



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ VIBRACÍ PŘEVODOVKY
COMPUTATIONAL MODELING OF GEARTRAIN VIBRATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JIŘÍ KRÁL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. PAVEL NOVOTNÝ, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jiří Král

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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:

Výpočtové modelování vibrací převodovky

v anglickém jazyce:

Computational Modelling of Geartrain Vibration

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provedte výpočtovou simulaci vibrací převodovky. Vytvořte výpočtový model ozubeného soukolí se zahrnutím tuhosti ozubení. Zhodnoťte vibrace pohybujících se dílů a vibrace vnějších stěn převodovky. Navrhněte další postupy k zlepšení výpočtových modelů.

Cíle diplomové práce:

- 1) Rešerše vibrací a hluku převodovek
- 2) Základní způsoby řešení problematiky vibrací a hluku
- 3) Návrh výpočtového modelu ozubeného soukolí
- 4) Sestavení výpočtového modelu převodovky
- 5) Zhodnocení výsledků
- 6) Závěr

Seznam odborné literatury:

- [1] DOČKAL, A. Konstrukční optimalizace ozubené převodovky s ohledem na snižování hlukové emise, 2003. PHD Thesis. VUT v Brně.
- [2] NOVOTNÝ, P. Virtual Engine – A Tool for Powertrain Development. Brno, 2009. Habilitační práce. VUT v Brně.
- [3] KUCHAR, P. Řešení pevnosti dynamicky namáhaných dílů spalovacích motorů. Praha, 2007. PHD Thesis. ČZU Praha.
- [4] GOLD, P., SCHELENZ, R., PISCHINGER, S. Acoustical Investigation on the Engine-Transmission Interaction. In MTZ. 12/2003

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 22.11.2013



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem modelu pro simulaci převodové skříně. Zaměřuje se hlavně na jeho tvorbu a optimalizaci v programech MBS ADAMS a ANSYS. Součástí této práce je i stručný přehled soudobých používaných řešení a základní charakteristika akustických veličin.

KLÍČOVÁ SLOVA

převodovka, převodová skříň, vibrace, hluk, kmitání, multi body systém

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the model design for gearbox. The work is focused to its basic creation and optimization in programs of MBS ADAMS and ANSYS. It includes also short summary of contemporary solutions, which are used, and basic characterization of acoustic quantities.

KEYWORDS

gear box, housing of the gear box, vibration, noise, oscillation, multi body system



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KRÁL, J. *Simulace vibrací převodové skříně*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 88 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 20. května 2014

.....

Bc. Jiří Král



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu své diplomové práce doc. Ing. Pavlovi Novotnému Ph.D. za odborné rady a čas, věnovaný konzultacím, které vedly k jejímu vytvoření. Dále bych chtěl poděkovat mým rodičům za finanční a psychickou podporu během studia, mé přítelkyni a v neposlední řadě také mým přátelům, kteří mi s tvorbou dané práce pomáhali.



OBSAH

Úvod.....	12
1 Hluk a vibrace v převodových mechanismech.....	13
1.1 Charakteristika základních pojmů.....	13
1.1.1 Definice zvuku a hluku.....	13
1.1.2 Šíření zvuku.....	13
1.1.3 Dělení zvuku podle jeho původu.....	14
1.1.4 Obecné metody snižování vibrací a hluku.....	15
1.2 Základní veličiny spojené s hlukem a vibracemi.....	15
1.2.1 Vlnová délka a podmínka vzniku vlnění.....	15
1.2.2 Akustický tlak.....	16
1.2.3 Akustický výkon.....	17
1.2.4 Akustická Intenzita.....	17
1.2.5 Hladiny akustických veličin.....	17
1.3 Hluk v převodových mechanismech.....	19
1.3.1 Zdroje hluku automobilních ozubených převodovek.....	19
1.3.2 Přenos vibrací.....	21
1.3.3 Hluk pocházející ze spalovacího motoru.....	22
1.3.4 Možnosti snižování hlukových emisí převodovek.....	22
2 Používané metody zjišťování hluku převodovek.....	24
2.1 Popis měřených veličin.....	25
2.2 Simulace dynamiky převodu v MBS softwaru.....	25
2.2.1 Modální syntéza (CMS – Component Modal Synthesis).....	26
2.2.2 Přehled typů dynamických modelů převodovek.....	27
2.2.3 Valivá ložiska.....	27
2.2.4 Vazby mezi tělesy: Hřídele – Ozubená kola – Ložiska.....	28
2.2.5 Postup při řešení simulace v MBS.....	29
2.3 Simulace vibrací převodu za použití FEM softwaru.....	30
2.3.1 Vlastní harmonické netlumené kmitání v MKP [27].....	31
2.3.2 Vynucené harmonické netlumené kmitání v MKP.....	32
2.3.3 Dynamické modelování pomocí MKP.....	32
2.4 Experimentální zjišťování vibrací.....	33
2.4.1 Měření Vibrací pomocí snímačů zrychlení.....	33
2.4.2 Měření vibrací pomocí vibrometrů.....	33
2.4.3 Lokalizace zdrojů vibrací pomocí Akustické holografie.....	34
2.4.4 Vybrané typy laboratorních zkoušek převodových mechanismů.....	34



3	Prvotní výpočtový model převodovky.....	35
3.1	Tvorba ozubeného převodu pro prvotní výpočtový model.....	35
3.1.1	Určení záběrové tuhosti	37
3.1.2	Určení tlumení	37
3.1.3	Ostatní parametry kontaktu ozubeného soukolí	38
3.2	Tvorba ložiskových vazeb pro prvotní výpočtový model.....	39
3.2.1	Určení dílčích tuhostí pomocí MKP	41
3.3	Zatěžování prvotního výpočtového modelu.....	43
3.4	Kompletace prvotního výpočtového modelu	44
3.5	porovnání výsledků pro prvotní výpočtový model	44
3.5.1	Porovnání průběhu rychlosti otáčení výstupních hřídelí	45
3.5.2	Porovnání průběhu sil vznikajících v ozubení během rotace	46
3.5.3	Porovnání průběhu sil vznikajících v ložiscích	48
4	Model experimentální převodovky	50
4.1	Úprava Modelu	51
4.1.1	Modální analýza vstupní hřídele.....	52
4.1.2	Modální analýza výstupní hřídel	55
4.1.3	Modální analýza převodové skříně.....	57
4.2	Určení tuhosti kuželíkových ložisek	60
4.2.1	Zjištění konkrétních hodnot tuhosti kuželíkového ložiska	61
4.3	Kompletace modelu experimentální převodovky	63
4.3.1	Určení parametrů kontaktu ozubených kol.....	63
4.3.2	Zavazbení pružného modelu v programu MSC ADAMS	64
4.3.3	Zatěžování simulačního modelu převodovky	64
5	Hodnocení vibrací převodové skříně	66
5.1	Princip zkoumání vibrací	66
5.2	Porovnání obou variant ozubení	67
5.3	Výstupní číselné hodnocení určující míru hluku	69
6	Výsledky vibrací experimentální převodovky	72
6.1	Porovnání jednotlivých frekvenčních spekter.....	72
6.2	porovnání vibrací jednotlivých markerů.....	74
6.3	Porovnání jednotlivých ploch	76
6.4	Srovnání Vibrací pro celou skříň	78
6.5	Zhodnocení výsledků	80
	Závěr.....	82
	Použité informační zdroje.....	83



Seznam použitých zkratek a symbolů.....	86
---	----



ÚVOD

Převodové mechanismy jsou nedílnou součástí všech mechanických strojních zařízení. V automobilu tvoří převodovka významný prvek, který umožňuje plné využití potenciálu spalovacího motoru. Jedná se o relativně složitá zařízení, které musí zvládnout přenést velký výkon při co nejmenších ztrátách. Z tohoto důvodu jsou na převodovky kladeny vysoké nároky. Hlavním úkolem práce je zabývat se simulací vibrací převodové skříně. Toto je ovšem velmi obtížná záležitost. Porovnatelné výsledky s realitou dosahují až velmi složité modely, jejichž výpočet je jak časově, tak softwarově náročný. I přesto se všichni výrobci snaží optimalizovat výrobek ještě před započítáním samotné výroby, aby ušetřili co nejvíce nákladů.

Dalším aspektem, proč je sledování vibrací důležité, je určení kvality výroby. V minulosti a vlastně i dnes je kvalita, případně opotřebovanost převodovky posuzována mírou hluku, který vydává do okolí. Rozdíl mezi samotným posuzováním je ten, že v dnešní době jsme schopni pomocí moderních akustických metod a výpočtových softwarů s velkou přesností určit, kde, popřípadě za jak dlouho, by se u nové převodovky mohla vyskytnout porucha. Úroveň výroby, montáže a seřízení převodových mechanismů se totiž podstatnou měrou podílí na výsledné hlučnosti. Správným vyhodnocením těchto parametrů můžeme jednoznačně určit, zda je daná převodovka v pořádku, nebo se vlivem vady, ať už je jakákoli odstraní z výrobní linky.

Nedílný důsledek vibrací je, jak už bylo zmíněno, hluk. Dnes je hluk posuzován jako další forma zhoršení kvality životního prostředí. Velká část akustických emisí pochází právě z dopravy. Proto v posledních letech vznikla spousta norem, které určují limity hlukové emise pro motorová vozidla. Převodovky se na celkovém hluku automobilu sice podílejí pouze velmi malou měrou, ale i z tohoto důvodu je snaha akustickou emisi u daného zařízení co nejvíce minimalizovat.



1 HLUK A VIBRACE V PŘEVODOVÝCH MECHANISMECH

Pracovní proces všech strojů je doprovázen vibracemi a s tím i spojeným hlukem. Obzvláště v převodových zařízeních jsou tyto doprovodné jevy velice sledovány. Jednak nám ukazují míru přesnosti a kvality výroby při uvádění nové převodovky do vozidla, ale také, po určité době provozu, dokáží různé metody zjišťování hluku a vibrací bezdemontážním způsobem odhalit, zda daná převodovka funguje správně, nebo se už začíná projevovat výrazné opotřebení některých součástí, které by po určité době vedlo k poruše celého systému.

1.1 CHARAKTERISTIKA ZÁKLADNÍCH POJMŮ

Pro objasnění takto široké problematiky, jakou jsou vibrace převodové skříně, je nezbytné stanovit a vysvětlit základní pojmy.

1.1.1 DEFINICE ZVUKU A HLUKU

Zvuk je definován jako signál mechanického vlnění šířící se pružným prostředím konečnou rychlostí. Příčinou přenosu tohoto vlnění je existence vazebných sil mezi částicemi prostředí, kterým se dané vlnění šíří. Část zvuků, jedná se o vlnění pohybující se ve frekvenčním pásmu od 16 Hz až do 20000 Hz, je schopno u člověka vyvolat slyšitelný vjem. Pokud se zvukový signál pohybuje ve vyšších frekvencích, než je horní hranice slyšitelnosti lidského ucha, hovoříme o ultrazvuku. Pokud naopak bude menší, než je 16 Hz, jedná se o infrazvuk. [1]

Hlukem rozumíme negativní až vysoce rušivý zvuk. Nelze jednoznačně určit, zda daný zvuk je už hluk, či ne, protože každý člověk vnímá zvuky jiným způsobem. V současné době je velká snaha korigovat hodnoty hlukových emisí u všech typů zařízení. Aktuální hodnoty týkající se zpřísnění hlukových emisních norem jsou zakomponovány v nařízení vlády č.148/2006 Sb.. [4]

1.1.2 ŠÍŘENÍ ZVUKU

Jak už bylo zmíněno výše, zvuk se šíří prostředím pomocí energie mechanického vlnění. To postupuje od zdroje v tzv. vlnoplochách rychlostí zvuku. Ta je závislá na materiálu prostředí (hodnota rychlosti šíření zvuku pro vzduch je okolo 340 m/s, pro vodu 1500 m/s a pro ocel 5400 m/s). Samotná vlnoplocha je označení pro množinu bodů v prostoru se stejnými akustickými vlastnostmi. Zvukový paprsek prochází vždy kolmo na příslušné vlnoplochy. [1]

Okolní prostředí, ve kterém se šíří zvuk, se s postupující se akustickou vlnou mění. Dochází zde ke zhušťování a zředování částic. Ty při nárazu akustické vlny mohou kmitat dvěma základními směry. Podle orientace kmitání částic prostředí dělíme vlnění na:

1. Podélné vlnění:

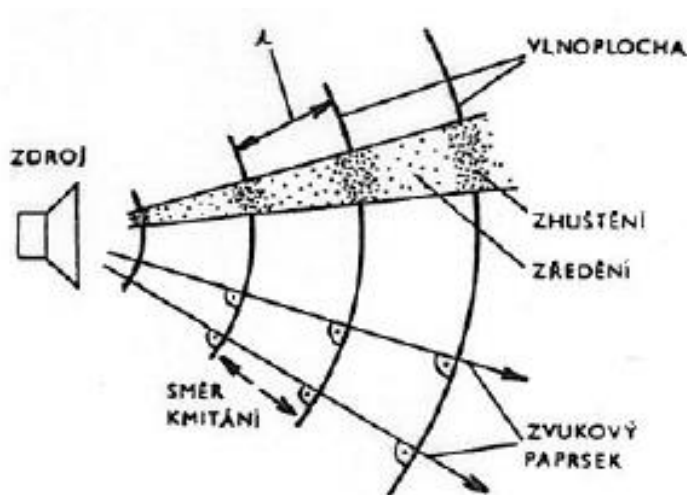
Vyskytuje se ve všech typech prostředí (tvořené kapalinou, plynem nebo pevnou látkou). Charakteristickou vlastností tohoto typu vlnění je, že částice mohou kmitat pouze rovnoběžně se směrem šíření vlny

2. Příčné vlnění:

Zde částice kmitají kolmo na směr šíření vlny. Vzniká pouze v prostředí, tvořeném pevnou látkou.

