
2.1.2	Akustické pole	13
2.1.3	Základní veličiny popisující akustické děje	13
2.1.4	Hladiny akustických veličin	16
2.1.5	Váhové filtry	17
2.2	Vibrace	19
2.2.1	Vibrace v praxi	20
2.3	Hluk	20
2.3.1	Hluk a jeho vliv na okolí	20
2.4	Měření hluku a vibrací	21
2.4.1	Snímače	22
2.4.2	Analyzátor	25
3	NVH parametry převodového ústrojí	26
3.1	Převodové ústrojí elektromobilů	26
3.2	Zdroje hluku převodových ústrojí	28
3.2.1	Šíření vibrací	28
3.2.2	Hluk valivých ložisek	29
3.2.3	Hluk vznikající záběrem ozubených kol	29
3.2.4	Chyba převodu	29
4	Přístupy řešení NVH parametrů	31
4.1	Modální analýza	31
4.1.1	Numerický přístup	31
4.1.2	Experimentální přístup	32
4.2	Modální tlumení	37
4.2.1	Stanovení parametrů tlumení pomocí literatury	38
4.2.2	Stanovení tlumení experimentem	39
4.3	Harmonická analýza	40
4.3.1	Numerický přístup	40
4.3.2	Experimentální přístup	41
4.3.3	Numerický přístup akustické analýzy	42
4.3.4	Experimentální přístup akustické analýzy	43
5	Model převodové skříně elektromobilu	44
5.1	3D skenování	44
5.2	Postup 3D skenování převodové skříně elektromobilu	44
5.3	Vyhodnocení naskenovaného a referenčního CAD modelu	47
6	Stanovení NVH parametrů převodové skříně elektromobilu	49
6.1	Numerická strukturální analýza převodové skříně	49
6.2	Numerická modální analýza převodové skříně	52
6.3	Experimentální modální analýza převodové skříně	55

6.4	Experimentální harmonická akustická analýza převodové skříně	59
6.5	Numerická harmonická akustická analýza převodové skříně	66
7	konstrukční Optimalizace převodové skříně z hlediska hluku	71
7.1	Příprava modelu pro konstrukční úpravy	71
7.1.1	Konstrukční úprava modelu převodové skříně pomocí včelích plástů	72
7.1.2	Konstrukční úprava modelu převodové skříně změnou průřezu	74
7.2	Numerická modální analýza konstrukčních verzí převodové skříně.....	75
7.3	Numerická harmonická akustická analýza konstrukčních verzí převodové skříně...	87
Závěr	94
Seznam použité literatury	96
Seznam použitých zkratk a symbolů	100

1 ÚVOD

Automobilový průmysl čelí v současné době výraznému tlaku jak ze strany legislativy, tak i ze strany samotných zákazníků, a to zejména kvůli požadavkům a poptávce na vozidla s nízkými emisemi a malou spotřebou paliva. Se stále se zvyšujícími nároky na emise vozidel a ochranu životního prostředí, došlo k razantnímu a významnému příchodu vozidel s hybridním a elektrickým pohonem. Zároveň s tímto trendem přišly i nové inženýrské výzvy na poli NVH (z angl. Noise Vibration Harshness – vibrace a hluk). Konstrukční limity se staly přísnějšími, kdežto úroveň přijatelného hluku klesá.

Převodové ústrojí je jedno z nejkritičtějších komponent automobilu. Složitá kombinace rotujících ozubených kol, ložisek a hřídelí interagujících v širokém spektru módů, výsledkem čehož je komplexní dynamický systém definující výkon převodové skříně. Pomocí převodové skříně je nám umožněn přímý přenos výkonu z motoru na kola vozidla. Nicméně při chodu komplexního systému jako je tento, může dojít ke vzniku nežádoucích vibrací a hluku. Tyto jevy mohou zásadně ovlivňovat jízdní komfort, výkon systémů a bezpečnost vozidla jako celku.

Zatímco konvenční spalovací pohonné jednotky mohou při svém provozu skrýt větší část hluku vzniklého převodovým ústrojím, u vozidel s elektropohonem se tento hluk stává značně významným. Převodové ústrojí ve vozidlech se spalovacím motorem jsou již odladěná a vyzkoušená, oproti tomu ve vozidlech s elektropohonem se objevují nové problémy spojené s vysokým otáčkovým spektrem motoru.

Návrhy a optimalizace převodového ústrojí jsou nezbytnými procesy pro zajištění minimalizace vibrací a hluku. Vzhledem k vysokému otáčkovému spektru elektromotoru není možné tyto parametry zcela eliminovat. Za tímto účelem je důležité ověřit stavy nastávající v určitých frekvenčních oblastech, provést jejich vyhodnocení a zhodnotit možný vliv na životnost a bezpečnost při provozu. V první řadě je nezbytné porozumět samotným NVH parametrům a to jak z hlediska jejich samotné podstaty, tak vzniku a šíření v převodovém ústrojí.

2 ÚVOD DO VIBRACÍ, ZVUKU A HLUKU

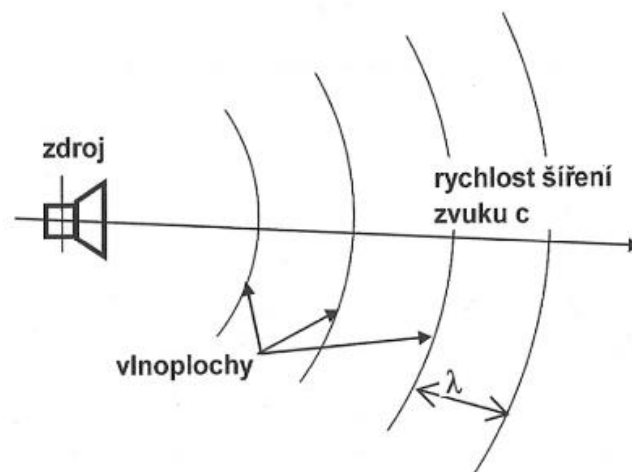
2.1 ZVUK

Mechanické kmitání elastického prostředí v rozsahu 20 Hz až 20 kHz, šířící se v určitém prostředí konečnou rychlostí, je podstatou vzniku slyšitelného zvuku. Rychlost akustické vlny ve vzduchu je přibližně $340 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. [1] Frekvenční rozsah lidského ucha odpovídá kmitočtovému rozsahu akustického vlnění, které je zájmem technické akustiky. Akustika se dále zabývá mechanickými kmity ve větší frekvenční oblasti, přičemž zde hovoříme o třech pásmech a tedy: slyšitelném pásmu, ultrazvuku a infrazvuku. [2]

2.1.1 AKUSTICKÉ VLNĚNÍ

Šíření zvuku je možné v kapalinách, plynech a také pevných látkách, a to ve tvaru akustického vlnění. V případě homogenního izotropního prostředí se vlnění šíří přímočaře, zatímco pro případ, kdy částice kmitají kolmo nebo ve směru šíření vlnění, mluvíme o vlnění příčném a podélném. Směr šíření kmitů je u podélného vlnění jednoznačně určen, zatímco u příčného vlnění je zapotřebí udat rovinu, kde dochází k šíření příčných kmitů. Dochází-li k šíření všech kmitů v jedné rovině, tak hovoříme o vlnění lineárně polarizovaném. [1]

Důležitým faktem je, že se šířícím se vlněním částice nekonají jednosměrný pohyb, ale pouze kmitají okolo své rovnovážné polohy. Dalším faktem je, že energie oscilujících částic je přenášena akustickým vlněním. Vlnění postupuje od zdroje zvuku prostředím a to v tzv. vlnoplochách (Obr. 1). Vlnoplochy jsou plochy, jejíž všechny body mají v dané chvíli totožný akustický stav. [1]



Obr. 1 Průběh šíření zvuku od zdroje [1]

V případě kapalin či plynů, které jsou pružné pouze v případě objemové stlačitelnosti, se vyskytuje pouze vlnění podélné. Zatímco u materiálů tuhých, které vykazují elasticitu v tahu, tlaku a také ve smyku, se objevuje vlnění příčné i podélné. Při kombinaci těchto typů namáhání dochází ke vzniku ohybového kmitání. [1]

Nejjednodušším typem akustického vlnění je vlnění harmonické, ke kterému dochází při rovnoměrném vychylování částic z rovnovážné polohy. [4] Okamžitá výchylka $u(t)$ [m] částice z rovnovážné polohy je popsána vztahem (1). [1]

$$u(t) = u_a \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi) \quad (1)$$

Kde u_a [m] je amplituda výchylky, ω [rad·s⁻¹] představuje úhlovou frekvenci a φ [-] fázový úhel.

Počet kmitů částic harmonického děje za daný časový úsek se značí jako frekvence f [Hz]. Převrácenou hodnotou frekvence je perioda neboli doba kmitu T [s], která udává čas, za který se částice dostane do rovnovážné polohy po vychýlení přes obě krajní polohy. Vztah mezi frekvencí a dobou kmitu je dle [1] rovnice (2).

$$f = \frac{1}{T} \quad (2)$$

2.1.2 AKUSTICKÉ POLE

Pružné prostředí, ve kterém dochází k šíření vlnoploch se nazývá akustické pole. Vlnoplochy mohou mít v akustickém prostředí různý tvar, který je závislý od zdroje zvuku, jeho směrovosti a vlastnostech prostředí. [3]

Jedním z nejjednodušších typů zdrojů zvuků je bodový. Takovýto zdroj si lze představit jako pulzující kouli, která vyzařuje akustickou energii (formou kulových vln) šířící se všemi směry se stejnou fází a amplitudou. Většina zdrojů zvuku v praxi se chová jako zdroj bodový, přičemž s rostoucí vzdáleností můžeme takto pohlížet i na celé stroje vyzařující zvuk. [3] U bodového zdroje dochází k poklesu akustické intenzity s druhou mocninou vzdálenosti od zdroje. Se vzdáleností úměrně klesá také akustický tlak. Postupující kulové vlny mění s rostoucí vzdáleností od zdroje svůj poloměr a to tím způsobem, že ve velké vzdálenosti od zdroje na ně můžeme nahlížet jako na vlny rovinné. [1]

Rovinné zvukové vlny jsou vyzařovány plošnými zdroji, přičemž rozměr tohoto zdroje musí být mnohem větší než délka zvukové vlny. Šířící se rovinné zvukové vlny se s postupující vzdáleností nemění, tím pádem se nemění ani plocha jejich vlnoploch. Z tohoto důvodu nedochází ke změně akustické intenzity ani tlaku. [1]

2.1.3 ZÁKLADNÍ VELIČINY POPISUJÍCÍ AKUSTICKÉ DĚJE

Nezbytným parametrem k popsání akustického vlnění z hlediska šíření a vyzařování zvuku je vlnová délka λ [m]. Vlnová délka je popsána jako vzdálenost mezi dvěma sousedícími vlnoplochami, avšak lze ji také chápat jako vzdálenost uraženou za dobu jednoho kmitu. Šířili se akustická vlna od zdroje rychlostí zvuku c [m·s⁻¹] s frekvencí vlnění f [Hz], tak vztah pro vlnovou délku je následující (3). [2]

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (3)$$

Důležitou veličinou pro popis akustických dějů je akustická rychlost v [$m \cdot s^{-1}$], jedná se o rychlost, s jakou jednotlivé částice v prostředí kmitají. [1] Rovnice pro její výpočet se získá provedením parciální derivace okamžité akustické výchylky (1).

$$v(t) = \frac{\partial u(t)}{\partial t} = \omega \cdot u_a \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi) \quad (4)$$

Pro stanovení akustické rychlosti v určité vzdálenosti x [m] od zdroje, je potřeba zohlednit časové opoždění Δt [s]. [4] Jedná se o čas, který je potřeba k uražení dané vzdálenosti hmotného bodu rychlostí zvuku c . [1]

$$\Delta t = \frac{x}{c} \quad (5)$$

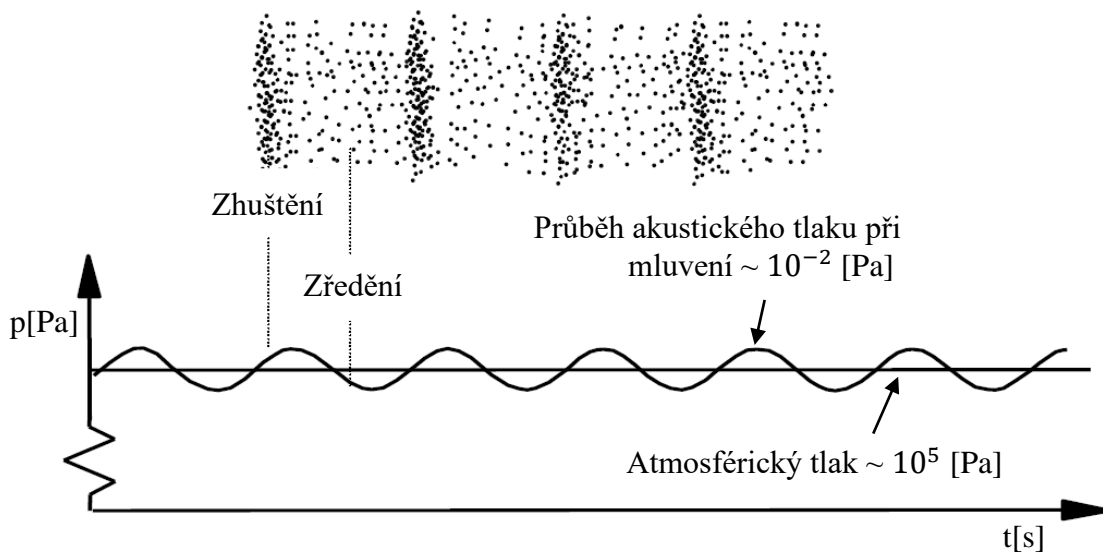
Vztah pro výslednou akustickou rychlost v dané vzdálenosti od zdroje je ve tvaru [1]

$$v(t) = v_a \cdot \cos\left[\omega \cdot \left(t - \frac{x}{c}\right)\right] \quad (6)$$

Součin úhlové frekvence a amplitudy výchylky udává amplitudu akustické rychlosti v_a [$m \cdot s^{-1}$].

Akustický tlak, nezbytná fyzikální veličina využívaná pro popis akustického vlnění. Při zkoumání šíření vlnění lze v daném okamžiku nalézt místa, kde dochází ke zhušťování případně ke zředování kmitajících hmotných bodů. [1] Tento jev má za následek změnu celkového tlaku v daném prostředí a při šíření vlnění dochází v kapalinách a plynech ke vzniku přetlaku a podtlaku. [2]

Na Obr. 2 je znázorněn časový průběh šířící se zvukové vlny při atmosférickém tlaku. Za akustický tlak je považován rozdíl atmosférického (statického) tlaku a akustického tlaku. Akustický tlak je při běžných zvucích například mluvení oproti tlaku atmosférickému velmi malý. [2]



Obr. 2 Průběh akustického tlaku ve vzduchu [5]

Z hlediska matematického zápisu je průběh akustického tlaku shodný s průběhem akustické výchylky nebo rychlosti a pro harmonický signál je výsledná rovnice ve tvaru (7). Z výsledných rovnic (6) a (7) lze vidět, že změny akustické rychlosti a tlaku v čase jsou podobné. [1]

$$p(t) = p_a \cdot \cos \left[\omega \cdot \left(t - \frac{x}{c} \right) \right] \quad (7)$$

Kde p_a [Pa] je amplituda akustického tlaku.

Závislost mezi akustickou rychlostí a akustickým tlakem popisuje tzv. akustická impedance prostředí z [$N \cdot s \cdot m^{-3}$], kterou lze charakterizovat jako měrný vlnový odpor daného akustického prostředí ve kterém dochází k šíření akustické vlny. [1] Dle [2] je výsledná rovnice

$$z = \frac{p}{v} \quad (8)$$

Každý zdroj zvuku je charakterizován akustickým výkonem W [W], který vyjadřuje množství akustické energie vyzářené zdrojem E_{ak} [J] a přenesená prostředím za jednotku času t [s]. [6]

$$W = \frac{\partial E_{ak}}{\partial t} \quad (9)$$

U akustických dějů se taktéž uplatňují zákony mechaniky, z nichž plyne, že výkon získáme součinem působící síly a rychlosti (v tomto případě akustické rychlosti). [1] Síla F [N] se dále vyjádří součinem akustického tlaku a plochy S [m^2] na kterou působí. [2]

$$W = F \cdot v = p \cdot v \cdot S \quad (10)$$

V technické akustice se pracuje s efektivními hodnotami, a proto je potřeba definovat také měrný akustický výkon, jež je součinem efektivního akustického tlaku p_{ef} [Pa] a rychlosti v_{ef} [$m \cdot s^{-1}$]. [1]

$$W = p_{ef} \cdot v_{ef} \cdot S \quad (11)$$

Ve vztahu s akustickým výkonem je potřeba zmínit také akustickou intenzitu. Akustická intenzita I [$W \cdot m^{-2}$] je vektorová veličina definovaná jako výkon akustické energie procházející jednotkovou plochou, která je kolmá na směr šíření vlny, za jednotku času. [1] Významnou vlastností akustické intenzity je její vliv na směr šíření akustické vlny, přičemž kolmo na směr vlnění je její hodnota nulová. Vyjádření akustické intenzity je možné buďto pro rovinnou vlnu vztahem (12), který je ale možno využívat s dostatečnou přesností také pro vlnu kulovou. U kulové vlny je možno použít taktéž vztah (13) zahrnující fázové posunutí mezi akustickou rychlostí a akustickým tlakem. [2]

$$I = p_{ef} \cdot v_{ef} = \frac{p_{ef}^2}{\rho \cdot c} \quad (12)$$

$$I = p_{ef} \cdot v_{ef} \cdot \cos \varphi \quad (13)$$

Kde ρ [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$] je hustota prostředí, c [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] představuje rychlost šíření zvuku pro dané prostředí a φ [-] fázový úhel mezi akustickou rychlostí a akustickým tlakem.

2.1.4 HLADINY AKUSTICKÝCH VELIČIN

Předchozí kapitola definovala základní akustické veličiny, jako akustický tlak, výkon, či intenzitu zvuku. V praxi dochází k vysokým rozsahům minimálních a maximálních hodnot těchto veličin, kdy například akustický výkon nabývá hodnot od 10^{-9} W (pro případ velmi tichého šepotu) do 10^6 W (případ raketového motoru). [1] Z těchto důvodů pro praktičtější vyjadřování akustických parametrů a jejich grafického znázornění se využívají hladiny dekadického logaritmu. Toto využití je také podmíněno Weber-Fechnerovým zákonem, který si zakládá na dokázání logaritmické závislosti mezi fyziologickými vjemy člověka na akustické veličiny. [2]

Tyto hladiny jsou definovány logaritmickým poměrem sledované veličiny ku příslušné referenční hodnotě a jeho jednotkou je bezrozměrná veličina decibel [dB]. [2]

Hladina akustického výkonu L_W [dB] je definována jako [1]

$$L_W = 10 \cdot \log \frac{W}{W_0}, \quad W_0 = 1 \cdot 10^{-12} \text{ W} \quad (14)$$

Kde W [W] je sledovaná hodnota akustického výkonu a W_0 [W] referenční hodnota akustického výkonu. Navýšení hodnoty referenčního akustického výkonu o jeden řád je shodné s navýšením hladiny akustického výkonu o 10 dB. [1]

Hladina akustického tlaku L_p [dB] lze vyjádřit vztahem [2]

$$L_p = 20 \cdot \log \frac{p}{p_0}, \quad p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \quad (15)$$

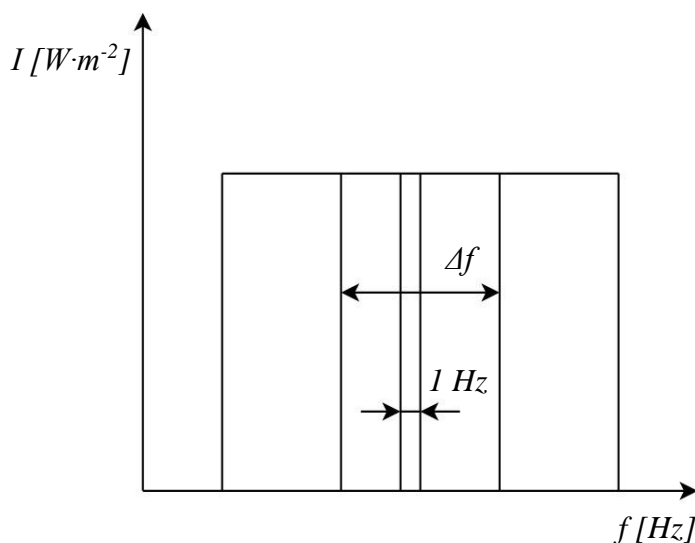
Kde p [Pa] je sledovaná hodnota akustického tlaku a p_0 [Pa] referenční hodnota akustického tlaku. Zvýšení hodnoty referenčního akustického tlaku o jeden řád je totožné s navýšením hladiny akustického tlaku o 20 dB. [1]

Hladina akustické intenzity L_I [dB] je definována vztahem [2]

$$L_I = 10 \cdot \log \frac{I}{I_0}, \quad I_0 = 1 \cdot 10^{-12} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \quad (16)$$

Kde I [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$] je sledovaná hodnota intenzity zvuku a I_0 [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$] referenční hodnota intenzity zvuku.

Na příkladu hladiny akustické intenzity lze popsat význam frekvenčních pásem, které jsou s decibelovými hodnotami úzce spjaty. V případě spojitého spektra zvuku pro šířku pásma 1 Hz viz Obr. 3 je hodnota hladiny konstantní a lze ji jednoduše odečíst. Pro situaci, kdy je potřeba zjistit množství akustické energie ve frekvenčním pásmu o neznámé šířce pásma Δf , je nutné odvodit. Vzhledem k tomu, že zde platí zákony zachování energie, musí být tedy v širším frekvenčním pásmu také větší množství akustické energie. [1] [2]



Obr. 3 Průběh akustického tlaku ve vzduchu [1]

Intenzitu zvuku I pro hodnotu I_1 , jež je hodnotou v šířce pásma 1 Hz zapíšeme pro frekvenční pásmo Δf vztahem [2]

$$I = I_1 \cdot \Delta f \quad (17)$$

Ze vztahu (17) plyne, že hodnoty akustické intenzity budou například pro šíři pásma 10 Hz desetkrát vyšší. Převeďte-li se tento příklad do decibelové stupnice, hodnota hladiny akustické intenzity bude pro šíři pásma 10 Hz o 10 dB větší než pro šířku pásma 1 Hz . Obecně lze tento vztah zapsat [1]

$$L_I = L_{I_1} + 10 \cdot \log \Delta f \quad (18)$$

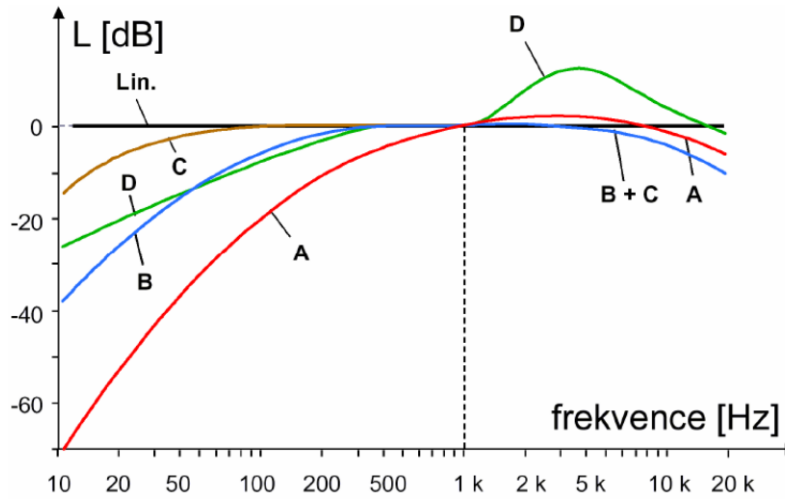
2.1.5 VÁHOVÉ FILTRY

Subjektivní vnímání lidského sluchu je závislé na různých faktorech, přičemž nejvýznamnějším z nich je různorodá citlivost při různých kmitočtech. Toto je důvod zavedení váhových filtrů do zvukoměrů. Váhový filtr ke skutečné zaznamenané hladině zvuku přičte nebo odečte danou korekci a provede přepočtení hladiny zvuku tak, jak je vnímána lidským sluchem. [2] Na Obr. 4 jsou znázorněny frekvenční závislosti korekcí filtrů A, B, C a D, u kterých si lze povšimnout nulové korekce v oblasti frekvence 1000 Hz . Jedná se o oblast, kde je lidský sluch nejcitlivější. Váhové filtry typu A, B a C jsou aproximací křivek stejné hlasitosti, přičemž typ A je využíván pro oblast nízkých hladin, typ B pro oblast středních hladin a typ C pro oblast vysokých hladin akustického tlaku. Váhový filtr typu D se využívá zejména v letecké dopravě. [23]

Přepočtení celkové hladiny akustického tlaku pro dané pásmo a ze známých hladin s použitím váhového filtru typu B je následující [23]

$$L_{pB} = 10 \cdot \log \sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_{pi} + K_{Bi}}{10}} \quad (19)$$

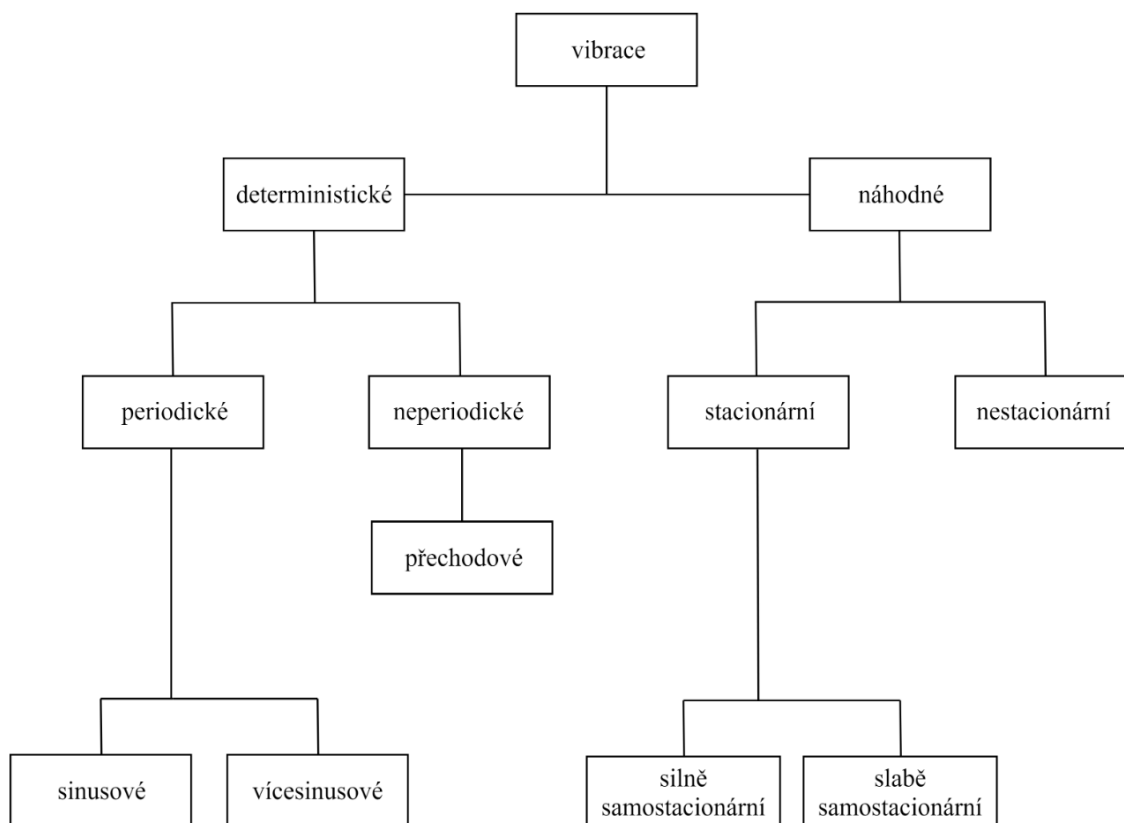
Kde L_{pi} [dB] je hladina akustického tlaku v i -tém pásmu a K_{Bi} [dB] je korekce daného váhového filtru.



Obr. 4 Průběhy váhových křivek A, B, C a D [23]

2.2 VIBRACE

Pojmu vibrace jsme schopni porozumět jako kmitání neboli oscilace mechanické soustavy. Jednoduché kmitání je definováno frekvencí a amplitudou. Vibrace reprezentují pohyb elastického tělesa nebo prostředí, přičemž jednotlivé body oscilují okolo své rovnovážné polohy. Velikost vibrací lze vyjádřit výchylkou, případně jejími derivacemi v závislosti na čase, tj. rytem rychlostí nebo zrychlením kmitavého pohybu. Ryv, lze definovat jako vektor, který udává časovou derivaci zrychlení. Díky dostupnosti mnoha typů akcelerometrů a z praktických důvodů se používá nejčastěji veličina zrychlení. Vibrace se dle časového průběhu rozdělují do dvou hlavních tříd viz Obr. 5. [3]



Obr. 5 Rozdělení vibrací dle časových průběhů [3]

Deterministické vibrace jsou význačné tím, že jejich okamžitá hodnota vibrací v čase je přesně určena jejich časovým průběhem, který je zaznamenán dříve, než je konkrétní časový moment. Zatímco náhodné vibrace jsou charakteristické tím, že jejich okamžitá hodnota vibrací v čase nemůže být určena z jejich časového průběhu. [3]

Specifickou skupinou vibrací jsou mechanické rázy, pro které je typická náhlá změna polohy, rychlosti, zrychlení nebo síly způsobující vybuzení přechodových vzruchů v soustavě. Avšak při působení vibrací na osobu hovoříme spíše o otřesech lidského organismu. [3]

Nejdůležitější hodnotou velikosti vibračního signálu je efektivní hodnota, která je význačná přímým vztahem k energii vibrací, a tedy možnosti způsobení zdravotních rizik. [3]

2.2.1 VIBRACE V PRAXI

Vibrace, které nás nejčastěji doprovázejí v praxi bývají takové, které mají obvykle náhodný charakter a skládají se z několika kmitočtových složek. Tyto vibrace lze vyjádřit efektivní hodnotou ve stanoveném pásmu kmitočtů, případně ve formě spektra zobrazující závislost mezi velikostí vibrací na kmitočtu. Škála vibrací je buďto kombinovaná s čárovým spektrem nebo čistě spojité. Velikost těchto vibrací je popsána spektrální výkonovou, v případě rázů spektrální energetickou hustotou, jež je vztažena na danou šířku pásma. Při vzájemném přepočtu spekter vibrací, je přesnost výpočtu závislá na vybrané šířce pásma. Při zkoumání vibrací, které působí na člověka, rozhodují pouze určité kmitočtové oblasti. [3]

Vibrace byly dosud popisovány kmitavým pohybem, ale vždy je doprovází také dynamické síly. V daném mechanickém systému jsou dynamické veličiny (rychlost a síla) svazovány mechanickou impedancí Z , která je definována vztahem [3]

$$Z = \frac{F}{v} \quad (20)$$

V případě, že rychlost i síla je měřena v jednom bodě soustavy, tak se jedná o vstupní mechanickou impedanci. V opačném případě lze mluvit o přenosové mechanické impedanci soustavy. Koncepce mechanické impedance umožnila zaobíráni se mechanickými znaky různých soustav, přičemž našla uplatnění také při studiu dopadu vibrací na lidský organismus, kdy je zapotřebí určit rezonanční oblast a velikost energie vibrací, která je rozptýlena a přenášena v lidském těle. [3]

2.3 HLUK

Zařízení jako například elektrické motory, ventilátory, ozubená kola kmitají a produkují zvuk, který je význačný čistým a specifickým tónem komponentů. Stroje taktéž vyzařují zvuk, který je nahodilý v čase a je znám jako hluk. [1]

Hluk charakterizujeme jako zvuk, který je pro nás nežádoucí, avšak pro každou osobu je hluk něco jiného. Například projíždějící auto s hlasitým výfukem, může někomu připadat jako příjemný zvuk, ale pro někoho se již jedná o rušivý element a považuje jej za hluk. V tomto ohledu je zde mnoho souvislostí, a to kde se nacházíme, jakou činnost vykonáváme a v jakém psychologickém rozpoložení se nacházíme. Hluk se obvykle vyjadřuje jako hladina akustického tlaku L_{Aeq} [dB]. [1]

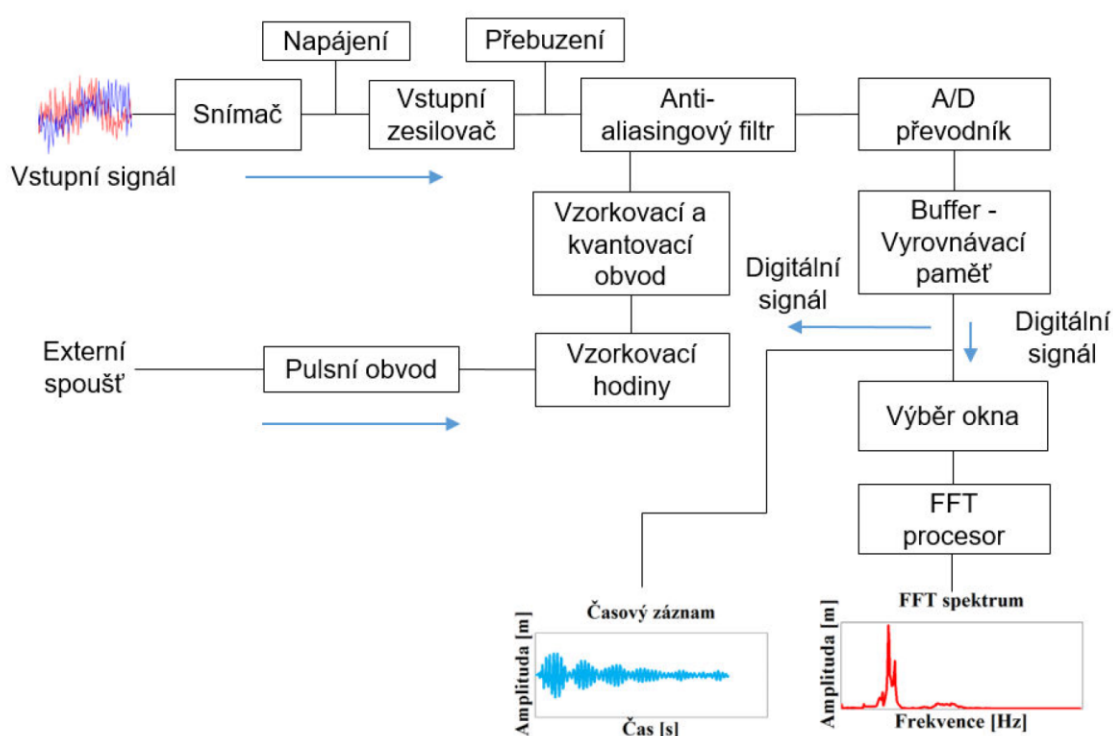
2.3.1 HLUK A JEHO VLIV NA OKOLÍ

S pokračující modernizací našich životů, roste také hlučnost v životním prostředí. S hlukem se setkáváme každý den, působí na nás ať už v pracovním, tak mimopracovním prostředí, kde se jedná zejména o dopravní hluk. Hluk působí na velké skupiny obyvatel, avšak porovnáme jej například se znečištěním ovzduší, tak hluk nezpůsobuje hromadná onemocnění, či jiné tragické situace. [1]

Některé technické literatury udávají, že přírůstek hlučnosti v životním prostředí je přibližně 1 dB za rok. Tato hodnota je pouze přibližná, ale i za tohoto předpokladu, se jedná prudký nárůst, který by nás měl upozornit na další nepříznivý vývoj. [1]

2.4 MĚŘENÍ HLUKU A VIBRACÍ

Pro správně měření a hodnocení vibrací a hluku je zapotřebí správná měřicí aparatura skládající se z potřebných snímačů se zesilovači, analyzátorů signálu a potřebnými filtry. Obecné schéma měřicího řetězce je znázorněno na Obr. 6 a lze jej použít pro měření hluku i vibrací, přičemž rozdíl nastává pouze u druhu použitého snímače, který se volí s ohledem na typ měřené veličiny. [13]



Obr. 6 Schéma měřicího řetězce pro určení hluku a vibrací [13]

Počátek měřicího řetězce začíná u vstupního signálu, který je snímačem převáděn na elektrický signál a ten je dále zesílen předzesilovačem (který je již u moderních snímačů jejich součástí). Signál dále postupuje přes anti-aliasingový filtr, který musí být vždy před A/D převodníkem. Již digitální signál postupuje do vyrovnávací paměti, odkud je možné zobrazit časový záznam, případně může signál dále postupovat do analyzátoru, který signál zpracuje a je možné zobrazit frekvenční spektrum. [13]

2.4.1 SNÍMAČE

V měřicí technice jsou snímače nejdůležitějším prvkem celého měřicího řetězce, protože právě snímače určují kvalitu, přesnost a věrnost získaných výsledků. Pro měření odezvy zkoumané struktury lze dle vyšetřovaných parametrů využít různé typy snímačů, které budou popsány dále. Za účelem měření hluku se používají mikrofony měřící akustický tlak. V této kapitole budou popsány pouze typy snímačů, které jsou v praxi nejpoužívanější.