3. Ohybové vlnění:

Jedná se o kombinaci podélného a příčného vlnění u pevných látek



Obr. 1: Šíření vlnění v pružném prostředí [1]

1.1.3 DĚLENÍ ZVUKU PODLE JEHO PŮVODU

Průvodním jevem provozu jakéhokoli zařízení je vždy hluk. Ten je způsobený pohybem jednotlivých součástí, popřípadě provozních kapalin daného stroje. Z tohoto hlediska rozlišujeme dva základní způsoby vzniku hlukových emisí. [8]

1. Mechanický hluk

Tento typ hluku je zapříčiněn kmitáním povrchu strojních zařízení vlivem vnitřních budících sil. Takto vyvolané kmitání se pak přenáší konstrukcí stroje na rozměrnější povrchové plochy, odkud se v podobě akustické energie (vln) šíří do okolního prostředí. Akustická energie souvisí s rozměry kmitajícího tělesa, tvarem jeho povrchu, velikostí budících sil, materiálovém složení a charakteru kmitání. [9]

2. Aerodynamický hluk

Vzniká nestacionárním prouděním kapalin a plynů ve strojních součástech nebo v místech, kde dochází k prudkým tlakovým změnám (ventilátory, kompresory, sání a výfuk spalovacích motorů...). Z hlediska zkoumání převodových skříní má aerodynamický hluk pouze zanedbatelný podíl na celkovém množství a složení hlukových emisí. [9], [1]



1.1.4 OBECNÉ METODY SNIŽOVÁNÍ VIBRACÍ A HLUKU

Problematika snižování hlukových emisí je velmi náročnou technickou disciplínou. Pro správné a funkční určení jednotlivých opatření je nutné sledovat celý řetězec šíření zvuku, počínaje zdrojem vibrací a akustickým systémem konče. Podle zásahu do jednotlivých bloků sledovacího řetězce rozlišujeme:

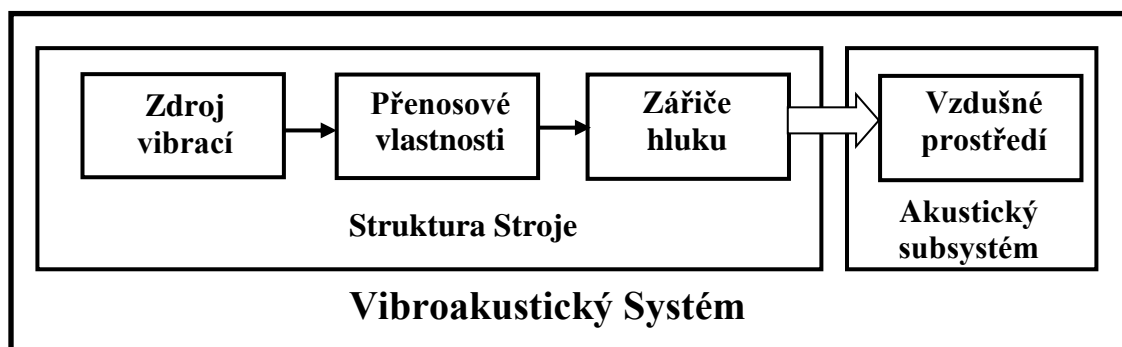
1. Primární (aktivní) metody

Jedná se o postup, zahrnující změny na vnitřní struktury stroje. Daný typ úprav je charakterizován zejména snížením budících silových účinků (vyvažování rotačních částí, vhodné opracování součástí), zlepšením přenosové struktury strojů (vlození pružných a tlumících elementů mezi spojované součásti, zamezení vzniku nestacionárního proudění tekutin) a v neposlední řadě i úpravou finálního zářiče hluku (optimalizace tvaru). [1]

2. Sekundární (pasivní) metody

Využívají se všude tam, kde nelze uplatnit aktivní metody. Hlavní cíl těchto korekcí spočívá v zamezení šíření již vzniklých hlukových emisí stroje, do akustického systému. Do pasivních metod řadíme hlavně:

- ❖ Vibrační a hlukové izolace
- ❖ Vhodné prostorové rozmístění strojů
- ❖ Využívání osobních ochranných prostředků
- ❖ Aktivní řízení hluku s využitím interference zvukových vln primárního a sekundárního zdroje



Obr. 2: Sledovací řetězec pro snižování hluku a vibrací [1]

1.2 ZÁKLADNÍ VELIČINY SPOJENÉ S HLUKEM A VIBRACEMI

1.2.1 VLNOVÁ DÉLKA A PODMÍNKA VZNIKU VLNĚNÍ

Vlnová délka λ [m] určuje vzdálenost dvou po sobě následujících kmitů sledovaného vlnění. Matematicky je definována jako podíl rychlosti šíření vlny konkrétním typem materiálu (c [m/s]) a frekvencí daného kmitání (f [Hz]).

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (1)$$



Vlnová délka nám určuje tzv. podmínku vzniku vlnění. Ta spočívá v tom, že aby mohlo vlnění ve skutečném tělese vůbec vzniknout, musí být jeho nejdelší rozměr (l m) roven minimálně poloviční délce příslušné vlny. [1]

$$l \geq \frac{\lambda}{2} \quad (2)$$

Pokud bychom srovnávali podélné a ohybové vlnové délky ocelové tyče o daném průměru, zjistili bychom, že z hlediska tvorby hluku má při stejné frekvenci několikanásobně větší vliv vlnění ohybové, u kterého jsou hodnoty vlnové délky zhruba o jeden řád menší. To znamená, že ohybové vlny dokáží rozvibrovat menší součást tvořenou pevnou látkou, než vlny podélné.

1.2.2 AKUSTICKÝ TLAK

Během šíření akustické vlny v tekutinách dochází k zředování a zhušťování částic prostředí. To má za následek změnu hodnoty celkového přenášeného tlaku (p_c [Pa]) v reálném čase. Pokud bychom považovali za okolní prostředí vzduch s barometrickým tlakem (p_b [hPa]), což je zhruba 1013 hPa (hodnota se může lišit s nadmořskou výškou), bude vyvolaný akustický tlak kolem této hodnoty oscilovat. Definice říká, že akustický tlak (p_{ak} [Pa]) představuje rozdíl mezi okamžitým celkovým tlakem a jeho statickou hodnotou. Jestliže se budeme zabývat vyjádřením této skalární veličiny pomocí vlnění o zadané frekvenci a fázovém posunu, bude mít výsledná rovnice tvar harmonické funkce. Platí:

$$p_{ak}(t) = p_{amp} \cdot \cos(\omega t + \varphi) \quad (3)$$

kde: p_{ak} [Pa] akustický tlak
 p_{amp} [Pa] amplituda akustického tlaku
 ω [rad/s] úhlová rychlost vlnění
 t [s] čas
 φ [rad] fázový posun

Abychom mohli určit velikost měnícího se akustického tlaku, je nutné nadefinovat i jeho efektivní hodnotu (p_{ef} [Pa]):

$$p_{ef} = \frac{p_{amp}}{\sqrt{2}} \quad (4)$$

Akustický tlak dosahuje oproti atmosférickému tlaku jen velmi malých hodnot. Lidské ucho je ho schopno rozeznat v rozmezí od $2 \cdot 10^{-5}$ [Pa] (práh slyšitelnosti) do 20 [Pa] (práh bolesti). [9]

V technické praxi se pro jakákoli měření zvuku nejvíce využívá právě tato veličina, a to ze dvou hlavních důvodů. Jednak její velikost dokážeme relativně dobře určit, a jednak lze tyto naměřené hodnoty efektivně převést na intenzitu zvuku.



1.2.3 AKUSTICKÝ VÝKON

Jedná se o energii zvukových vln vyzářenou zdrojem, která dopadne na danou myšlenou plochu za jednotku času. Vzorec pro výpočet středního akustického výkonu je definován jako:

$$\overline{W}_{ak} = p_{ef} \cdot v_{\check{c}} \cdot S \quad (5)$$

kde: $W_{ak} [W]$ *střední akustický výkon*
 $p_{ef} [Pa]$ *efektivní akustický tlak*
 $v_{\check{c}} [m/s]$ *střední kvadratická rychlost částic*
 $S [m^2]$ *myšlená plocha*

Každý zdroj hluku je definován akustickým výkonem. Ten, jak je vidět ve vzorci výše, nezávisí na tolika vnějších faktorech, jako akustický tlak. Jedná se především o parametry typu vzdálenost od zdroje, orientaci příjemce nebo teplota prostředí. [1], [5]

1.2.4 AKUSTICKÁ INTENZITA

Další veličinou popisující zvuk a vibrace je akustická intenzita. Ta vyjadřuje množství a směr toku akustické energie v daném místě prostředí (kolmo na směr šíření vlnění je hodnota akustické intenzity rovna nule). [1]

Abychom zjistili velikosti akustické intenzity rovinné akustické vlny, platí předpoklad, že rychlost vlny ve volném poli je rovna rychlosti zvuku. Pro zjištění samotné rychlosti kmitajících částic se potom vychází z akustického tlaku.

Rychlost kmitajících částic:

$$v_{\check{c}} = \frac{p_{ef}}{\rho \cdot c} \quad (6)$$

Následný vztah pro intenzitu rovinné akustické vlny s využitím akustického tlaku:

$$|I| = \overline{p_{ef} \cdot v_{\check{c}}} = \frac{(p_{ef})^2}{\rho \cdot c} \quad (7)$$

1.2.5 HLADINY AKUSTICKÝCH VELIČIN

V předchozích kapitolách byly definovány základní veličiny, jako je akustický tlak, akustický výkon a akustická intenzita. Hodnoty těchto kvantit se v praxi pohybují ve velkém rozsahu. Pokud budeme hovořit o akustickém výkonu, dokáže lidské ucho zaznamenat hodnoty zhruba od 10^{-9} W (velmi tichý šepot) do 10^6 W (zvuk raketového motoru). Navíc je zde problém se samotným sluchovým vnímáním zvuků, protože sluchový orgán nereaguje na zvukové podněty lineárně. Jestliže například dojde k dvojnásobnému zvýšení akustické intenzity daného zvuku, člověk tento vjem ucítí pouze jako zvýšení hlasitosti o určitou hodnotu (nikoli o hodnotu dvojnásobnou). Z těchto důvodů se všechny akustické veličiny začaly převádět na tzv. hladiny. [1], [5]

Samotné vyjádření hladin spočívá v logaritmickém poměru mezi hodnotou porovnávané veličiny a hodnotou referenční. Jednotkou byl stanoven jeden bel [B]. V praxi je však tato jednotka zbytečně velkou, proto se v akustice používá její desetkrát menší hodnota – 1decibel [dB].



$$L = 10 \cdot \log \frac{A}{A_0} \quad (8)$$

kde: L [dB] hladina akustické veličiny
 A [-] hodnota porovnávané veličiny
 A_0 [-] referenční hodnota

Hladina akustického tlaku je definována:

$$L_p = 10 \cdot \log \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \cdot \log \frac{p}{p_0} \quad (9)$$

kde: L_p [dB] hladina akustického tlaku
 p [Pa] hodnota naměřeného akustického tlaku
 p_0 [Pa] prahová (referenční) hodnota tlaku ($p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ [Pa])

Z daného vztahu vyplývá, že dojde-li k deseti-násobnému zvýšení akustického tlaku, hladina se zvýší pouze o 20 dB.

Hladina akustického výkonu je definována:

$$L_w = 10 \cdot \log \frac{W}{W_0} \quad (10)$$

kde: L_w [dB] hladina akustického výkonu
 W [W] hodnota naměřeného akustického výkonu
 W_0 [W] referenční hodnota výkonu ($W_0 = 10^{-12}$ [W])

Pro tento vztah platí, že dojde-li k deseti-násobnému zvýšení hodnotu akustického výkonu, hladina se zvýší pouze o 10 dB.

Hladina akustické intenzity je definována:

$$L_I = 10 \cdot \log \frac{I}{I_0} \quad (11)$$

kde: L_I [dB] hladina akustické intenzity
 I [W/m²] hodnota naměřené akustické intenzity
 I_0 [W/m²] referenční hodnota akustické intenzity ($I_0 = 10^{-12}$ [W/m²])

Stejně tvrzení jako pro hladinu akustického výkonu se týká hladiny akustické intenzity. Zvýšíme-li pak desetkrát její hodnotu, dojde k navýšení hladiny této veličiny o 10 dB.