SNÍMAČE K MĚŘENÍ ODEZVY

Pro měření kterékoliv veličiny popisující kmitavý je zapotřebí využít snímače, které se dle typu měřené veličiny dělí na [15]:

- Snímače výchylky
- Snímače rychlosti (velometry)
- Snímače zrychlení (akcelerometry)

Zvolení správného snímače se liší dle konkrétní aplikace použití (rozdílný snímač se použije pro měření vibrací rotačních částí a pro měření vibrací převodových skříní) a dále na zkoumaném frekvenčním rozsahu. [15] Jednotlivé snímače mají svou vlastní rezonanční frekvenci, která je zejména závislá na hmotnosti, velikosti a připevnění snímače ke struktuře. [19]

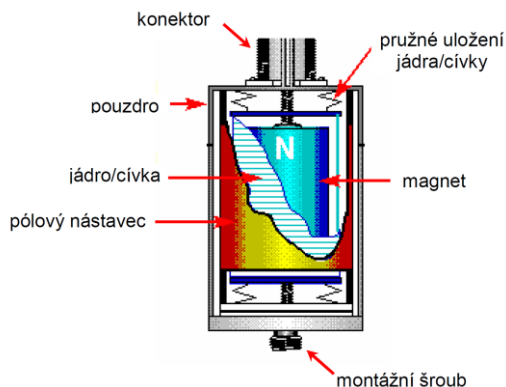
SNÍMAČE VÝCHYLKY

Nejtypičtějším zástupcem je indukční bezkontaktní snímač, který je založen na principu vířivých proudů. Jeho funkce je postavena na využití změny Foucaultových proudů v závislosti na změně odporu prostředí, což se děje důsledkem změny vzdálenosti mezi ploškou snímače a vodivým povrchem. Tento typ snímačů je velice citlivý na různé vlivy, jako je například délka kabelu, jeho stínění nebo poškození a na vliv vnějšího elektromagnetického pole. Použitelný frekvenční rozsah snímačů je přibližně do 1/3 hodnoty jeho rezonanční frekvence. [19]

SNÍMAČE RYCHLOSTI

Tyto snímače pracují na základě využití elektromagnetické indukce, kdy se vytváří na vývodech cívky napětí, jehož vznik je způsoben pohybem cívky v magnetickém poli. U snímačů rychlosti je požadavkem, aby relativní rychlost mezi cívkou a magnetickým polem odpovídala rychlosti vibrací zkoumaného zařízení. Konstrukce snímačů rychlosti je znázorněna na Obr. 7. [19] [21]

Užitný frekvenční rozsah snímače rychlosti je závislý od parametrů jeho mechanických součástí, tedy vlastností pružin a hmotnosti cívky a pohybuje se od 10 Hz do 1000 Hz. Rezanční frekvence je typicky pod 10 Hz, přičemž naplněním snímače olejem lze docílit snížení této hodnoty až na 1 Hz. [19] [21]



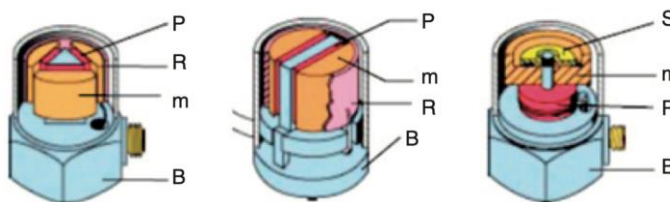
Obr. 7 Konstrukce snímače rychlosti [19]

SNÍMAČE ZRYCHLENÍ

Snímače zrychlení neboli akcelerometry jsou v současnosti nejvyužívanějším typem snímačů pro měření vibrací. Dokáže nahradit jak snímače zrychlení, tak výchylky, protože tyto údaje lze zjistit integrací signálu ze snímače. [19]

Funkce akcelerometru je založena na principu piezoelektrického jevu, kdy destička z piezoelektrického materiálu je umístěna mezi setrvačnou seismickou referenční hmotou s pružným uložením (tato hmota zůstává při kmitání v klidu) a hmotou, která je pevně spojena s pouzdem snímače, a tedy i daným zařízením ke kterému je snímač připevněn (tato hmota tedy kmitá zároveň s daným zařízením). V momentě, kdy začne docházet ke kmitání zařízení se začíná deformovat piezoelektrická destička a tím generuje elektrický náboj, jenž je přímo úměrný velikosti deformace. [19] [21]

Použitelný frekvenční rozsah akcelerometru je závislý od několika faktorů jako je například hmotnost snímače, materiál snímače a tuhosti upevnění k měřenému zařízení. Dochází-li ke kmitání pod dolní frekvenční mezí snímače, setrvačná hmota se pohybuje společně se zařízením a nedochází ke generování elektrického náboje a snímač nezaznamenává žádné hodnoty. Větší snímače mají obecně lepší citlivost a jsou schopny měřit nižší hodnoty frekvence (klesá také hodnota rezonanční frekvence). Různé konstrukční uspořádání akcelerometrů s piezoelektrickými krystaly je znázorněno na Obr. 8. [19] [21]



Obr. 8 Různé konstrukce akcelerometrů s piezoelektrickým krystalem [22]

Popis obrázku:

P – piezoelektrický krystal; R – předpínací prsteneček; S – předpínací prsteneček; m – setrvačná hmota; B – těleso akcelerometru

Dle konstrukčního uspořádání dělíme akcelerometry na [22]:

- Delta Shear – Toto konstrukční uspořádání je charakteristické třemi dvojicemi piezoelektrických krystalů ustavených do trojúhelníku se setrvačnými hmotami. Tato konstrukce zajišťuje vysokou citlivost, malou hmotnost a aplikovatelnost i za vyšších teplot
- Planar Shear – Typově podobný jako předchozí akcelerometr, avšak má pouze dvě dvojice piezoelektrických krystalů a setrvačných hmot ustavených ve dvou rovnoběžných rovinách vůči sobě. Vlastnosti této konstrukce jsou téměř shodné s předchozím typem, nižší je pouze citlivost, která však může mít za následek horší přesnost měření.
- Akcelerometr s centrálním tlakovým namáháním – Třetím a nejjednodušším typem je akcelerometr s centrálním tlakovým namáháním, kde je piezoelektrický krystal se setrvačnou hmotou umístěn na středovém nosníku. Výsledný signál tohoto snímače je nejvíce ovlivňován namáháním základny a má také nejmenší citlivost z těchto typů.

UPEVNĚNÍ SNÍMAČŮ ODEZVY

Důležitým faktorem pro správné fungování snímačů je jejich správné umístění na strukturu. Je požadavkem, aby to, co snímač měří, bylo zároveň i to, co se s danou strukturou děje. Nevhodně zvolený typ uchycení nebo umístění na nevhodnou plochu může způsobit znehodnocení měření. Umístění snímače by mělo být na rovný hladký a očištěný povrch. [18]

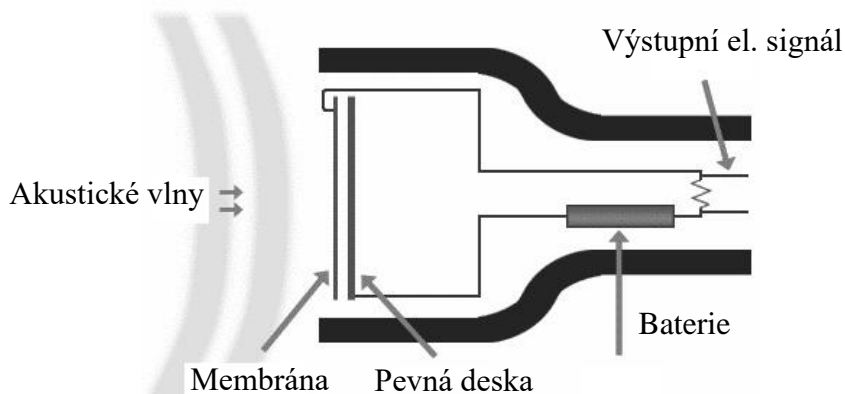
Upevnění snímačů lze provést dle [19] několika způsoby:

- Šroubem
- Lepidlem
- Oboustrannou lepicí páskou
- Magnetem
- Včelím voskem

MIKROFONY

Jedněmi z nejvyužívanějších zařízení pro snímání hluku jsou mikrofony. Obecně je lze popsat jako převodníky, které převádí akustické vlny na elektrický signál.

Kondenzátorové mikrofony (Obr. 9) jsou založeny na principu změny elektrického napětí, která je vyvolána změnou kapacity. Tento typ mikrofону obsahuje kovovou membránu, které je umožněn pohyb a desku elektrody, která je umístěna v přesně definované pozici. Působením akustického tlaku dochází k deformaci membrány, čímž dochází ke změně kapacity a generování střídavého proudu, jež je úměrný akustickému tlaku. Změna kapacity způsobuje změnu množství akumulovaného náboje, který je dále vyrovnáván přiváděním stejnosměrného napětí na pevnou elektrodu. Mezi hlavní výhody tohoto mikrofónu patří velký frekvenční rozsah a vysoká teplotní a časová stabilita. Nevýhodou je poměrně velké přiváděné napětí, které je v řádech desítek voltů. [24] [25]



Obr. 9 Kondenzátorový mikrofon [25]

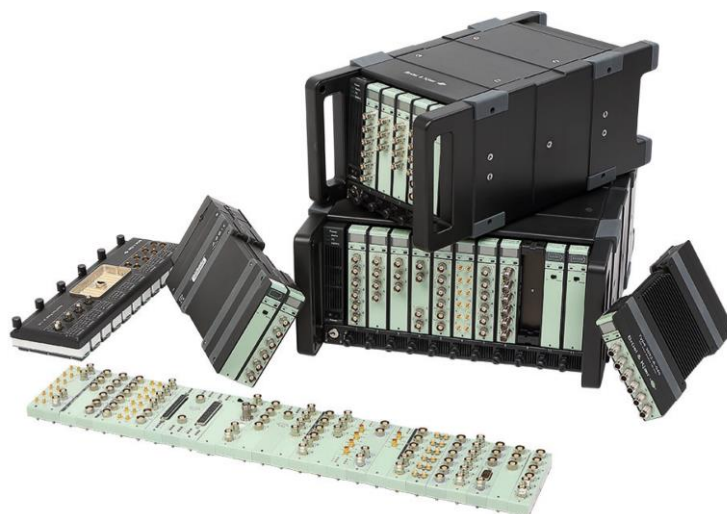
2.4.2 ANALYZÁTOR

Aby bylo možné získat odezvy signálu a síly je zapotřebí pro připojení snímačů analyzátor (Obr. 10). V tomto případě lze využít ze dvou možností, a tedy [19]:

- FFT (Fast Fourier Transform) analyzátor
- FRA (Frequency Response Analyzer) analyzátor

FRA analyzátor měří napřímo odezvu systému vzniklou ustáleným harmonickým buzením (sinusovým signálem). Během měření se zaznamenává podíl odezvy a buzení, dokud se postupně nevykreslí celá frekvenční odezвовá funkce v daném frekvenčním pásmu. Jedná se o poměrně náročný a pomalý proces, avšak jedná se o jedinou možnost v případě, kdy je zapotřebí zkoumat nelinearity struktury. Obvykle se tento typ analyzátoru pro modální zkoušky nevyužívá. [19]

FFT analyzátor zaznamenává ze signálu současně všechny frekvenční složky najednou. Výstupem je spektrum složek charakterizující amplitudy celého frekvenčního rozsahu přítomného signálu. Tyto analyzátor dále komunikují s PC a za pomoci příslušného software lze zpracovávat naměřené odezвовé funkce. [19]



Obr. 10 Analyzátor firmy Brüel & Kjær [20]

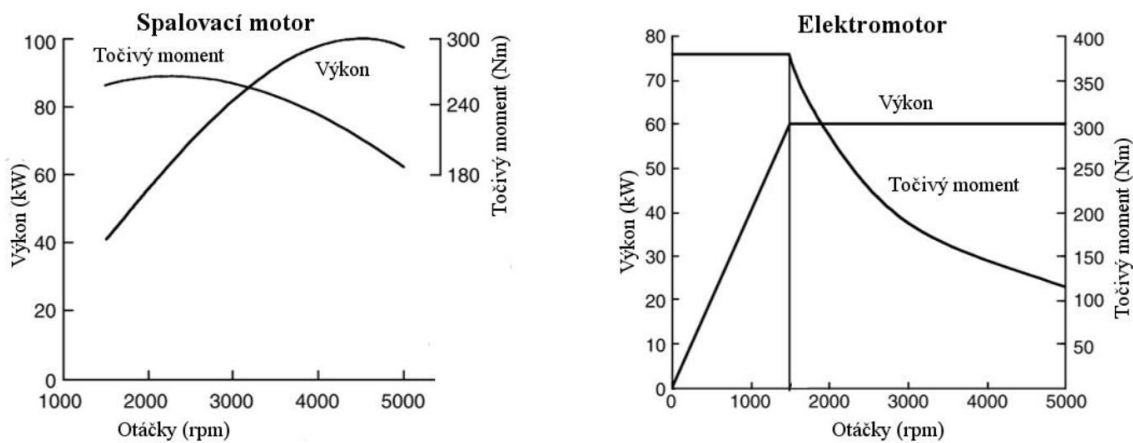
3 NVH PARAMETRY PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

Elektrifikace přináší nové výzvy v oblasti elektrovozidel, ať už se jedná o nahrazení koncepčního agregátu elektromotorem, nebo vývojem nových převodovek kvůli odlišné výkonové charakteristice pohonných jednotek viz Obr. 11. Kvůli vysokým otáčkám elektromotoru dochází k narůstající rychlosti ozubených kol převodovek. Tím dochází k častějšímu záběru ozubených kol, a tedy proběhne více kontaktů za sekundu. Vzniklý hluk je způsoben zejména chybou převodu při záběru ozubených kol. V důsledku vysokých rychlostí mohou vytvářet hluk i jiné defekty ozubení, případně také hluk od ložisek, či hřídelí. NVH převodového ústrojí jsou nežádoucí zejména u vozidel s hybridním, či čistě elektrickým pohonem. Na rozdíl od vozidel se spalovacím motorem, kde hluk spalovacího motoru překrývá hluk převodového ústrojí.

3.1 PŘEVODOVÉ ÚSTROJÍ ELEKTROMOBILŮ

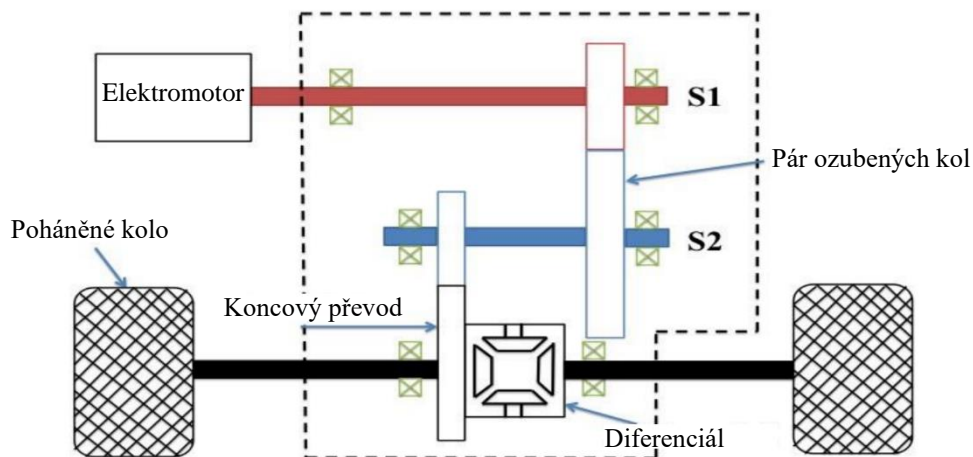
Převodové ústrojí je klíčovým komponentem ve všech vozidlech sloužící k přenosu výkonu motoru na poháněná kola. Z hlediska efektivity se u vozidel s elektrickým, či hybridním pohonem využívají pouze automatické převodovky a to zejména jednostupňové, dvoustupňové a CVT převodovky.

Výhoda elektromotoru je poskytnutí točivého momentu již od nulových otáček a zároveň v tomto stavu neprodukuje žádné emise. Na rozdíl od spalovacího motoru, který pro udržení motoru ve volnoběžných otáčkách palivo spotřebovává. Faktem je, že výkon elektromotoru je od určitých otáček konstantní a ve většině případů stačí využít jednostupňové převodovky.



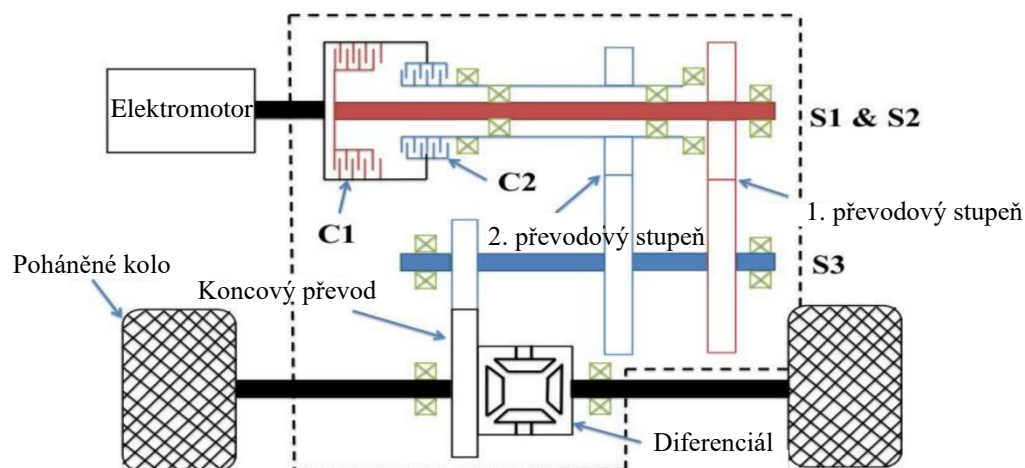
Obr. 11 Výkonová charakteristika spalovacího motoru (vlevo) a elektromotoru (vpravo) [7]

Jednostupňové převodovky (Obr. 12) jsou hojně využívány díky jejich jednoduchosti a efektivitě v kombinaci s elektromotorem. Kladené požadavky jsou přenesení vysokého točivého momentu a schopnost dodávat konstantní výkon vzhledem k velkému spektru otáček motoru. [7]



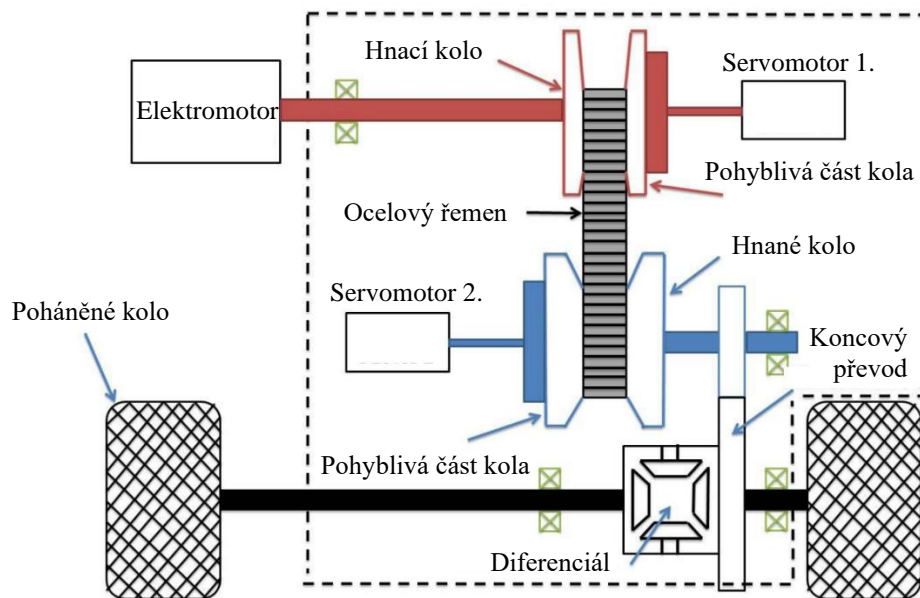
Obr. 12 Jednostupňová převodovka s elektromotorem. S1, S2 – hřídele [7]

Dvoustupňové převodovky (Obr. 13) se mohou zdát jako kontra produktivní oproti jednostupňovým. A to zejména z důvodů využití systému se dvěma spojkami, což má za následek vyšší výrobní náklady, větší hmotnost, menší účinnost a přerušení toku točivého momentu ve chvíli, kdy je zapotřebí přeřadit. Tyto nevýhody jsou opodstatněné a oponuje jim možnost přenosu většího točivého momentu na kola při nižších otáčkách, v důsledku toho může být použit menší motor s menším točivým momentem. Celková efektivita tímto roste a vede k většímu dojezdu elektromobilu. Další výhodou je také dosažení větší maximální rychlosti. [7]



Obr. 13 Dvoustupňová převodovka s elektromotorem. S1, S2, S3 – hřídele. C1, C2 – spojky [7]

Převodovky CVT (Obr. 14) neboli také převodovky s plynule měnitelným převodem jsou schopny změny převodu bez přerušení dodávky výkonu z motoru. Tyto převodovky mají řemen, který je složen z ocelových článků a je uchycen mezi kuželovými koly. Tato kola jsou dělená a jedna polovina z páru je spojena se servomotorem a koná kromě rotačního pohybu také pohyb posuvný, kdy se buďto poloviny těchto kol k sobě přibližují nebo oddalují. Tím dochází k plynulé změně průměru kol, a tedy i změně převodu. V tomto případě se jedná o dvoustupňový převod, protože dochází ke změně průměrů na obou kuželových kolech. [7]



Obr. 14 Dvoustupňová CVT převodovka [7]

3.2 ZDROJE HLUKU PŘEVODOVÝCH ÚSTROJÍ

Výsledný generovaný hluk má svůj počátek již u jednotlivých komponent. Kombinace výrobních chyb, špatného konstrukčního návrhu, odchylek ozubených kol a ostatních komponent způsobuje vznik vibračního buzení. V případě zkoumání počátku vibračního buzení je nutno zahrnout celý systém kvůli interakci jednotlivých dílů mezi sebou. [10]

3.2.1 ŠÍŘENÍ VIBRACÍ

Na systémové úrovni působí záběr ozubených kol jako hlavním iniciátorem buzení, které je následně šířeno přenosovými cestami. Existuje několik typů přenosových cest od jednotlivých dílů, provozních kapalin, jednotlivých rozhraní až po šroubové spoje. Tyto přenosové cesty umožňují šíření vibrací od místa iniciace až na povrch převodové skříně, která působí jako zářič nežádoucího hluku. Hluk je v tomto případě produkován, pokud vzniklé vibrace rozkmitají vnější plochy skříně, dále se hluk začíná šířit okolním prostředím. Způsob, jakým je hluk vyzářován je ovlivňován konstrukcí převodové skříně, přičemž dojde-li ke sjednocení vlastních frekvencí záběru ozubených kol a převodové skříně dochází k výraznému navýšení vyzářovaného hluku. [13] Na druhou stranu při správném konstrukčním návrhu skříně, může být buzení způsobené chybou převodu utlumené specifickými konstrukčními prvky skříně. Pro co nejefektivnější řešení utlumení vyzářovaného hluku by bylo vhodné považovat každý komponent převodového ústrojí jako potenciálního přispěvatele buzení a konstrukčně jej optimalizovat. [10]

3.2.2 HLUK VALIVÝCH LOŽISEK

Důvody vzniku hluku valivých ložisek lze charakterizovat několika body. Důsledkem výroby vznikají geometrické odchylky oběžných drah a těles ložisek od ideálního tvaru. Vzájemným pohybem elementů následně dochází ke vzniku mechanických rázů, které lze uvažovat jako původ vzniku budících sil. Vyzařovaná energie vzniklá chvěním ložiska, šířící se buďto přímo nebo pomocí hraničních konstrukčních prvků, vnímá člověk jako nežádoucí hluk. [3]

3.2.3 HLUK VZNIKAJÍCÍ ZÁBĚREM OZUBENÝCH KOL

Hluk generovaný ze záběru ozubených kol je přímo způsobován variací působících sil, které generují vibrace komponent a jsou následně přenášeny do přilehlé struktury. [7] Vibrace převodového ústrojí bývají způsobeny zejména chybou převodu a záběrem ozubených kol. Dalšími přispěvateli hluku jsou například rázy vznikající při začínajícím záběru zubů, stlačení maziva a vzduchu, tření a proměnlivá tuhost kontaktů ozubení. [8]

Hluk ozubení obvykle rozdělujeme na řinčení (tzv. gear rattle) a na kvílení (tzv. gear whine) ozubených kol. Jedná se o nejvýznamnější hluky, které lze zaznamenat při záběru ozubených soukolí. [12]

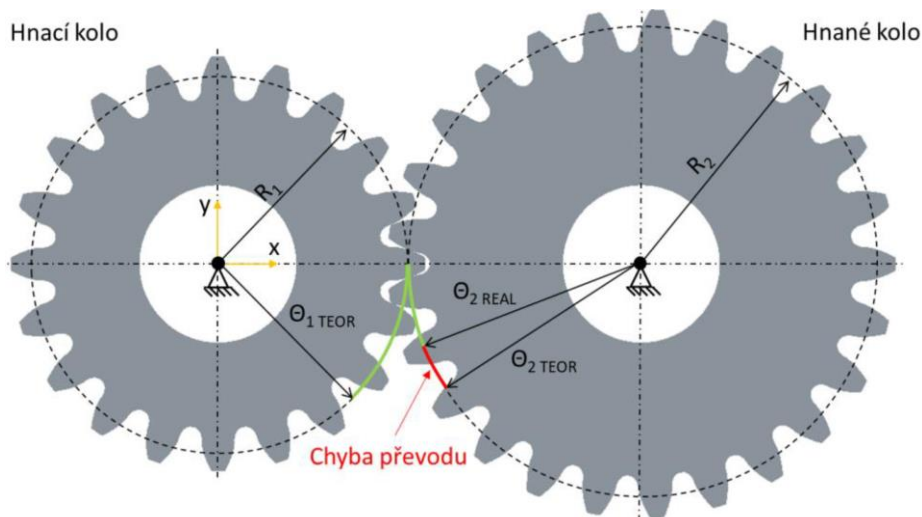
Kvílení ozubených kol je charakterizováno zubovou frekvencí a jejími násobky. Při lehkém zatížení vykazují ozubená kola nelineární chování, a to z důvodu, kdy dochází ke ztrátě a následnému vzniku kontaktu mezi ozubením. Dalším příkladem nelineárního chování je tehdy, kdy dochází k částečné ztrátě kontaktu vlivem tuhosti kontaktu pro zvýšená zatížení. [12]

K řinčení ozubených kol dochází v momentě, kdy převodové ústrojí nepřenáší točivý moment a zuby se pohybují v rozsahu jejich vůle. Dochází k rázu zubů v momentě změny zubové vůle. V praxi se u vozidel se spalovacím motorem projevuje řinčení buďto při zařazeném neutrálu, případně u vícestupňových převodovek, a to v případě vyššího zatížení při nižších otáčkách motoru. V případě vozidel poháněných elektromotorem ve spojení s jedno, či dvoustupňovou převodovkou nemá řinčení takový vliv. [8] [12]

3.2.4 CHYBA PŘEVODU

Pokud by nastal případ, kde by byly ozubené kola dokonale evolventní, absolutně tuhá a vhodně uložená, nedošlo by ke generování vibrací při záběru. V praxi z mnoha důvodů k tomuto stavu nedochází a došlo tak ke vzniku myšlenky ohledně chyby převodu. [12]

Je potřeba si představit situaci, kdy vstupní ozubené kolo je řízeno konstantní úhlovou rychlostí a v tomto případě by bylo možné předpokládat, že výstupní kolo se bude taktéž pohybovat stejnou úhlovou rychlostí. Jakákoliv změna vzniklá při tomto ustáleném stavu nám dá změnu výstupu. Tato změna se nazývá chyba převodu, která následně generuje vibrace. [12] Obecně lze chybu převodu popsat jako rozdíl mezi teoretickou pozicí, která by nastala za předpokladu ideálního stavu a skutečnou pozicí v reálných podmínkách hnaného ozubeného kola viz Obr. 15. [9]



Obr. 15 Zobrazení chyby převodu dvou ozubených kol [9]

V praktických podmínkách získáme po sobě jdoucí úhlové natočení vstupu a vypočítáme v jaké pozici by se mělo nacházet výstupní ozubené kolo. Vypočtenou teoretickou pozici odečteme od změřené pozice výstupního ozubeného kola tím získáme poziční odchylku neboli chybu. [8]

Chyba převodu se dělí dle typu působících sil v záběru ozubení na statickou a dynamickou chybu převodu. [11]

Statická chyba převodu je vyvolána působením statických sil, které jsou způsobeny zejména změnou počtu zubů v záběru, dále pak montážními a výrobními nepřesnostmi (přesnost profilu zubu, přesnost šroubových ploch, reálná rozteč ozubených kol, povrchová úprava stykových ploch). [9] [11]

Dynamická chyba převodu je způsobena deformací zubů, případně ohybu hřídelů společně s vychýlením ozubených kol z rovnovážné polohy za chodu. [11] U dynamické chyby převodu ozubeného soukolí je potřeba brát v úvahu změnu tuhosti ozubení, která je vyvolána tepelnou roztažností, úhlovou rychlostí a deformací těl ozubených kol. [9]

4 PŘÍSTUPY ŘEŠENÍ NVH PARAMETRŮ

Aby bylo možné řešit NVH parametry daného převodového ústrojí je zapotřebí nastudovat a zvolit vhodné přístupy. Problematika vyzařovaných vibrací, hluku a s tím spojených zkoumaných oblastí je podmíněna praxí a reálnými podmínkami. Pro co nejpřesnější popsání provozních stavů je nutné definovat parametry zkoumaného tělesa. Tato práce se zabývá výhradně přístupy, které byly využity pro řešení a zkoumání daného převodového ústrojí.

4.1 MODÁLNÍ ANALÝZA

Modální analýza je využívána ke zkoumání chování tělesa a poskytuje informace týkající se vlastní frekvence, modálního tlumení a tvarů jednotlivých módů daného tělesa. Tyto informace lze získat buďto numerickou analýzou dynamické odezvy struktury odvozených ze soustavy rovnic a znalostí rozložení hmotností a tuhostí, případně také z experimentálního měření odezvy struktury buzením.

Modální analýza je využívána z několika hlavních důvodů. Jedním z nich je sledování dynamických vlastností struktury nebo zařízení a zjištění, zda dochází ke zhoršení strukturálních vlastností v ranném stádiu, případně hrozícího selhání zařízení. Dalším důvodem je modifikace hmotnosti nebo tuhosti struktury za účelem posunutí hodnot vlastních frekvencí a vyhnutí se vysokým amplitudám při rezonanci, které by vedly k únavě materiálu a možnému selhání zařízení v provozním režimu. V neposlední řadě nám jde o získání animací tvarů jednotlivých módů struktury, a to za účelem porozumění chování kritických oblastí struktury a následnému praktickému řešení.

4.1.1 NUMERICKÝ PŘÍSTUP

Nejvíce rozšířeným přístupem modální analýzy je přístup numerický, který se provádí ve zvoleném simulačním programu založeném nejčastěji na numerické metodě konečných prvků neboli MKP. V této práci byly veškeré numerické výpočty prováděny v softwaru ANSYS, přičemž v dnešní době je na výběr z mnoha dalších komerčních softwaru jako ABAQUS, NASTRAN atd.

Mezi hlavní výhody použití numerického přístupu za pomoci MKP je zejména doba výpočtu a možnost řešit velké a tvarově složité modely. Pro dosažení co nejpřesnějších výsledků je zapotřebí znalosti geometrie a materiálových vlastností. [14]

Postup při řešení modální analýzy je popsán v následujících krocích:

- Importování geometrie do příslušného softwaru.
- Definování materiálových vlastností – Poissonova konstanta μ , Youngův modul pružnosti v tahu E , hustota materiálu ρ .
- Tvorba sítě modelu tzv. mesh. Tato síť se skládá z jednotlivých elementů. Zde je zapotřebí určit vhodný typ a velikost elementu. Velikost zvoleného elementu je nutné dále optimalizovat, protože jemnější síť vykazuje přesnější výsledky ale za cenu delšího výpočtového času.
- Aplikování okrajových podmínek – dle reálného modelu.

- Nastavení řešiče a množství požadovaných hledaných módů v daném frekvenčním rozsahu.
- Zobrazení a vyhodnocení výsledných módů.

4.1.2 EXPERIMENTÁLNÍ PŘÍSTUP

Experimentální přístup modální analýzy se využívá zejména pro verifikaci výsledků numerického přístupu. Většinou se výsledné hodnoty těchto přístupů liší, což může být způsobeno odchylkami geometrie reálného a výpočtového modelu, dále odlišností materiálových charakteristik, kde výpočtový model uvažuje homogenní strukturu, avšak skutečný model může mít jiné rozložení hmotnosti a materiálu. Cílem toho přístupu je tedy snaha přiblížit výsledné hodnoty vlastních frekvencí a vlastní tvary co nejvíce přístupu numerickému.