Z rovnic (9), (10), (11) vyplývá, že nezáleží na způsobu popisu daného zvuku (je-li daný zvuk popsán pomocí akustického tlaku, výkonu, či intenzity), výsledky budou díky zavedeným logaritmickým souřadnicím vždy obdobné.



1.3 HLUK V PŘEVODOVÝCH MECHANISMECH

Každý převodový mechanismus je tvořen kontaktem různých, nejčastěji kovových, ploch jednotlivých součástí. Během chodu takového stroje vznikají periodicky se opakující silové účinky, které generují vibrace. Ty pak způsobují zvětšení opotřebení jednotlivých komponent. Doprovázený hluk však nemusí být brán pouze brán prostředek, který se musí co nejvíce potlačit. Například u nových převodovek se hlukovou zkouškou zkoumá kvalita montáže. Pro již zaběhnuté, a tím pádem i částečně opotřebované, převodovky se pomocí změřeného hluku dá s určitou přesností stanovit opotřebení nebo i přímo identifikovat porucha.

1.3.1 ZDROJE HLUKU AUTOMOBILNÍCH OZUBENÝCH PŘEVODOVEK

Zvukové projevy převodovky jsou velmi závislé na provozních otáčkách. Rezonance vlastních frekvencí jednotlivých součástí je vysoce ovlivněna frekvencemi budících sil, které jsou dány okamžitými otáčkami hřídelů a zařazeným převodovým stupněm.

Největší podíl na hluku převodovky má samotný záběr ozubených kol. Za provozu zde vznikají vibrace vlivem vnějších a vnitřních dynamických sil. Ty mohou měnit svou amplitudu, směr a působišť. Vlivem toho, že se u současných automobilových převodovek nejčastěji používá vnější čelní evolventní ozubení, je z hlediska hluku největší význam příkládán právě změně amplitudy dynamické síly. Za hlavní příčinu je považována proměnlivá tuhost a vznik rázů při vstupu zubů do záběru. Podstata tohoto jevu spočívá ve skokové změně počtu zubů v záběru a přesunu bodu dotyku po výšce zubu. Tím dojde k deformaci původní rozteče k dalšímu nezatíženému zubu, který tak vstupuje do záběru dříve a naráží na spolu zabírající zub. Kontakt mimo přímku záběru způsobuje ráz na hlavě hnaného kola. Samotná proměnlivá tuhost může nastat již při výrobě jednotlivých ozubených kol, a to vlivem výrobních odchylek od teoretických hodnot ozubení. Při provozu se vlivem opotřebení tento jev už pouze umocňuje. [3]

Dalším zdrojem hluku je vznik rázů vlivem axiální a boční (zubové) vůle. Zvuk, který děj doprovází, je často označován jako „řinčení“ nebo „rachání“. K tomuto jevu dochází vlivem nepravidelnosti chodu hnacího agregátu, čímž dojde ke vzniku torzního kmitání (změna úhlového zrychlení během jedné otáčky). U automobilových převodovek se tento zvuk vyskytuje zejména ve dvou případech, a to buď při zvýšených otáčkách motoru bez zatížení převodovky (otáčky kolem 2000 min^{-1} při zařazeném neutrálu), nebo při nízkých otáčkách a vysokém zatížení převodovky. Při těchto podmínkách je hluk nejvíce slyšitelný, protože dochází k rezonanci hodnot úhlového zrychlení od torzních kmitů hnacího motoru. Z důvodu eliminace tohoto negativního hluku jsou v dnešní době vozidla vybavována dvouhmotovým setrvačником. [3], [1]

V minulosti, kdy se nejčastěji používalo přímé ozubení u převodových mechanismů, byl velký důraz kladen změnám skluzových rychlostí při záběru. Při vstupu zubu do záběru je smykové tření značné a postupně klesá až do valivého bodu, kde mění svůj smysl a opět narůstá. Náhlá změna směru třecích sil způsobí vznik vibrací v ozubení. U evolventního ozubení nemá tento jev dominantní charakter na vznik vibrací, avšak druhotně může dojít ke zvýšenému opotřebení, které může způsobit chyby zubového profilu. [3]

Hluk v převodovce mohou vyvolat i komponenty, které nepřenášejí hnací sílu, ale které zajišťují pouze správné umístění převodových kol. Jedná se hlavně o ložiska a hřídele, popřípadě zde mohou patřit i řadicí mechanismy (ty se spíše více podílejí na přenosu vibrací než na samotnou tvorbu). Co se týče ložisek, v převodových skříních se používají zejména ložiska valivá (radiální kuličková a válečková). Ty zaručují velmi dobré mazací vlastnosti,



dobrou únosnost jak v axiálním, tak radiálním směru, jednoduchou montáž. Valivá ložiska jsou však i velmi výrazným zdrojem hluku. Ten vzniká při odvalování jednotlivých valivých tělísek po vnějším a vnitřním kroužku. Je zde předpoklad, že funkční plochy valivých elementů obsahují nerovnosti, které při rotaci způsobí vznik vibrací. Dané nerovnosti povrchu mohou vzniknout buď samotným opotřebením ložiska, nečistotou v oleji, nebo i při výrobě (např. deformace při upnutí). Výsledné vibrace valivých ložisek se projevují zejména v oblasti nízkofrekvenčního pásma (pro silně opotřebovaná ložiska). V některých typech převodovek se pro uložení volných ozubených kol používají kluzná ložiska. Během chodu u tohoto typu nevznikají žádné výrazné vibrace, jako u ložisek valivých. Jediný hluk, který je do okolí vyzařován, vzniká vlivem působení třecích sil při nedostatečné tloušťce mazací vrstvy. Z tohoto pohledu by bylo ideální použití kluzných ložisek v převodových mechanismech. Bohužel však kluzná ložiska generují velké třecí ztráty během chodu, a proto se v převodovkách nepoužívají. [3], [1]

Na hluku se významnou měrou podílí i samotné hřídele. Velký vliv má hlavně prohnutí nebo torzní zkroucení během rotace. To má za následek vznik periodického kmitání, které v kombinaci s ostatními generátory zvuku může zvýšit rezonanční amplitudu výsledného vlnění. Další možný problém může vzniknout vlivem špatného uložení hřídele v ložisku, popřípadě nesouosostí s další hřídelí v převodové skříni. To má opět za následek zesílení určité amplitudy ve frekvenčním spektru.

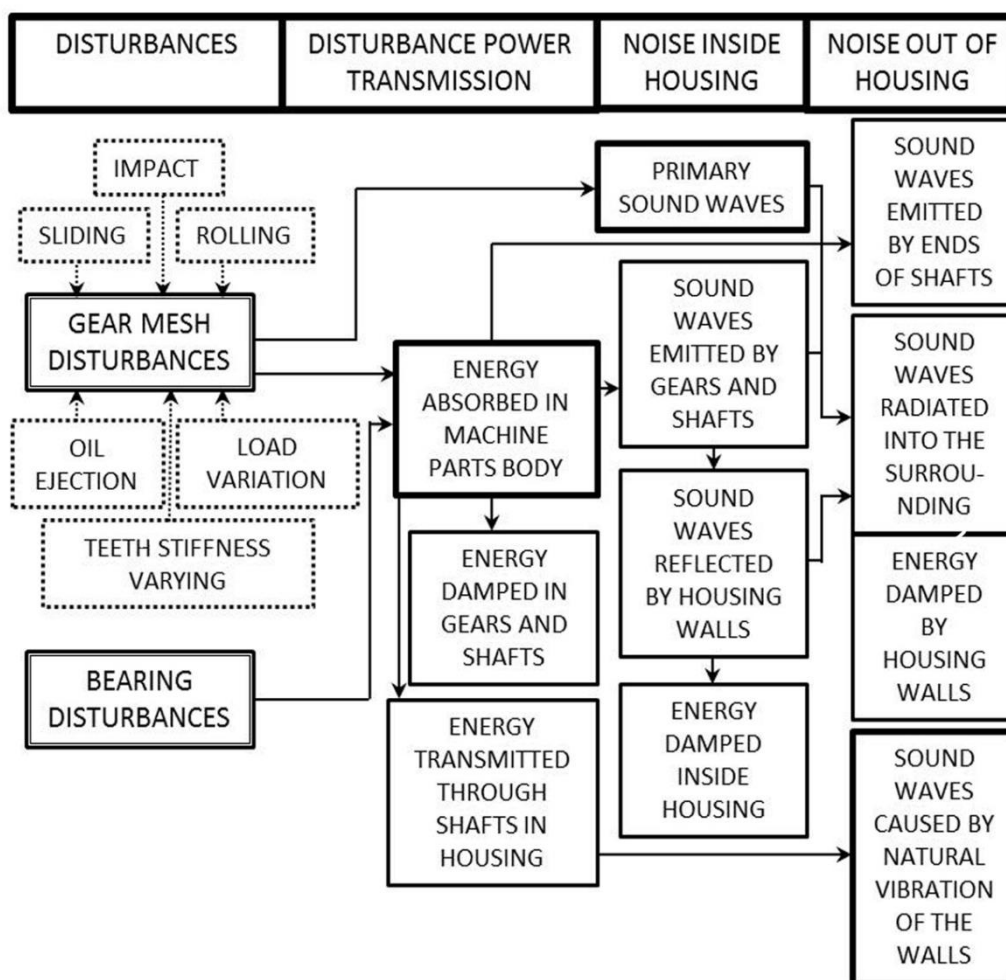
Celek, který popisuje veškeré odchylky ozubení převodového mechanismu, je tzv. chyba převodu (TE – Transmission Error). Ta je definována jako rozdíl mezi skutečnou a teoretickou pozicí hnaného ozubeného kola. Může být vyjádřena jak v úhlových, tak v délkových jednotkách a popisuje veškeré jevy, které se týkají přesnosti spolu-zabírajícího ozubení. Zde patří nejenom problém tuhosti zubů a vzniklých výrobních odchylek, ale také i samotné odchylky v uložení ozubených kol v převodové skříni. Samotná TE vznikla hlavně proto, aby bylo možné porovnat kvalitu ozubení bez ohledu na rozměry. Chyba převodu může být statická a dynamická, záleží na tom, jaké síly momentálně na převodovku působí. Jak už je z názvu patrné, statickou TE budou ovlivňovat pouze statické síly. Aplikuje se hlavně v souvislosti s kontrolou jakosti převodovek, především se jedná o sledování střídání počtu zubů v záběru, výrobní nepřesnosti ozubení (chyba profilu, chyba rozteče), opotřebení jednotlivých zubů vlivem provozu a v neposlední řadě také průhyby jednotlivých hřídelů. Naopak dynamická chyba převodu vzniká při zatížení během rotace. Je to velice důležitý parametr k určení životnosti, protože dynamickou chybu převodu jsme schopni stanovit bezdemontážním způsobem, např. pomocí vhodné vibrodiagnostické měřicí metody. Statickou i dynamickou chybu převodu lze předběžně určit pomocí metody konečných prvků (MKP). Bohužel takováto analýza vyžaduje velké množství vstupních parametrů, proto pro některé případy je lepší provést praktické měření. [3], [10]

Mezi další, spíš už jenom doplňkové jevy, které způsobují hluk při záběru ozubení, lze zařadit tzv. Air Pocketing a Lubricant Entrainment. Air Pocketing souvisí s nehomogenitou maziva. Vlivem rotujících částí může dojít k tvorbě bublinek v oleji. Pokud se tyto olejové vzduchové kapsy dostanou mezi spolu zabírající ozubená kola nebo mezi styčné plochy valivých ložisek, dojde k prasknutí těchto bublin. To má za následek dvě věci. Jednak dochází k opotřebení daných součástí a jednak i samotné prasknutí generuje zvuk, a tudíž vibrace. Lubricant Entrainment je proces, při kterém se přebytečné mazivo vlivem malých vůlí nedostatečně odstraní z funkčních povrchů ozubení nebo ložisek. To má za následek zvýšené namáhání funkčních ploch přídatnými dynamickými silami. [6]



1.3.2 PŘENOS VIBRACÍ

Přenosová cesta pro hluk generovaný uvnitř převodové skříně začíná u záběru ozubených kol. Zde dynamické síly generují největší podíl vibrací. Dále se hluk šíří přes převodové hřídele, na ložiska až dojde k rozkmitání převodové skříně. Ta následně vydává hluk do okolí prostřednictvím svého povrchu. Vibrace od povrchu se dále přenášejí i do ostatních částí automobilu. Tento přenos významně ovlivňuje jak samotné uložení převodovky, tak i motoru (hlavně pokud motor s převodovkou tvoří jeden celek). Trasa, která je zde popsána, přenáší až 95 % veškerého hluku. V převodovce však dochází i k přenosu vibrací od vybuzených dynamických sil pomocí vzduchu, popřípadě oleje. Takto přenesený zvuk však nemá dostatečný výkon, a proto ho dokáže převodová skříně dostatečně pohltit. Další problém je přenos vibrací řadicím mechanismem. U manuálně řazených převodovek prostupují impulsy skrze řadicí mechanismus až do kabiny automobilu, kde se projevují jemným chvěním řadicí páky. [7]



Obr. 3: Struktura vzniku a šíření vibrací [23]



1.3.3 HLUK POCHÁZEJÍCÍ ZE SPALOVACÍHO MOTORU

Motor jako celek má podstatný vliv na výsledné vibrace vozidla. Hluk zde vzniká nejen pohybem mechanických částí, ale hlavně vlivem spalování paliva ve válci. Zapálením (popřípadě vznícením) palivové směsi dojde k prudké změně tlaku. Ten se zvyšuje úměrně s mírou prohoření palivové směsi a budí tlakovou vlnu, která se šíří spalovacím prostorem. Při kontaktu této vlny s jakoukoli plochou spalovacího prostoru vznikají vibrace, které se dále šíří až do bloku motoru. Míra hluku je taktéž ovlivněna i rychlostí spalování. Obecně lze říci, že čím větší rychlost spalování, tím roste i tvrdost chodu motoru a následně i hluk. [13]

Z mechanického hlediska je hluk spalovacího motoru ovlivněn množstvím pohyblivých částí. Jedná se hlavně o pohyb klikové hřídele, pohyb pístních kroužků ve válci popřípadě dosedání ventilů do sedel. Důležitým faktorem pro posouzení mechanického hluku je rovněž teplota motoru. S rostoucí teplotou se totiž začínají součásti rozpínat, čímž dojde k částečnému vymezení vůlí. To potom způsobí snížení rázů a tím i celkových vibrací. [13]

Hlavní vibrace motoru se přenášejí skrze jeho blok. Pro ovlivnění následného chování převodovky je nutné rozdělit konstrukci pohonu do dvou základních typů:

1. *Převodová skříň je spojena s blokem motoru*

Při tomto uspořádání se veškeré vibrace z bloku motoru přenášejí i na převodovou skříň. V určitém spektru otáček tak dochází k rezonancím s vibracemi z převodové skříně, proto je při tomto konstrukčním řešení nutné správné nadimenzování silent-bloků, které mají tyto vibrace tlumit.

2. *Převodovka je samostatná a s blokem motoru je spojena pouze přes hnací hřídel*

Jak už název napovídá, bude se zde jednat pouze o přenos vibrací přes hnací hřídel motoru nebo přes rám, či samonosnou karoserii vozidla. Tyto vibrace už jsou z velké části utlumené, proto na převodovku nemají výrazný vliv.

1.3.4 MOŽNOSTI SNÍŽOVÁNÍ HLUKOVÝCH EMISÍ PŘEVODOVEK

Postup pro úspěšné snížení hluku v převodových mechanismech začíná již v samotném konstrukčním návrhu. Protože ozubení představuje primární zdroj hluku, je potřeba se zabývat z velké části jeho návrhem.

Nejdříve je nutné zvolit správné počty zubů u ozubených kol (nejlépe v prvočíslech), aby nedocházelo ke sčítání chyb ozubení. Současně se tím také zabrání periodickému dotyku stále stejných zubů v ozubení (podělením počtu zubů kol hnacího a hnaného nesmíme dostat celé číslo), které by vedlo k rychlejšímu opotřebení ozubení. Samozřejmostí je pak použití ozubených kol se šikmým evolventním ozubením, která jsou umístěna na co možná nejkratších hřídelích (z důvodu co největšího zvýšení tuhosti těchto komponent). Tento tvar ozubení umožní zvětšení doby trvání zubu v záběru. Tím se sníží celkové zatížení, které se přenesou jedním párem zubů a současně zde dochází i k menším změnám tuhosti ozubení. Na celkový hluk má i nemalý vliv přesnost výroby daného ozubení. Z tohoto důvodu je nutné správně navrhnout vhodnou povrchovou úpravu a výrobní tolerance, které je nutné dodržet. Vliv povrchové úpravy u ozubení není až tak výrazný z hlediska snížení samotné hlučnosti. Při snížení drsnosti boku zubů na jednu třetinu původní hodnoty se dosáhne snížení hluku o 1 dB. Touto úpravou však dojde sekundárně k zvýšení přesnosti ozubení, což už vede k



výraznějšímu snížení hlukové emise. Tento návrh se provádí pomocí počítačové simulace v MKP. [3], [2], [11]

Důležitá je také správná volba ložisek. Pro převodové mechanismy se doporučuje použití valivých ložisek pracujících s předpětím. Tím je dosažen přenos rotačního pohybu přes více než polovinu valivých elementů, přičemž klesá maximální dotykové napětí a roste celková trvanlivost. Při správné volbě předpětí se trvanlivost ložiska zvýší až o 10 %. U některých typů převodových skříní (většinou vyrobených z lehkých slitin) se do otvorů pro ložiska používají ocelové vložky, aby byla zajištěna správná poloha po montáži. [7]

Konstrukce samotné převodové skříně má také velice významný podíl na finálním hluku. Zde se vychází z předpokladu snížení počtu velkých rovných nebo jen mírně zakřivených ploch, které jsou velmi dobrými zdroji šíření hluku. Současně se tím i docílí zvýšení tuhosti celé konstrukce. Existují dva základní principy eliminace těchto rovných povrchů, přidání žeber, nebo změnou tloušťky stěny tělesa. První mechanismus je nevýhodný z hlediska většího nárůstu hmotnosti skříně. Druhý způsob eliminace vibrací pomocí změny tloušťky průřezu je z hlediska zvýšení hmotnosti výhodnější, avšak zase je náročnější na samotný modální a spektrální výpočet převodové skříně. [7]

Podstatný vliv má i volba převodového maziva. Dříve se doporučovalo použití oleje s vyšší viskozitou. Ty mají velmi pozitivní vliv na již opotřebované součásti převodovky, protože svým složením dokáží vymezit vzniklou vůli. V dnešní době se naopak používají nízkoviskózní typy olejů. Ty jsou vhodné hlavně pro valivá ložiska a současně také snižují hydraulické ztráty v převodovce. Dokonce lze i dokoupit různé přípravky na bázi nanočástic (velikost jedné takovéto částice se pohybuje kolem 15 μm), které se přidávají do oleje. Ty mají za úkol vytvořit mezi již opotřebovanými kontaktními plochami materiálu tenkou souvislou vrstvu, která jednak snižuje tření, a jednak obnovuje opotřebované plochy materiálu, čímž dochází i k redukci vibrací. Výrobce udává, že samotný přípravek nijak neovlivňuje složení a hlavně viskozitu oleje. [12]



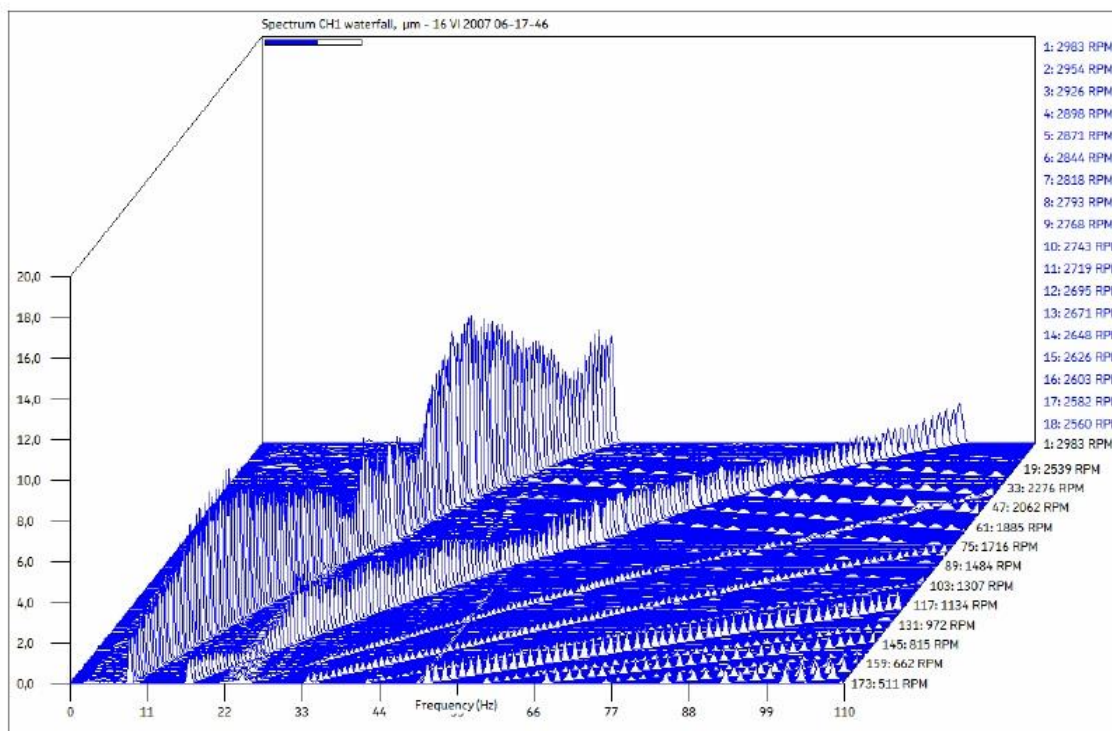
2 POUŽÍVANÉ METODY ZJIŠŤOVÁNÍ HLUKU PŘEVODOVEK

Pro hodnocení převodovek z hlediska jejich hlučnosti existují dva základní způsoby řešení, a to buď vhodným výpočtovým modelem, kterým se zjišťují vibrační spektra v prvních fázích jejího samotného vývoje, anebo pomocí experimentálního měření již vyrobeného kusu. V dnešní době jsou obě tyto metody vzájemně propojeny, kdy se vhodnost a hlavně výsledky výpočtového modelu ověřují experimentálním měřením.

První zmiňovaná metoda určování hlučnosti převodovek spočívá v co nejdokonalejším nasimulování dynamiky převodového mechanismu ve specializovaných počítačových programech. Snad nejsostikovanější výpočtové řešení spočívá v simulaci dynamiky soustavy pružných těles v MBS (Multi-Body Software). Toto řešení je z hlediska výpočtu náročné a navíc se ne vždy podaří zahrnout všechny faktory, které výsledný hluk a vibrace ovlivňují. I přes tuto zjevnou nevýhodu se bez této analýzy neobejde žádná nově vyvíjená automobilní převodovka.

Dalším možným způsobem určení hluku je samotné experimentální měření. Tento typ zkoušek se provádí v laboratorním prostředí, a to buď v dozvukové komoře (zde se zjišťuje pouze celkový akustický výkon), anebo v tzv. bezdozvukové (tiché) komoře, která umožňuje zdroj hluku i lokalizovat. Jednou z dalších hlavních metod, je zjišťování vibrací pomocí snímače zrychlení (akcelerometru), který se vhodně umístí na převodovou skříň. [3]

Výsledky, ať už výpočtu nebo experimentu, se uvádějí v tzv. kaskádových diagramech. Jedná se o tříosý graf, ve kterém jsou zobrazeny amplitudy zrychlení v závislosti na vybuzečné frekvenci vibrací a otáčkách hřídele. Tyto diagramy vyhodnocují spektra buď při ustáleném provozu za delší časové období, nebo při přechodovém ději (rozběh popřípadě doběh stroje při významné změně zatížení). [16]



Obr. 4: Campbellův kaskádový diagram pro přechodový děj [16]



2.1 POPIS MĚŘENÝCH VELIČIN

Jakýkoli pohyb lze v mechanice popsat pomocí dráhy, respektive výchylky (displacement), rychlosti (velocity) nebo zrychlení (acceleration). Všechny tyto veličiny jsou spolu navzájem propojeny pomocí matematických vztahů, kde rychlost je první derivací výchylky podle času a zrychlení druhou derivací výchylky podle času. Teoreticky proto stačí znát jednu z těchto veličin a zbylé dvě už potom pouze dopočítat. Platí zde pravidlo, že rychlost se vždy zpožďuje o 90° za výchylkou a zrychlení se zpožďuje o dalších 90° za rychlosti. [28]

Při zkoumání vibrací se pro popis časového rozměru jednoho cyklu udává perioda (T) nebo frekvence kmitání (f), což je vlastně převrácená hodnota periody.

Okamžitá výchylka v čase:

$$s(t) = s_0 \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (12)$$

kde: $s_0 [m]$ amplituda výchylky
 $\omega [\text{rad/sec}]$ hodnota úhlové rychlosti ($\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$)
 $t [sec]$ sledovaný časový úsek

Pro běžná frekvenční měření se nejčastěji používá jako měřená veličina rychlost nebo zrychlení. Obecně totiž platí, že s narůstající frekvencí se výchylky kmitů zmenšují a zrychlení je zvětšuje. Pro správné vyhodnocení stavu stroje je nutné uvést vždy i frekvenci, při jaké bylo dané měření provedeno.

2.2 SIMULACE DYNAMIKY PŘEVODU V MBS SOFTWARE

MBS programy jsou určeny pro vyšetřování kinematických veličin a dynamického chování prostorově vázaných mechanických systémů tvořených soustavou těles, které jsou navzájem spojeny kinematickými vazbami a pružně tlumícími členy. Díky tomuto systému se tělesa mohou volně pohybovat v prostoru. Vazby společně s vnějším zatížením, ať už silovým nebo momentovým, jsou realizovány v bodech, které se vytváří přímo na každém tělese. Samotná matematická simulace spočívá ve tvorbě nelineárních pohybových rovnic Lagrangeovou metodou, které jsou následně řešeny přímou numerickou integrací. Hlavními sledovanými veličinami jsou výchylky, rychlosti a zrychlení jednotlivých těles, síly a momenty působící v kinematických vazbách a v pružně tlumících členech.