Celý princip experimentální modální analýzy spočívá v buzení dané struktury silou, která je společně s odezvou zaznamenávána. Posuzovanou strukturu lze popsat za pomoci dvou různých modelů [15]:

- Modální model – Model význačný spektrální maticí λ^2 obsahující vlastní čísla na diagonále a modální maticí Φ , která obsahuje sloupce tvořené vlastními vektory.
- Odezvový model – Model význačný maticí frekvenční odezvové funkce $H(\omega)$, která je hlavní výstupní veličinou experimentu.

Cílem experimentální modální analýzy je získání modálního modelu za účelem porovnání a ověření výsledků numerické modální analýzy. Tento model získáme zpracováním výstupních dat z odezvového modelu experimentu. [15]

Frekvenční odezvoovou funkci $H(\omega)$ lze dle [15] vyjádřit

$$H(\omega) = \frac{\text{Výstup}}{\text{Vstup}} = \frac{\text{Pohyb}}{\text{Síla}} = \frac{\text{Odezva}}{\text{Buzení}} \quad (21)$$

Abychom byli schopni úplně určit frekvenční odezvoovou funkci, je zapotřebí zjistit fázový úhel $\angle H(\omega)$ a absolutní hodnotu $|H(\omega)|$. Začne-li se na systém aplikovat vstupní budící síla, která v něm vyvolá sinusový pohyb o stejné frekvenci. Výstupní signál bude pozměněn tím způsobem, že amplituda bude vynásobena $|H(\omega)|$ a fázový úhel posunut o $\angle H(\omega)$. [13]

Odezvoovou funkci lze charakterizovat za pomoci konkrétních odezvoových parametrů, jako jsou rychlost, zrychlení nebo výchylka. Dle těchto parametrů následně frekvenční odezvová funkce nese název pohyblivost, akcelerace nebo dynamická poddajnost. V případě experimentu se nejčastěji používá parametr odezvy akcelerace, a to z důvodu hojného rozšíření akcelerometrů. Jestliže je některý z odezvoových parametrů specifikován, označuje se dle Tab. 1. Pro přesnou definici členu matice frekvenční odezvové funkce uvažující dynamickou poddajnost, je potřeba užít rovnici [15]:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \frac{x_j}{F_k} = \sum_{r=1}^N \frac{\Phi_j^r * \Phi_k^r}{\lambda_r^2 - \omega^2} \quad (22)$$

Kde Φ_j^r značí j-tý člen r-tého vektoru vlastních tvarů, Φ_k^r je k-tý člen r-tého vektoru vlastní tvarů, λ_r charakterizuje vlastní číslo r-tého módu, ω je úhlová frekvence a N udává počet módů. Zmíněná rovnice popisuje propojení modálních vlastností systému a odezvových charakteristik. V praxi je možné dle vybavení zkoumat modální vlastnosti dvěma způsoby dle [14] a to:

- Buzení modálním kladívkem, kdy dochází k buzení postupně celé struktury v předem vyznačených bodech. Zároveň se v těchto bodech zaznamenává odezva struktury.
- Buzení modálním budičem, kde se jedná o tzv. buzení v jednom bodě ve kterém je zároveň zaznamenávána odezva struktury.

Frekvenční odezvová funkce		
Odezvový parametr	Standardní $\frac{\text{Odezva}}{\text{Buzení}}$	Inverzní $\frac{\text{Buzení}}{\text{Odezva}}$
Výchylka	Dynamická poddajnost $\alpha(\omega)$	Dynamická tuhost
Rychlost	Pohyblivost $Y(\omega)$	Mechanický odpor
Zrychlení	Akcelerace $A(\omega)$	Zdánlivá hmotnost

Tab. 1 Frekvenční odezvová funkce [15]

Pro pochopení závislosti mezi vstupním a výstupním signálem měření je zapotřebí určit také koherenci, jejíž funkce nabývá hodnot v intervalu $0 \div 1$. Blíží-li se hodnota koherence jedné, dochází ke značné závislosti signálů. Je-li hodnota koherence nižší tzn. blíží se k nule, dochází ke slabé závislosti signálů, jež je způsobena zejména šumem z vnějšku. [15]

EXPERIMENTÁLNÍ MODÁLNÍ ANALÝZA V PRAXI

V této části budou popsány hlavní části pro správné provedení experimentální modální analýzy a tedy [15]:

1. Příprava analyzované struktury
2. Vytvoření modelu pro měření
3. Vlastní měření modelu
4. Analýza modálních parametrů a ověření výsledků modálního modelu s numerickým modelem

Obecný postup přípravy analyzované struktury:

- Vytvoření přesně definované sítě měřicích bodů na zkoumané struktuře
- Stanovení měřicího bodu a fixace akcelerometru v daném bodě
- Zvolení vhodného uložení tělesa
- Stanovení způsobu buzení struktury
- Zvolení vhodných snímačů síly a zrychlení
- Přípravení počítačové techniky a příslušného softwaru
- Kalibrace snímačů pro dané měření
- Nastavení analyzátoru

Postup experimentálního měření:

- Buzení struktury zvoleným budícím zařízením
- Zaznamenávání signálů buzené struktury

Analýza vzniklých dat

PŘÍPRAVA MODELU MĚŘENÉ STRUKTURY

Tato podkapitola se bude zabývat vytvořením přesně definované sítě bodů neboli uzlových bodů na struktuře geometrického modelu, ve kterých bude docházet k měření. Tato síť se definuje s ohledem na velikost modelu a frekvenčním rozsahem měření, tedy množství módů, které je potřeba zkoumat. Obecně platí, že u vyšších módů jsou vlastní tvary komplikovanější a je potřeba více bodů k jejich vykreslení. Volí se tedy přiměřená hustota sítě s ohledem na zjišťované módy a na dobu měření, zároveň je potřeba v každém bodě sítě rozhodnout, ve kterém směru se bude měřit. [15]

Při návrhu této sítě je potřeba také uvažovat volbu referenčního stupně volnosti, tedy směr a místo struktury, kde je v případě použití modálního budiče tento budič připevněn a při použití modálního kladívka se v tomto místě nachází akcelerometr. Referenční bod by měl být umístěn tak, aby při měření byla co nejlepší odezva při všech módech a zároveň, aby byla struktura po připevnění akcelerometru nebo budiče co nejméně ovlivněna. [15] [16]

MOŽNOSTI UMÍSTĚNÍ MĚŘENÉ STRUKTURY

Možnosti umístění struktury se odvíjí od cíle, za jakým se modální zkouška vykonává, přičemž se dle zdrojů [14] [15] nabízí tyto možnosti:

- Volné – nejjednodušší typ ze všech uložení a využívá se tehdy, pokud je cílem experimentu provést porovnání s numerickým modelem. V praxi lze toto uložení realizovat například zavěšením za pomoci lan nebo pružin. Těleso uloženo tímto způsobem by mělo vykazovat prvních 6 módů nulových, skutečnost je ale taková, že hodnoty nulové nejsou, avšak jsou velmi nízké.
- Vetknuté – pevné uchycení tělesa (v určených bodech) vůči zemi. Komplikovanost tohoto uložení je taková, že ve výsledku lze za pevné uchycení tělesa považovat takové, kde je odezva omezených stupňů volnosti menší než 10% odezvy ostatních stupňů volnosti. Nemožnost dokonalého upevnění tělesa způsobí rozdílné okrajové podmínky experimentu vůči numerickému výpočtu, a tedy i s velkou pravděpodobností značně odlišné výsledky.
- In situ – jedná se o uložení, kdy je cílem získat modální parametry ovlivněné reálnými podmínkami v provozním prostředí. U tohoto typu nedochází již k porovnání s výsledky z numerického výpočtu.

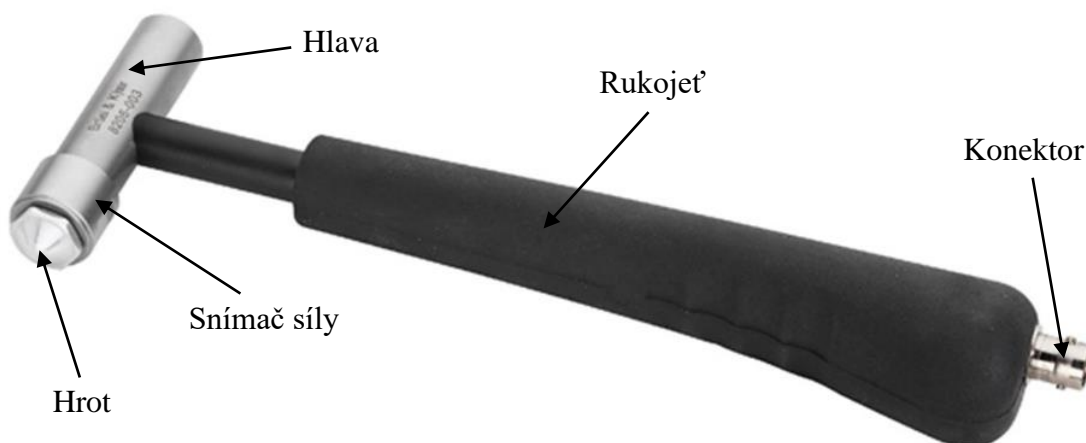
VARIANTY MĚŘENÍ BUZENÉ STRUKTURY

Možnosti buzení se opět odvíjí od účelu, za jakým je modální zkouška vykonávána, přesností a frekvenčním rozsahem, ve kterém je daná struktura zkoumána. Cílem je řízeně vybudit měřenou strukturu a současně měřit budící sílu. Buzení lze provádět dle [14] [15] buďto:

- Impulsním buzením
 - Rázovým kladívkem
 - Náhlým uvolněním z deformované pozice
- Buzení použitím dynamického budiče vibrací
 - Harmonickým signálem
 - Náhodným signálem
 - Jinými typy signálu

IMPULSNÍ BUZENÍ RÁZOVÝM KLADÍVKEM

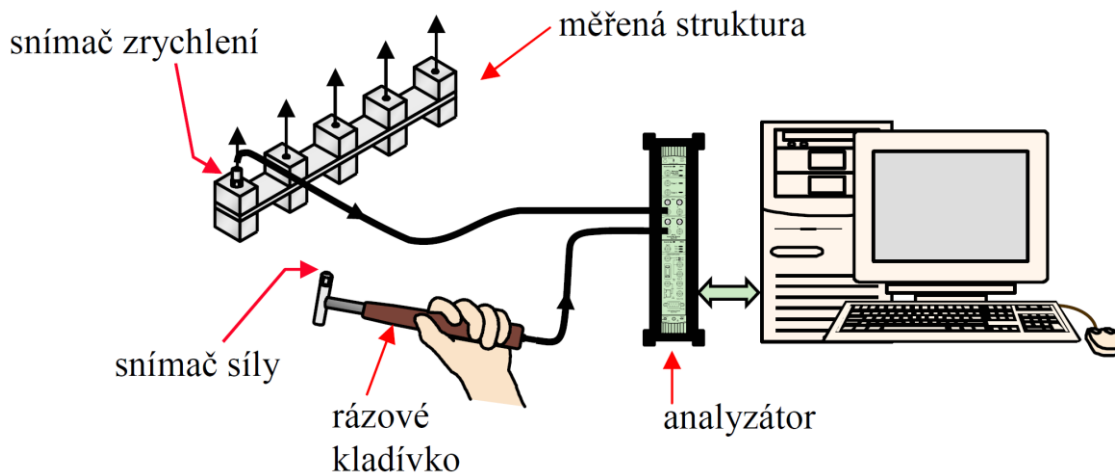
Jedná se o nejrozšířenější přístup, kdy kladívkem postupně budíme strukturu ve všech měřicích bodech definované sítě. Buzení rázovým kladívkem je jednoduché, lze jej aplikovat i v provozních podmínkách a v závislosti na složitosti geometrie se odvíjí i rychlost postupu buzení. Nevýhodou této metodiky je omezení regulace pásma buzení, a ne vždy lze využít frekvenční lupu neboli zoom. Dalším negativem je nutnost použití váhové funkce, kdy se během měření na vstupní signál aplikuje přechodové okno kvůli potlačení šumu a pro zmenšení chyby únikem vzniklou ořezáním signálu se na výstupní signál aplikuje tzv. exponenciální vážení. Kladívko je složeno z hrotu, snímače síly, hlavy, rukojeti a konektoru viz Obr. 16. [16]



Obr. 16 Modální kladívko firmy Brüel & Kjær [17]

Nezbytnou součástí modálního kladívka je sada hlav rozdílných hmotností a hrotů různých tuhostí, které lze volit dle potřeby frekvenčního rozsahu a velikosti vyvinuté síly. Frekvenční rozsah modálních kladívek se většinou pohybuje přibližně v rozsahu 50 Hz až 8 kHz. Maximální možná vyvolaná síla bývá okolo 4,5 kN. [17] Požadovaný rozsah frekvencí buzení rázovým kladívkem je ovlivňován tuhostí ploch při kontaktu a hmotnosti hlavy.

Velikost úderu, tedy vyvolané síly je určena hmotností hlavy a rychlostí úderu kladívka do struktury. Rychlost úderu je řízena výhradně operátorem. [16]



Obr. 17 Funkční schéma zapojení měřicí aparatury pro buzení modálním kladívkem [16]

Schéma měřicího řetězce pro buzení modálním kladívkem je znázorněno na Obr. 17. Akcelerometr je v tomto případě napevno umístěn ve zvoleném měřicím bodě a struktura je následně buzena ve všech bodech sítě, čímž získáme řádek matice frekvenční odezvové funkce. [16]

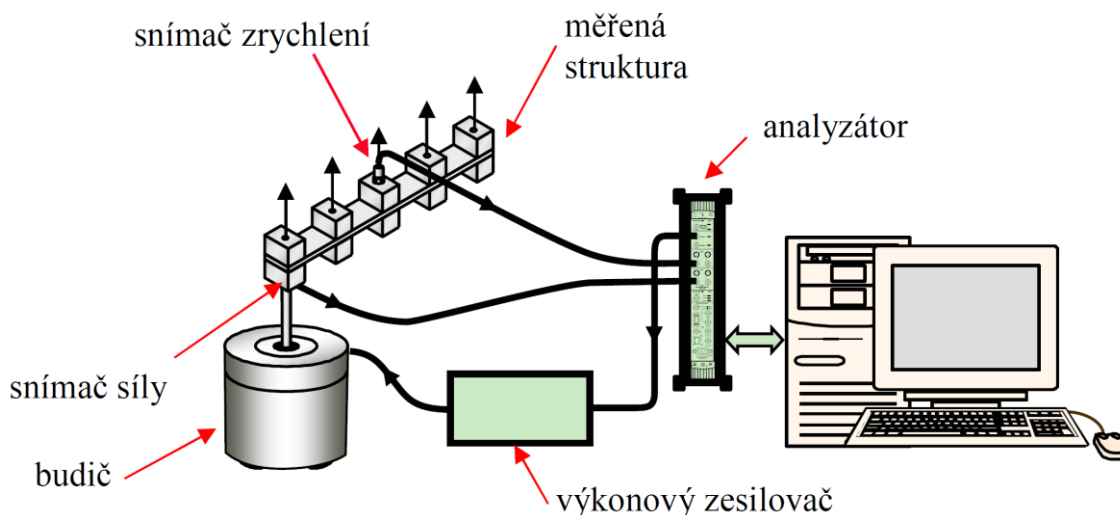
BUZENÍ DYNAMICKÝM BUDIČEM VIBRACÍ

Nejtypičtějším budičem je elektromagnetický (Obr. 18), u něhož je přivedený vstupní signál transformován na magnetické pole, a to za pomoci cívky jež je propojena jak s hnací částí budiče, tak se strukturou. Nachází se taktéž snímač síly stejně jako u rázového buzení. S různou velikostí budiče se mění také síla buzení a frekvenční rozsah, přičemž čím je budič větší, tím je větší síla buzení, ale na úkor frekvenčnímu rozsahu, který se sníží. V datovém listu zdroje [18] je uvedeno, že frekvenční rozsah modálních budičů se pohybuje přibližně od 2 Hz do 5 kHz. Propojení budiče se strukturou je realizováno budící tyčinkou, u které je žádoucí, aby byla tuhá ve směru buzení, ale poddajná v ostatních směrech. Dalším požadavkem je, aby tyčinka nebyla příliš dlouhá a tím neovlivňovala měření vlastní rezonancí. [15] [16]



Obr. 18 Modální budič firmy Brüel & Kjær [18]

Zásadní výhodou budiče oproti modálnímu kladívku je možnost výběru z širokého spektra budících signálů, přičemž nejpoužívanější je signál náhodného šumu. Lze jej pásmově vymezit pouze na zkoumané frekvenční pásmo, změny fáze a amplitudy jsou náhodné a jelikož se jedná o náhodný signál, tak je potřebné jeho průměrování za účelem získání linearizovaného odhadu frekvenční odezvové funkce. [15] [16]



Obr. 19 Funkční schéma zapojení měřicí aparatury pro buzení modálním budičem [16]

Schéma měřicího řetězce pro buzení modálním budičem je znázorněno na Obr. 19. Snímač síly je v tomto případě napevno umístěn ve zvoleném měřicím bodě a v závislosti na počtu dostupných kanálů analyzátořem snímáme odezvu najednou nebo postupně ve všech bodech struktury. Tímto způsobem získáme sloupec matice frekvenční odezvové funkce. [16]

4.2 MODÁLNÍ TLUMENÍ

Každá mechanická soustava, která kmitá je doprovázena tlumením. Tlumení lze obecně charakterizovat jako souhrn složitých nevratných procesů, které způsobují ztrátu části kinetické energie vlivem pohybu mechanické soustavy. Obvyklým projevem tlumení je vznik fázového posunu mezi průběhem amplitudy a budící síly, postupným zánikem volného kmitání, vymezení amplitudy v rezonanční oblasti, nárůst teploty kmitající soustavy apod. [26]

Existuje několik modelů tlumení, které se dělí na základě tlumícího materiálu a dle [26] rozlišujeme:

- Coulombovo tření
- Viskózní tlumení
- Proporcionální Rayleighovo tlumení
- Modální tlumení

V praxi existují dva způsoby pro stanovení parametrů tlumení, čehož lze docílit buďto experimentem nebo za pomoci literatury.

4.2.1 STANOVENÍ PARAMETRŮ TLUMENÍ POMOCÍ LITERATURY

Obvykle se v technických aplikacích používá buďto model poměrného tlumení využívaný pro výpočet metody modální superpozice harmonické analýzy, nebo proporcionální Rayleighovo tlumení, které je nezbytné pro výpočet plné metody. [27]

POMĚRNÉ (MODÁLNÍ) TLUMENÍ

Poměrné modální tlumení ξ lze stanovit jako poměr výsledného tlumení vůči kritickému tlumení a dle [26] je definováno:

$$\xi = \frac{b}{b_{cr}} = \frac{b}{\sqrt{4km}} \quad (23)$$

Kde b_{cr} – kritické tlumení, b – tlumení výsledné

PROPORCIONÁLNÍ RAYLEIGHOVO TLUMENÍ

Proporcionální neboli Rayleighovo tlumení je využíváno k modelování viskózního tlumení. Jeho předpokladem je úměrné rozložení tlumení vůči rozložení hmotnostních a tuhostních charakteristik systému. Avšak tento předpoklad je platný pouze pro konstrukce nevyužívající tlumící prvky. [27] Matice tlumení je podle [26] definována jako:

$$\mathbf{B} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K} \quad (24)$$

Kde \mathbf{B} je čtvercová matice tlumení, \mathbf{K} čtvercová matice tuhosti a \mathbf{M} diagonální matice hmotnosti. Součinitelé α a β jsou konstanty, přičemž α je součinitel konstrukčního tlumení a nabývá hodnot v rozsahu $0 \div 10$. zatímco β je součinitel materiálového tlumení a nabývá hodnot v rozmezí $0 \div 10^{-5}$. Hodnoty α a β je zapotřebí pro různé případy určit, a proto je nutné znát poměrné tlumení a vlastní frekvence. Po dosazení do vztahu (24) a úpravou získáme závislost mezi poměrným a proporcionálním tlumením:

$$\xi = \frac{\alpha}{2\Omega} + \frac{\beta\Omega}{2} \quad (25)$$

TLUMENÍ SOFTWARE ANSYS

Tlumení v softwaru ANSYS je charakterizováno specifickou maticí tlumení a využívá se pro transientní, modální tlumené a harmonické analýzy. Její popis je dle [28] následující:

$$\mathbf{B} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K} + \sum_{j=1}^{N_{mat}} \beta_j \mathbf{K} + \beta_c \mathbf{K} + \mathbf{B}_\xi + \sum_{k=1}^{N_{ele}} \mathbf{B}_k \quad (26)$$

Kde \mathbf{B} je čtvercová matice tlumení, \mathbf{K} čtvercová matice tuhosti a \mathbf{M} diagonální matice hmotnosti. Součinitelé α a β jsou konstanty stejné jako u proporcionálního tlumení. β_j je součinitel zohledňující vliv použitých materiálů a β_c je součinitel s proměnnou tuhostí

využívající se v harmonické analýze za účelem získání konstantního tlumícího poměru. \mathbf{B}_ξ je matice tlumení, která je závislá na frekvenci a \mathbf{B}_k matice tlumení pro jednotlivé prvky. [28]

4.2.2 STANOVENÍ TLUMENÍ EXPERIMENTEM

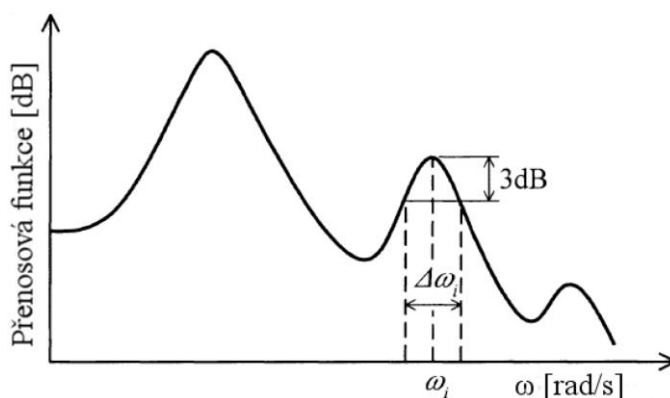
Tlumení se tímto způsobem získává z modální experimentální analýzy, přičemž výsledné hodnoty jsou ve formě poměrného tlumení dané struktury, jež je nezbytným parametrem numerické harmonické analýzy.

METODA MODÁLNÍ ŠÍŘKY PÁSMO

Efektivní metoda pro stanovení tlumení využívající se především pro soustavy s více stupni volnosti. Zásadní nevýhodou je, že v oblastech vyšších hodnot poměrného tlumení dochází ke zkreslování výsledných hodnot. Princip této metody spočívá v určení koeficientu poměrného tlumení pro každý tvar kmitání, který se určí dle rovnice [29]:

$$\xi_i = \frac{\Delta\omega_i}{2\omega_i} \quad (27)$$

Kde $\Delta\omega_i$ udává rozdíl horní a spodní hranice frekvenčního pásma, ve kterém je pokles hodnoty přenosové funkce $H(\omega)$ přesně o $\frac{1}{\sqrt{2}}$ násobek maximální hodnoty. V případě použití decibelové stupnice je snížení hodnoty přenosové funkce o 3 dB. Grafické znázornění stanovení tlumení touto metodou je na Obr. 20.



Obr. 20 Stanovení tlumení dle metody modální šířky pásma [29]

4.3 HARMONICKÁ ANALÝZA

V této kapitole bude popsána harmonická analýza, nejprve se však bude věnovat klasické harmonické analýze a to z důvodu, že numerický přístup akustické analýzy navazuje na výpočetní model harmonické analýzy.

Harmonická analýza navazuje na modální analýzu, jejíž výstupem jsou informace týkající se modálních vlastností a doplňuje je o parametry vnějšího zatížení a tlumení. Využívá se především u zařízení, která jsou namáhána periodickými silami, což mohou být v praxi například převodová ústrojí, spalovací motory, turbíny či čerpadla. Harmonické analýze lze porozumět jako zkoumání ustálených odezev na vnější buzení formou harmonických signálů.

Vzhledem ke komplexnosti harmonické analýzy se příliš nevyužívá analytického přístupu. Nejprve se provádí experimentální přístup, který je následně ověřován numerickým přístupem. V případě modální analýzy se nejprve provádí numerický přístup, který je následně ověřován experimentálním přístupem.

4.3.1 NUMERICKÝ PŘÍSTUP

Numerický model harmonické analýzy lze dle [30] v softwaru ANSYS řešit dvěma způsoby, jedním z nich je metoda modální superpozice, která byla rovněž použita v této diplomové práci a vychází se zde z numerického modelu modální analýzy. Druhým způsobem je tzv. plná metoda, která je řešena nezávisle na modální analýze.

Postup před výpočtem harmonické analýzy je popsán v následujících krocích:

- Výběr metodiky řešení úlohy (v případě této práce se jedná o metodu modální superpozice)
- Určení frekvenčního rozsahu (odvíjí se od výsledků modální analýzy)
- Implementace okrajových podmínek – silového zatížení
- Zadání materiálového tlumení struktury v daném frekvenčním rozsahu

PLNÁ METODA

Plná metoda harmonické analýzy řeší harmonickou rovnici (28) přímo v uzlových souřadnicích, které musí být rovnoměrně rozloženy skrze celou frekvenční oblast, přičemž se jedná o analogické řešení jako u lineárních statických úloh s výjimkou použití komplexních čísel. [30] [31]

$$(-\Omega^2[M] + j\Omega[C] + [K])\{x_1 + jx_2\} = \{F_1 + jF_2\}\xi_i = \frac{\Delta\omega_i}{2\omega_i} \quad (28)$$

Kde Ω je matice frekvencí, M – matice hmotnosti, C – matice tlumení, K – matice tuhosti, x – odezva, F – silové zatížení.

V případě řešení plné metody musí být pro každou frekvenci stanovena matice tuhosti K_C , čímž se tato metoda stává výpočetně náročná. Vzhledem k tomu, že tato metoda nenavazuje na numerickou modální analýzu, tedy nezávisí na vlastních tvarech a frekvencích, tak je

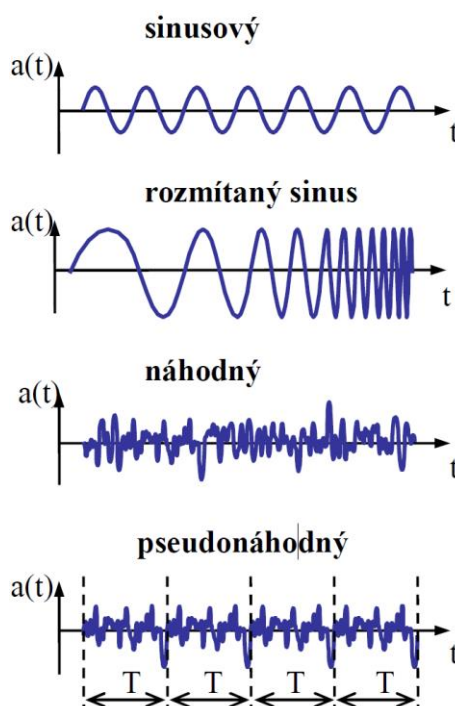
možné použít libovolné harmonické zatížení, popřípadě posunutí. Vlivem nezávislosti této metody na modální analýze nedochází k seskupování výsledných hodnot pomocí tzv. clusteru, nýbrž k jejich rovnoměrnému rozložení. Tlumení je v této metodě proporcionální a výsledkem řešení jsou amplitudy výchylek, jejich fázový posun a amplitudy napjatosti. Veškeré výpočty jsou prováděny v jednom kroku. [30] [31]

METODA MODÁLNÍ SUPERPOZICE

Metoda modální superpozice navazuje na numerický výpočet modální analýzy, z níž využívá modální souřadnice pro řešení harmonické rovnice (21). Díky této návaznosti metoda využívá vlastní módy a frekvence pro přesné řešení a dochází již zde také k seskupování výsledných hodnot pomocí již zmíněného clusteru. I přes to, že je nezbytný numerický výpočet modální analýzy je tato metoda časově mnohem méně náročnější než metoda plná. U této metody není možnost využití libovolných posuvů, protože ty musí být nulové. Tlumení je v této metodě poměrné a výsledkem řešení jsou opět amplitudy výchylek, jejich fázový posun a amplitudy napjatosti. Veškeré výpočty jsou prováděny ve dvou krocích. [30] [31]

4.3.2 EXPERIMENTÁLNÍ PŘÍSTUP

Experiment harmonické analýzy pro stanovení harmonické odezvy struktury a vyzařovaného hluku je do určité míry shodný s experimentální modální analýzou. V zásadě se ztotožňují u měřicího řetězce, avšak u harmonické analýzy se využívá k buzení zejména modální budič vibrací. Zásadní rozdíl nastává až při přístupu k vyhodnocování výstupních signálů. Výhodou modálního budiče je možnost volby z různých typů budících signálů, které jsou znázorněny na následujícím Obr. 21. [16]



Obr. 21 Základní typy budících signálů [16]

Obecný postup přípravy analyzované struktury:

- Volba vhodného ustavení zkoumaného tělesa
- Zvolení měřicího bodu pro připevnění modálního budiče
- Ustavení modálního budiče a volba budicího signálu
- Připevnění akcelerometrů na zkoumaná místa struktury a ustavení mikrofonů pro zachycení vyzařovaného hluku
- Příprava počítačové techniky a příslušného softwaru
- Kalibrace snímačů a nastavení analyzátoru

Postup experimentálního měření:

- Provedení harmonického sweepu v celém frekvenčním rozsahu
- Buzení struktury v určitých frekvenčních spektrech, získaných z výsledků modální analýzy

Analýza vzniklých dat:

- Analýza dat z akcelerometrů
- Analýza dat z mikrofonů

4.3.3 NUMERICKÝ PŘÍSTUP AKUSTICKÉ ANALÝZY

Ve výpočetních programech, konkrétně ANSYS, numerická akustická analýza zahrnuje modelování kapalného, případně plynného média a okolních struktur. Typickými body zájmu jsou rozložení tlaku v daném médiu při různých frekvencích, tlakový gradient a zejména hladina akustického tlaku. Při výpočtech je předpokládáno, že médium, ve kterém je zkoumána struktura umístěna je stlačitelná, avšak umožňuje pouze malé změny tlaku s ohledem na střední tlak. [32]

Numerický model harmonické akustické analýzy navazuje na metodu modální superpozice, kdy jsou výsledky této metody dále využívány ke zjištění odezvy skříně v daném akustickém prostoru, konkrétně se jedná o hodnoty akustického tlaku. Avšak se již zde neuplatňuje struktura zkoumaného modelu, ale pouze jeho vnější obálka. Obálku lze popsat jako obtisk daného tělesa do akustického prostoru. Aby byl numerický výpočet co nejpřesnější je nezbytné jej co nejvíce přiblížit skutečným podmínkám. Jednou z těchto podmínek je vymodelování okolních struktur jako jsou tlumící materiály, které obklopují například modální budič nebo kovové konzole, které by mohly mít vliv na správné snímání akustického tlaku snímači.

Postup akustické analýzy před provedením výpočtu je následující:

- Aplikování výsledků harmonické analýzy na analýzu akustickou
- Vymodelování okolních struktur dle reálného experimentu
- Vytvoření obálky a vnějšího akustického prostoru zkoumané struktury
- Definování materiálových vlastností obálky, akustického prostoru a okolních struktur
- Aplikace okrajových podmínek – definice akustického prostoru (aplikování hranic záření na stěny prostoru)

- Zadání frekvenčního rozsahu, ve kterém byla struktura řešena – stejné jako v harmonické analýze
- Usazení mikrofونů pro snímání hodnot hladin akustického tlaku dle reálného experimentu

4.3.4 EXPERIMENTÁLNÍ PŘÍSTUP AKUSTICKÉ ANALÝZY

Experiment harmonické akustické analýzy pro stanovení akustických veličin a lokalizaci zdrojů hluku je totožný s experimentálním přístupem harmonické analýzy. Rozdíl nastává v použité měřicí technice (pro stanovení hluku se využívají mikrofony) a výsledné analýze dat (cílem je získat hodnoty akustického tlaku).

5 MODEL PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ ELEKTROMOBILU

Tato diplomová práce se zabývá experimentálními a numerickými analýzami konkrétní převodové skříně elektromobilu. Pro provedení těchto analýz byl poskytnut jak reálný, tak 3D model. K ověření přesnosti a zohlednění případných odchylek mezi těmito modely bylo využito 3D skenování.

5.1 3D SKENOVÁNÍ

3D laserové skenování lze obecně popsat jako převod trojrozměrného modelu na model digitální za pomoci triangulace. V tomto případě byl ke skenování využit bezkontaktní skener ATOS Compact Scan 2M nacházející se na ÚADI. Zmíněný skener pracuje na principu laserové triangulace, přičemž se jedná o stereoskopickou techniku, při které se vzdálenost povrchů vypočítává kmitajícím laserovým paprskem a za pomoci kamer.

5.2 POSTUP 3D SKENOVÁNÍ PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ ELEKTROMOBILU

Nyní zde bude popsán postup, který byl aplikován za účelem vytvoření digitálního modelu převodové skříně elektromobilu a následného porovnání s poskytnutým 3D modelem.

PŘÍPRAVA SKENOVANÝCH MODELŮ

Počátečním úkolem je připravení jednotlivých částí převodovky očištěním a odmaštěním (Obr. 22), protože tyto nečistoty by způsobovaly špatné přilnutí referenčních bodů a křídového povlaku na strukturu a došlo by ke špatnému naskenování geometrie.



Obr. 22 Čištění dílů převodovky před dalším postupem

Následujícím krokem bylo nalepení referenčních bodů o definované velikosti na strukturu těles viz Obr. 23. Body byly aplikovány na rovné plochy a rozmístění bylo různorodé. Čím složitější a větší těleso bylo, tím více referenčních bodů muselo být aplikováno, aby skener zvládl spojit jednotlivé celky tělesa. Aby bylo možné vytvoření snímku, je zapotřebí, aby skener najednou zachytil alespoň tři referenční body.



Obr. 23 Víko převodové skříně s referenčními body

Model je zapotřebí dále připravit, protože v aktuálním stavu je příliš lesklý a skener by velice špatně snímal povrch. Tento problém se řeší nanesením křídlového povlaku (Obr. 24), avšak musí se dbát i na tloušťku povlaku, která nesmí být příliš tlustá, aby příliš neovlivnila tvar snímané součásti.



Obr. 24 Víko převodové skříně s křídlovým povlakem

Je nezbytné dodržovat tento postup. V případě, že by byl nejdříve nanesen křídlový povlak, tak by referenční body nedržely na povrchu. Po nanesení křídového povlaku je taky nutné referenční body očistit.