Základní popis dynamiky převodovky se provádí ve dvou krocích. Výchozí (neboli první krok) je analýza popisující tělesa pouze pomocí 6 stupňů volnosti (6 DOF method) s nadefinovanou diskretní flexibilitou. To znamená, že v tomto modelu jsou různé součásti převodovky (hřídele, ozubená kola, kryt) považovány za tuhá tělesa. Kinematický kontakt je realizován pomocí předdefinovaných vazeb (kloubová, posuvná, válcová...) a dynamický kontakt, např. ložiska, či styk zubů v ozubeném soukolí mezi hnacím a hnaným kolem, je definován pomocí konečně dané tuhosti a tlumení soustavy pružina tlumič, která vytváří 12 stupňů volnosti, což umožňuje popis relativních pohybů mezi komponenty v závislosti na silách, působících mezi nimi. [17] Takto nadefinovaná soustava zabezpečuje efektivní řešení pohybu v závislosti na času. Použití modelu na základě tuhých těles dostatečně na zjištění celkové kinematiky mechanismu, která částečně zahrnuje i silové účinky. Ty jsou však mnohdy hodně nepřesné, proto se tento typ využívá na prvotní odladění základních parametrů (není schopen zohlednit veškeré dynamické působení). [18]



Druhý, již propracovanější model, tvoří kombinace pružných těles získaných z FEM (Finite Element Method), česky MKP (Metoda Konečných Prvků), které se dynamicky analyzují v MBS softwaru. U takto vytvořené soustavy již lze efektivně získat kompletní dynamickou odezvu celého systému. Z hlediska vibrační převodovky budeme uvažovat alespoň samotnou skříň jako pružné těleso. Na té se potom budou sledovat průběhy zrychlení jednotlivých konečně prvkových elementů. Přesnější výsledky však získáme transformací i ostatních částí mechanismu, jako jsou hřídele a ozubená kola. Značnou nevýhodou modelu je velký počet stupňů volnosti jednotlivých komponent, což vysoce prodlužuje daný výpočet. Tento negativní jev lze úspěšně řešit tzv. Modální syntézou. [18], [13]

2.2.1 MODÁLNÍ SYNTÉZA (CMS – COMPONENT MODAL SYNTHESIS)

Vhodným řešením pro optimalizaci počtu stupňů volnosti pružného tělesa je modální syntéza. Prakticky se jedná o nahrazení nosné konstrukce prvků s využitím vlastních tvarů tělesa. Nejčastěji využívaný přístup pro modální syntézu je Craig – Bampton. V této metodě je pohyb celé struktury reprezentován jako kombinace pohybu okrajových bodů (normální módy), na které jsou pevně fixovány strukturální prvky tělesa (vazebné módy). Základním předpokladem jsou dostatečně malé deformace pružného tělesa, které umožní lineární superpozici vlastních tvarů tělesa. Na rozdíl od méně používané Guyanovy metody, která se zabývá pouze redukcí matice tuhosti, dokáže Craig – Bamptonův způsob redukovat jak matici tuhosti, tak i matici hmotnosti. [19]

Jak už bylo zmíněno, popis Craig – Bamptonovy metody je dán dvěma základními skupinami tvarů, a to:

1. *Vazebné módy (constraint modes)*

Jedná se o statické tvary, získané buzením každého stupně volnosti uzlu rozhraní jednotkovým posuvem, popřípadě natočením, při současném zamezení pohybu všech ostatních uzlů rozhraní. [20]

2. *Normální módy (normal modes)*

Jsou to skutečné vlastní módy pružného tělesa získané při modální analýze tohoto tělesa se zamezením pohybu všech ostatních uzlů rozhraní. Obecně platí, že pro konečný počet vnitřních stupňů volnosti existuje stejný počet normálních módů. I relativně malý počet těchto módů dokáže dostatečně přesně popsat dynamické chování pružného tělesa. [20]

Pro uspokojivé vyjádření dynamického chování soustavy je nutné, aby každé těleso obsahovalo větší počet normálních módů (1,5 až 4 krát), než by odpovídalo frekvenčnímu rozsahu buzení (nejvyšší vybuzené vlastní frekvenci s významnou amplitudou), protože samotný rozsah přenosu redukovaného tělesa je mnohem menší. Z tohoto důvodu je nutné srovnání modálních vlastností původního a redukovaného tělesa pro sledované frekvence. [13]

Nevýhodou je to, že matice hmotnosti v pohybové rovnici není diagonální (výrazné zvýšení časové náročnosti výpočtu). Řešením je tzv. ortogonalizace módů. V podstatě se jedná o dodatečnou analýzu redukovaného systému. Po této úpravě obdržíme už diagonální matici hmotnosti. [20]



2.2.2 PŘEHLED TYPŮ DYNAMICKÝCH MODELŮ PŘEVODOVEK

Podle zdroje [19] existuje pro převodové mechanismy 5 základních druhů modelů, které se od sebe liší svou náročností, jak na výpočet, tak i na samotnou tvorbu.

1. *Jednoduchý model pro zjištění dynamického faktoru*

Tento model je vývojově nejstarší, sloužil zejména pro určení dynamického faktoru, který byl následně dosazován do empirických vztahů pro zjištění životnosti převodovky

2. *Modely zaměřené na poddajnost jednotlivých zubů*

Jak už samotný název napovídá, hlavní důraz byl kladen na tuhost zubů v ozubení. Ty byly brány jako jeden prvek, který dokázal absorbovat potenciální energii. Flexibilita hřídelí, ložisek atd. byla opomíjena.

3. *Model zkoumající dynamiku převodů*

Zde byla poprvé implementována nejenom tuhost spolu zabírajících zubů, ale také i pružnost ostatních komponent. To znamená, že model byl sestaven z pružných těles a zkoumala se zde hlavně torzní tuhost hřídelů a tuhost ložisek.

4. *Modely změřené na dynamiku rotorů*

Tato skupina řeší zejména příčné i podélné kmitání převodových kol a hřídelů.

5. *Komplexní model zkoumající vibrace*

Jedná se o komplexnější model, který se používá pro řešení vibrací ať už hřídelů nebo převodové skříně. Na rozdíl od typu 3 a 4 se tento model skládá z tuhých ozubených kol, které jsou nasazeny na pružných hřídelích. Toto řešení částečně zjednodušuje a hlavně urychluje samotný výpočet.

2.2.3 VALIVÁ LOŽISKA

Jak již bylo zmíněno v kapitole 1.3.1., v automobilních převodovkách se pro uskutečnění rotačního pohybu hřídelů výhradně používají valivá ložiska. Jejich chování při provozu významnou měrou ovlivňují výsledné vibrace. Pro dostatečně přesné výsledky celkové simulace je tedy nezbytně nutné zahrnout i jejich poddajnost. V MBS se pro simulaci těchto členů využívá nahrazení valivého elementu ložiska soustavou pružina – tlumič. Vzájemné působení těchto dvou prvků se vyhodnotí následnou superpozicí. [21]

Pro určení tuhosti ložiska existují relativně jednoduché empirické vztahy. Zejména vztah dle Stolarského (13) umožňuje získání hodnot radiální deformace při stanoveném silovém účinku s relativně velkou přesností. Tento empirický vztah je však založen na řadě zjednodušujících předpokladů, které je nutné při výpočtu zohlednit. Základní teze vychází z Hertzovy teorie kontaktu dvou pevných elastických těles, ze kterého lze určit stykové napětí a pružné posunutí. Hodně zde záleží na druhu valivého ložiska, podle toho se totiž určuje typ kontaktu, zda se jedná o přímkový nebo bodový styk mezi dotýkajícími se povrchy. Takto vypočítaný kontaktní tlak s určitou přesností odpovídá skutečným hodnotám tlaku, který působí mezi valivými elementy a vnějším, popřípadě vnitřním kroužkem ložiska. [21]

$$\delta_r = \frac{3 \cdot 10^{-10} \cdot W_L^{0,9}}{h^{0,8} \cdot \cos \alpha} \quad (13)$$

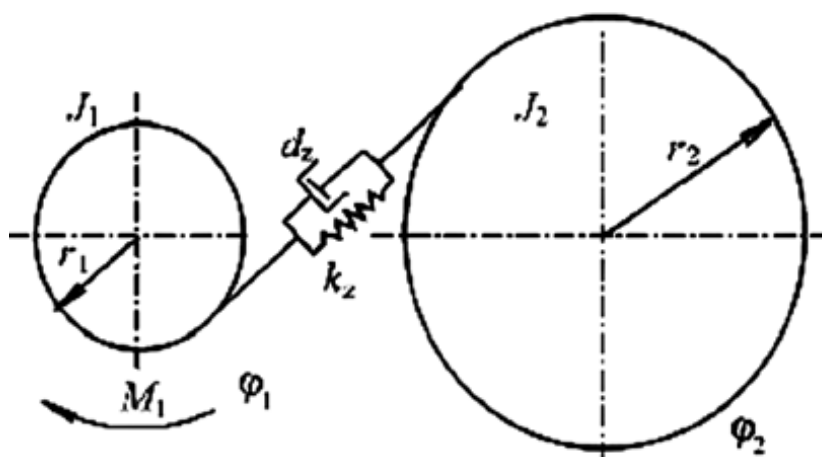
$$k_{S.STOL} = \frac{W_L}{\delta_r}$$

Analytický způsob výpočtu tuhosti valivého ložiska není při simulacích v MBS stěžejní, většinou se využívá pouze pro ověření správnosti výpočtu. Hlavní prostředek pro stanovení tuhosti je vytvoření modelu v MKP softwaru. Nejčastěji se využívá nahrazení celého ložiska jeho čtvrtinovým modelem kontaktní dvojice element - kroužek. Následně se valivým prvkům zadefinuje určitá malá hodnota posuvu (δ) a výpočtem se určí hodnota síly (F), která je potřebná pro zatlačení elementu do materiálu kroužku při stanoveném posuvu. Tuhost (k) se potom určí jednoduše ze vztahu (14).

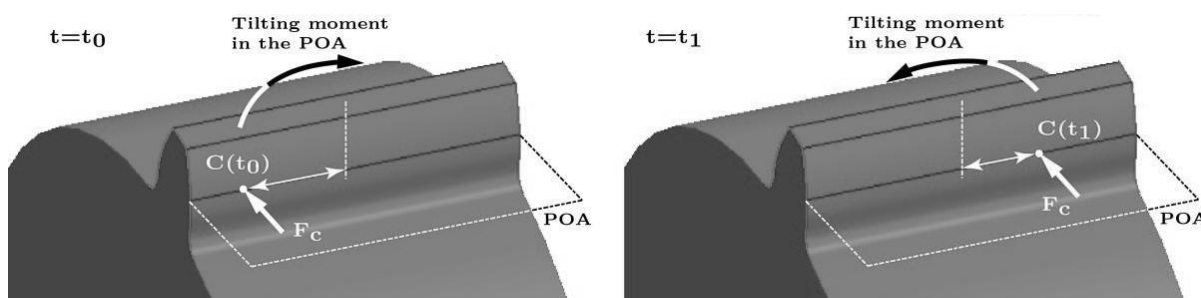
$$k_{MKP} = \frac{F}{\delta} \quad (14)$$

2.2.4 VAZBY MEZI TĚLESY: HŘÍDELE – OZUBENÁ KOLA – LOŽISKA

Základní vazbou v jakékoli převodovce je styk mezi jednotlivými ozubenými koly. Jedna z možností, jak lze dynamické simulace převodu mezi dvěma koly se v MBS softwaru realizovat, je pomocí nadefinování dvou disků, které jsou spojeny soustavou pružina – tlumič. Disky jsou určeny svými momenty setrvačnosti (J_1 , J_2) a radii (R_1 , R_2), které odpovídají poloměrům základních kružnic. Chyba převodu TE je u tohoto typu modelu určena jako vychýlení bodu dotyku jednoho kola od teoretického kontaktního bodu na kole druhém. Správným určením tohoto posuvu (x_i) v závislosti na čase jsme potom schopni určit vibrace a výsledný hluk, který daný pár spolu-zabírajících zubů bude vydávat. Model vzniklý tímto způsobem má výsledné dva stupně volnosti. [22]



Obr. 5: Dynamický model ozubeného převodu [22]



Obr. 6: Vychýlení bodu dotyku v čase (vznik TE) [24]

Pro co nejnějnější simulaci dynamiky převodovky je nutné určit veškeré rotující (ať už pomaloběžné nebo rychloběžné) hřídele jako pružná tělesa. Takto nadefinované rotory je potom nutné správným způsobem implementovat k ostatním částem MBS modelu. Abychom mohli kontakt hřídele s ložiskem uskutečnit, musí dojít k vytvoření vazebných sil. Toho se docílí tak, že se spojí všechny stupně volnosti vnějších uzlů na hřídeli v místech dotyku s ložiskem, s šesti stupni volnosti v centrálním středovém uzlu pomocí flexibilní vazby. Nyní jsou všechny momenty a síly počítány ke středovému bodu. Na stejném principu funguje i spojení hřídele a ozubeného kola. [19]