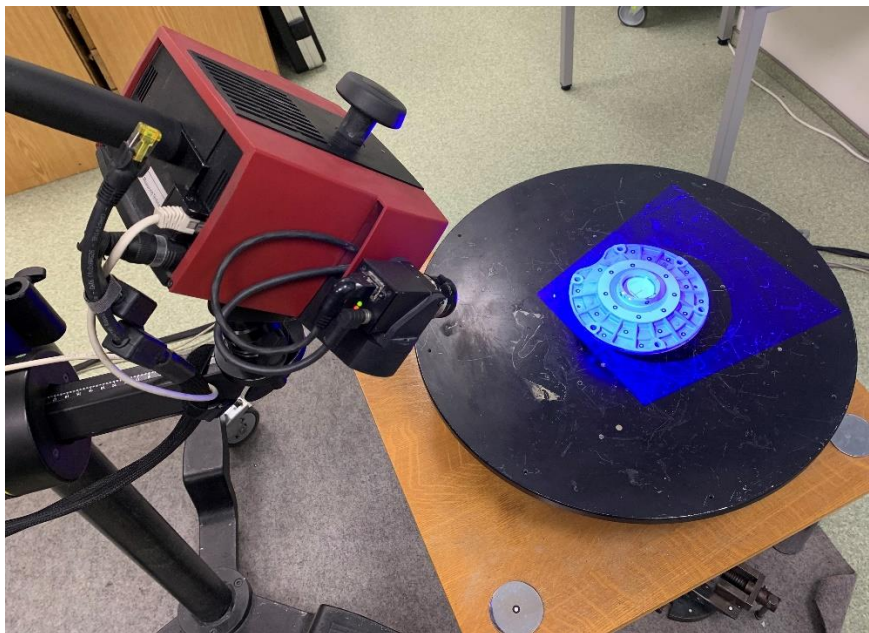
KALIBRACE SKENERU

Před každým novým skenováním je vhodné nastavit a zkalibrovat skener, a to kvůli správnému nastavení úhlu kamer, jejich clon a zaostření. Kalibrace se provádí za pomoci kalibračních desek, kdy je nutné postupovat dle přiložených instrukcí. V zásadě se při kalibraci mění vzdálenost a poloha hlavy skeneru vzhledem k desce. [33]

SKENOVÁNÍ DÍLŮ

Samotné skenování začíná v momentě, kdy je skener propojen s PC a příslušný software je zapnut. Nejprve je zapotřebí nechat skener zahřát na provozní teplotu a následně je již možné provádět samotné skenování. Manipulace skeneru byla prováděna díky stojanu, který měl umožněn pohyb ve všech osách a rotačního stolu na kterém byl umístěn aktuálně skenovaný díl. Před každým snímkem byl stojanu zamezen pohyb, aby nedocházelo k jeho chvění.

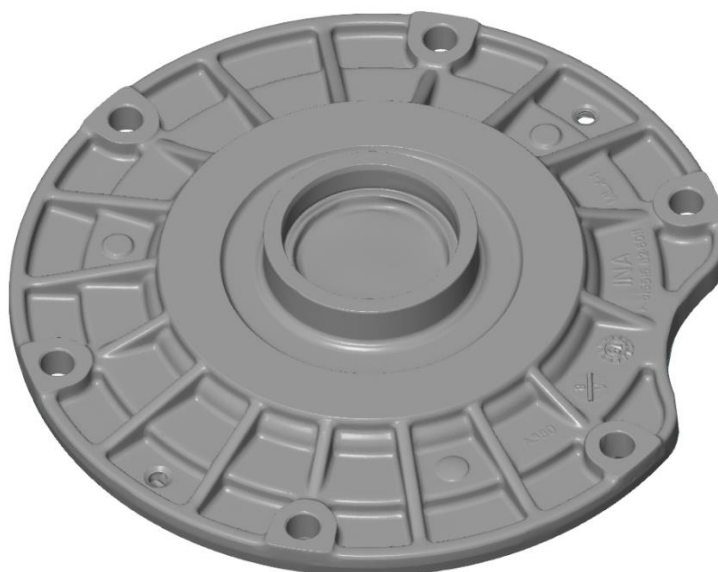
Samotné skenování bylo poměrně časově náročné kvůli složitosti dílů. Bylo pořízeno přibližně 60 až 100 snímků pro každý díl. Některé místa však nebyl skener schopen zachytit, ať už se jednalo o vnitřní průměry děr, či oblasti žeber. Ukázka z procesu skenování je znázorněna na následujícím obrázku Obr. 25.



Obr. 25 Ukázka procesu skenování

ZPRACOVÁNÍ NASKENOVANÝCH DÍLŮ

Po naskenování jednotlivých dílů bylo zapotřebí jejich převedení do příslušného softwaru za cílem vytvoření polygonální sítě z výsledných skenů a následné rekonstrukce geometrie. Za tímto účelem byl využit software GOM Inspect umožňující rekonstrukci dílů pomocí vybraných nástrojů. Při vytvoření polygonální sítě bylo nejprve nutné vybrat všechny žádané plochy modelu, protože při skenování skener zachytil na skeny také nežádoucí plochy, například z otočného stolu nebo podpěrných těles. Polygonizace konvertuje nasnímané skeny na síť trojúhelníků, přičemž hustota této sítě se liší v závislosti na zakřivení povrchů. Následně se již pokračovalo opravováním geometrie modelu, tedy uzavírání otevřených děr a chybějících ploch. Výsledná celistvá geometrie se následně importovala do formátu .stl a je znázorněna na Obr. 26.



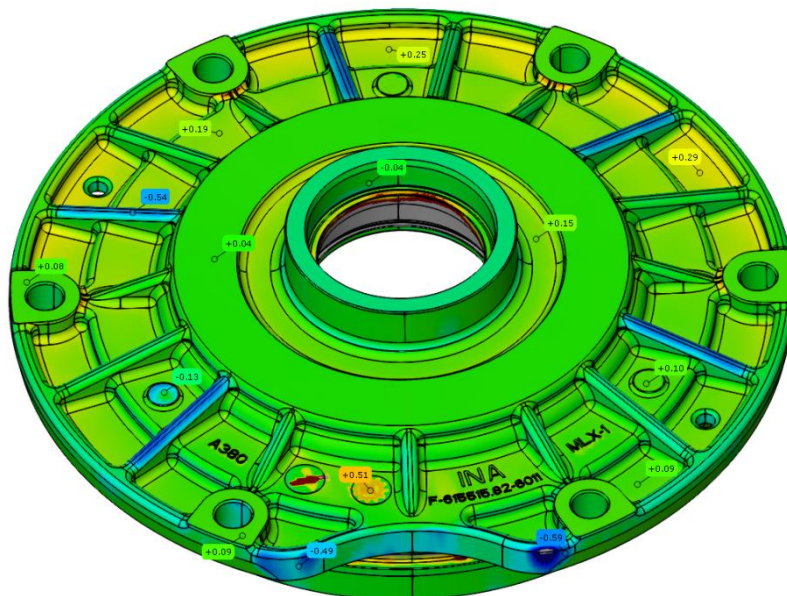
Obr. 26 Výsledná geometrie opraveného dílu

5.3 VYHODNOCENÍ NASKENOVANÉHO A REFERENČNÍHO CAD MODELU

Cílem tohoto úkolu bylo ověření přesnosti a zohlednění případných odchylek mezi naskenovaným a referenčním CAD modelem. K tomuto úkolu byl opět využit zmíněný software obsahující nástroje pro měření a porovnání odchylek mezi jednotlivými objekty. Postup v tomto případě byl následující:

- Načtení naskenovaných dat – import .stl modelu
- Importování CAD modelu a jeho ustavení vůči naskenovanému modelu
- Porovnání odchylek jednotlivých modelů viz Obr. 27

Velikosti odchylek se pohybují od přibližně -0,8 mm do 0,6 mm, což je vzhledem ke komplexnosti součástí a kvalitě skenování poměrně přesný výsledek. Dále je potřeba vzít v potaz, že na díl byl nanesen křídlový povlak, který mohl mít taktéž na tyto odchylky vliv. Na závěr lze říct, že velikosti odchylek nejsou natolik výrazné, aby příliš ovlivňovaly výpočtové modely, a tak lze pro následující postup využít referenční CAD model.



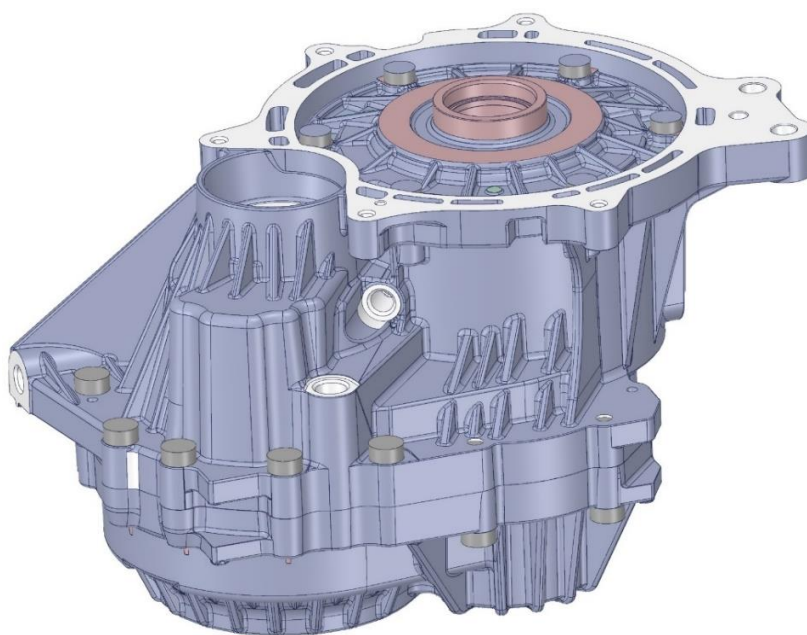
Obr. 27 Odchylky naskenovaného a referenčního CAD modelu

6 STANOVENÍ NVH PARAMETRŮ PŘEVODOVÉ SKŘÍŇĚ ELEKTROMOBILU

Cílem této diplomové práce je analýza převodové skříně elektromobilu z hlediska NVH parametrů. Tato kapitola se bude věnovat strukturální, modální a harmonické akustické analýze. Budou zde popsány jak numerické výpočty, tak experimentální přístupy a následně porovnání obou těchto přístupů. Numerické výpočty byly prováděny v softwaru ANSYS, který je založen na metodě konečných prvků. Experimentální přístupy se prováděly na ÚADI, kde byly poskytnuty veškeré potřebné podmínky pro jejich vykonání.

6.1 NUMERICKÁ STRUKTURÁLNÍ ANALÝZA PŘEVODOVÉ SKŘÍŇĚ

Strukturální analýza se využívá zejména k určení posuvů, napětí, přetvoření a působících sil v konstrukčních celcích nebo v jednotlivých komponent. V tomto případě byla strukturální analýza využita ke zjištění působících sil mezi kontaktními plochami jednotlivých dílů. Stejný postup je aplikován výzkumnými týmy, kdy jsou nejprve zjišťovány kontaktní síly. Dle zdroje [40] se jedná o zjištění působících sil od ložiska a výsledky jsou následně aplikovány na numerickou modální analýzu. V tomto případě bude postup totožný. Poskytnutá převodová skříň se skládá ze tří komponent (víka, velké skříně a malé skříně) Obr. 28, které jsou spojeny jako celek šroubovými spoji.



Obr. 28 Model převodové skříně elektromobilu

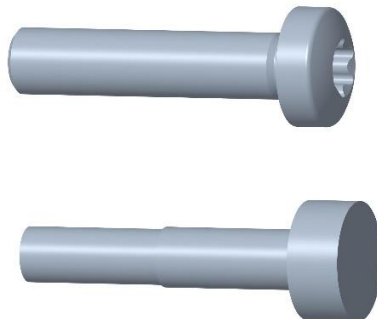
ŠROUBOVÉ SPOJENÍ

Šroubové spoje vytváří mezi jednotlivými díly pevný kontakt, který udává celkovou tuhost spojení. V softwaru ANSYS Workbench lze řešit kontakty spojení více způsoby.

Prvním, základním a nejjednodušším typem je kontakt „bonded“, který lze využít na všechny kontaktní oblasti (povrchy, tělesa, plochy a hrany). Použitím tohoto typu kontaktu se zamezí veškeré posuvy a separace spojených ploch, považují se tedy za pevně spojené. Zde se může odlišovat předpoklad od praxe, protože u reálných spojů dochází většinou k pevnému spojení pouze v blízkém okolí šroubů. Výhodou je, že tento kontakt umožňuje lineární řešení, protože nedochází ke změně velikostí kontaktních ploch a tím se snižuje časová náročnost výpočtu.

Dalším způsobem řešení spojení je kontakt „frictional“. Jedná se o typ kontaktu, při kterém mohou dvě kontaktní plochy přenášet smyková napětí až do určité hodnoty, přičemž při překročení této hodnoty dochází ke vzájemným posuvům kontaktních ploch. Tento typ kontaktu simuluje již reálné chování šroubových spojů, kdy spojené kontaktní plochy nejsou homogenní a pevně spojeny po celé ploše. [36] Pomocí kontaktních nástrojů lze zjistit, ve kterých místech dochází k pevnému spoji, případně vzniká tření či nedochází k žádnému kontaktu. Vzhledem k tomu, že se již jedná o nelineární třecí kontakt, tak časová náročnost výpočtu je vyšší než u předchozího typu. Při zadávání tohoto kontaktu na šroubové spojení je nutné definovat hodnoty předpětí šroubů a koeficient tření.

Díly skříně jsou dohromady spojeny 19 šrouby, přičemž velká a malá skříň jsou spojeny 13 šrouby se závitem M10 a víko je přišroubováno k velké skříni 6 šrouby M8. Vzhledem k cíli strukturální analýzy nebylo zapotřebí zkoumat napětí působící ve šroubech, a proto byl původní model nahrazen zjednodušeným dle Obr. 29. Na tyto šrouby bylo dle [34] zadáno předpětí a utahovací moment uvedené v Tab. 2. Pro co nejdůvěryhodnější výsledky byl aplikován již zmíněný kontakt „frictional“ a mezi jednotlivými kontaktními plochami byl zvolen koeficient tření 0,2, který je typický pro tření mezi dvěma kovy.



Obr. 29 Původní a zjednodušený model šroubu

Jmenovitý průměr [mm]	Pevnostní třída	Osová síla [N]	Utahovací moment [N·m]
M8	8.8	15242	24,5
M10	8.8	24275	48,4

Tab. 2 Hustota jednotlivých dílů převodové skříně.

MATERIÁLOVÝ MODEL

Software ANSYS Workbench poskytuje knihovnu, ve které se nachází různé typy konstrukčních materiálů s již předem definovanými materiálovými vlastnostmi. Převodová

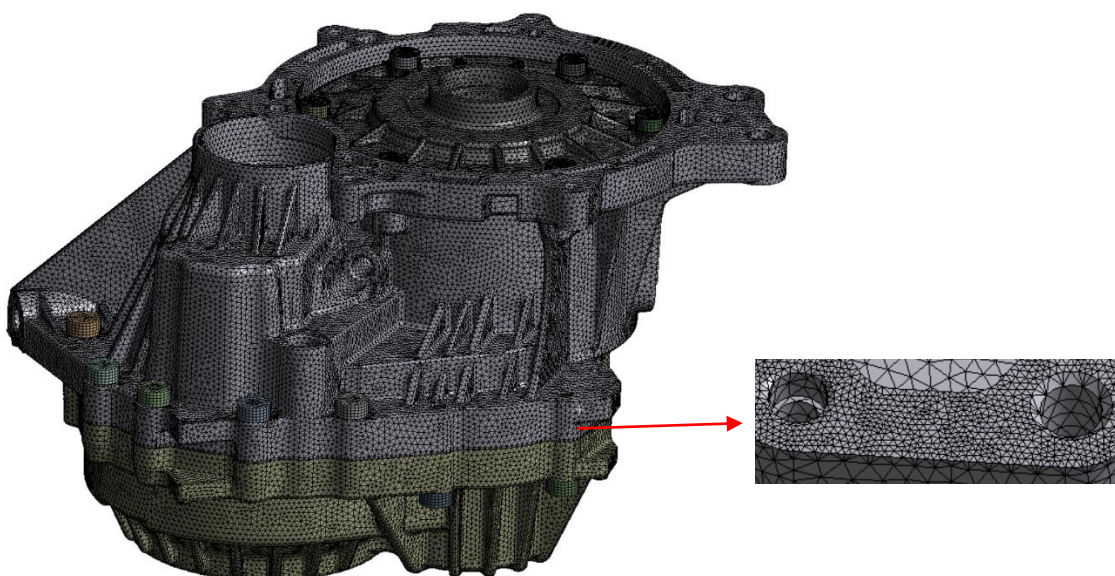
skříň elektromobilu je složena ze tří komplexních odlitek slitiny hliníku, u níž nebyly přesně známy její materiálové charakteristiky. Na základě hmotnosti reálného modelu a zjištění objemu z 3D modelu byla vypočtena hustota jednotlivých dílů, která je uvedena v Tab. 3. Ostatní materiálové parametry byly použity z již zmíněné knihovny.

Komponent	Víko	Velká skříň	Malá skříň
Hustota [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]	2915,7	2858,6	3069,6

Tab. 3 Hustota jednotlivých dílů převodové skříňe.

DISKRETIZACE

Do výpočtu vstupuje geometrický model, který je uveden na Obr. 30, tedy jednotlivé odlitky skříňe spojeny šroubovými spoji bez jakýchkoliv vnitřních komponentů. Pro diskretizaci sítě byly použity dva druhy elementů. Síť odlitků skříňe je tvořena tetraedrickými prvky, které zajišťují homogenní rozložení sítě při použití na komplexních geometriích (velikost elementu zvolena 4 mm). Na šrouby skříňe byly použity hexaedrické prvky, které jsou vhodnější pro použití na jednoduchých těles. Z hlediska zájmu kontaktních tuhostí ploch byla síť v těchto oblastech zjemněna (1 mm) viz Obr. 30, pro dosažení přesnějších výsledků.

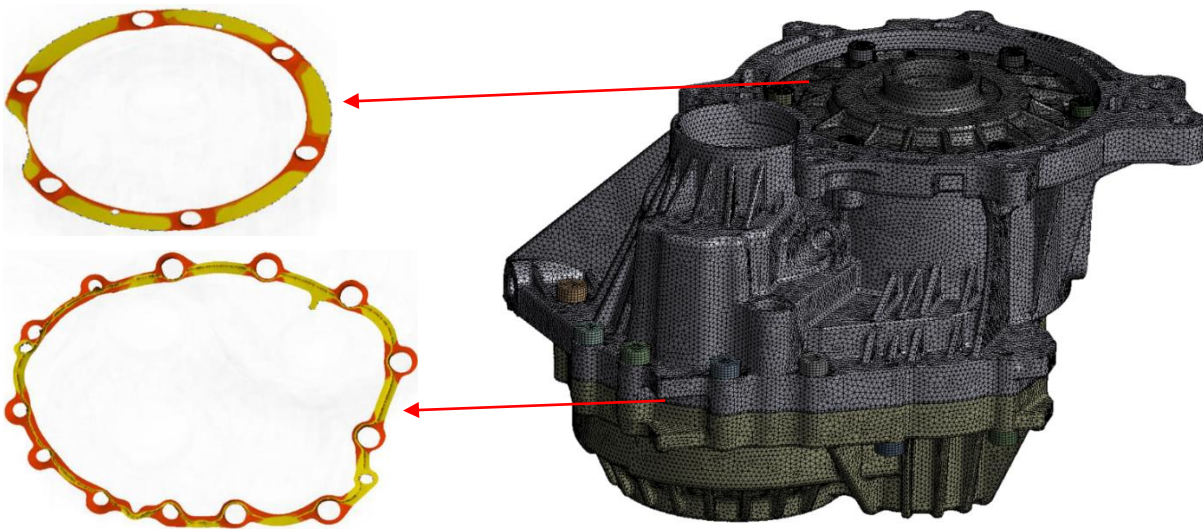


Obr. 30 Diskretizace převodové skříňe s detailem na kontaktní plochu

ŘEŠENÍ NUMERICKÉ STRUKTURÁLNÍ ANALÝZY

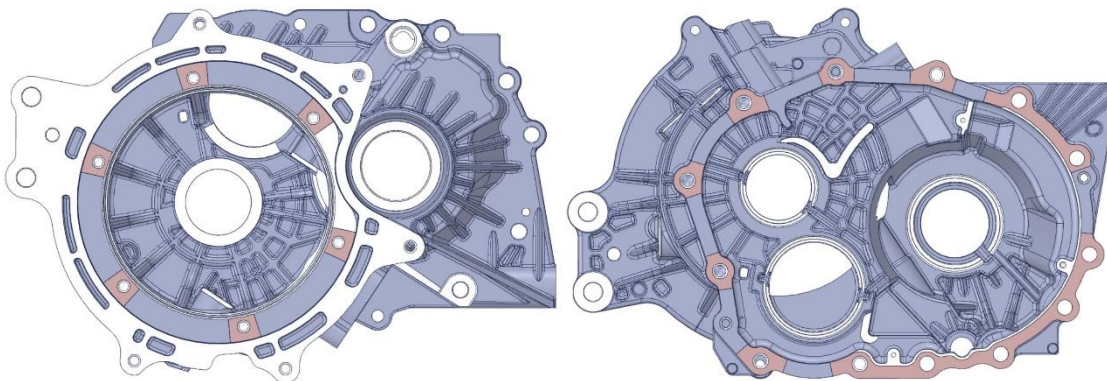
Před samotným řešením byla aplikována pevná vazba na horní dosedací plochu velké skříňe, kde se převodová skříň připojuje k pohonné jednotce. Na následujícím Obr. 31 lze vidět výsledné kontaktní plochy mezi jednotlivými díly převodovky. Z výsledných grafických znázornění lze vyčíst, že v blízkých oblastech šroubového spojení dochází k pevnému spoji. Toto spojení je znázorněno červenou barvou, která postupně přechází do oranžového zbarvení, které značí oblasti s částečným spojením, dochází zde ke tření povrchů. Posledním

indikátorem je žluté zbarvení, jež charakterizuje místa, ve kterých nedochází k přímému kontaktu součástí.



Obr. 31 Výsledné kontaktní plochy mezi jednotlivými komponenty převodové skříně

Model převodové skříně je dále potřeba dle těchto výsledků modifikovat. Kontaktní plochy velké skříně byly upraveny tak, aby odpovídaly červeným kontaktním oblastem, tedy místům, kde dochází k pevnému spojení viz Obr. 32.



Obr. 32 Modifikované kontaktní plochy velké skříně

6.2 NUMERICKÁ MODÁLNÍ ANALÝZA PŘEVODOVÉ SKŘÍŇĚ

V této kapitole bude popsáno řešení výpočtu modální analýzy, jak celé převodové skříně, tak jednotlivých dílů. Zájem o vlastní frekvence jednotlivých komponent je v tomto případě z důvodu, že tato diplomová práce se bude taktéž zabírat konstrukčními úpravami za účelem snížení vibrací a hluku. Je důležité tedy porovnat změny jak na celém konstrukčním celku, tak dílčích komponentech.

S modifikovaným modelem lze dále pokračovat k výpočtu modální analýzy volného tělesa. Materiálový model a diskretizace sítě byly převzaty ze strukturální analýzy. Element sítě byl zvolen 4 mm. Diskretizace sítě v oblastech kontaktních ploch již nebylo nutné zjemňovat, protože v tomto daném případě tyto výsledky máme. Pro spojení jednotlivých dílů byl nyní použit kontakt „bonded“, díky němuž je řešená úloha lineární, čímž dojde ke snížení celkové

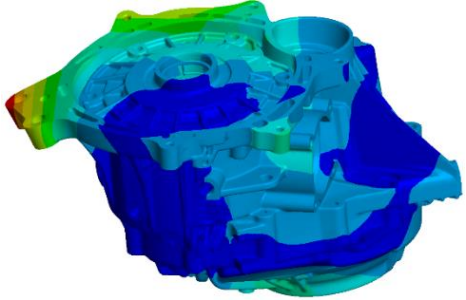
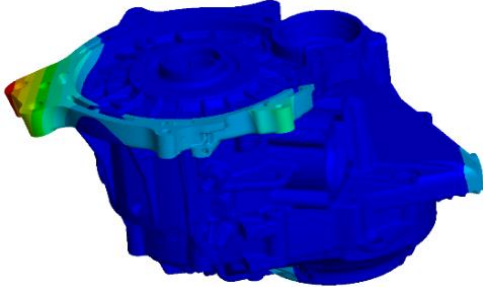
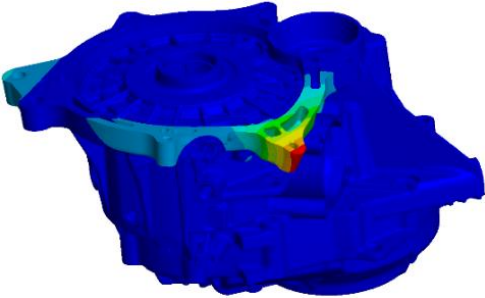
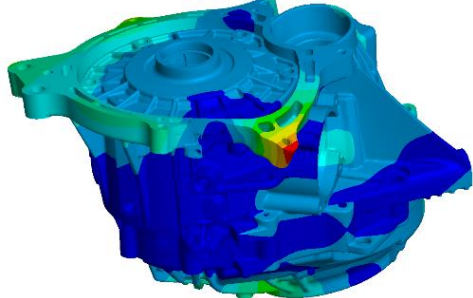
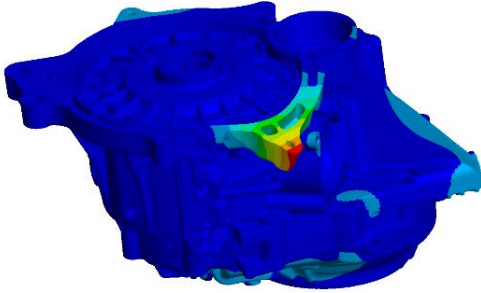
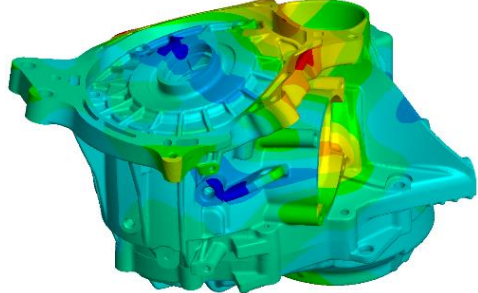
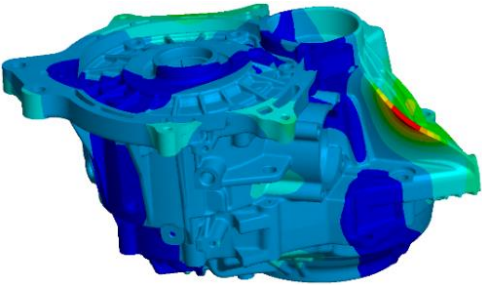
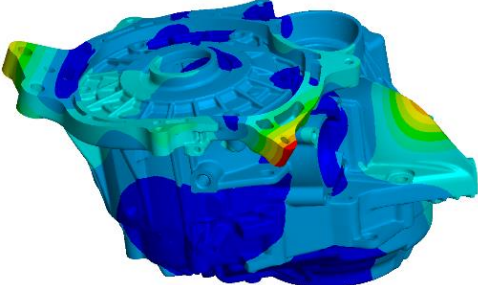
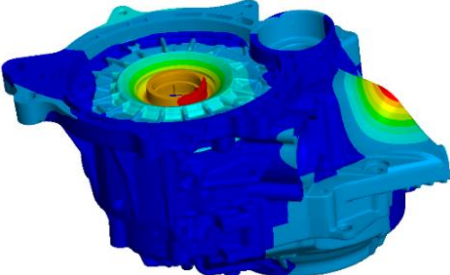
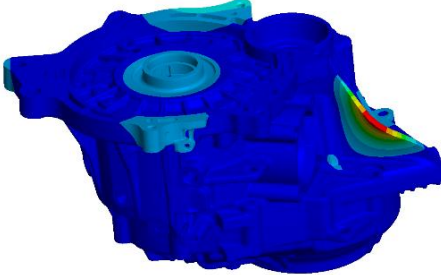
doby výpočtu. Posledním krokem před započítáním výpočtu je definování frekvenčního rozsahu, který byl v tomto případě zvolen 0 až 4 kHz.

Řešením této analýzy bylo získáno 23 vlastních frekvencí a módů, avšak vzhledem k tomu, že se jedná o analýzu volného tělesa, mělo prvních 6 módů nulovou frekvenci, případně velmi blízkou nule. Přehled vlastních frekvencí převodové skříně a jednotlivých dílů lze vidět v Tab. 4.

Mód	Komplet [Hz]	Velká skříň [Hz]	Malá skříň [Hz]	Víko [Hz]
7	2022	1100	869	1400
8	2064	1181	987	1416
9	2351	1737	1833	3475
10	2522	2040	2058	3534
11	2616	2422	2584	3804
12	2760	2548	3152	–
13	2858	2754	3360	–
14	2944	2875	3480	–
15	3172	3048	–	–
16	3301	3309	–	–
17	3359	3425	–	–
18	3392	3532	–	–
19	3575	3603	–	–
20	3598	3657	–	–
21	3683	3875	–	–
22	3833	–	–	–
23	3855	–	–	–

Tab. 4 Vlastní frekvence jednotlivých módů převodové skříně a dílčích komponentů

Nejvýznamnější vlastní tvary jsou znázorněny v Tab. 5, přičemž lze z těchto tvarů pozorovat, že dochází ke kmitání zejména volných konců, jež jsou hlavní přispěvovatelé vibrací a tedy hluku. První vlastní frekvence se nachází až za hranicí 2 kHz. Díky těmto faktům lze převodovou skříň charakterizovat jako značně tuhou.

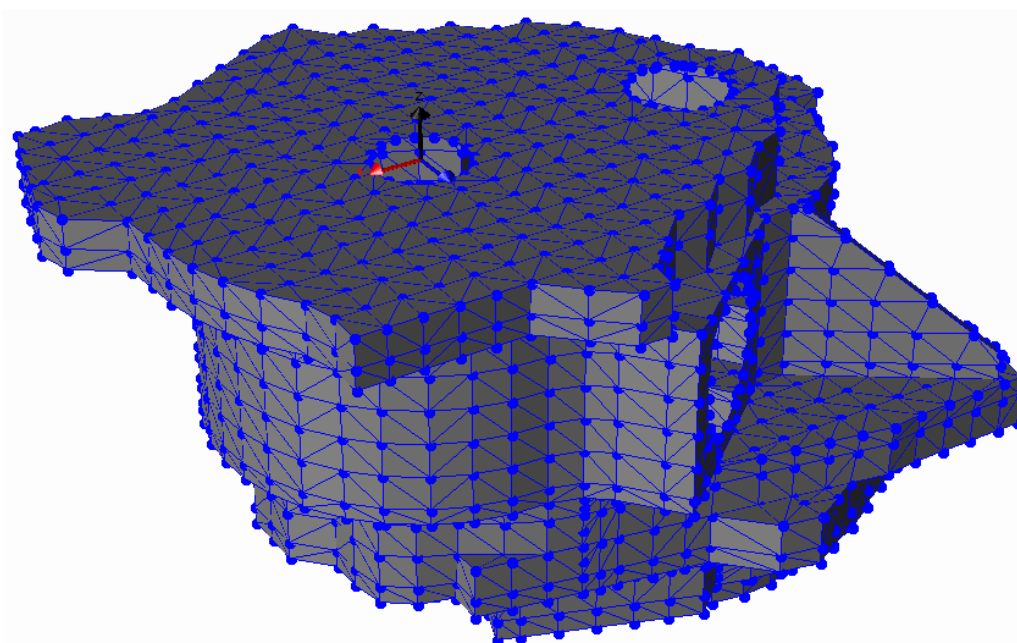
Mód	Vlastní tvar	Mód	Vlastní tvar
7	2022 Hz	8	2064 Hz
			
9	2351 Hz	10	2522 Hz
			
11	2616 Hz	12	2760 Hz
			
13	2858 Hz	14	2944 Hz
			
15	3172 Hz	16	3301 Hz
			

Tab. 5 Vlastní tvary převodové skříně

6.3 EXPERIMENTÁLNÍ MODÁLNÍ ANALÝZA PŘEVODOVÉ SKŘÍŇĚ

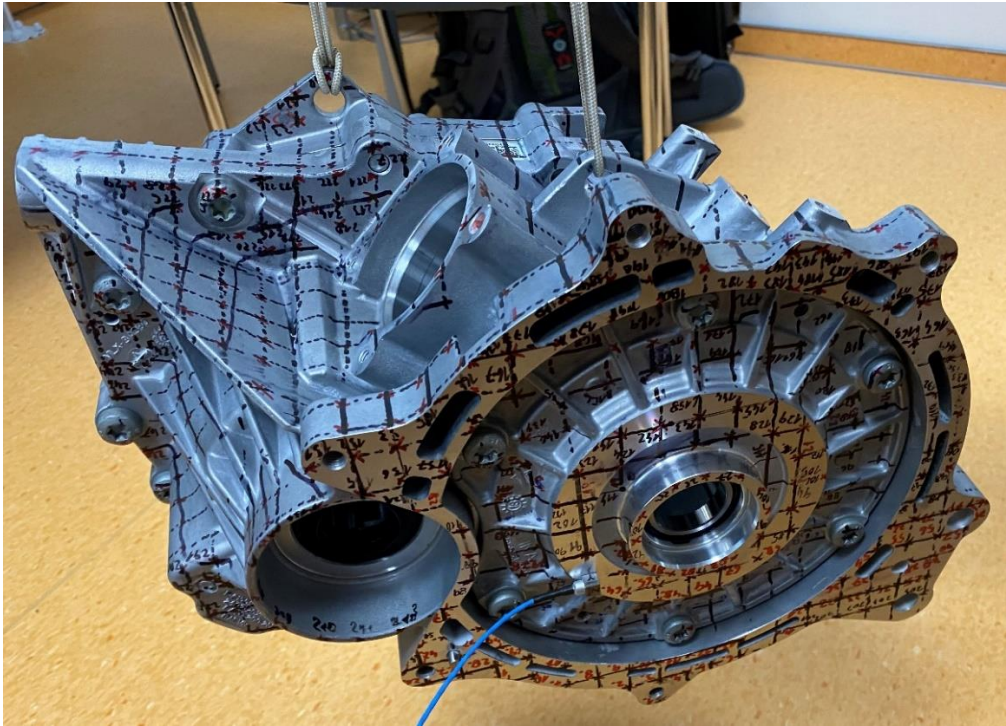
Cílem experimentálního přístupu modální analýzy bylo verifikovat modální vlastnosti zkoumané struktury získané numerickým přístupem. Totožný přístup byl proveden taktéž ve zdroji [37]. Pro toto ověření je nezbytný modální model získaný zpracováním výstupních dat experimentu.

Před samotným měřením byla nejprve navržena měřená struktura na zjednodušeném CAD modelu, která se následně aplikovala na reálný model. Struktura byla s ohledem na zadání rozdělena na čtvercovou síť o straně 15 mm, která se volila s ohledem na složitost geometrie, množství hledaných módů a zkoumaný frekvenční rozsah. Následně bylo zapotřebí stanovit směry měření jednotlivých stran a vhodně zvolit měřicí bod pro umístění akcelerometru. Při umísťování akcelerometru bylo nutné brát zřetel na globální souřadnicový systém vytvořený na zjednodušeném CAD modelu Obr. 33. Přesné umístění akcelerometru lze vidět na Obr. 34. Následně bylo zapotřebí zvážit vhodné uložení tělesa. S ohledem na to, že se jedná o modální analýzu volného tělesa, byla převodová skříň uchycena na dvou lanech tenkého průřezu.