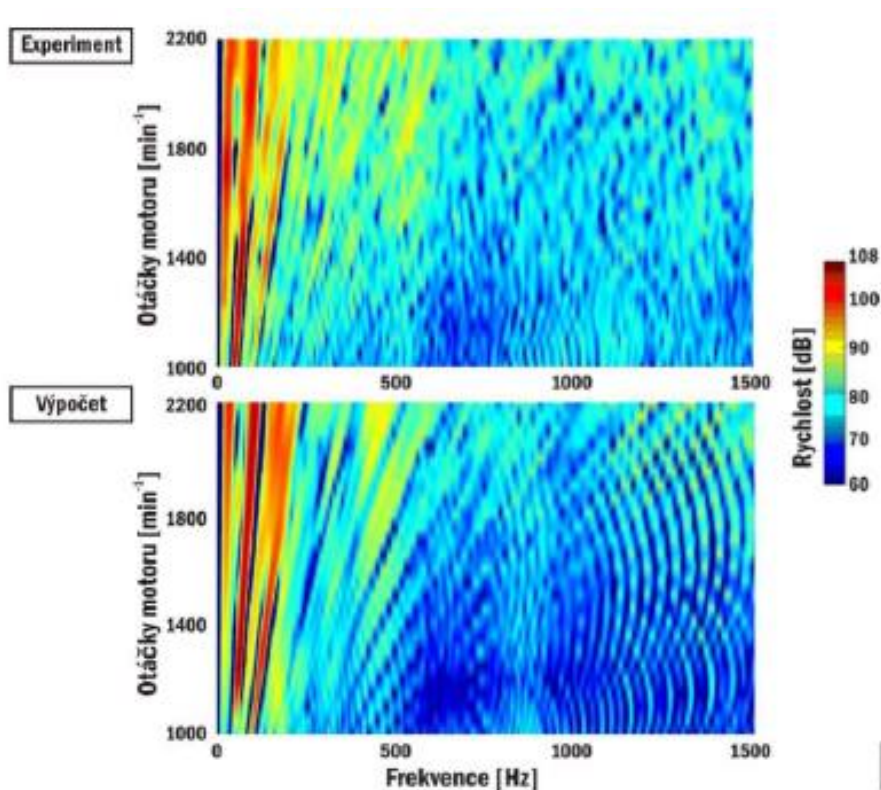
Dnešní MBS softwary (Adams 2013, FEV Virtual Engine, atd.) už z velké části v sobě obsahují přídatné moduly pro urychlení tvorby ať už samotného převodu nebo ložisek. To na jednu stranu velice zjednodušuje práci výpočtářům, ale na stranu druhou přináší i jisté komplikace, protože se nikde nedá dohledat, jak daný modul přesně funguje, a tím pádem ho nelze ani nijak editovat pro konkrétní případ.

2.2.5 POSTUP PŘI ŘEŠENÍ SIMULACE V MBS

Jakýkoli model převodovky zastupuje prvotní fázi vývoje výsledného stroje. Výpočtáři se už v této fázi snaží o zahrnutí veškerých provozních režimů. To je velice komplexní a složitý úkol, ale v porovnání s náklady na výrobu a odstraňováním problémů na funkčním prototypu se to několikanásobně vyplatí.

Při prvotní tvorbě návrhu se doporučuje ze všeho nejdřív odladit základní model, který se skládá z tuhých těles, která jsou implementována v MBS programu. Tento krok se využívá z důvodu velmi rychlé simulace, a tím i odladění jednotlivých prvků komplikovanějších vazeb mezi tělesy. Následující krok je už samotné přizpůsobení simulace pro konkrétní úkol. To spočívá v nahrazení tuhých zjednodušených těles skutečnými modely geometrie importovanými z CAD softwaru. Pro větší přesnost výpočtu se geometrie nejprve přenesou do FEM softwaru, kde se z tuhých těles vytvoří tělesa pružná, tzn. zohlední se jejich vlastní deformace. Pro samotnou simulaci vibrací převodové skříně se vychází z předpokladu, že skříně není po celém svém povrchu konstantně tuhá. Proto tato úloha vede k použití pružného tělesa skříně. Dalším mezikrokem je určení tuhosti valivých ložisek použitím buď empirického výpočtu, nebo zjednodušujícího MKP modelu, přidáním pružných prvků hřídelí a ozubených kol. Abychom dosáhli komplexní simulaci vibrací převodovek, hraje významnou roli i zatížení od samotného motoru, proto pro přesnou analýzu je nutné znát maximální hodnotu krouticího momentu (pro zahrnutí více vlivů je vhodné disponovat průběhem krouticího momentu v celém spektru otáček motoru). Ten se získá buď ze samotného prototypu, nebo opět z virtuálního modelu.

Dynamická simulace se potom provádí při plném zatížení výstupní hřídele převodovky (simulující jízdní odpory) a při maximálním zatížení vstupní hřídele krouticím momentem motoru. Výstupem z této zkoušky je Campbellův 2D diagram závislosti amplitudy zrychlení na budicí frekvenci a otáčkách hřídelí.



Obr. 7: Názorné ukázkou 2D Campbellových diagramů popisujících vibrace stěny bloku šestiválcového vznětového motoru [13]

2.3 SIMULACE VIBRACÍ PŘEVODU ZA POUŽITÍ FEM SOFTWARE

FEM neboli Finite Element Method se v dnešní době stala jedním z nejrozšířenějších simulačních postupů používaných v technické praxi. Metoda našla své uplatnění nejen při řešení statických a dynamických úloh, používá se i v mnoha dalších oborech jako je problematika proudění, šíření tepla, elektromagnetických polí.

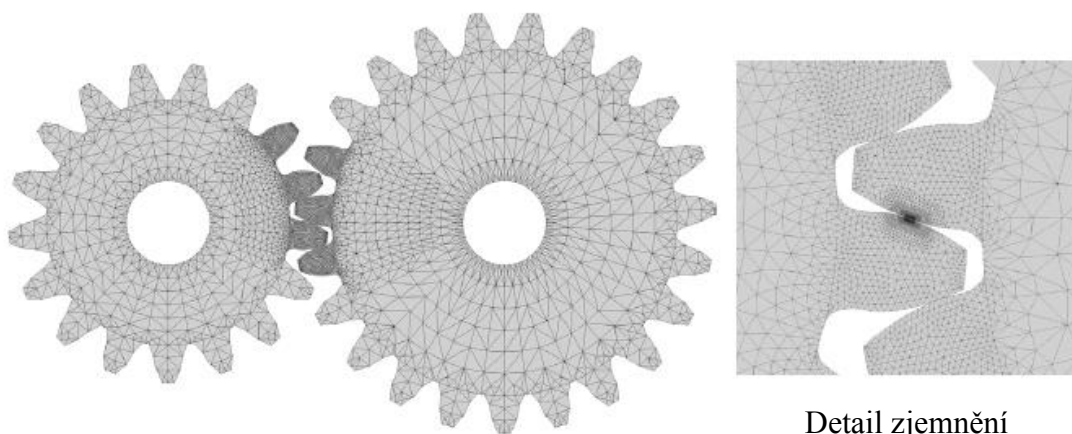
Obecně lze celý systém rozdělit do tří oblastí, a to Pre-Processor (slouží k přípravě a definování samotného modelu), Solver (řešič) a Post-Processor (vyhodnocení výsledků). Základní myšlenka spočívá v diskretizaci tělesa do konečného množství prostorových nebo plošných prvků vhodného tvaru. Tyto prvky na sebe navazují v tzv. uzlových bodech, ve kterých se definují matice tuhosti. Velikost těchto matic je dána počtem uzlů a množstvím neznámých proměnných, většinou se jedná o posuvy. V uzlových bodech se nachází současně i působíště vnějšího silového nebo momentového zatížení a hlavně se zde definují okrajové podmínky. Pro tělesa, která jsou jednoznačně určena, se musí počet těchto okrajových podmínek rovnat počtu stupňů volnosti celého systému. Dalším důležitým předpokladem je Lagrangeův variační princip: „Mezi všemi funkcemi posuvů, které zachovávají spojitost tělesa a které splňují geometrické okrajové podmínky, realizují pouze posuvy, které udílejí



potencionální energii stacionární hodnotu (minimalizují její hodnotu).“ [25] Princip řešení pak spočívá ve výpočtu soustavy lineárních rovnic, čímž se získají neznámé posuvy, které jsou následně dosazeny do diferenciálních rovnic. Těmi se určí ostatní parametry, např. napětí nebo přetvoření.

Při řešení jakéhokoli problému v MKP programu je stěžejní právě samotná diskretizace tělesa neboli tvorba sítě. Každý typ úlohy si vyžaduje použití specifického druhu prvku. Řadu praktických úloh lze řešit schematicky, bez plného trojrozměrného modelu za použití zjednodušujících předpokladů. Prvky v MKP lze rozdělit do dvou základních skupin: rovinné (ty se ještě dělí na prutové a plošné) a 3D prvky, které se liší řádem bázové funkce (popisuje tvar rozložení neznámých proměnných, např. posuvů). ANSYS používá lineární a kvadratické prvky, kdežto např. Pro Mechanica využívá bázové funkce vyšších řádů. Další rozdělení 3D prvků je podle jejich tvaru. Ty mohou být buď šestistěnné (hexahedr), nebo čtyřstěnné (tetrahedr). Rozdíl mezi nimi je v přesnosti daného výpočtu a pracnosti tvorby sítě. První typ zajišťuje vyšší přesnost, ale ta je vynahrazené vyššími nároky na tvorbu sítě.

V strukturální analýze, která vyšetřuje napjatost tělesa, dochází vlivem hustoty sítě k odřezání špiček napětí v důsledku numerické chyby při integraci. Proto je nutné síť v kritických místech co nejvíce zjemnit. Naopak vibrační analýza nevyšetřuje místa tělesa s lokálními extrémy, ale řeší těleso jako celek – řešení vlastního problému. Zde už nejsou kladeny vysoké nároky na hustotu sítě.



Obr. 8: Ukázka zjemnění sítě pro deformační analýzu zubu v ozubeném převodu [26]

2.3.1 VLASTNÍ HARMONICKÉ NETLUMENÉ KMITÁNÍ V MKP [27]

Diskretizaci dynamiky se v MKP dělí na dvě základní úlohy: Vlastní netlumené harmonické kmitání, Vynucené netlumené harmonické kmitání. Z hlediska četnosti použití a návaznosti na MBS modely je první typ analýzy daleko významnější.

Výpočet vlastního (volného) netlumeného kmitání označovaného jako modální analýza spočívá v určení vlastních tvarů a frekvencí tělesa. Cílem modální analýzy je v první řadě získání základních dynamických charakteristik, aby bylo možno předejít rezonanci za provozu. Kromě toho je modální řešení prvotním bodem pro mnohé další dynamické analýzy jak už v samotném MKP, tak i v MBS, kde je tento výpočet výchozí pro nahrazení tuhého tělesa za pružné.



Řešení této metody vychází z upravené pohybové rovnice, kde se předpokládá harmonické kmitání:

$$(K - \Omega^2 \cdot M) \cdot \bar{U} = 0 \quad (15)$$

kde: K matice tuhosti
 M matice hmotnosti
 Ω úhlová frekvence kmitání
 \bar{U} sloupcová matice amplitud harmonických kmitů
(vlastní tvar kmitání)

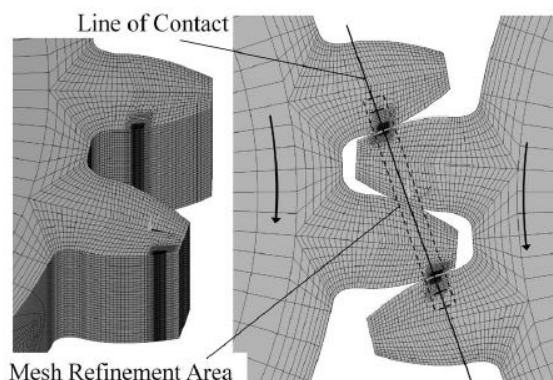
Aby rovnice mohla být splněna, musí se rovnat nule buď člen reprezentující vlastní tvar kmitání (\bar{U}), nebo člen zastupující vlastní frekvence Ω (to se vypočítá pomocí determinantu $\det[K - \Omega^2 \cdot M] = 0$). Každé z vlastních frekvencí Ω_i přísluší vlastní tvar kmitání U_i . Zpravidla není nutné určovat všechny vlastní frekvence a tvary kmitání, ale pouze malé množství nejnižších vlastních hodnot. U těch totiž při provozu nejvíce hrozí kolize s některou z budících frekvencí a tím i dosažení rezonance.

2.3.2 VYNUCENÉ HARMONICKÉ NETLUMENÉ KMITÁNÍ V MKP

Jedná se o podobný případ kmitání, jak bylo popsáno v kapitole 2.2.1., s tím rozdílem, že v rovnici (15) je na pravé straně soustava budících sil. Tyto síly způsobí, že Ω je nyní známá budící frekvence. Pokud zde nastane případ, kdy pohybová rovnice nemá řešení, můžeme konstatovat, že budící frekvence je i frekvencí vlastní. [27]

2.3.3 DYNAMICKÉ MODELOVÁNÍ POMOCÍ MKP

Celková dynamická analýza převodového mechanismu pouze v MKP s sebou přináší zahrnutí velkého množství parametrů, a proto ji není vhodné použít. Pro zjišťování dynamických sil v ozubení by bylo nutné zvolit velmi malý krok otáčení jednotlivých kol, což by znamenalo velkou, jak časovou, tak i hardwarovou náročnost dané úlohy. Také kontakt dvou spolu-zabírajících kol nastane pouze na velmi malém prostoru, proto by bylo nutné použít v těchto místech velmi jemnou síť *Obr. 9*. To by neadekvátní měrou zvětšilo velikost modelu. Dalším problémem by bylo použití samotného MKP algoritmu, kde by se pro tento typ úlohy musel použít implicitní algoritmus, který má sám o sobě velmi velké požadavky na využívanou paměť. Snadnějším přístupem k zjištění vibrací je proto simulace v MBS, samozřejmě za použití pružných těles z MKP.



Obr. 9: Ukázka zjemnění sítě pro kontakt zubu v ozubeném převodu [26]

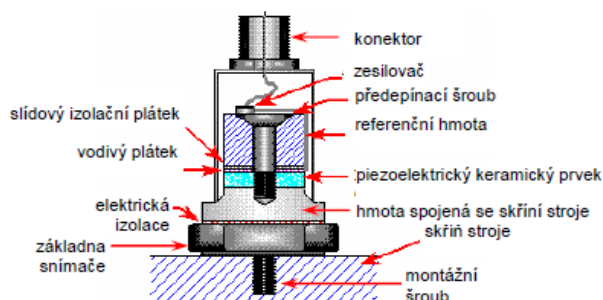


2.4 EXPERIMENTÁLNÍ ZJIŠŤOVÁNÍ VIBRACÍ

Abychom mohli vibrace stroje zjistit pomocí experimentu, potřebujeme k tomu určité technické vybavení. Pro případ měření vibrací převodové skříně se v praxi využívá dvou základních metod. Jedná se o měření pomocí snímačů vibrací, pro náš případ, kde se předpokládají vysoké frekvence, je nejvýhodnější snímač zrychlení (akcelerometr), nebo tzv. bezdotykové měření pomocí akustických sond, popřípadě akustickou holografií.

2.4.1 MĚŘENÍ VIBRACÍ POMOCÍ SNÍMAČŮ ZRYCHLENÍ

Akcelerometr je v dnešní době nejrozšířenější senzor pro měření vibrací. Používá se zejména pro měření na nepohyblivých částech rotačních strojů. Princip funkce spočívá v deformaci destičky z piezoelektrického keramického materiálu, při kterém vzniká elektrický náboj, jehož velikost je přímo úměrná této deformaci. Keramická destička je umístěna mezi dvěma hmotami, z nichž jedna je setrvačná referenční hmota a druhá je pevně spojená s pouzdem snímače, a tedy i se skříní měřeného stroje. Setrvačná hmota je pružně uložena, za pružinu je zde považován předepjatý šroub spolu s piezokeramickou destičkou, takže poměr tuhosti a hmotnosti této sestavy je značný a rezonanční frekvence samotného snímače je vysoká. Při následném rozkmitání měřeného prvku začne kmitat i hmota pevně spojená a s pouzdem nosiče a následně vznikne elektrický náboj, který je přímo úměrný zrychlení skříně stroje. [16]



Obr. 10: Schéma tlakového akcelerometru [16]

V technické praxi se vyskytují tři typy kontaktních akcelerometrů, které se od sebe odlišují svou vhodností použití pro jednotlivé aplikace. Pro měření vibrací převodovek se nejčastěji využívá právě již zmiňovaný tlakový snímač, který bývá vybaven dotykovým hrotem. Při měření tímto typem snímače je nutné dodržet několik zásad:

1. Kolmost sondy k měřenému zařízení
2. Vytvoření malého otvoru, který bude sloužit jako středící značka
3. Použití pro vysoké frekvence (při nízkých hrozí odskakování sondy)

2.4.2 MĚŘENÍ VIBRACÍ POMOCÍ VIBROMETRŮ

Pro některá měření se používají speciální bezkontaktní vibrometry, které vysílají na sledovanou součást laserový paprsek. Vyhodnocení potom následně probíhá pomocí Dopplerovy změny frekvence laserového paprsku, která je způsobena pohybem povrchu analyzovaného objektu. [28]



2.4.3 LOKALIZACE ZDROJŮ VIBRACÍ POMOCÍ AKUSTICKÉ HOLOGRAFIE

Další možností, jak lze účinně vyšetřit sledované vibrace, je metoda akustické holografie. Ta umožňuje rekonstruovat akustické pole kdekoli v trojrozměrném prostoru na základě měření na dvourozměrné ploše. V praxi se snímají akustické veličiny pomocí určitého pole mikrofónů, které je definováno tvarem a vzdáleností od zdroje hluku. Rekonstruovaný obraz dokáže na základě tohoto pole určit směrové charakteristiky zdroje hluku nebo účinnost vyzářování z jednotlivých povrchů

2.4.4 VYBRANÉ TYPY LABORATORNÍCH ZKOUŠEK PŘEVODOVÝCH MECHANISMŮ

V doporučené literatuře [3] se uvádí několik základních typů experimentů zkoumající vibrace převodovek. Tyto metody se snaží s větší či menší mírou přesnosti určit frekvenční spektra, která reprezentují závislost efektivní hodnoty měřené veličiny na frekvenci.

1. *Rozběhová zkouška pod zatížením*

Abychom dosáhli co nejpřesnějších výsledků vibrací převodovek, je nutné zohlednit podmínky skutečného provozu. Z tohoto důvodu se nejčastěji provádí rozběhová zkouška. Princip spočívá ve skokovém zvyšování vstupních otáček jak v hnacím, tak i v brzděném smyslu. Samotné měření se potom provádí po ustálení této skokové změny. Tímto způsobem se získá velké množství dat na každé otáčkové hladině. [3]

2. *Rozběhová zkouška se souběžovou filtrací*

Tato metoda se používá pro posouzení vlivu jednotlivých ozubených soukolí na celkovou hlučnost. Vzorovací frekvence se odvíjí od frekvence otáčení rotačního členu (nejčastěji hřídele), aby délka záznamu byla celočíselným násobkem sledovaných otáček. Tímto způsobem zůstanou ve spektru pouze izolované frekvenční složky, jejichž postranní pásma nebudou ovlivněna kolísáním otáček. Z tohoto důvodu se souběžová filtrace využívá pro potlačení šumu ve výsledném spektru a pro porovnání spekter při různé frekvenci otáčení. [3], [29]

3. *Synchronní filtrace*

K vyhodnocení lokace jednotlivých zdrojů hluku se využívá synchronní filtrace. Její funkce je založena na průměrování měřeného signálu za určitý čas. Tím se odstraní rušivý vliv (šum), které nesouvisí s otáčkovou frekvencí. Pro synchronní filtraci je nutné zajistit za jednu otáčku hřídele konstantní počet vzorků. Aplikace této metody umožňuje například přesné posouzení kvality výroby jednotlivých zubů ozubeného kola při záběru. [3]

4. *Modální analýza*

Důležitou zkouškou pro naladění vlastních frekvencí je modální analýza. Ta se v dnešní době už převážně počítá pomocí MKP metody (jak už bylo zmiňováno v kapitole 2.3.1.). U experimentálního zkoumání vlastního harmonického kmitání se postupuje tak, že se na daný objekt umístí soustava akcelerometrů a kmitání je následně vyvoláno pomocí rázové kladívka se snímačem síly. Signály ze snímačů zrychlení a kladívka jsou potom zpracovány pomocí Fourierovy transformace. Vyhodnocení spočívá v porovnání takto zpracovaných signálů.



3 PRVOTNÍ VÝPOČTOVÝ MODEL PŘEVODOVKY

Praktická část diplomové práce primárně spočívá ve vytvoření a porovnání dvou výpočtových modelů simulační převodovky, která byla speciálně navržena na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství Vysokého učení technického v Brně. Jedná se o jednoduchý převodový mechanismus tvořený jedním párem ozubených kol se šikmými zuby, jehož hřídele jsou uloženy na valivých ložiskách. Pro ověření správnosti zadávaných parametrů do finálního výpočtu, byl současně vytvořen ještě zjednodušený model zařízení. Ten sloužil zejména k odladění simulace samotného ozubeného převodu a jednotlivých ložiskových vazeb. Prvky byly totiž vytvořeny pomocí přídavného modulu programu MSC ADAMS s názvem „Machinery“, který byl poprvé součástí až verze 2013. S tímto modulem neměl dosud nikdo na Ústavu zkušenosti, proto bylo nutné před tvorbou složitějšího modelu zjistit reálnost výsledků simulace při použití těchto prvků.

Jak už bylo zmiňováno výše, první krok celé práce spočíval ve vytvoření jednoduchého převodového mechanismu, na kterém jsem ověřoval jednotlivé dílčí postupy a výpočty, potřebné k zvládnutí simulace následného komplikovanějšího modelu experimentální převodovky.

Tento prvotní návrh se skládal z převodové skříně, vstupního a výstupního hřídele, který byl doplněn o ozubený převod a ložiskové vazby. Skříň, vstupní hřídel a výstupní hřídel byly vytvořeny jako tuhá tělesa, čímž byla zamezena jejich deformace během dynamické simulace. Ozubený převod a ložiskové vazby byly realizovány, jak již bylo řečeno, pomocí přídavného modulu programu MSC ADAMS s názvem Machinery. Základní mnou volené geometrické parametry prvotního modelu jsou zobrazeny v tabulce *Tab. 1*.

Tab. 1: Základní geometrické parametry prvotního modelu převodovky:

Průměr vstupní hřídel	[m]	30 mm
Průměr výstupní hřídele	[mm]	15 mm
Počet zubů hnacího kola	[-]	81
Počet zubů hnaného kola	[-]	39
Převodový poměr	[-]	2,077
Modul ozubení	[mm]	1,35
Ložiska hnací hřídele		2 ložiska SKF 6300
Ložiska hnané hřídele		2 ložiska SKF 6300

3.1 TVORBA OZUBENÉHO PŘEVODU PRO PRVOTNÍ VÝPOČTOVÝ MODEL

Aby mohlo dojít k přenosu síly, krouticího momentu a vibrací během rotace z jedné hřídele na druhou, a následně pak i na skříň, bylo nejprve nutné odladit samotný ozubený převod. Pro prvotní výpočtový model jsem zvolil jeden pár jednoduchých ozubených kol s přímým čelním evolventním ozubením. V takovémto případě se modul Machinery dá nastavit do čtyř různých variant: Coupler, Simplified, Detailed, 3D Contact, přičemž každá varianta zohledňuje jinou míru složitosti následného výpočtu.



Možnosti vytvoření ozubeného převodu v modulu ADAMS Machinery:

1. Model typu Coupler

Tento nejjednodušší model se používá pouze k přenosu rychlosti z jedné hřídele na druhou pomocí geometrického nadefinování velikosti jednotlivých kol, což znamená, že při simulaci v programu MSC ADAMS se přes daný ozubený převod nepřenáší žádné silové účinky. Použití tohoto typu modelu je z hlediska potřebných vstupních dat sice nejjednodušší, simulace trvá nejkratší dobu, ale pro následné posuzování vibrační převodové skříně zcela nevhodné z důvodu absence přenosu sil v ozubení.

2. Model typu Simplified

Sofistikovaněji vytvořeným ozubením je použití modelu Simplified. Tato varianta tvorby ozubení už dokáže při výpočtu zohlednit kontaktní síly v ozubení se zahrnutím zubové vůle. Tuto vůli je však nutné zadat manuálně. Kontaktní síla je počítána analyticky, což značnou měrou snižuje nároky na samotnou simulaci, která je díky tomu stále velmi rychlá. Velkou nevýhodou takto vytvořeného typu ozubení je absence tření během záběru ozubených kol a také výpočet vždy pouze jednoho spolu-zabírajícího páru zubů v jednom časovém okamžiku.

3. Model typu Detailed

Jedná se o detailnější variantu předchozího typu Simplified. Takto vytvořený pár ozubených kol už v sobě zahrnuje i tření vzniklé při záběru zubů. Během simulace daného typu ozubeného soukolí je výsledná kontaktní síla ovlivněna až třemi zuby v záběru najednou. Stále se ale jedná o analytický výpočet, proto i výsledná simulace trvá relativně krátkou dobu.

4. Model typu 3D Contact

Jedná se o model se zahrnutím veškerých parametrů, které mohou v ozubení působit. Základním rozdílem oproti předchozím typům je výpočet kontaktu na bázi 3D modelu skořepiny kola. Samozřejmostí je zahrnutí zubové vůle, nesouososti jednotlivých ozubených kol během otáčení, a dokonce je při výpočtu kontaktní síly zahrnuta i tloušťka jednotlivých zubů, která výraznou měrou ovlivňuje tuhost ozubení. Tento typ modelu je však velmi náročný, jednak co se týče samotného odladění jednotlivých vstupních parametrů, jednak na délku a nastavení simulace (volba velikosti iteračního kroku a chyby celého výpočtu).