Obr. 33 Zjednodušený CAD model s modální sítí

V dalším kroku bylo zapotřebí propojit jednotlivé prvky měřicího řetězce, který byl tvořen převodovou skříňí, akcelerometrem, rázovým kladívkem se snímačem síly, analyzátozem a výpočetní technikou s příslušným softwarem. Pro dané měření byl použit pěti kanálový analyzátor firmy Brüel & Kjaer, kde do prvního kanálu sloužícího ke snímání síly bylo připojeno modální kladívko. Následující tři kanály byly vyhrazeny pro akcelerometr snímající strukturu v jednotlivých osách. Analyzátor byl dále připojen k PC obsahující software B&K Connect 2019, ve kterém bylo potřebné nastavit sekvenci buzení v jednotlivých uzlových bodech, kde bylo také nutné nastavit směr buzení dle globálního souřadnicového systému.



Obr. 34 Znáznornění rozdělení sítě, umístění akcelerometru a uchycení převodové skříně

Po nastavení budící sekvence proběhlo samotné měření. Jak již bylo zmíněno, struktura byla buzena modálním kladívkem v jednotlivých uzlových bodech, kterých bylo 2237. Jednotlivá měření se v každém bodě pro co nejpřesnější odezvu opakovala třikrát (výsledné hodnoty se po vyhodnocení jednotlivých měření následně zprůměrovaly). Měření probíhalo postupně po jednotlivých stranách převodové skříně. Zkoumaný frekvenční rozsah byl omezen budící silou použitého modálního kladívka, který byl od 0 do 3,2 kHz.

Řešením experimentu bylo 8 vlastních frekvencí a módů, které byly srovnány s výsledky numerické analýzy viz Tab. 7 a Tab. 8. Výsledné vlastní frekvence a hodnoty zjištěného poměrného tlumení jsou znázorněny v Tab. 6.

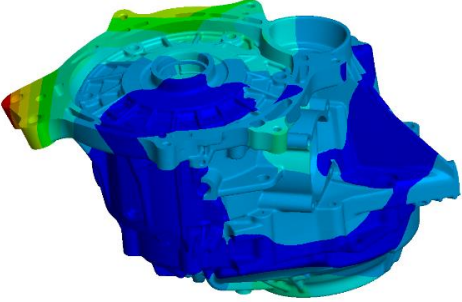
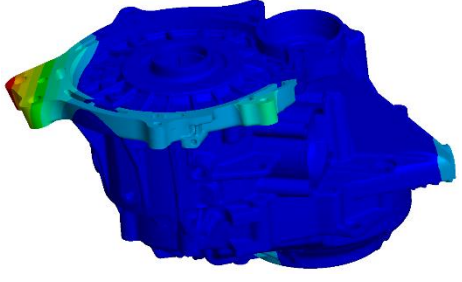

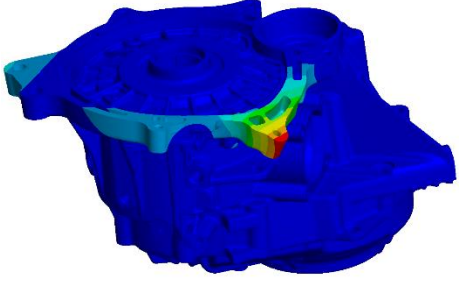
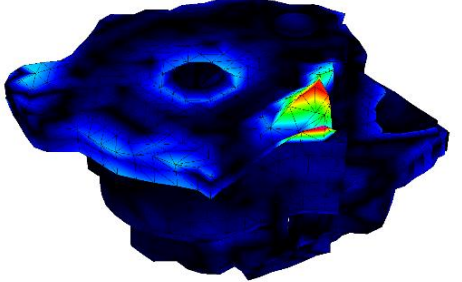
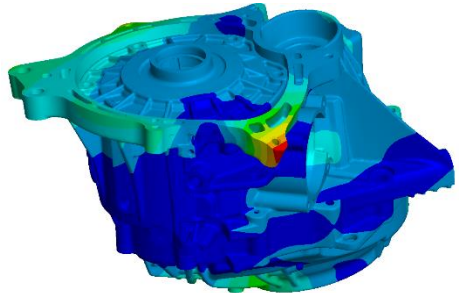
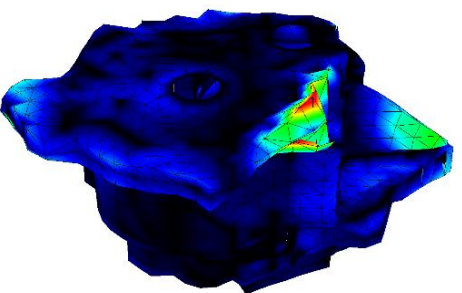
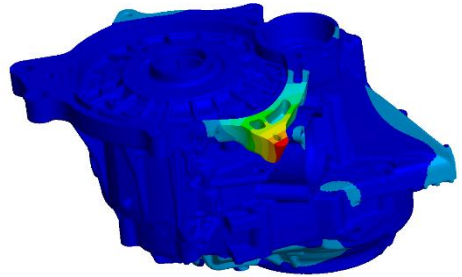
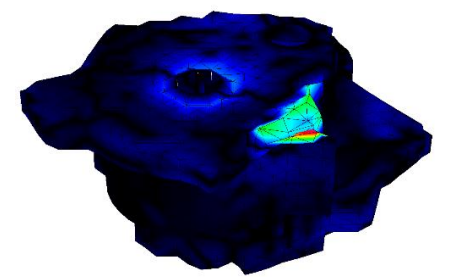
Mód	Numerický výpočet [Hz]	Experiment [Hz]	Diference [%]	Poměrné tlumení [%]
7	2022	-	-	-
8	2064	2089	-1,2	0,782
9	2351	2352	-0,04	0,801
10	2522	2584	-2,4	0,647
11	2616	2609	0,31	1,858
12	2760	2728	1,17	0,863
13	2858	2847	0,39	1,859
14	2944	2959	-0,51	1,354
15	3172	3069	3,36	0,667

Tab. 6 Porovnání vlastních frekvencí numerického a experimentálního přístupu

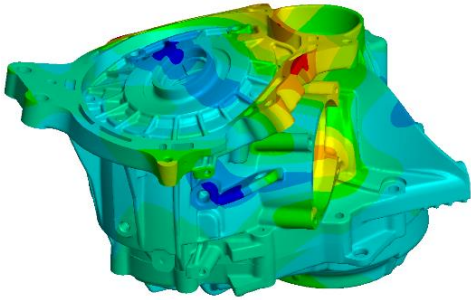
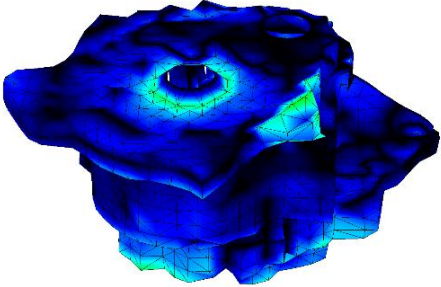
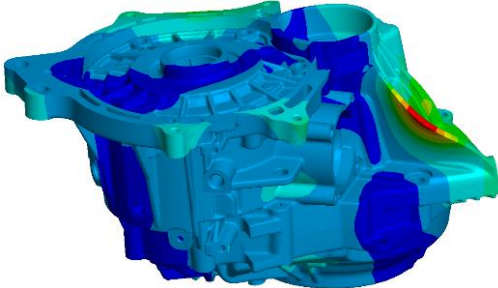
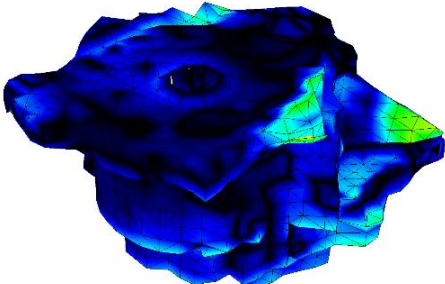
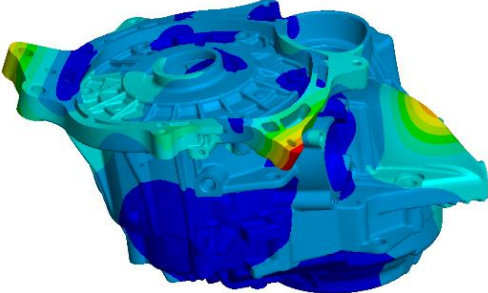
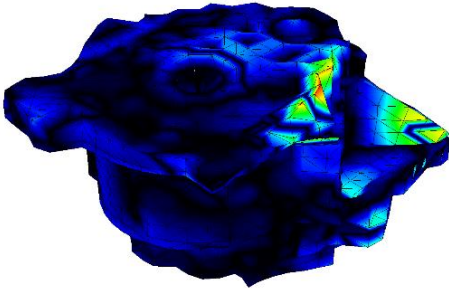
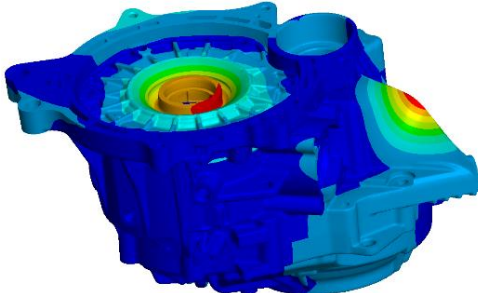
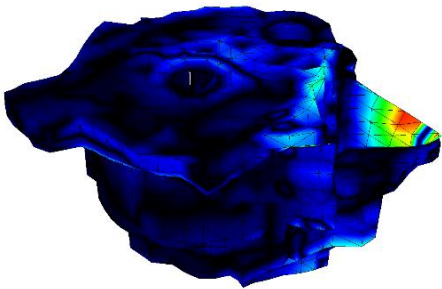
Z tabulky Tab. 6 lze vyčíst první vlastní frekvenci za hranicí 2 kHz, konkrétně se jedná o hodnotu 2089 Hz, která ale odpovídá až 2. vlastní frekvenci získané z numerického výpočtu.

Při porovnávání hodnot vlastních frekvencí lze vidět, že mezi jednotlivými přístupy dochází k odchylkám hodnot. Rozsah zjištěných odchylek je od -2,4 % do 3,36 %, největší rozdíly byly zjištěny u 10. a 15. módu. Významný vliv na tyto odchylky má materiálový model, kde se pro numerický výpočet uvažuje homogenní rozložení hmotnosti skrz celou strukturu, avšak toto v praxi neplatí. Dále zde působí lidský faktor, neboť nebylo možné zajistit pro každý úder stejnou sílu úderu a přesné místo dopadu modálního kladívka do jednotlivých uzlových bodů.

Při porovnání vlastních tvarů (Tab. 7 a Tab. 8) lze vidět, že většina jich má velkou podobnost, avšak lze zde vyzorovat rozdíly zejména v oblasti velkého žebra a dále u 15. módu, při kterém nedošlo u experimentálního přístupu k vybuzení středové oblasti víka. V daném frekvenčním rozsahu dochází ke kmitání zejména volných konců velké skříně, tedy oblasti horní dosedací plochy a oblasti žebra. Z hlediska vibrací a hluku je významnější oblastí oblast horní dosedací plochy velké skříně a víka, a to z důvodu, že při nasazení této převodové skříně v praxi se v této oblasti nachází výstupní hřídel, která je uložena v kuličkovém ložisku. Pokud by při provozních podmínkách nastal rezonanční stav, při kterém by docházelo k vibracím v těchto oblastech, mohlo by dojít ke vzniku vibrací výstupní hřídele, které by se následně přenášely do ložiska, což by mohlo vést až k jeho poškození a vyřazení z provozu. Z hlediska zkoumání vyzařovaného hluku se proto budou další kapitoly této práce (ohledně harmonické akustické analýzy) zaměřovat zejména na výše zmíněné oblasti.

Mód	Vlastní tvar	Vlastní tvar
	2022 Hz	- Hz
7		
8	2064 Hz	2089 Hz
		
9	2351 Hz	2352 Hz
		
10	2522 Hz	2584 Hz
		
11	2617 Hz	2609 Hz
		

Tab. 7 Porovnání vlastních tvarů a frekvencí numerického a experimentálního přístupu

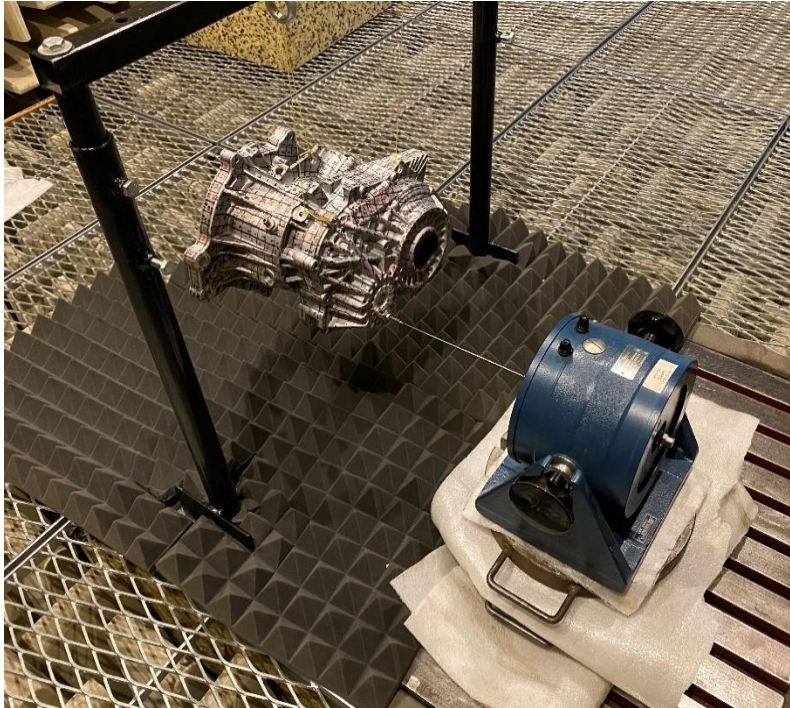
Mód	Vlastní tvar	Vlastní tvar
	2022 Hz	- Hz
12		
	2064 Hz	2089 Hz
13		
	2351 Hz	2352 Hz
14		
	2522 Hz	2584 Hz
15		

Tab. 8 Porovnání vlastních tvarů a frekvencí numerického a experimentálního přístupu

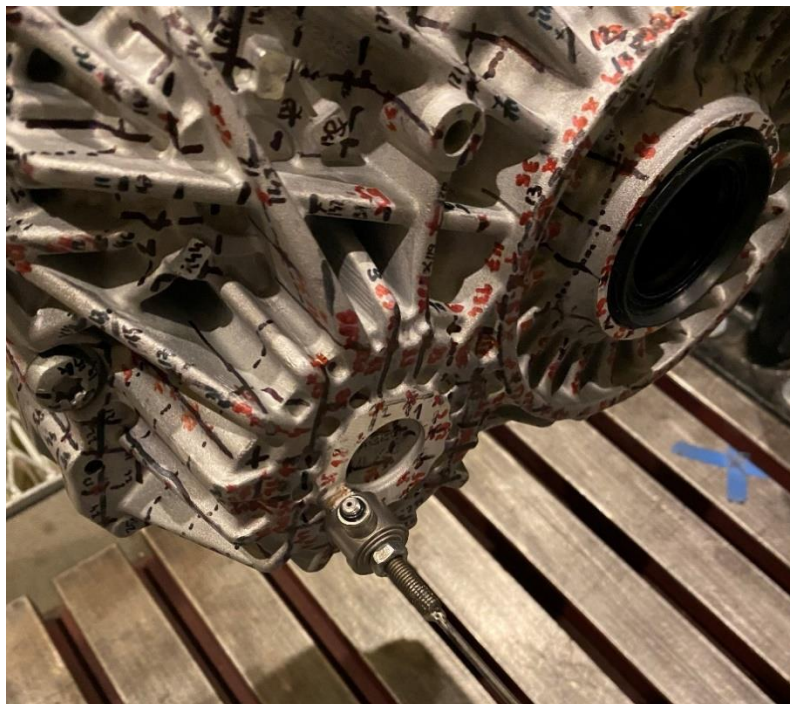
6.4 EXPERIMENTÁLNÍ HARMONICKÁ AKUSTICKÁ ANALÝZA PŘEVODOVÉ SKŘÍŇE

V této kapitole budou vybrané oblasti převodové skříně, které byly zvoleny vyhodnocením modální analýzy, zkoumány z hlediska vyzařovaného hluku. Dle zdroje [38] byl pro zjištění vibrací a hluku zkoumaného zařízení stanoven určitý postup. Tento postup byl založen na provedení pevně stanoveného experimentálního přístupu, jež byl následně ověřován přístupem numerickým, který je možné ladit a připodobnit tak experimentu.

Nejprve bylo nutné převodovou skříň ustavit. To bylo provedeno za pomoci tří lan tenkého průřezu, kterými byla skříň přichycena k pomocnému rámu Obr. 35. Důležité je při ustavení zajistit kolmost povrchu buzené struktury vůči ose budící tyčinky, která je následně připevněna na převodovou skříň. Na povrch menší skříňe byl do zvoleného místa přilepen snímač síly viz Obr. 36, do kterého byla následně přišroubována budící tyčinka na jejímž druhém konci se nacházel modální budič.

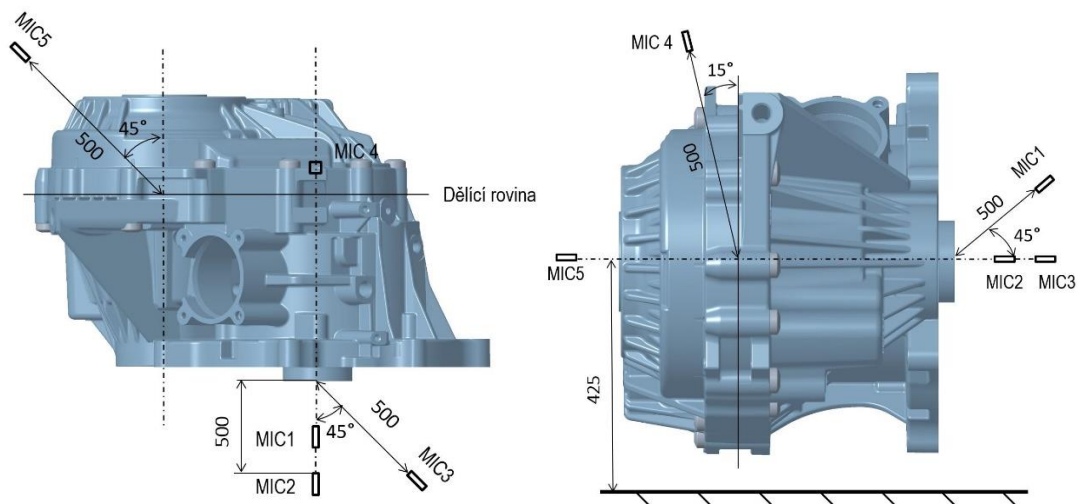


Obr. 35 Uložení převodové skříňe a ustavení modálního budiče



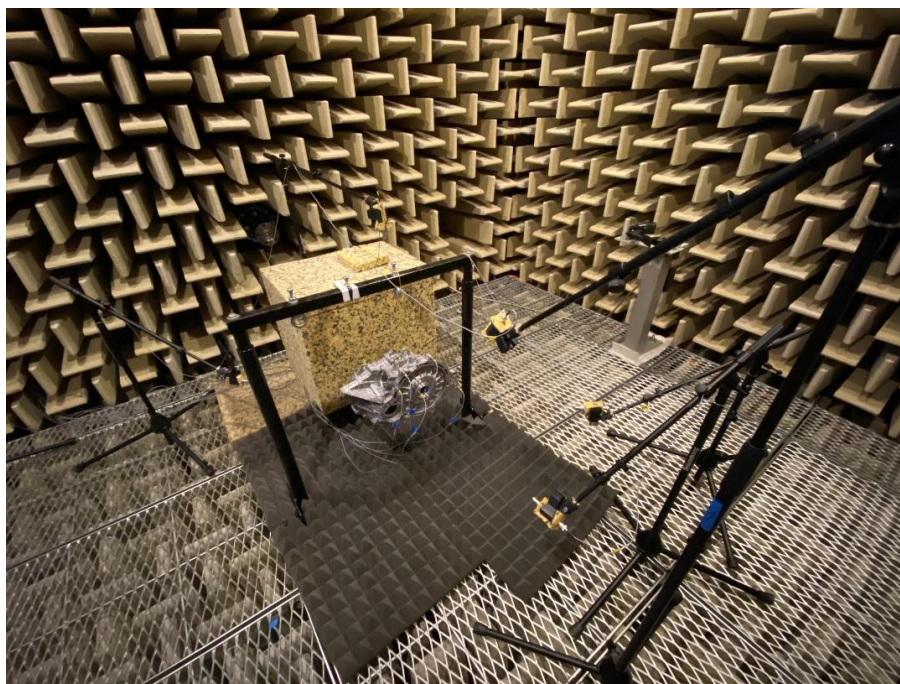
Obr. 36 Detail na oblast buzené struktury

Pro zachycení vyzařovaného hluku bylo použito 5 kondenzátorových mikrofonů firmy Brüel & Kjaer značených MIC 1, MIC 2, MIC 3, MIC 4, MIC 5, které byly vůči převodové skříni ustaveny v přesně definovaných místech viz Obr. 37. Pozice mikrofonů se v průběhu měření neměnila. Jejich rozmístění bylo provedeno na základě výsledků modální analýzy, tedy vůči místům, kde docházelo k největšímu kmitání a předpokladu, že z těchto míst bude vyzařovaný hluk nejvyšší.



Obr. 37 Znárodnění přesného ustavení mikrofonů vůči převodové skříni

Aby nedocházelo ke zkreslování hodnot snímaných veličin, byly modální budič a pomocná ocelová plošina, na kterou byl umístěn rám, zakryty tlumícím materiálem viz Obr. 38. Dalším krokem bylo propojení prvků měřicího řetězce a nastavení budícího signálu modálního budiče, který byl v tomto případě sinusový.



Obr. 38 Znárodnění přesného ustavení mikrofonů vůči převodové skříni

Následně již bylo možné provést vlastní měření, které bylo započato harmonickým sweepem provádějícím se za účelem ověření hodnot vlastních frekvencí. Nejprve byl ve frekvenčním rozsahu od 1600 Hz do 3400 Hz proveden rychlý sweep, kterým byly nalezeny všechny vlastní módy shodující se s výsledkem modální analýzy. Dále po vyhodnocení rychlého sweepu byly vybrány 3 módy viz Tab. 9, které byly dále zkoumány. Pro tyto vybrané hodnoty byl ve frekvenčním rozsahu ± 60 Hz proveden pomalý sweep, kterým došlo k ověření těchto hledaných hodnot.

Mód	Numerický výpočet [Hz]	Experiment [Hz]	Poměrné tlumení [%]
8	2064	2089	0,782
9	2351	2352	0,801
12	2760	2728	0,863

Tab. 9 Zvolené vlastní frekvence pro harmonickou analýzu

Pro tyto vlastní módy bylo následně prováděno samostatné měření ustálených stavů. Struktura převodové skříně byla buzena danou frekvencí, přičemž každý z módů byl měřen celkem třikrát po 20 vteřinách. Při těchto měřeních byl zaznamenáván časový průběh vyzařovaného hluku a budící síly. Tím, že byla struktura buzena sinusovým signálem, který je v krátkém čase vysoce proměnlivý, byly výsledné hodnoty analyzátozem zaznamenávány jako hodnoty efektivní (RMS). Tyto hodnoty nemohou být dále použity do numerického výpočtu, proto je potřeba provést přepočítání na hodnoty maximální, čehož lze docílit dle [35] za pomoci vzorce pro obecnou hladinu hluku:

$$L_{max} = L_{RMS} \cdot \sqrt{2} \quad (29)$$

Po zaznamenání všech ustálených stavů byla jednotlivá měření vyhodnocována. Nejprve byly časové záznamy v softwaru B&K Connect 2019 převedeny do frekvenčního spektra. Hodnoty jednotlivých měření pro dané módy byly zprůměrovány a přepočteny na hodnoty maximální. Hodnoty maximální síly byly dále použity do numerického výpočtu a jsou společně s hodnotami hluku zobrazeny v Tab. 10, Tab. 11 a Tab. 12. Konečným výsledkem bylo sestrojení grafické závislosti hladiny hluku na frekvenci pro jednotlivé módy. Tyto závislosti jsou zobrazeny na Obr. 39, Obr. 40 a Obr. 41.

	Měření 1	Měření 2	Měření 3	Průměr hodnot	Maximální hodnota
Síla [N]	0,656	0,656	0,656	0,656	0,928
MIC 1 [dB]	56,339	56,339	56,341	56,341	79,677
MIC 2 [dB]	56,873	56,878	56,880	56,880	80,436
MIC 3 [dB]	52,796	52,797	52,796	52,797	74,665
MIC 4 [dB]	47,971	47,967	47,973	47,973	67,840
MIC 5 [dB]	49,993	49,987	49,986	49,993	70,695

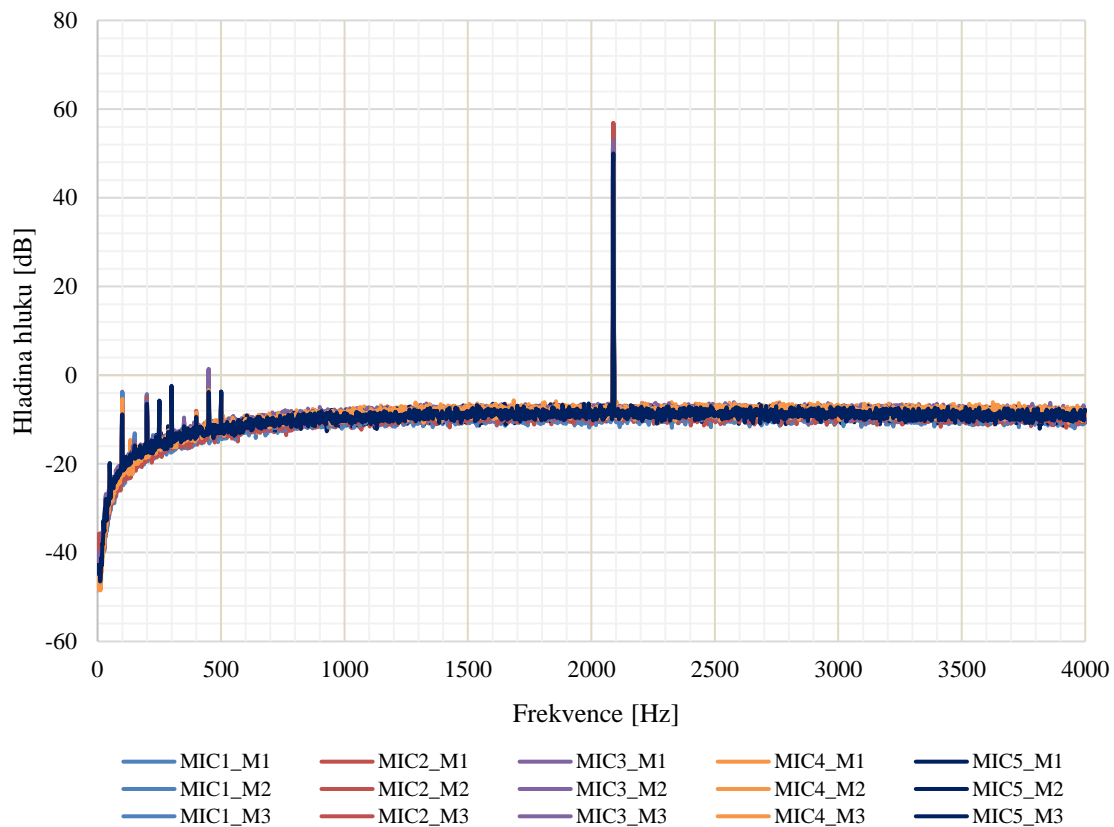
Tab. 10 Efektivní a maximální hodnoty síly a hladin hluku pro mód 8

	Měření 1	Měření 2	Měření 3	Průměr hodnot	Maximální hodnota
Síla [N]	0,539	0,539	0,539	0,539	0,763
MIC 1 [dB]	55,175	55,191	55,204	55,190	78,050
MIC 2 [dB]	59,671	59,713	59,754	59,713	84,446
MIC 3 [dB]	51,793	51,841	51,874	51,836	73,307
MIC 4 [dB]	55,148	55,135	55,135	55,139	77,979
MIC 5 [dB]	57,741	57,753	57,765	57,753	81,675

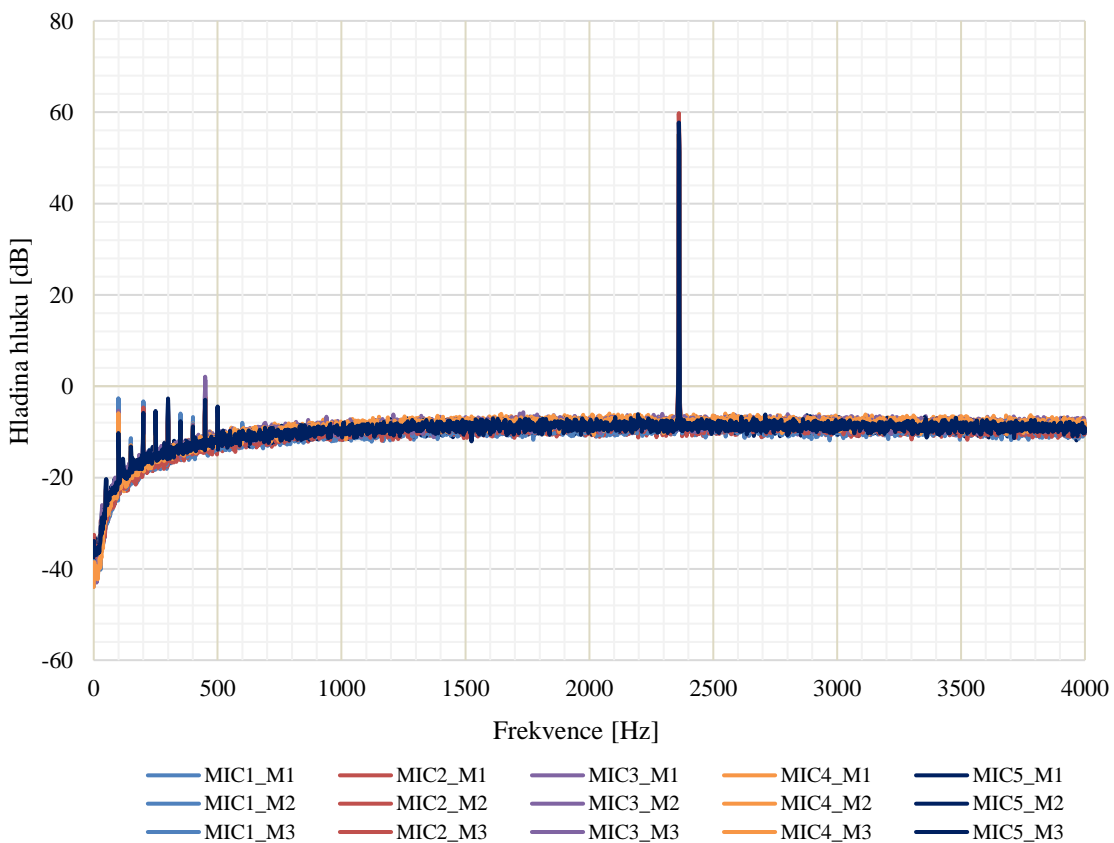
Tab. 11 Efektivní a maximální hodnoty síly a hladin hluku pro mód 9

	Měření 1	Měření 2	Měření 3	Průměr hodnot	Maximální hodnota
Síla [N]	0,535	0,535	0,535	0,535	0,756
MIC 1 [dB]	56,219	56,233	56,231	56,228	79,518
MIC 2 [dB]	64,297	64,289	64,285	64,290	90,920
MIC 3 [dB]	64,310	64,321	64,325	64,319	90,960
MIC 4 [dB]	57,785	57,814	57,832	57,810	81,756
MIC 5 [dB]	58,684	58,701	58,705	58,697	83,010

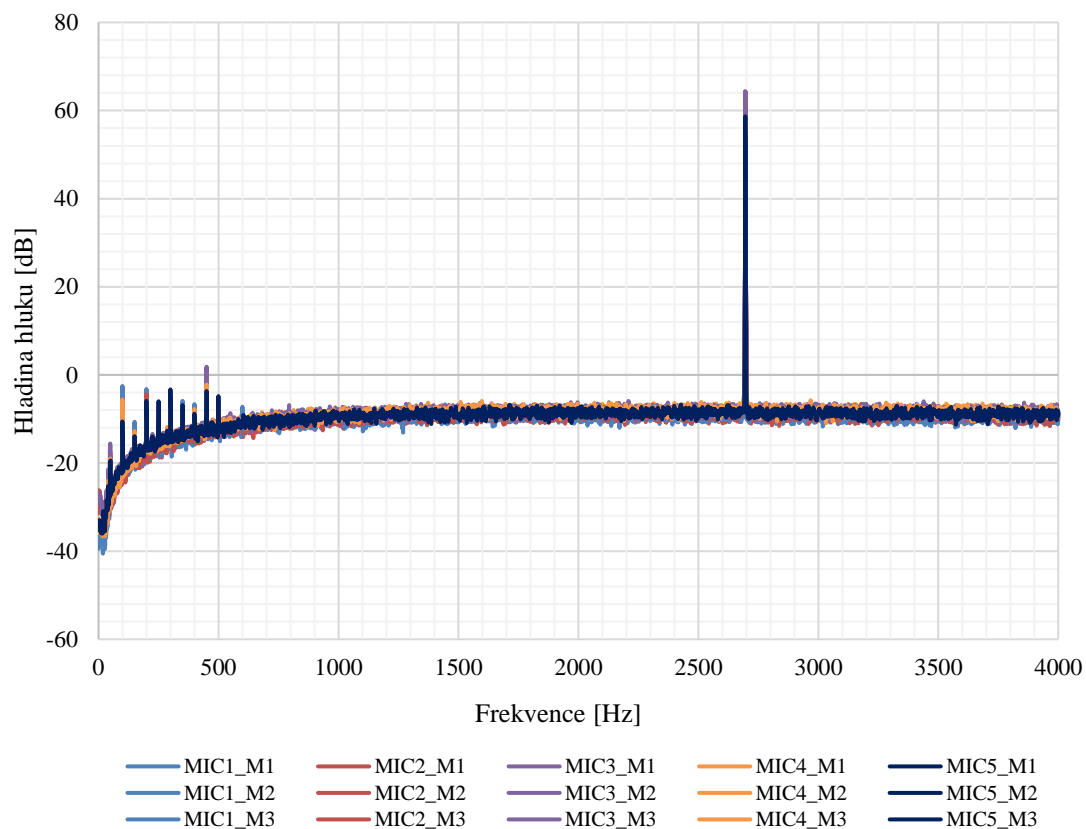
Tab. 12 Efektivní a maximální hodnoty síly a hladin hluku pro mód 12



Obr. 39 Grafická závislost hladiny hluku na frekvenci všech mikrofonů pro mód 8



Obr. 40 Grafická závislost hladiny hluku na frekvenci všech mikrofonů pro mód 9



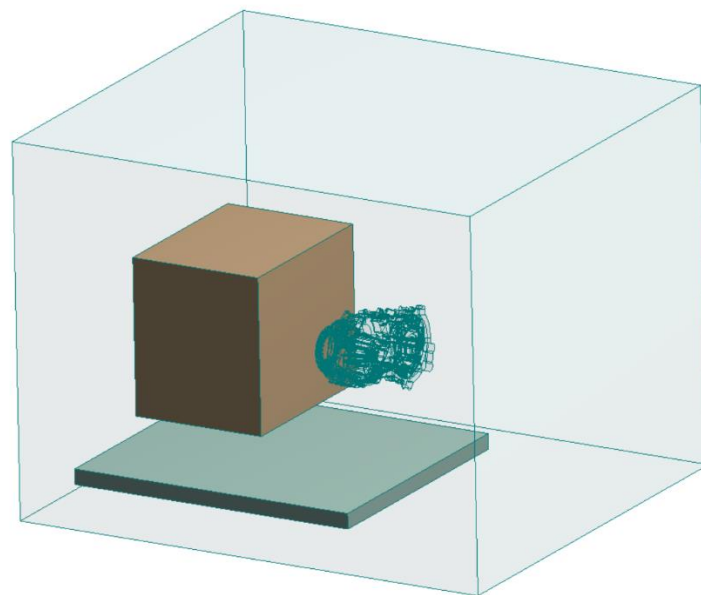
Obr. 41 Grafická závislost hladiny hluku na frekvenci všech mikrofonů pro mód 12

6.5 NUMERICKÁ HARMONICKÁ AKUSTICKÁ ANALÝZA PŘEVODOVÉ SKŘÍŇĚ

Numerická simulace akustické analýzy je prováděna po experimentálním řešení za účelem verifikace výsledků. Je tedy nezbytně nutné numerickou simulaci co nejvíce připodobnit experimentu. Výsledné hodnoty budící síly a poměrného tlumení jsou zde použity jako vstupní parametry pro sestavení numerického modelu. Nejprve musí být vyřešena harmonická analýza převodové skříně, jejíž výsledky jsou posléze aplikovány na analýzu akustickou.

Řešení harmonické analýzy bylo provedeno metodou modální superpozice, tedy navazuje na výpočet modální analýzy, což je značným zvýhodněním v časové náročnosti výpočtu. Výpočet byl řešen pro vlastní frekvence vybrané v předchozí kapitole, přičemž frekvenční interval řešení byl ± 20 Hz. Tento interval řešení byl rozdělen po 2 Hz, tedy dohromady 20 kroků. Dále dle výsledků experimentu bylo na model aplikováno silové zatížení, které je v celém frekvenčním intervalu konstantní a jehož umístění je totožné s pozicí skutečného snímače. Před samotným výpočtem bylo rovněž zadáno materiálové tlumení, které se v prostředí ANSYS Workbench zadává ve formě poměrného tlumení. Řešením byla získána odezva celé struktury převodové skříně, která sloužila jako vstupní parametr pro řešení akustické analýzy.

Před řešením samotné akustické analýzy bylo zapotřebí nejprve zjednodušit 3D model převodové skříně za účelem vytvoření tzv. obálky. Zjednodušení bylo provedeno vyplněním převodové skříně materiálem, zaslepením jednotlivých děr a spojením jednotlivých komponent, aby celá skříň působila jako celistvé těleso. Tento model byl následně importován do programu Ansys SpaceClaim, kde byly domodelovány tělesa dle experimentální akustické analýzy a vytvořena obálka převodové skříně viz Obr. 42.



Obr. 42 Znáznornění obálky modelu převodové skříně v akustickém prostoru

Dalším krokem bylo definování materiálu, kdy byl volen pro obálku vzduch a pro ostatní tělesa polyethylenová pěna. V závislosti na zdroji je doporučováno zajistit, aby při diskretizaci akustického prostoru bylo minimálně $5 \div 6$ kvadratických elementů na jednu vlnovou délku. [39] V tomto případě byla velikost elementu pro síť obálky zvolena 4 mm a akustického prostoru 20 mm, což odpovídá 6 kvadratickým elementům za vlnovou délku. Po

diskretizaci sítě byly aplikovány výsledky odezvy struktury při dané vlastní frekvenci na obálku převodové skříně.

Měření akustického tlaku probíhalo v místech, kde se u experimentu nacházely mikrofony, jejichž ustavení bylo přesně dle Obr. 37. Měření probíhala pro vybrané vlastní frekvence a výsledné maximální hodnoty akustického tlaku byly následně porovnány (Tab. 13) s hodnotami získanými z experimentu.

Mód	Experiment			Numerický výpočet		
	8	9	12	8	9	12
MIC 1 [dB]	56,341	55,190	56,228	52,700	58,080	36,216
MIC 2 [dB]	56,880	59,713	64,290	60,117	68,286	57,569
MIC 3 [dB]	52,797	51,836	64,319	42,901	55,485	47,478
MIC 4 [dB]	47,973	55,139	57,810	56,765	52,469	44,493
MIC 5 [dB]	49,993	57,753	58,697	50,484	51,533	53,803

Tab. 13 Porovnání výsledných hodnot hladin hluku experimentu a numerického výpočtu

Při pohledu na výsledné hodnoty a jejich vzájemném porovnání lze konstatovat, že nesplňují požadovanou přesnost, která by v tomto případě měla být ± 1 dB. Toto kritérium splňuje pouze MIC 5 u 8. módu. U módů 8 a 9 se výsledné hodnoty pohybují v rozmezí nejvýše ± 10 dB. Největší zjištěná odchylka byla zaznamenána u módu 12, kde je hodnota z 1. mikrofonu nižší o 20 dB vzhledem k experimentu. Takto velký rozptyl může být způsoben několika faktory. Prvním důvodem může být parametr materiálového tlumení, který je velmi zásadní a je nutné jej co nejvíce připodobnit experimentu na základě normálových rychlostech povrchu. Rozptyly hodnot mohly být dále ovlivněny rozdílným ustavením mikrofonů při experimentu vůči numerickému modelu.

CITLIVOSTNÍ STUDIE NA ZMĚNU MATERIÁLOVÉHO TLUMENÍ

Prvotní studií bylo zjišťování vlivu materiálového tlumení na vysoké rozptyly akustického tlaku. Tato studie byla aplikována pouze pro 12. mód při vlastní frekvenci 2760 Hz u které docházelo k nejvyšším odchylkám hodnot akustického tlaku.

Provedly se dva výpočty, u kterých se hodnota tlumení změnila o $\pm 0,05$ %. V případě zvýšení hodnoty tlumení došlo ke snížení maximálních hodnot akustického tlaku všech mikrofonů, a tedy ke zvýšení rozdílu vůči hodnotám získaných experimentem. Zatímco pro případ, kdy byla hodnota tlumení snížena došlo ke zvýšení hodnot akustického tlaku. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v následující tabulce (Tab. 14).

	Experiment	Původní	Zvýšení hodnoty	Snížení hodnoty
Hodnota tlumení [%]	0,863	0,863	0,913	0,813
MIC 1 [dB]	56,228	36,216	36,022	36,369
MIC 2 [dB]	64,290	57,569	57,485	57,914
MIC 3 [dB]	64,319	47,478	47,282	47,683
MIC 4 [dB]	57,810	44,493	43,751	44,375
MIC 5 [dB]	58,697	53,803	53,598	53,688

Tab. 14 Porovnání hodnot hladin hluku při změně tlumení pro mód 12

Následně byla hodnota tlumení dále modifikována, a to snížením na hodnotu 0,798 % a 0,778 %. Snížením hodnoty tlumení na 0,798 % došlo k významnějšímu zvýšení akustického tlaku pouze u MIC 2 (cca 2,5 dB). Ostatní mikrofony zaznamenaly nárůst maximálních hodnot do 1,5 dB. Při poslední modifikaci hodnoty tlumení bylo na hodnotu 0,778 %, kdy u výsledných hodnot akustického tlaku mikrofonů MIC 1, MIC 3 a MIC 4 došlo k nepatrnému zlepšení, zatímco u MIC 2 a MIC 5 ke zhoršení těchto hodnot. Výsledné hodnoty jsou zaznamenány v Tab. 15.

	Experiment	Původní	Zvýšení hodnoty	Snížení hodnoty
Hodnota tlumení [%]	0,863	0,863	0,798	0,778
MIC 1 [dB]	56,228	36,216	36,491	36,707
MIC 2 [dB]	64,290	57,569	60,013	59,916
MIC 3 [dB]	64,319	47,478	47,760	47,846
MIC 4 [dB]	57,810	44,493	45,487	45,715
MIC 5 [dB]	58,697	53,803	55,088	55,050

Tab. 15 Porovnání hodnot hladin hluku při změně tlumení pro mód 12

Změna materiálového tlumení je jedním z nezbytných parametrů pro ladění numerického modelu a přiblížení se tak požadovaným hodnotám. Nejlepších výsledků bylo docíleno numerickou simulací s úpravou tlumení na hodnotu 0,798 %, která bude dále využita pro následující citlivostní studii.

CITLIVOSTNÍ STUDIE NA POLOHU MIKROFONU

Následující studií bylo sledování vlivu polohy jednotlivých mikrofonů na vysoké rozptyly výsledných hodnot akustického tlaku. Původní poloha každého mikrofonu byla brána jako výchozí pozice vzhledem ke které byly v jednotlivých osách X, Y, Z a ve vzdálenostech ± 2 cm a ± 5 cm přidávány další mikrofony, kde u každého přidaného mikrofonu se měnila pouze jedna souřadnice. Vzniklo tedy 12 možných poloh mikrofonů, jejichž hodnoty byly vyhodnoceny a jsou pro jednotlivé módy uvedeny v následujících tabulkách (Tab. 16, Tab. 17 a Tab. 18).

	Experiment	Numerický výpočet – původní hodnoty	Numerický výpočet – nové hodnoty	Změna pozice [cm]
MIC 1 [dB]	56,341	52,700	54,140	Z+5
MIC 2 [dB]	56,880	60,117	58,725	Z+5
MIC 3 [dB]	52,797	42,901	45,633	Y+5
MIC 4 [dB]	47,973	56,765	55,610	Z+5
MIC 5 [dB]	49,993	50,484	–	–

Tab. 16 Porovnání výsledných hodnot hladin hluku po aplikaci změn poloh mikrofonu pro mód 8

	Experiment	Numerický výpočet – původní hodnoty	Numerický výpočet – nové hodnoty	Změna pozice [cm]
MIC 1 [dB]	55,190	58,080	55,335	X+5
MIC 2 [dB]	59,713	68,286	67,088	X+5
MIC 3 [dB]	51,836	55,485	52,305	Z+5
MIC 4 [dB]	55,139	52,469	54,978	Y-5
MIC 5 [dB]	57,753	51,533	57,507	Y-5

Tab. 17 Porovnání výsledných hodnot hladin hluku po aplikaci změn poloh mikrofonu pro mód 9

	Experiment	Numerický výpočet – původní hodnoty	Numerický výpočet – nové hodnoty	Změna pozice [cm]
MIC 1 [dB]	56,228	36,216	45,444	X+5
MIC 2 [dB]	64,290	57,569	60,162	X+5
MIC 3 [dB]	64,319	47,478	49,828	Y+5
MIC 4 [dB]	57,810	44,493	46,87	Z-5
MIC 5 [dB]	58,697	53,803	55,501	X+5

Tab. 18 Porovnání výsledných hodnot hladin hluku po aplikaci změn poloh mikrofonu pro mód 12

Pro mód 8 lze vidět přiblížení hodnot akustického tlaku požadované přesnosti. K nejlepšímu výsledku došlo u MIC 3, jehož poloha se změnila o Y+5 cm a hodnota akustického tlaku se zvýšila o 3 dB. Pro MIC 1, MIC 2 a MIC 4, došlo u všech k nejlepším výsledkům při změně

polohy mikrofónu ve směru Z+5 cm. U těchto mikrofónů došlo k přiblížení k experimentální hodnotě o přibližně 2 dB.

Nejlepších výsledků se dosáhlo při 9. módu, kdy MIC 1 (X+5 cm), MIC 3 (Z+5 cm), MIC 4 (Y-5 cm) a MIC 5 (Y-5 cm) zachytily hodnoty akustického tlaku v požadované přesnosti vzhledem k hodnotám získaných z experimentu. K nejmenší změně došlo u mikrofónu MIC 2 se změnou polohy X+5 cm a změně akustického tlaku o přibližně 1 dB.

U módu 12 došlo k nejvýraznější změně u MIC 1 (X+5 cm), kde se zvýšila hodnota akustického tlaku o přibližně 9 dB. Ostatní mikrofóny MIC 2 (X+5 cm), MIC 3 (Y+5 cm), MIC 4 (Z-5 cm) a MIC 5 (X+5 cm) zaznamenaly nejmenší změny hodnot. Nejvyšší rozdíl hodnot se nyní nachází u MIC 3, který je přibližně 15 dB.

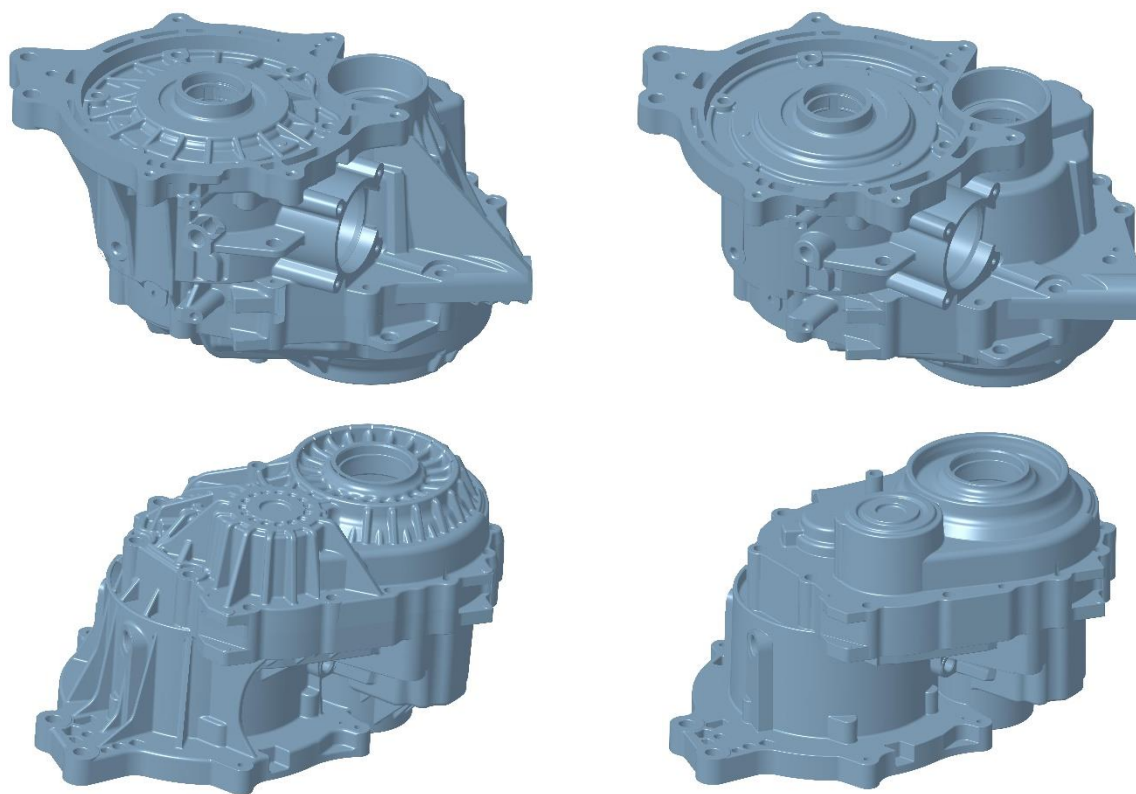
Změna polohy mikrofónu je dalším důležitým parametrem pro naladění numerického modelu a tedy výsledných hodnot akustického tlaku. Velký vliv má v tomto případě lidský faktor, neboť umístění mikrofónů vůči převodové skříni při experimentu nemuselo být přesné, což dokazují zejména výsledky pro 9. mód. U ostatních módů došlo ke zmenšení rozptylu hodnot, avšak nebylo docíleno požadované přesnosti.

7 KONSTRUKČNÍ OPTIMALIZACE PŘEVODOVÉ SKŘÍŇĚ Z HLEDISKA HLUKU

Tato kapitola se zabývá konstrukčními úpravami převodové skříně elektromobilu. U těchto metod není řešena vyrobiteľnosť, ale vliv na tuhosť struktury, ktorý je následne ověřován, a to za pomoci numerické modální a akustické analýzy, jejichž výsledky budou následně porovnávané.

7.1 PŘÍPRAVA MODELU PRO KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY

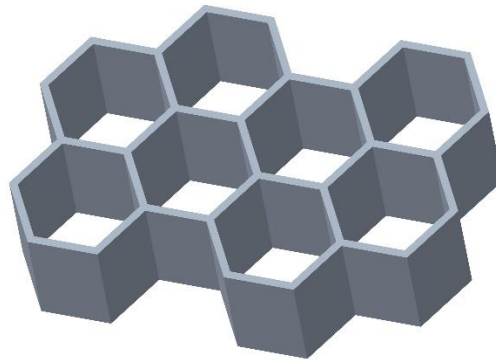
V první řadě bylo nutné připravit 3D model pro nové modifikace. Prvotní myšlenkou bylo odstranění všech žebër původního modelu v programu Ansys Spaceclaim, avšak vzhledem ke složitosti geometrie a vzniku chyb při exportování do různých formátů, byla tato metoda až příliš časově náročná a bylo od ní opuštěno. Místo toho byla celá převodová skříně přemodelována v softwaru Creo Parametric bez žebër. Porovnání původní a nové geometrie je znázorněno na následujícím obrázku (Obr. 43).



Obr. 43 Porovnání původního modelu (vlevo) a modifikovaného modelu (vpravo) převodové skříně

7.1.1 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA MODELU PŘEVODOVÉ SKŘÍŇĚ POMOCÍ VČELÍCH PLÁSTŮ

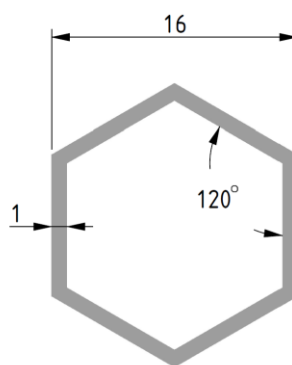
První konstrukční úprava modelu převodové skříně elektromobilu byla za pomoci včelích plástů. Včelí plástev je velice dobře známá z přírody a výhody této struktury se využívají v reálných aplikacích. Tvarově se jedná o pravidelný tenkostěnný šestiúhelník, který umožňuje minimalizaci množství použitého materiálu za účelem dosažení minimální váhy a úspory materiálových nákladů. [41] Model včelí plástve je znázorněn na následujícím obrázku (Obr. 44).



Obr. 44 3D model včelích plástů

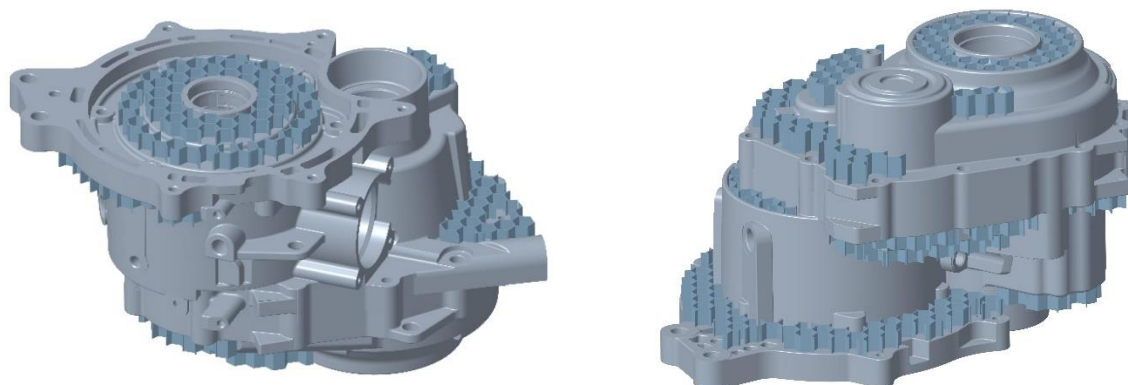
Včelí plástev se považuje za jednu z nejvíce efektivně energii absorbujících struktur. Jejich aplikace je zejména v podobě hliníkových sendvičových panelů využívaných v leteckém průmyslu jako výztuha trupu letadel. Uplatnění nachází také jako výztuha deformačních zón u automobilů. [41]

Pro danou konstrukční aplikaci byly zvoleny rozměry jádra včelích plástů o rozměrech uvedených na Obr. 45. Tyto rozměry byly voleny s ohledem na velikost skříně, časovou náročnost výpočtu a byly optimalizovány numerickou modální analýzou. Při zmenšování strany jádra docházelo k neúměrnému navyšování doby výpočtu při minimálních změnách vlastních tvarů a frekvencí.



Obr. 45 Rozměry jádra včelích plástů

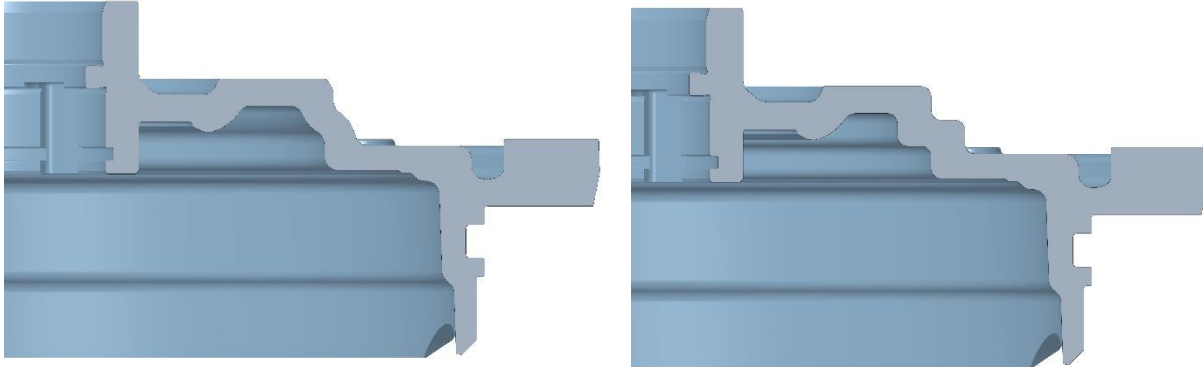
Včelí plásty v tomto případě nahrazují výztuhy žeber, avšak jejich umístování je komplikovanější, a proto byly aplikovány pouze na místa s rovným, či lehce zkoseným povrchem. Model převodové skříně s touto konstrukční úpravou je znázorněn na Obr. 46.



Obr. 46 Model převodové skříně s konstrukční úpravou včelích plástů

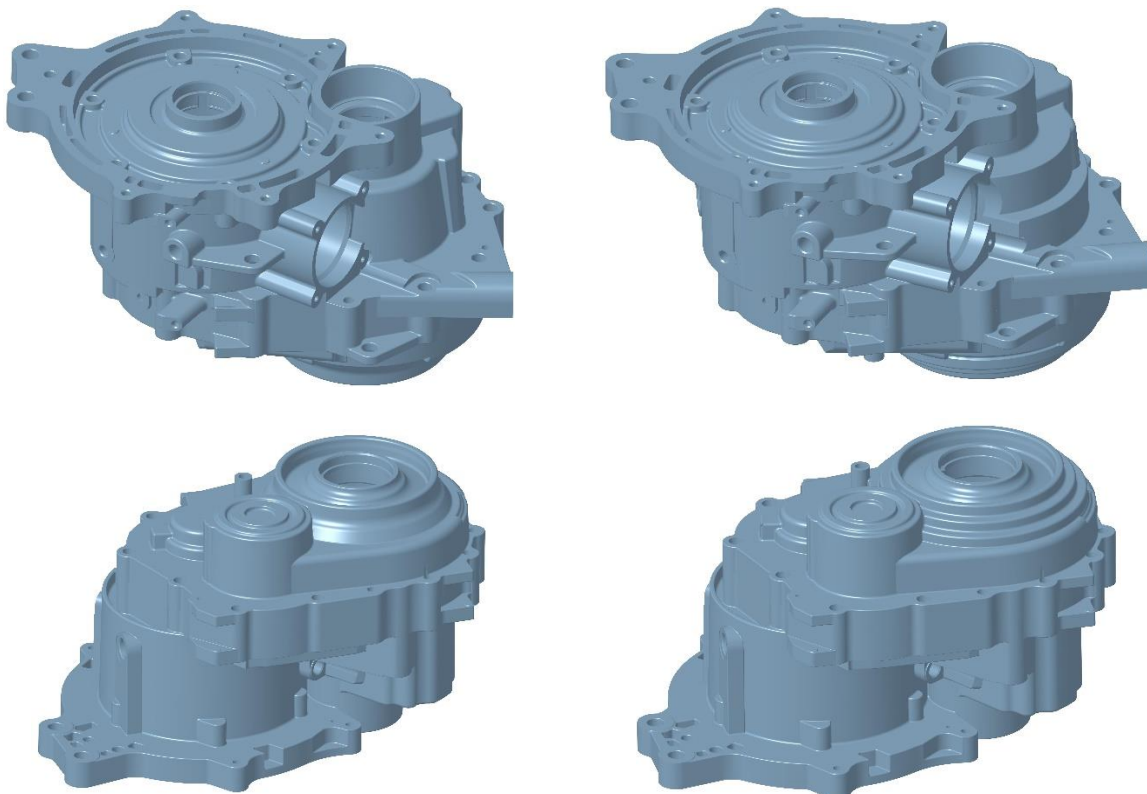
7.1.2 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA MODELU PŘEVODOVÉ SKŘÍŇĚ ZMĚNOU PRŮŘEZU

Následující konstrukční modifikací převodové skříně došlo ke změně průřezu ve vybraných oblastech jednotlivých komponentů. Obvyklý průřez byl nahrazen průřezem „schodovitým“ viz Obr. 47. Touto modifikací dochází ke změně průřezového modulu ve směru kmitání, a tedy ke změně rozložení napětí a deformace v dané oblasti.



Obr. 47 Porovnání původního a nového průřezu na víku převodové skříně

Aplikace této úpravy byla možná u každého komponentu pouze v částech, jež byly rotačně symetrické a pod úhlem v rozmezí 30 až 60° mezi jednotlivými zalomeními. Model převodové skříně se změnou průřezu je znázorněn na následujícím obrázku (Obr. 48).



Obr. 48 Porovnání modelu bez výztuh (vlevo) a modifikovaného modelu (vpravo) převodové skříně

7.2 NUMERICKÁ MODÁLNÍ ANALÝZA KONSTRUKČNÍCH VERZÍ PŘEVODOVÉ SKŘÍŇĚ

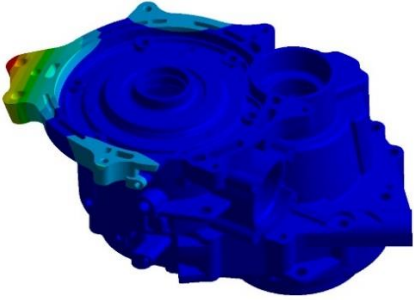
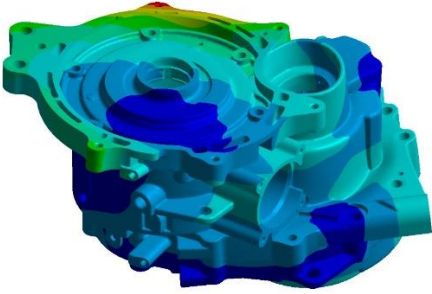
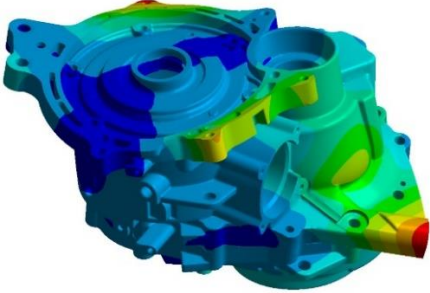
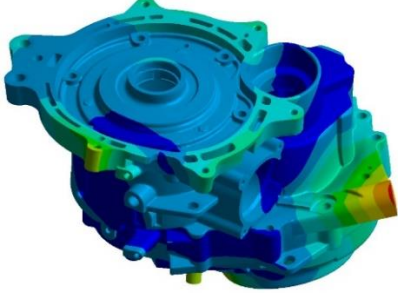
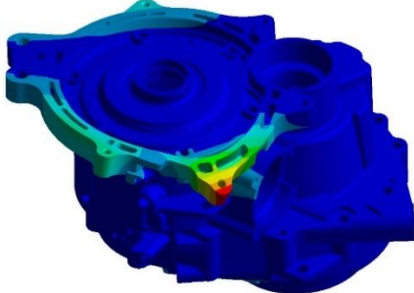
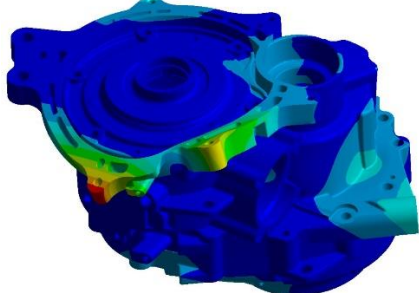
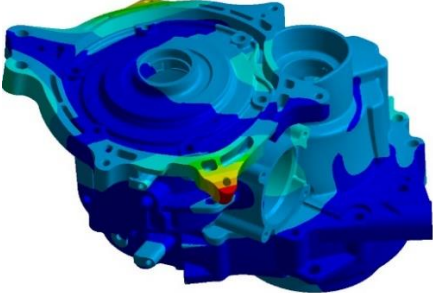
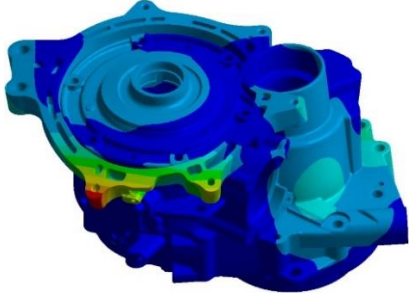
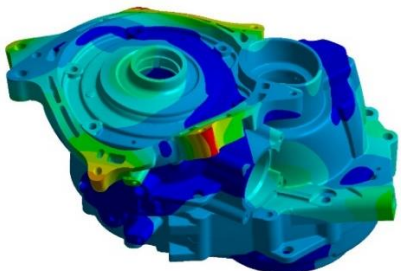
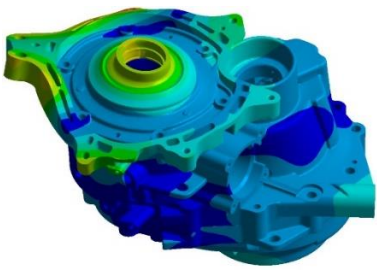
Tato kapitola se zabývá numerickou modální analýzou jednotlivých modifikovaných typů převodové skříně. Materiálový model, diskretizace sítě a kontaktní plochy byly pro numerický výpočet volné modální analýzy jednotlivých typů převodové skříně převzaty z původního modelu. Zkoumaný frekvenční rozsah byl taktéž totožný, tedy 0 až 4 kHz.

PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ BEZ VÝZTUH

Řešením bylo získáno 21 vlastních frekvencí a módů. Byl taktéž proveden výpočet pro jednotlivé části převodové skříně. Přehled vlastních frekvencí kompletní převodové skříně a jednotlivých dílů lze vidět v Tab. 19. Prvních 10 vlastních tvarů je znázorněno v Tab. 20.

Mód	Komplet [Hz]	Velká skříň [Hz]	Malá skříň [Hz]	Víko [Hz]
7	1280	906	749	1180
8	1682	1097	872	1193
9	1948	1356	1719	2874
10	2087	1516	1943	3004
11	2165	1743	2264	3365
12	2419	1972	2705	–
13	2485	2303	3015	–
14	2583	2408	3069	–
15	2664	2532	3487	–
16	2774	2688	3606	–
17	2869	2902	–	–
18	2869	2909	–	–
19	2948	3072	–	–
20	3210	3135	–	–
21	3270	3285	–	–
22	3407	3548	–	–
23	3443	3643	–	–
24	3538	3762	–	–
25	3701	3847	–	–
26	3805	3913	–	–
27	3872	–	–	–

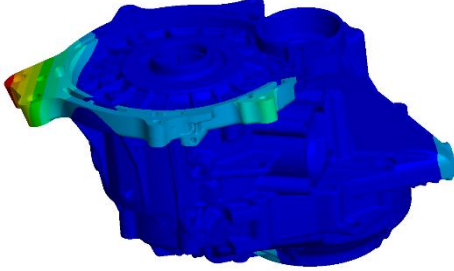
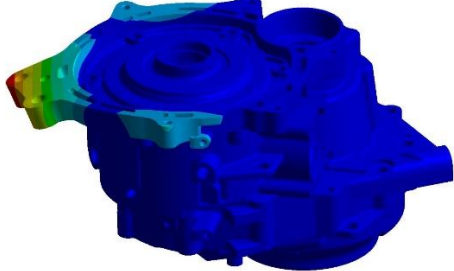
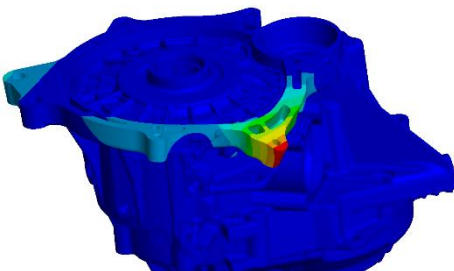
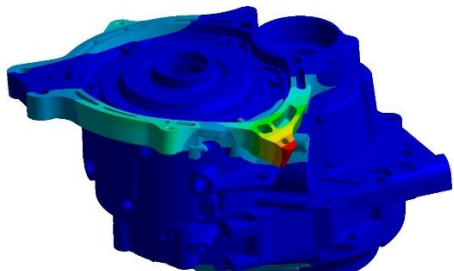
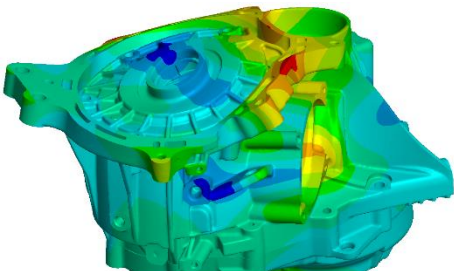
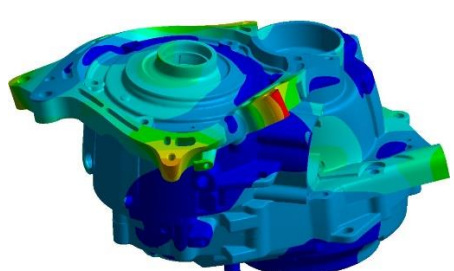
Tab. 19 Vlastní frekvence jednotlivých módů převodové skříně a dílčích komponentů bez výztuh

Mód	Vlastní tvar	Mód	Vlastní tvar
7	1280 Hz	8	1682 Hz
			
9	1948 Hz	10	2087 Hz
			
11	2165 Hz	12	2419 Hz
			
13	2485 Hz	14	2583 Hz
			
15	2664 Hz	16	2774 Hz
			

Tab. 20 Vlastní tvary převodové skříně bez výztuh

Z vlastních tvarů lze pozorovat, že již nedochází ke kmitání zejména volných konců, jak tomu bylo u modelu se žebry. První vlastní frekvence se nachází těsně před hranicí 1,3 kHz, což je přibližně o 700 Hz méně, než tomu bylo u původního modelu. Díky těmto faktům lze říci, že došlo k významnému snížení tuhosti skříně, což bylo očekáváno.

V následující kapitole budou skříně vyhodnoceny z hlediska hluku, a proto je nutné vybrat módy, které se nejvíce co připodobňují zkoumaným módům původní převodové skříně, jejichž vlastní frekvence byly vyhodnocovány z hlediska vyzařovaného hluku. Vybrané módy jsou znázorněny v následující tabulce (Tab. 21).

Mód	Vlastní tvar	Mód	Vlastní tvar
8	2064 Hz	7	1280 Hz
			
9	2351 Hz	11	2165 Hz
			
12	2760 Hz	15	2664 Hz
			

Tab. 21 Vybrané vlastní tvary a frekvence pro následující výpočty

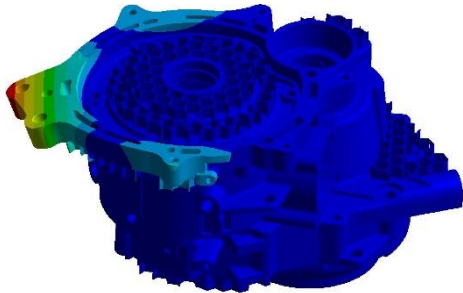
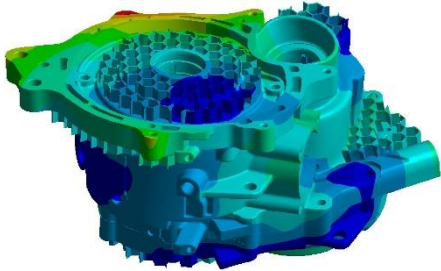
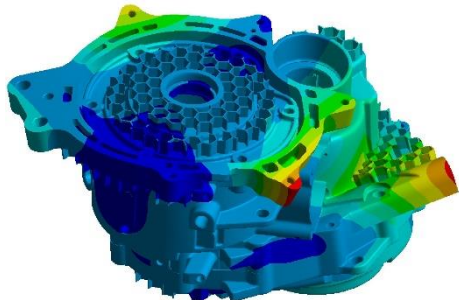
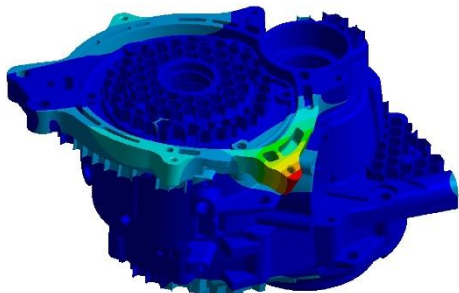
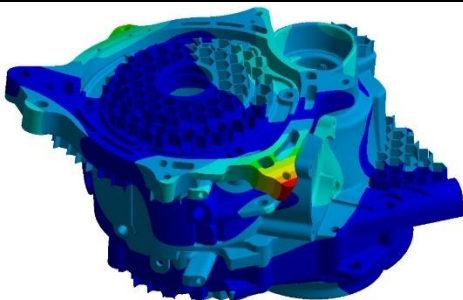
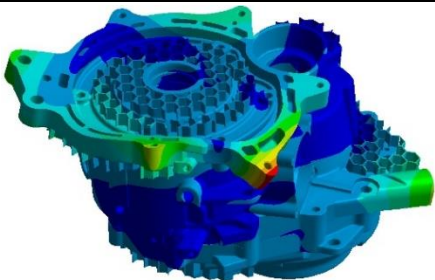
PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ SE VČELÍMI PLÁSTY

Řešením bylo v tomto případě získáno 21 vlastních frekvencí a módů. Zároveň byl proveden výpočet pro jednotlivé části převodové skříně. Přehled vlastních frekvencí kompletní převodové skříně a jednotlivých dílů lze vidět v Tab. 22.

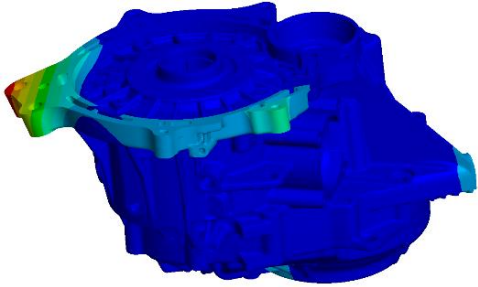
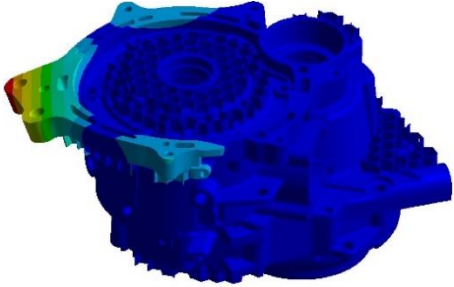
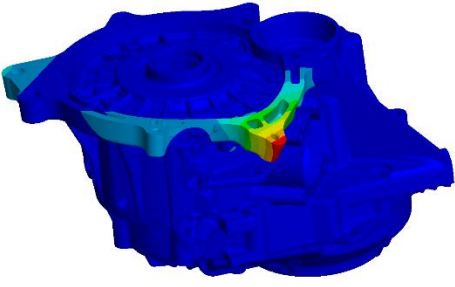
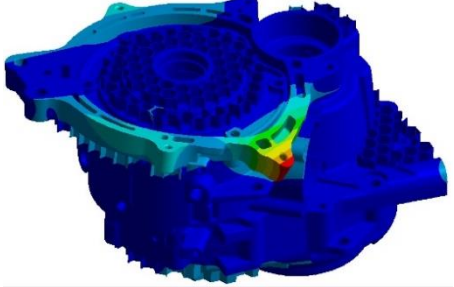
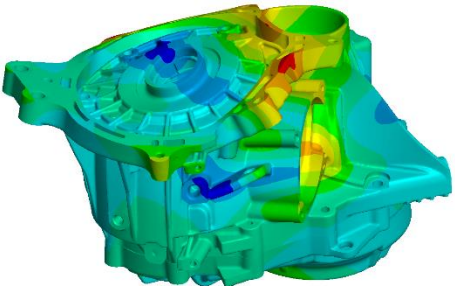
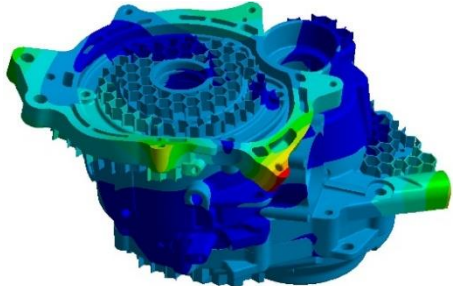
Mód	Komplet [Hz]	Velká skříň [Hz]	Malá skříň [Hz]	Víko [Hz]
7	1494	959	761	1232
8	1752	1118	880	1242
9	2010	1503	1720	2982
10	2181	1600	1939	3064
11	2215	1858	2299	–
12	2499	2013	2781	–
13	2529	2348	3061	–
14	2689	2588	3090	–
15	2761	2661	3578	–
16	2932	2789	3736	–
17	2973	2976	–	–
18	3135	3127	–	–
19	3208	3249	–	–
20	3288	3311	–	–
21	3473	3391	–	–
22	3489	3685	–	–
23	3568	3706	–	–
24	3729	3827	–	–
25	3763	3951	–	–
26	3902	–	–	–
27	3958	–	–	–

Tab. 22 Vlastní frekvence jednotlivých módů převodové skříně a dílčích komponentů se včelími plásty

Prvních 10 vlastních tvarů je znázorněno v Tab. 23 Z vlastních tvarů lze pozorovat, že modifikací došlo k navýšení tuhosti převodové skříně zejména v oblasti víka. První vlastní frekvence se nachází těsně před hranicí 1,5 kHz, což je přibližně o 200 Hz více, než tomu bylo u předešlého modelu. Vybrané vlastní tvary a frekvence pro srovnání jsou uvedeny v Tab. 24.

Mód	Vlastní tvar	Mód	Vlastní tvar
7	1494 Hz 	8	1752 Hz 
	9		2010 Hz 
11		2215 Hz 	12
	13	2529 Hz 	
15		2761 Hz 	16

Tab. 23 Vlastní tvary převodové skříně se včelími plásky

Mód	Vlastní tvar	Mód	Vlastní tvar
8	2064 Hz	7	1494 Hz
			
9	2351 Hz	11	2215 Hz
			
12	2760 Hz	15	2761 Hz
			

Tab. 24 Vybrané vlastní tvary a frekvence pro následující výpočty

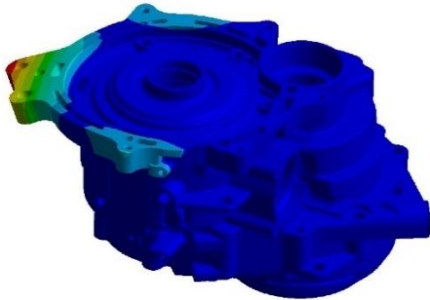
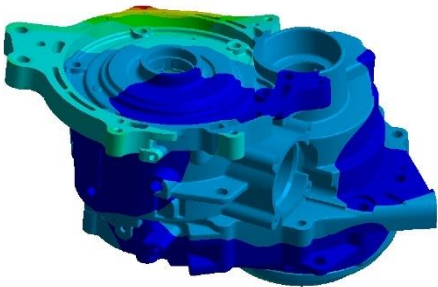
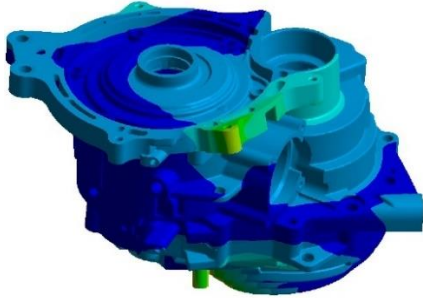
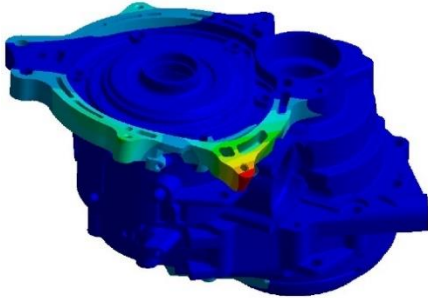
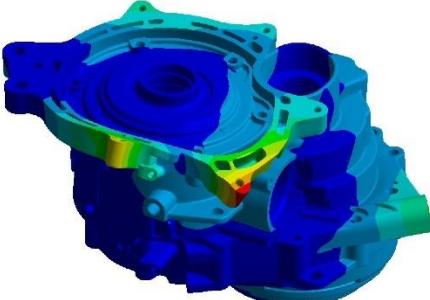
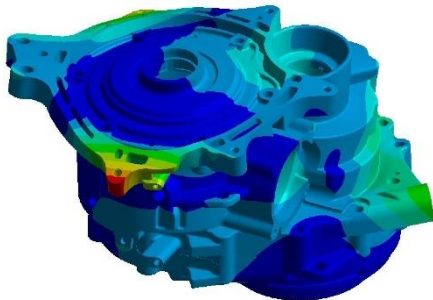
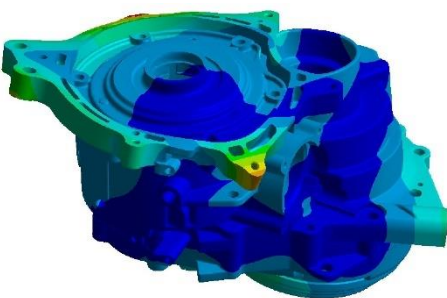
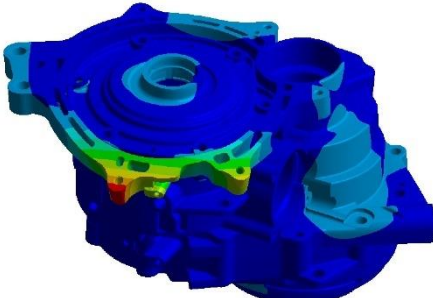
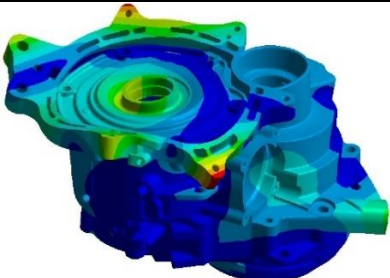
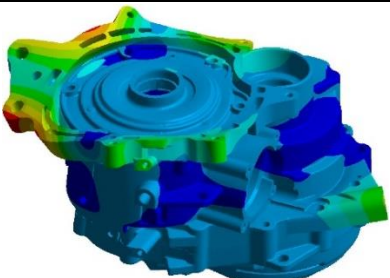
PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ SE ZMĚNOU PRŮŘEZU

Řešením analýzy bylo 21 vlastních frekvencí a módů. Taktéž byl proveden výpočet pro jednotlivé části převodové skříně. Přehled vlastních frekvencí kompletní převodové skříně a jednotlivých dílů lze vidět v Tab. 25.

Mód	Komplet [Hz]	Velká skříň [Hz]	Malá skříň [Hz]	Víko [Hz]
7	1282	963	792	1239
8	1730	1065	918	1254
9	2090	1379	1760	2997
10	2191	1671	1991	3113
11	2299	1780	2379	3545
12	2476	1984	2801	–
13	2509	2204	3043	–
14	2600	2307	3100	–
15	2738	2425	3518	–
16	2823	2570	3667	–
17	2900	2776	–	–
18	2975	2889	–	–
19	3004	2974	–	–
20	3307	3009	–	–
21	3337	3210	–	–
22	3503	3474	–	–
23	3507	3592	–	–
24	3643	3641	–	–
25	3710	3716	–	–
26	3836	3849	–	–
27	3946	–	–	–

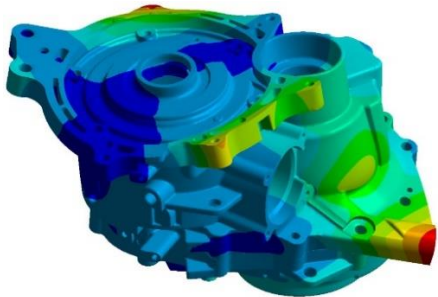
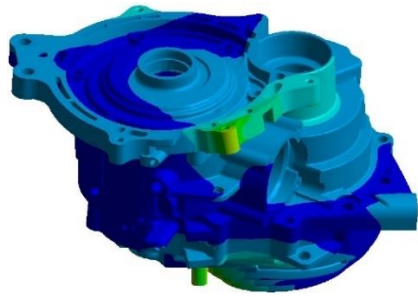
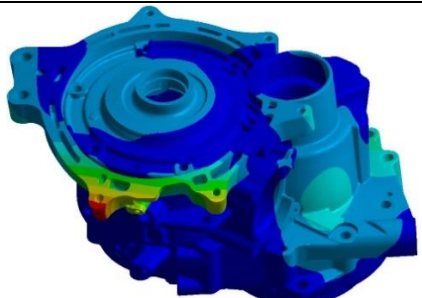
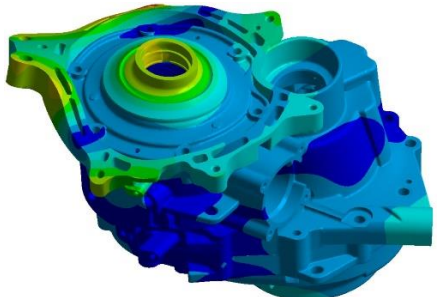
Tab. 25 Vlastní frekvence jednotlivých módů převodové skříně a dílčích komponentů se změnou průřezu

Prvních 10 vlastních tvarů je znázorněno v Tab. 26 Z vlastních tvarů lze pozorovat, že modifikací došlo k navýšení tuhosti převodové skříně v oblastech s modifikovaným průřezem. Vlastní frekvence jsou vyšší v řádech desítek Hz vzhledem ke skříni bez výztuh.

Mód	Vlastní tvar	Mód	Vlastní tvar
7	1282 Hz 	8	1730 Hz 
	2090 Hz 		2191 Hz 
9	2299 Hz 	12	2476 Hz 
	2509 Hz 		2600 Hz 
11	2738 Hz 	16	2823 Hz 

Tab. 26 Vlastní tvary převodové skříně se změnou průřezu

Tato modifikace ovlivnila pouze určité oblasti převodové skříně, přičemž z větší části je skříň konstrukčně a tvarově totožná se skříní bez modifikací, a proto budou tyto typy porovnávány mezi sebou viz Tab. 27.

Mód	Vlastní tvar	Mód	Vlastní tvar
9	1948 Hz 	9	2090 Hz 
	14		2583 Hz 
16		2774 Hz 	16

Tab. 27 Vybrané vlastní tvary a frekvence pro následující výpočty

VYHODNOCENÍ NUMERICKÉ MODÁLNÍ ANALÝZY JEDNOTLIVÝCH KONSTRUKČNÍCH PŘÍSTUPŮ

Pro zjednodušení byly typy převodových skříní nahrazeny popisem V1 pro původní model, V2 – model bez výztuh, V3 – model se včelími plásty a V4 pro model se změnou průřezu.

Z výsledných vlastních frekvencí (Tab. 28) lze konstatovat, že nejlepšími vlastnostmi z hlediska tuhosti skříně dosahuje původní model s žebry, který má zároveň v daném frekvenčním rozsahu nejméně vlastních módů.

U všech typů převodové skříně dochází neustále ke kmitání zejména volných konců, přičemž u jednotlivých konstrukčních modifikací dochází nově ke kmitání v oblasti, kde se původně nacházelo velké žebro. Jednou z nejkritičtějších oblastí této převodové skříně je středová

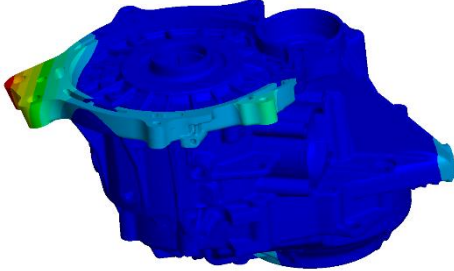
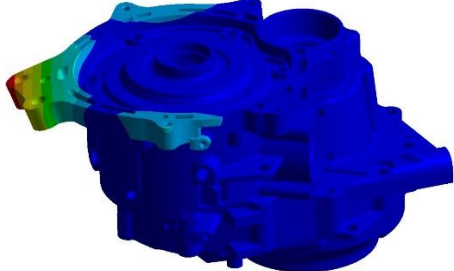
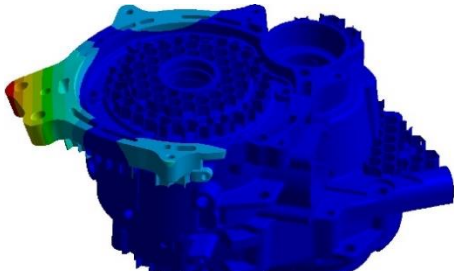
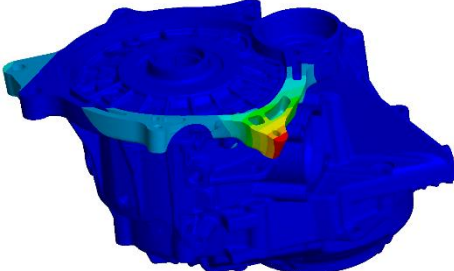
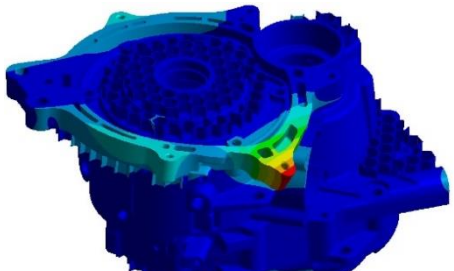
oblast víka, zde bylo z hlediska tuhosti a kmitání dosaženo zlepšení u verzí se včelími plásty a změnou průřezu v porovnání s modelem bez výztuh.

V případě porovnání vlastních tvarů převodové skříně bez výztuh a se změnou průřezu viz Tab. 27 lze zaznamenat výrazný rozdíl zlepšení tuhosti pro 9. a 16. mód v oblastech změny průřezu.

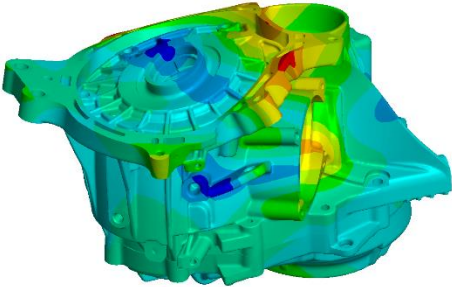
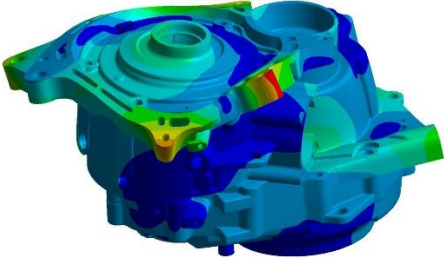
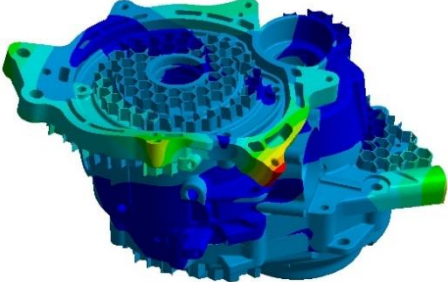
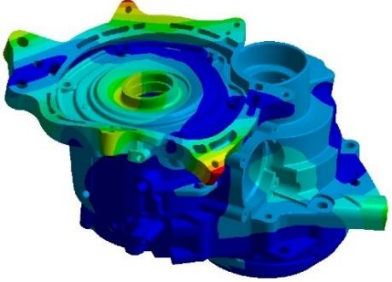
Mód	Komplet V1 [Hz]	Komplet V2 [Hz]	Komplet V3 [Hz]	Komplet V4 [Hz]
7	2022	1280	1494	1282
8	2064	1682	1752	1730
9	2351	1948	2010	2090
10	2522	2087	2181	2191
11	2616	2165	2215	2299
12	2760	2419	2499	2476
13	2858	2485	2529	2509
14	2944	2583	2689	2600
15	3172	2664	2761	2738
16	3301	2774	2932	2823
17	3359	2869	2973	2900
18	3392	2869	3135	2975
19	3575	2948	3208	3004
20	3598	3210	3288	3307
21	3683	3270	3473	3337
22	3833	3407	3489	3503
23	3855	3443	3568	3507
24	–	3538	3729	3643
25	–	3701	3763	3710
26	–	3805	3902	3836
27	–	3872	3958	3946

Tab. 28 Porovnání vlastních frekvencí jednotlivých konstrukčních typů převodové skříně

Porovnání vlastních tvarů jednotlivých konstrukčních typů převodové skříně je znázorněno v následujících tabulkách (Tab. 29 a Tab. 30)

Mód	Vlastní tvar	Mód	Vlastní tvar
8	2064 Hz 	7	1280 Hz 
	7		1494 Hz 
9		2351 Hz 	11
	11	2215 Hz 	

Tab. 29 Porovnání vlastních tvarů jednotlivých konstrukčních typů převodové skříně

Mód	Vlastní tvar	Mód	Vlastní tvar
12	2760 Hz	15	2664 Hz
			
15	2761 Hz	15	2738 Hz
			

Tab. 30 Porovnání vlastních tvarů jednotlivých konstrukčních typů převodové skříně

7.3 NUMERICKÁ HARMONICKÁ AKUSTICKÁ ANALÝZA KONSTRUKČNÍCH VERZÍ PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ

Numerická simulace akustické analýzy pro jednotlivé modifikace skříně byla z hlediska nastavení simulace totožná se simulací původního modelu. V předchozí kapitole byly zvoleny tvary a vlastní frekvence u nichž se následně provedl výpočet. Odpovídajícímu tvaru bylo přiřazeno odpovídající materiálové tlumení a stejně tak síla, kterou se modifikované skříně budily. Interval řešení zůstal ± 20 Hz vzhledem k vlastní frekvenci, přičemž byl dále rozdělen na 20 kroků. Výsledným řešením byl průběh hladiny hluku s daným frekvenčním krokem, ze kterého byla vždy převzata maximální dosažená hodnota. Výsledné hodnoty akustických tlaků pro jednotlivé verze jsou znázorněny v následujících tabulkách (Tab. 31, Tab. 32 a Tab. 33).

Pro optimální zhodnocení výsledků jednotlivých konstrukčních modifikací by bylo vhodné jejich porovnání s technickým experimentem. Avšak bez příslušných modelů není možné tyto experimenty provést. Z tohoto důvodu by provedení citlivostních studií na změnu polohy mikrofonu, případně změnu tlumení, nemělo takový význam u převodových skříní V2, V3 a V4.

	Numerický výpočet V1			Numerický výpočet V2		
Frekvence [Hz]	2064	2351	2760	1280	2165	2664
Mód	8	9	12	7	11	15
MIC 1 [dB]	52,700	58,080	36,216	54,975	55,417	49,798
MIC 2 [dB]	60,117	68,286	57,569	57,747	62,468	51,405
MIC 3 [dB]	42,901	55,485	47,478	48,461	57,673	41,042
MIC 4 [dB]	56,765	52,469	44,493	49,714	57,56	49,555
MIC 5 [dB]	50,484	51,533	53,803	38,803	45,537	42,909

Tab. 31 Porovnání hladin hluku převodových skříní V1 a V2

	Numerický výpočet V1			Numerický výpočet V3		
Frekvence [Hz]	2064	2351	2760	1494	2215	2761
Mód	8	9	12	7	11	15
MIC 1 [dB]	52,700	58,080	36,216	44,677	64,470	50,057
MIC 2 [dB]	60,117	68,286	57,569	59,648	75,489	55,766
MIC 3 [dB]	42,901	55,485	47,478	47,359	62,932	48,749
MIC 4 [dB]	56,765	52,469	44,493	52,425	60,384	49,388
MIC 5 [dB]	50,484	51,533	53,803	48,893	62,704	51,755

Tab. 32 Porovnání hladin hluku převodových skříní V1 a V3

Frekvence [Hz]	Numerický výpočet V2			Numerický výpočet V4		
	1948	2583	2774	2090	2600	2823
Mód	9	14	16	9	14	16
MIC 1 [dB]	52,369	62,548	41,650	80,687	49,976	45,273
MIC 2 [dB]	49,340	62,250	50,386	88,993	66,149	51,835
MIC 3 [dB]	48,562	57,906	48,068	67,032	56,267	46,780
MIC 4 [dB]	51,177	46,315	47,132	72,070	46,516	44,557
MIC 5 [dB]	50,295	48,130	36,427	74,661	59,834	52,825

Tab. 33 Porovnání hladin hluku převodových skříní V2 a V4

Při porovnání módů převodových skříní V1 a V2 dochází ke značnému rozptylu kladných i záporných hodnot u všech mikrofonů. Nejmenší diference, která je přibližně 2 dB zaznamenal mikrofon MIC 3 při srovnání 9. a 11. módu. Naopak nejvyšší rozdíl přibližně 13 dB je zachycen MIC 1 u 12. a 15. módu.

V případě verze V3 převodové skříně došlo u módů 11 a 15 ke znatelnému zhoršení vyzařovaného hluku v porovnání s V1. Zhoršení vyzařovaného hluku je způsobeno sníženou tuhostí převodové skříně a zvýšených amplitud kmitání. Zatímco u 8. a 7. módů převažují zvýšené hodnoty hladiny hluku verze skříně V1.

Při pohledu na Tab. 31 a srovnání hodnot převodových skříní V2 a V4 lze konstatovat, že u 9. módu vyzařuje V4 znatelně vyšší hodnoty hluku. U 14. módu zaznamenaly MIC 3 a MIC 4 hodnoty s velice malým rozptylem, který byl do 1,5 dB. Při 16. módu zachytily mikrofony MIC 2 a MIC 3 také hodnoty s malou odchylkou do 1,5 dB. U ostatních mikrofonů jsou diference hodnot výrazné.

PODROBNÁ ANALÝZA VYZAŘOVANÉHO HLUKU VERZÍ PŘEVODOVÉ SKŘÍŇE V2 A V4

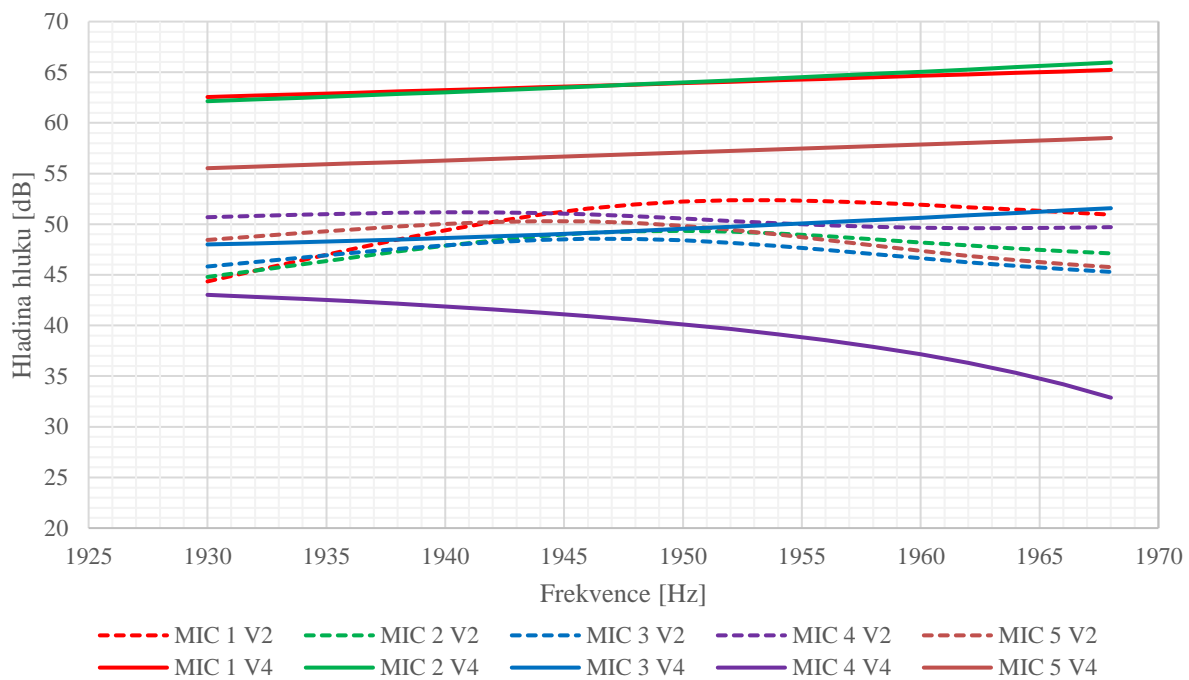
Pro podrobnější analyzování převodové skříně se změnou průřezu z hlediska vyzářovaného hluku, byla provedena řada numerických výpočtů. Cílem bylo zjistit vyzářovaný hluk převodové skříně V2 při vlastních frekvencích skříně V4. Inverzní postup byl aplikován na skříně V4. Výsledné hodnoty jsou zaznamenány v následujících tabulkách (Tab. 34 a Tab. 35). Dále jsou průběhy hodnot hladin hluku graficky znázorněny v závislosti na frekvenci a pro jednotlivé vlastní frekvence a módy jsou uvedeny na Obr. 49, Obr. 50, Obr. 51, Obr. 52, Obr. 53 a Obr. 54.

Frekvence [Hz]	Numerický výpočet V2			Numerický výpočet V4		
	1948	2583	2774	1948	2583	2774
Mód	9	14	16	9	14	16
MIC 1 [dB]	52,369	62,548	41,650	65,230	49,964	42,101
MIC 2 [dB]	49,340	62,250	50,386	65,958	65,029	55,977
MIC 3 [dB]	48,562	57,906	48,068	51,576	55,975	47,184
MIC 4 [dB]	51,177	46,315	47,132	43,025	46,476	38,873
MIC 5 [dB]	50,295	48,130	36,427	58,509	59,713	53,110

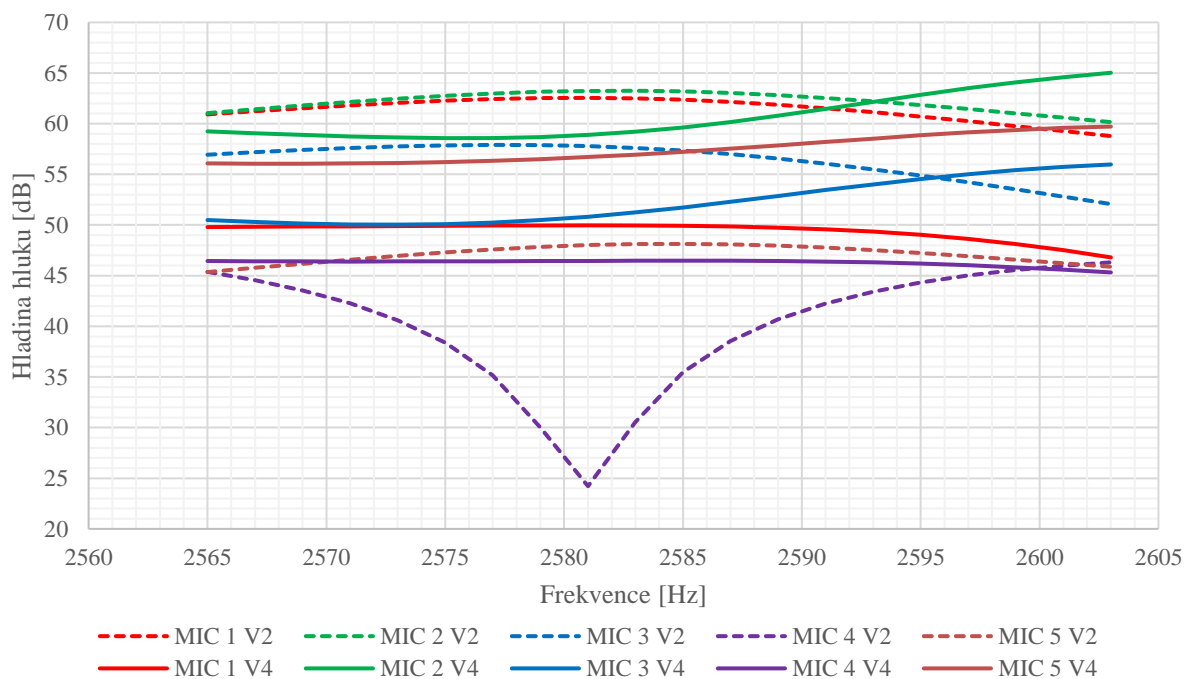
Tab. 34 Porovnání hladin hluku převodových skříní V2 a V4

Frekvence [Hz]	Numerický výpočet V2			Numerický výpočet V4		
	2090	2600	2823	2090	2600	2823
Mód	9	14	16	9	14	16
MIC 1 [dB]	56,992	62,585	47,793	80,687	49,976	45,273
MIC 2 [dB]	70,919	63,314	57,972	88,993	66,149	51,835
MIC 3 [dB]	55,338	57,774	53,423	67,032	56,267	46,780
MIC 4 [dB]	66,443	47,375	49,213	72,070	46,516	44,557
MIC 5 [dB]	61,797	48,156	35,970	74,661	59,834	52,825

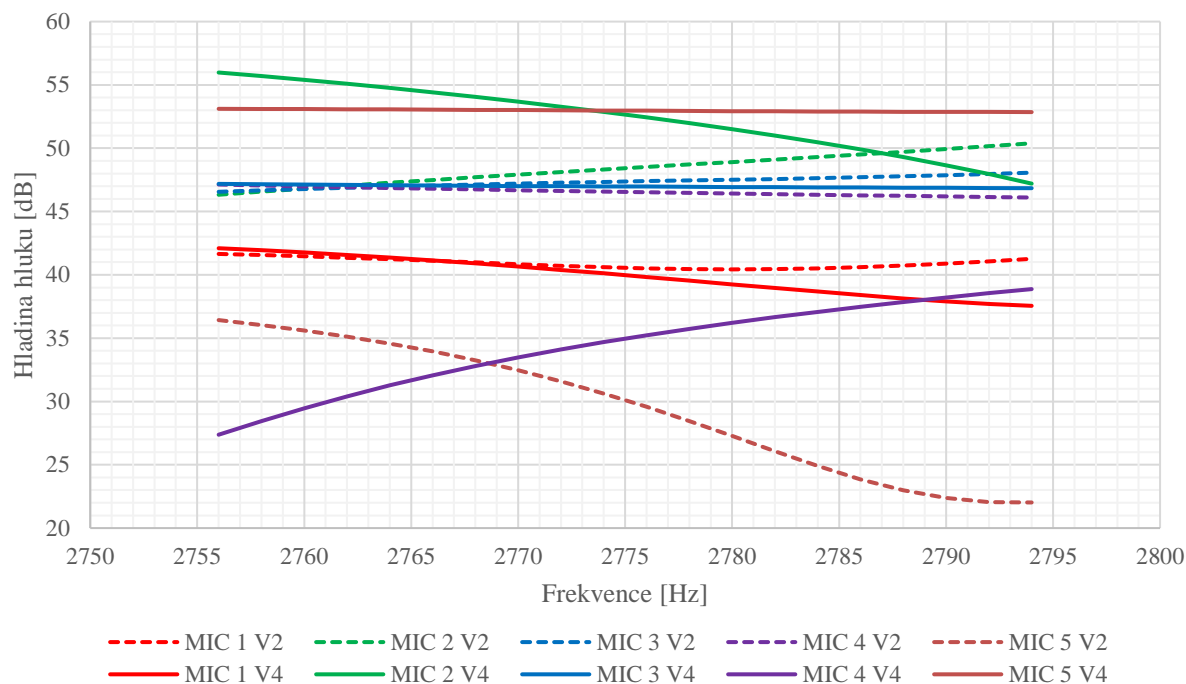
Tab. 35 Porovnání hladin hluku převodových skříní V2 a V4



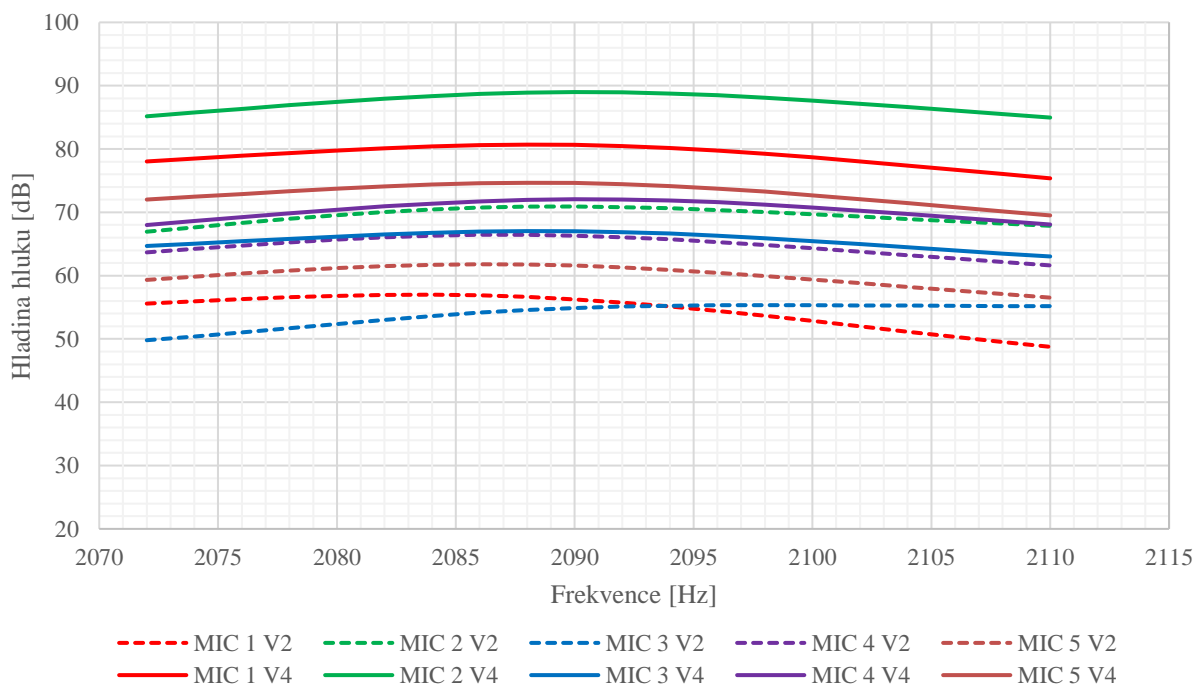
Obr. 49 Grafická závislost hladiny hluku na frekvenci všech mikrofonů pro mód 9 a vlastní frekvenci 1948 Hz



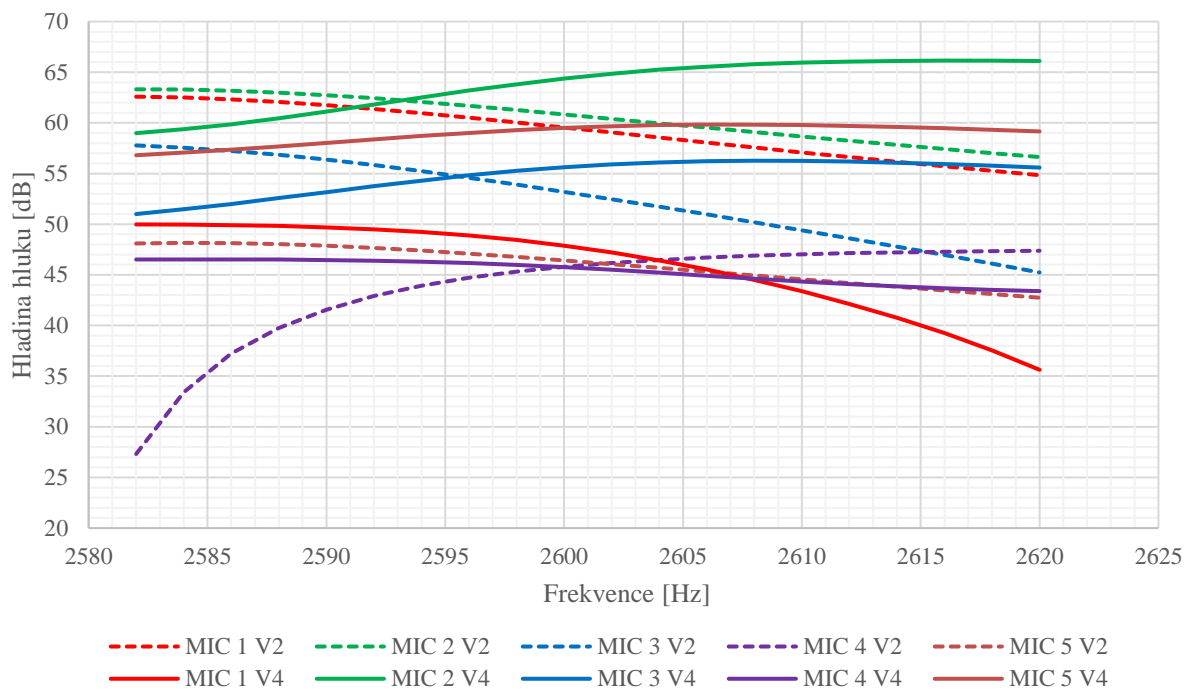
Obr. 50 Grafická závislost hladiny hluku na frekvenci všech mikrofonů pro mód 14 a vlastní frekvenci 2583 Hz



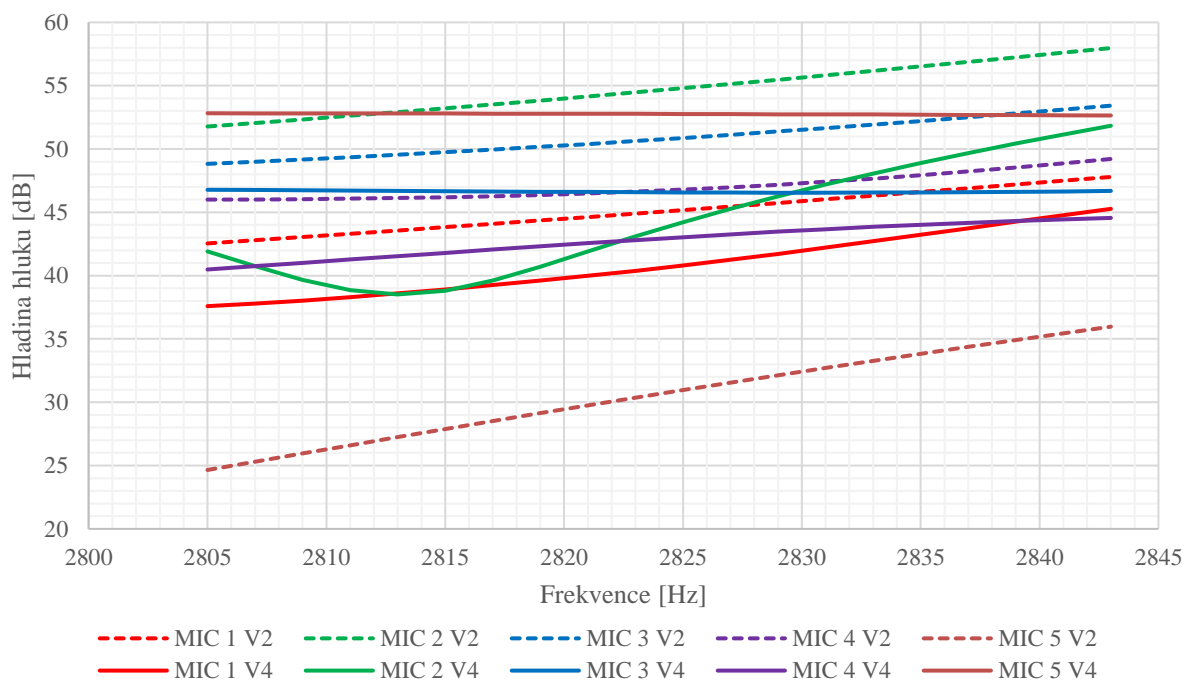
Obr. 51 Grafická závislost hladiny hluku na frekvenci všech mikrofonů pro mód 16 a vlastní frekvenci 2774 Hz



Obr. 52 Grafická závislost hladiny hluku na frekvenci všech mikrofonů pro mód 9 a vlastní frekvenci 2090 Hz



Obr. 53 Grafická závislost hladiny hluku na frekvenci všech mikrofonů pro mód 14 a vlastní frekvenci 2600 Hz



Obr. 54 Grafická závislost hladiny hluku na frekvenci všech mikrofonů pro mód 16 a vlastní frekvenci 2823 Hz

Cílem této analýzy bylo zjistit, zda převodová skříň V4 vykazuje lepší hodnoty vyzařovaného hluku než verze V2 pro různé vlastní frekvence. Při porovnání hladin hluku výše uvedených tabulek lze říct, že pro frekvenci 1948 Hz a 2090 Hz dosahuje výrazně lepších hodnot převodová skříň V2. Naopak je tomu u frekvence 2823 Hz, kde vykazuje lepší výsledky skříň V4. Pro ostatní frekvence nelze jednoznačně určit, která modifikace dosahuje lepších výsledků, protože každá skříň vykazuje výrazně lepší i horší výsledky pro různé mikrofony.

Z hlediska průběhů lze konstatovat, že převodová skříň V2 má velice podobné trendy u jednotlivých frekvencí. Jednou z výjimek je grafický průběh MIC 4 V2 znázorněný na Obr. 50, při kterém došlo k dosažení minima hladiny hluku v okolí vlastní frekvence. Pouze u grafického znázornění průběhů při frekvenci 2090 Hz na Obr. 52 dochází k souhře obou verzí převodové skříňe. Z jednotlivých závislostí lze zároveň vyzorovat, že skříň V2 vykazuje nižší minima hladin hluku s výjimkou frekvence 1948 Hz.

ZÁVĚR

S rozvojem doby vznikají nové výzvy na problematiku NVH parametrů v oblasti automobilového průmyslu. Tato problematika musí být zahrnuta automobilovými konstruktéry již od počátků návrhu a vývoje strojních zařízení. Vibrace a s nimi spojený hluk jsou jak uživateli vozidel, tak okolím všeobecně vnímány negativně. Teoretický úvod je věnován obecné charakteristice vibrací a hluku. Dále pak metodikám používaných pro jejich zjištění a vyhodnocení se zaměřením zejména na převodové ústrojí.

Stanovení odchylek poskytnuté převodové skříně vůči 3D modelu bylo za pomoci metody laserového 3D skenování. Skenování proběhlo s cílem zjistit, zda je možné použít poskytnutý model převodové skříně. V případě velkých odchylek by byl použit pro numerické analýzy model vytvořený metodou 3D skenování. Výstupem samotného skenování je polygonizovaná síť, se kterou byla porovnána referenční geometrie. Porovnáním byly zaznamenány odchylky, které nebyly natolik veliké, aby zásadně ovlivňovaly následné numerické analýzy, a nebylo tak možné použít referenční CAD model.

Přístup modální analýzy byl proveden pro kompletní převodovou skříň elektromobilu, čímž byly získány informace ohledně vlastních tvarů a frekvencí, kterými je daná skříň charakteristická. K provedení modální analýzy byly použity dva přístupy, které se liší způsobem získání modálních vlastností. Nejprve je aplikován numerický přístup u kterého bylo zapotřebí nalézt řešení a nahrazení šroubových spojů. Šroubové spoje je možné řešit dvěma způsoby, které se odlišují rozložením kontaktních tuhostí spojovaných ploch. Následuje přístup technického experimentu, který se využívá za účelem nalezení a vyhodnocení modálních vlastností a jejich srovnání s výpočtovým modelem. Cílem technického experimentu je vybuzení struktury. V této práci je použit přístup buzení pomocí modálního kladívka. Snímání odezvy je realizováno vhodně umístěným akcelerometrem. Frekvenční rozsah je značně ovlivňován způsobem buzení. V tomto případě se jedná o vhodnou volbu hrotu modálního kladívka. Jako nejvhodnější byl vybrán hrot ocelový a jeho frekvenční rozsah byl omezen do 3,2 kHz. Celkem bylo touto metodou vyhodnoceno a porovnáno 8 vlastních tvarů a frekvencí.

Následně byla provedena harmonická akustická analýza, která oproti předchozímu přístupu zohledňuje vliv tlumení a buzení. Pro případ harmonické akustické analýzy byly taktéž využity dva přístupy. Nejprve byl proveden technický experiment, kde bylo buzení provedeno za pomoci modálního budiče. Připojení budiče muselo být v místě, ve kterém bylo jisté, že dojde k vybuzení požadovaných vlastních tvarů. Hodnoty akustického tlaku se snímaly pomocí kondenzátorových mikrofónů, jejichž pozice se stanovila dle výsledných vlastních tvarů modální analýzy. Cílem numerické harmonické akustické analýzy byla verifikace hodnot získaných experimentem. Pro numerickou analýzu lze využít dvou výpočtových přístupů, přičemž jeden přístup využívá numerický výpočet modální analýzy, kdežto druhý počítá nezávisle na ní. Aby bylo možné numericky ověřit vyzářovaný hluk, je v první řadě nutné získat odezvu celé struktury. Tato odezva se posléze aplikuje na obálku geometrie převodové skříně vytvořenou v akustickém prostoru. Kromě frekvenčního rozsahu je nezbytné znát sílu buzení a parametry tlumení, které lze získat z experimentální modální analýzy např. metodou modální šířky pásma. Diference výsledných hodnot se při porovnání jednotlivých přístupů harmonické akustické analýzy výrazně odchylovaly od požadované přesnosti. Z tohoto důvodu byly provedeny citlivostní studie numerického modelu, jejichž cílem bylo zjistit vliv změny poměrného tlumení a polohy mikrofónu na vyzářovaný hluk.

Obě tyto studie prokázaly zásadní vliv na výsledné hodnoty hladin hluku, přičemž analýza změny polohy mikrofону vykazovala znatelně lepší výsledky.

Poslední část práce se zabývá konstrukčními úpravami převodové skříně. Ty nebyly ověřovány z hlediska vyrobiteľnosti, ale jejich vlivu na vlastní tvary a vyzařovaný hluk. Převodová skřín s žebry byla uvažována jako výchozí stav pro následující návrhy konstrukčních modifikací a jejich porovnávání. V první řadě byl model převodové skříně přemodelován na model bez výztuh. Byla odstraněna veškerá žebra, čímž se docílilo značného snížení tuhosti. Na tento model převodové skříně byly následně aplikovány poznatky z inspirovány přírodou a to v podobě včelích plástů. Tato metoda podstatně zvýšila tuhost převodové skříně, avšak v porovnání s původním modelem nedosahovala potřebných vlastností. Poslední variantou konstrukční modifikace byla změna průřezu. Tento typ skříně byl porovnán s variantou bez výztuh. V oblastech převodové skříně, kde byl změněn průřez, došlo ke značnému navýšení tuhosti a snížení kmitání. Z hlediska hluku je obtížnější vyhodnotit jednotlivé konstrukční verze převodové skříně, protože není možnost jejich ověření s příslušným experimentem. Výsledné tvary a hodnoty vlastních frekvencí dokazují, že tuhost původního modelu je nejvyšší a vykazuje nejlepší chování z hlediska NVH. I přes tento fakt je důležité převodové skříně dále analyzovat a provádět nové konstrukční modifikace s cílem optimálního naladění tuhosti, hmotnosti a NVH parametrů.

Vyztužovací konstrukční prvky mají pro strojní součásti jako je skřín převodového ústrojí zásadní význam. Tyto prvky výrazně ovlivňují vyzařované vibrace a hluk převodového ústrojí, což může mít zásadní dopad na komfort jízdy a samotnou spolehlivost převodového ústrojí. Pro budoucí práci by bylo vhodné analyzovat převodovou skřín osazenou všemi komponenty a hodnotit ji z hlediska akustického výkonu.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] NOVÝ, Richard. *Hluk a chvění*. Vyd. 4. Praha: České vysoké učení technické, 2019, 402 s. ISBN 978-80-01-06554-9.
- [2] MIŠUN, Vojtěch. *Vibrace a hluk*. Vyd. 2. Brno: CERM, 2005, 177 s. ISBN 80-214-3060-5.
- [3] SMETANA, Ctirad, et al. *Hluk a vibrace: měření a hodnocení*. Vyd. 1. Praha: Sdělovací technika, 1998, 188 s. ISBN 80-901936-2-5.
- [4] NOVOTNÝ, Pavel. Přednáška k předmětu Vibrace a hluk vozidel: *Popis zdrojů zvuku a šíření zvuku*. Brno, 2019.
- [5] NOVOTNÝ, Pavel. Přednáška k předmětu Vibrace a hluk vozidel: *Základy problematiky hluku*. Brno, 2016.
- [6] ČERNÝ, Miroslav. *Podklady k laboratornímu cvičení z fyziky (BF): Akustický výkon zdroje hluku* [online]. Brno, 2013. [cit. 2021-03-22]. Dostupné z: <https://physics.fme.vutbr.cz/~mcerny/BF/labiny/Akvykon.pdf>
- [7] RODRIGUES, Carlos. *Design of a high-speed transmission for an electric vehicle* [online]. Porto, 2018 [cit. 2021-03-25]. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/160238923.pdf>
- [8] SMITH, James. *Gear noise and vibration*. New York: Marcel Dekker, INC. 1999. 186 s. ISBN 0-8247-6005-0.
- [9] BARTOŠOVÁ, Daniela. *Chyba převodu u čelního ozubení s přímými zuby* [online]. Brno, 2018 [cit. 2021-03-29]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=174757. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.
- [10] BRYANT, Michael. *Solving NVH issues in hybrid and EV powertrains* [online]. United Kingdom, 2014 [cit. 2021-03-29]. Dostupné z: <https://www.drivesystemdesign.com/wp-content/uploads/2018/01/Solving-NVH-issues-in-hybrid-and-EV-powertrains.pdf>
- [11] NOVOTNÝ, Pavel. Přednáška k předmětu Vibrace a hluk vozidel: *Zdroje vibrací a hluku ve vozidlech*. Brno, 2019
- [12] HENRIKSON, Mats. *On noise generation and dynamic transmission error of gears* [online]. Stockholm, 2009 [cit. 2021-04-03]. Dostupné z: <https://www.semanticscholar.org/paper/Design-of-a-High-Speed-Transmission-for-an-Electric-Rodrigues/ed5681130073b9dae9d34f9364a1e7c98d15090c>
- [13] PROKOP, Aleš. *Modelování vibrací pohonných jednotek aplikací virtuálních prototypů* [online]. Brno, 2016 [cit. 2021-04-06]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=137723

- Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.
- [14] FRANKOVSKÝ, Peter. *Využitie modálnej analýzy pri diagnostike vibrácií strojných zariadení* [online]. Technická univerzita v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2011 [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: <https://www.sjf.tuke.sk/transferinovacii/pages/archiv/transfer/19-2011/pdf/178-184.pdf>
- [15] BILOŠOVÁ, Alena. *Týmová cvičení předmětu Experimentální modální analýza: návody do cvičení předmětu "Experimentální modální analýza"* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011 [cit. 2021-04-10]. ISBN 978-80-248-2756-8. Dostupné z: <http://projekty.fs.vsb.cz/147/ucebniopory/978-80-248-2756-8.pdf>
- [16] BILOŠOVÁ, Alena. *Aplikovaný mechanik jako součást týmů konstruktérů a vývojářů: část modální zkoušky* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2012 [cit. 2021-04-16]. ISBN 978-80-248-2758-2. Dostupné z: <http://projekty.fs.vsb.cz/147/ucebniopory/978-80-248-2758-2.pdf>
- [17] Brüel & Kjær: Product data: *Impact Hammer* [online]. [cit. 2021-04-18]. Dostupné z: <https://www.bksv.com/-/media/literature/Product-Data/bp2078.ashx>
- [18] Brüel & Kjær: Product data: *Modal Exciter* [online]. [cit. 2021-04-18]. Dostupné z: <https://www.bksv.com/-/media/literature/Product-Data/bp1937.ashx>
- [19] BILOŠ, Jan a Alena BILOŠOVÁ. *Aplikovaný mechanik jako součást týmů konstruktérů a vývojářů: studijní opora* [online]. Vyd. 1. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2012 [cit. 2021-04-20]. ISBN 978-80-248-2755-1. Dostupné z: <http://projekty.fs.vsb.cz/147/ucebniopory/978-80-248-2755-1.pdf>
- [20] Brüel & Kjær: Product data: *LAN-XI Data Acquisition Hardware* [online]. [cit. 2021-05-01]. Dostupné z: <https://www.bksv.com/-/media/literature/Product-Data/bp2215.ashx>
- [21] KRÍŽ, Petr. *Online vibrační diagnostika vřetene frézovacího stroje DATRON* [online]. Brno, 2019 [cit. 2021-05-11]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=191835
Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky.
- [22] ZUTH, Daniel. VDOLEČEK, František. *Měření vibrací ve vibrodiagnostice* [online]. Automa, 2010, [cit. 2021-05-17]. vol. 16, no. 1–2010, p. 32-36. ISSN: 1210–9592. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/res/pdf/40375.pdf>
- [23] Experimentální analýza hluku. *Biomechanika 2* [online]. [cit. 2021-05-23]. Dostupné z: http://biomechanika.fme.vutbr.cz/index.php?option=com_phocadownload&view=category&download=85%3Aexperimentalni-analyza-hluku&id=4%3Afrvs_stodola&Itemid=96&lang=cs
- [24] Measuring Sound with Microphones. *Ni* [online]. [cit. 2021-05-26]. Dostupné z: <https://www.ni.com/cs-cz/innovations/white-papers/13/measuring-sound-with->

microphones.html?fbclid=IwAR3BYj7Zwc0OkqANVM9T9p1LM0-H_ZRvPttmMwOoqVxmUP1B1ppcelG80n4

- [25] Condenser Microphone. *electroSome* [online]. [cit. 2021-05-28]. Dostupné z: <https://electrosome.com/condenser-microphone/?fbclid=IwAR2g7qjL-yEMZvD5aW1fA9BKowSXgkBca7t2eIBQKCBd2kheKIyJsHhySA0>
- [26] NOVOTNÝ, Pavel. Přednáška k předmětu Vibrace a hluk vozidel: *Metoda konečných prvků v dynamice*. Brno, 2019.
- [27] S. HRAČOV, J. NÁPRSTEK, S. POSPÍŠIL. *NON-PROPORTIONAL DAMPING EFFECT ON DYNAMIC RESPONSE OF FOOTBRIDGES* [online]. Engineering Mechanics 2009, National Conference with International Participation, Svratka, Czech Republic, 2009 [cit. 2021-06-03]. Dostupné z: <https://www.engmech.cz/improc/2009/Hracov-188-PT.pdf>
- [28] CAI, C., H. ZHENG, M. S. KHAN a K. C. HUNG. *Modeling of Material Damping Properties in ANSYS* [online]. Defense Systems Division, Institute of High Performance Computing 89C Science Park Drive, Singapore Science Park I, Singapore 118261, 2002 [cit. 2021-06-07]. Dostupné z: <https://pdfs.semanticscholar.org/dbf0/2a2051dcb184d7f5db0e409769d6cbfb6c00.pdf>
- [29] DE SILVA, Clarence W. *Vibration: fundamentals and practice*. 2nd ed. Boca Raton, 2007. ISBN 08-493-1987-0.
- [30] *Chapter Ten Harmonic Analysis: ANSYS Inc.* [online]. USA, 2005 [cit. 2021-06-12]. Dostupné z: <https://slidetodoc.com/chapter-ten-harmonic-analysis-harmonic-analysis-chapter-overview/>
- [31] MORGAN, Kelly. *Shock & Vibration using ANSYS Mechanical: ANSYS Inc.* [online]. USA, 2015 [cit. 2021-06-16]. Dostupné z: https://www.academia.edu/28871377/Shock_and_Vibration_using_ANSYS_Mechanical_Outline
- [32] *Introduction to Acoustics: ANSYS Inc.* [online]. USA, 2014 [cit. 2021-06-18]. Dostupné z: <https://pdfcoffee.com/ansys-190-acoustics-act-introduction-to-acoustics-pdf-free.html?fbclid=IwAR0xkVj9spTnzlRYGIRbPY1dVpPTs3bAc1x8l-Vr1V2FHv07B3gF0Wwu1Dw>
- [33] RAMÍK, Pavel. *Skenování s 3D skenerem*. Brno, 2020. Podklady ke studiu. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.
- [34] Utahovací momenty šroubů. *Briol: spojovací materiály* [online]. [2021-06-21]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/technicke-informace/utahovaci-momenty-sroubu>
- [35] RMS Voltage Tutorial. *Electronics tutorials* [online]. b.r. [cit. 2021-06-23]. Dostupné z: <https://www.electronics-tutorials.ws/accircuits/rms-voltage.html>
- [36] PISCAN, I. & JANSSENS, T. & PREDINCEA, Nicolae. *Experimental validation of FEM for frictional contacts*. Annals of DAAAM and Proceedings of the International

- DAAAM *Symposium* [online]. 2011, [cit. 2021-06-24] 741-742. Dostupné z: https://www.daaam.info/Downloads/Pdfs/proceedings/proceedings_2011/363.pdf
- [37] YI, Pengxing & HUANG, Peng & SHI, Tielin. *Numerical analysis and experimental investigation of modal properties for the gearbox in wind turbine*. *Frontiers of Mechanical Engineering* [online]. 2016, [cit. 2021-07-09] 11. 10.1007/s11465-016-0404-z. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/310765748_Numerical_analysis_and_experimental_investigation_of_modal_properties_for_the_gearbox_in_wind_turbine
- [38] C. Hu, X. Tang, L. Zou, K. Yang, Y. Li and L. Zheng, *Numerical and Experimental Investigations of Noise and Vibration Characteristics for a Dual-Motor Hybrid Electric Vehicle* [online]. 2019, vol. 7, pp. 77052-77062 [cit. 2021-07-13]. doi: 10.1109/ACCESS.2019.2919113. Dostupné z: <https://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/8723198>
- [39] GAFFNEY, J. *How to automate meshing in frequency bands for acoustic simulation* [online]. 2019, [cit. 2021-04-04]. Dostupné z: <https://uk.comsol.com/blogs/how-to-automate-meshing-in-frequency-bands-for-acoustic-simulations/>
- [40] WEIS, Peter & KUCERA, L. & PECHÁČ, Peter & MOČILAN, Martin. *Modal Analysis of Gearbox Housing with Applied Load* [online]. 2017, [cit. 2021-07-20]. *Procedia Engineering*. 192. 953-958. 10.1016/j.proeng.2017.06.164. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/317826496_Modal_Analysis_of_Gearbox_Housing_with_Applied_Load
- [41] ZHONGGANG Wang. *Recent advances in novel metallic honeycomb structure* [online]. 2019, [cit. 2021-07-26]. Volume 166, Pages 731-741, ISSN 1359-8368. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359836818328178>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

μ	[-]	Poissonova konstanta
$3D$	[-]	Trojrozměrný
$A(\omega)$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}\cdot\text{N}^{-1}]$	Akcelerace
b	$[\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}]$	Tlumení soustavy
\mathbf{B}	$[\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}]$	Matice tlumení soustavy
b_{cr}	$[\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}]$	Kritické tlumení soustavy
\mathbf{B}_k	[-]	Matice tlumení jednotlivých prvků
\mathbf{B}_ξ	[-]	Frekvenčně závislá matice tlumení
c	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Rychlost zvuku
CVT	[-]	Continuously Variable Transmission – převodovka s plynule měnitelným převodem
E	[Pa]	Youngův modul pružnosti v tahu
E_{ak}	[J]	Akustická energie
f	[Hz]	Frekvence
F	[N]	Síla
FFT	[-]	Fast Fourier transform – rychlá Fourierova transformace
FRA	[-]	Frequency response analyzer – frekvenční analyzátor odezvy
$H(\omega)$	[-]	Frekvenční odezвовá funkce
I	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}]$	Akustická intenzita
I_0	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}]$	Referenční hodnota akustické intenzity
I_1	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}]$	Hodnota intenzity zvuku v šířce pásma 1 Hz
\mathbf{K}	$[\text{N}\cdot\text{m}^{-1}]$	Matice tuhosti soustavy
K_{Bi}	[dB]	Korekce příslušného váhového filtru
L_{Aeq}	[dB]	Ekvivalentní hladina akustického tlaku
L_I	[dB]	Hladina akustické intenzity
L_{I1}	[dB]	Hladina akustické intenzity pro pásmo o šířce 1 Hz
L_{max}	[dB]	Maximální hodnota hladiny hluku
L_p	[dB]	Hladina akustického tlaku
L_{pi}	[dB]	Hladina akustického tlaku v i-tém pásmu
L_{RMS}	[dB]	Efektivní hodnota hladiny hluku
L_W	[dB]	Hladina akustického výkonu
\mathbf{M}	[kg]	Matice hmotnosti soustavy

N	[-]	Počet vlastních módů
NVH	[-]	Noise Vibration Harshness – vibrace a hluk
p	[Pa]	Tlak
p_0	[Pa]	Referenční hodnota akustického tlaku
p_a	[Pa]	Amplituda akustického tlaku
PC	[-]	Personal Computel – osobní počítač
p_{ef}	[Pa]	Efektivní akustický tlak
R_1	[m]	Poloměr roztečné kružnice 1. ozubeného kola
R_2	[m]	Poloměr roztečné kružnice 2. ozubeného kola
S	[m ²]	Plocha
T	[s]	Doba kmitu
t	[s]	Čas
$u(t)$	[m]	Okamžitá výchylka
u_a	[m]	Amplituda výchylky
$ÚADI$	[-]	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
v	[m·s ⁻¹]	Akustická rychlost
v_a	[m·s ⁻¹]	Amplituda akustické rychlosti
v_{ef}	[m·s ⁻¹]	Efektivní akustická rychlost
W	[W]	Akustický výkon
x	[m]	Dráha
$Y(\omega)$	[m·s ⁻¹ ·N ⁻¹]	Pohyblivost
z	[N·s·m ⁻³]	Akustická impedance
Z	[N·s·m ⁻¹]	Mechanická impedance
α	[-]	Součinitel konstrukčního tlumení
$\alpha(\omega)$	[N·m ⁻¹]	Dynamická poddajnost
β	[-]	Součinitel materiálového tlumení
β_c	[-]	Součinitel s proměnnou tuhostí
β_j	[-]	Součinitel zohledňující vliv použitých materiálů
Δf	[Hz]	Frekvenční pásmo
Δt	[s]	Dilatace času
$\Delta\omega_i$	[rad·s ⁻¹]	Rozdíl mezi horní a spodní hranicí frekvenčního pásma
$\Theta_{1\ TEOR}$	[rad]	Teoretické úhlové natočení 1. ozubeného kola
$\Theta_{2\ REAL}$	[rad]	Teoretické úhlové natočení 2. ozubeného kola

$\Theta_{2\text{ TEOR}}$	[rad]	Skutečné úhlové natočení 2. ozubeného kola
λ	[m]	Vlnová délka
λ	[-]	Spektrální matice
ζ	[-]	Poměrné modální tlumení
ζ_i	[-]	Poměrné tlumení pro každý i-tý tvar kmitání
ρ	[kg·m ³]	Hustota prostředí, hustota materiálu
φ	[-]	Fázový úhel
ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlová frekvence
ω_i	[rad·s ⁻¹]	i-tá vlastní frekvence
Φ	[-]	Modální matice
Φ_j^r	[-]	j-tý člen r-tého vektoru vlastních tvarů
Φ_k^r	[-]	k-tý člen r-tého vektoru vlastních tvarů