Pro samotné vlastní užití v této práci, jsem se detailněji zabýval pouze posledními třemi zmiňovanými modely ozubení. V průběhu jejich tvorby bylo nutno definovat nejenom základní geometrické parametry jednotlivých kol, ale také parametry kontaktu, který vzniká při záběru jednotlivých zubů. Jedná se zejména o tuhost, tlumení, tlumicí vzdálenost, statický a dynamický koeficient tření, statickou a dynamickou třecí rychlost. Hodnoty prvních dvou zmiňovaných veličin, záběrové tuhosti a tlumení, jsem získal relativně jednoduchým výpočtem z analytických vztahů. Ostatní parametry kontaktu ozubení byly voleny na základě doporučených hodnot uvedené v práci [31].



3.1.1 URČENÍ ZÁBĚROVÉ TUHOS TI

Prvotním hledaným parametrem jakéhokoli ozubeného soukolí je záběrová tuhost jednotlivých zubů. Pro nadeřinování této hodnoty jsem vycházel ze zdroje [30], ve kterém je hledaná tuhost vypočítána z měrné tuhosti zubů c' .

$$\frac{1}{c'} = 0,04723 + \frac{0,15551}{z_{n1}} + \frac{0,25791}{z_{n2}} - 0,00635 \cdot x_1 - 0,11654 \cdot \frac{x_1}{z_{n1}} - 0,00193 \cdot x_2 - 0,24188 \cdot \frac{x_2}{z_{n2}} - 0,00529 \cdot x_1^2 + 0,00182 \cdot x_2^2 \quad (16)$$

Celková záběrová tuhost c_y je následně určena pomocí vztahu 17.

$$c_y = c' \cdot (0,75 \cdot \varepsilon_\alpha + 0,25) \cdot 1000 \cdot s_1 \quad (17)$$

Po dosazení do vztahů (16) a (17) mnou prvotně navržené parametry ozubení, kde počet zubů hnacího kola $z_{n1} = 81$, počet zubů hnaného kola $z_{n2} = 39$, jednotkové posunutí hnacího kola $x_1 = -1,02 \text{ mm}$, jednotkové posunutí hnaného kola $x_2 = -0,18 \text{ mm}$, součinitel délky trvání záběru $\varepsilon_\alpha = 1,6$ a šířka ozubení $s_1 = 13 \text{ mm}$, se velikost celkové záběrové tuhosti rovná:

$$\begin{aligned} \frac{1}{c'} &= 0,04723 + \frac{0,15551}{81} + \frac{0,25791}{39} - 0,00635 \cdot (-1,02) - 0,11654 \cdot \frac{(-1,02)}{81} - \\ &- 0,00193 \cdot (-0,18) - 0,24188 \cdot \frac{(-0,18)}{39} - 0,00529 \cdot (-1,02)^2 + 0,00182 \cdot (-0,18)^2 = \\ &= 0,070733947 \left(\frac{N}{\text{mm} \cdot \mu\text{m}} \right)^{-1} \end{aligned}$$

$$c' = \frac{1}{0,070733947} = 14,13748 \frac{N}{\text{mm} \cdot \mu\text{m}}$$

$$c_y = 14,13748 \cdot (0,75 \cdot 1,6 + 0,25) \cdot 1000 \cdot 13 = \underline{\underline{266491,56}} \frac{N}{\text{mm}}$$

Výsledná velikost takto vypočítané záběrové tuhosti by se měla brát pouze jako střední hodnota. Ve skutečnosti se během záběru tato hodnota mění zejména v závislosti na geometrii zubu, která je v daný okamžik v záběru.

3.1.2 URČENÍ TLUMENÍ

Dalším, velmi důležitým parametrem při záběru ozubených kol, je velikost tlumení v jejich kontaktu. Pro určení jeho hodnoty dle analytického vztahu uvedené v práci [30], se vychází z hodnoty redukováného momentu setrvačnosti a také z vlastní frekvence záběru obou ozubených kol. Pro redukováný moment setrvačnosti I_{red} platí:

$$I_{red} = \frac{I_1 \cdot I_2}{I_1 + I_2} \quad (18)$$



Jednotlivé momenty setrvačnosti ozubených kol byly získány přímo z programu MSC ADAMS. Po dosazení do vztahu (18) potom hodnota redukovaného momentu setrvačnosti byla rovna:

$$I_{red} = \frac{1415,876 \cdot 75,836}{1415,876 + 75,836} = 71,980 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

Redukovaný moment setrvačnosti nám následně vstupuje do vztahu (19) [30], ze kterého určíme hodnotu vlastních frekvencí jednotlivých kol. Ta je zde definována jako odmocnina z podílu tuhosti záběru ozubení a redukovaného momentu setrvačnosti.

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{c_y}{I_{red}}} \quad (19)$$

Dosazením do vztahu (19) dostáváme:

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{266491,56}{71,980}} = 60,846 \text{ s}^{-1}$$

Výsledná hodnota tlumení v kontaktu pro jeden pár ozubeného soukolí je vyjádřena dle vztahu (20). [30]

$$b_T = 2 \cdot \Omega_0 \cdot I_{red} \cdot \xi \quad (20)$$

Kde veličina ξ představuje poměrné tlumení. Velikost této hodnoty se pohybuje v intervalu od 0,01 až do 0,3. Pro daný výpočtový model bylo zvoleno poměrného tlumení ξ rovno **0,05**.

$$b_T = 2 \cdot 60,846 \cdot 71,980 \cdot 0,05 = \underline{\underline{437,9743 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Pro takto vypočítanou hodnotu tlumení platí to stejné, co pro záběrovou tuhost určenou pomocí vztahu (17). Opět lze výslednou velikost tlumení brát pouze jako střední hodnotu, protože pokud bude proměnlivá záběrová tuhost musí být proměnlivá i hodnota tlumení kontaktu. Toto vyplývá z faktu, že pro výpočet tlumení je použita samotná záběrová tuhost.

3.1.3 OSTATNÍ PARAMETRY KONTAKTU OZUBENÉHO SOUKOLÍ

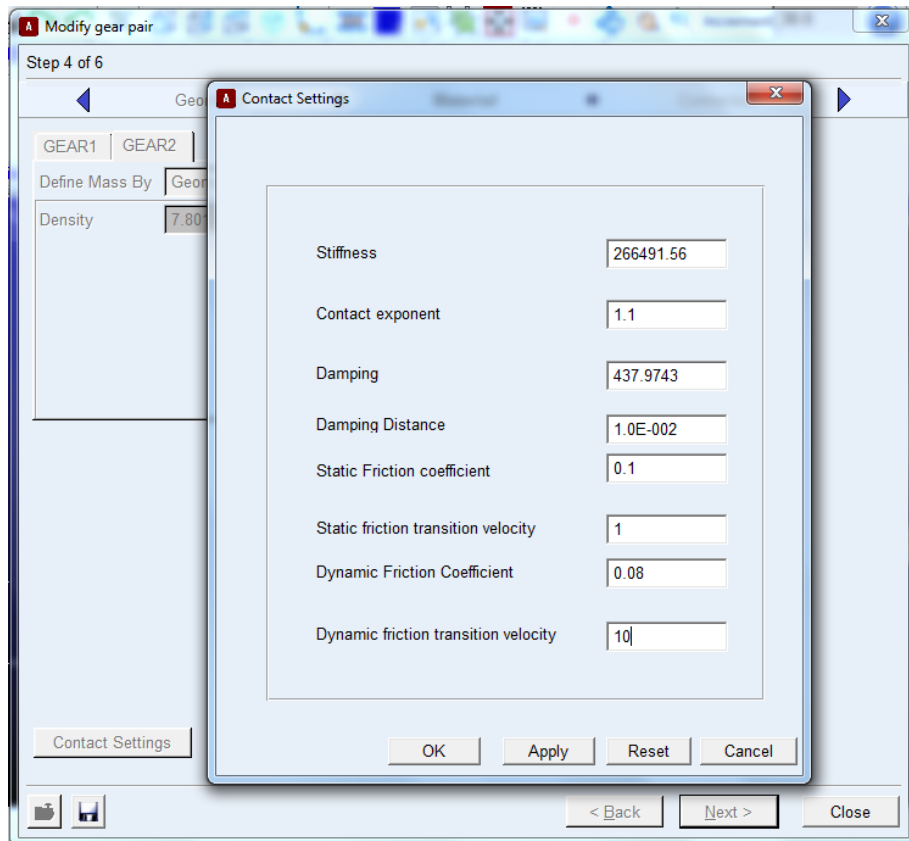
Zbýlé parametry kontaktu ozubení byly voleny, jak už bylo zmíněno, z doporučených hodnot v literatuře [31], kde se předpokládá že ozubená kola budou vyrobená z oceli popřípadě litiny, a také, že v kontaktu ozubených kol při záběru bude přítomno mazivo, které významnou měrou snižuje tření. Hodnoty volených veličin jsou zobrazeny v tabulce *Tab. 2*.

Poslední dvě veličiny (exponent kontaktu a tlumicí vzdálenost) byly ponechány v původním nastavení.



Tab. 2: Zbylé hodnoty nutné k definování kontaktu ozubeného soukolí:

Statický koeficient tření:	$\mu_s = 0,1$
Statická přechodová rychlost:	$v_s = 1$ [mm/s]
Dynamický koeficient tření:	$\mu_d = 0,08$
Dynamická přechodová rychlost:	$v_d = 10$ [mm/s]



Obr. 10: Definování parametrů kontaktu ozubeného soukolí typu 3D Contact v programu MSC ADAMS

3.2 TVORBA LOŽISKOVÝCH VAZEB PRO PRVOTNÍ VÝPOČTOVÝ MODEL

V převodových mechanismech se nejčastěji setkáváme s valivými ložisky. Tento fakt výrazně ulehčuje celou práci, protože vstupy do simulace se omezují na základní hodnoty tuhostí a tlumení součástí v jednotlivých směrech. Pro použitý jednoduchý model převodovky byla zvolena jednořadá kuličková ložiska od firmy SKF, konkrétně model 6300. Pro zjednodušení jsou tuhosti z tohoto typu ložiska uvažovány nejenom pro hnanou hřídel o průměru 10 mm, ale i pro hnací hřídel o průměru 15 mm, kde bylo původně uvažováno s ložiskem SKF 6302. V tabulce Tab. 3 jsou uvedeny základní parametry použitého valivého ložiska SKF 6300.



Tab. 3: Základní parametry použitých valivých ložisek

Veličina	Označení	Jednotka	SKF 6300
Průměr vnějšího kroužku	D	[mm]	35
Průměr vnitřního kroužku	d	[mm]	10
Šířka ložiska	B	[mm]	11
Průměr elementu	d_{el}	[mm]	7,14
Počet elementů	n_{el}	[-]	7
Statická únosnost	C_o	[kN]	3,4
Dynamická únosnost	C	[kN]	8,52

Definování valivého ložiska v programu MSC ADAMS, v modulu Machinery, je opět rozděleno do několika stupňů. Po domluvě s vedoucím práce jsem nakonec zvolil možnost vytvoření ložiska pomocí varianty s názvem Compliant. Zde je ložisko reprezentováno svou lineární tuhostí a tlumením v jednotlivých směrech (radiální, axiální, ohybový). Tento typ modelu byl zvolen z důvodu relativně rychlé simulace a také kvůli zjednodušeným vstupům tuhostí a tlumení. Současně tento model dokáže přenést silové účinky vzniklé během rotace hřídelů na těleso skříně, čímž sám o sobě přispívá k výslednému projevu vibrací celého mechanismu.

Obecně lze tvrdit, že reálné valivé ložisko reprezentuje kontakt více elementů v každém časovém okamžiku najednou. Kontakt valivých elementů s vnějším a vnitřním ložiskovým kroužkem je složen ze dvou základních částí. Buď se jedná o tzv. kapalinový kontakt, což znamená, že dotyk jednotlivých elementů ložiska je realizován přes tenkou mezivrstvu kapaliny (nejčastěji maziva), která částečně utlumí reakční síly vzniklé rotací ložiska, anebo se jedná o tzv. suchý kontakt, který je reprezentován dotykem kovu na kov bez jakékoli mezivrstvy.

Při zjišťování tuhosti ložiska v softwaru ANSYS jsem pro zjednodušení uvažoval pouze suchý kontakt elementů. Následný výpočet tuhosti valivého ložiska pomocí metody MKP spočíval, jak už bylo zmiňováno v kapitole 2.2.3., v zatížení jednoho valivého elementu posuvem δ_{loz} o určitou hodnotu v určitém směru. Takto vyvolaný posuv elementu způsobí vytvoření reakční síly F_r od vnějšího ložiskového kroužku. Samotný směr zatěžování potom určí, o jakou tuhost se ve výsledku bude jednat (zda radiální nebo axiální). Schéma celé deformace valivého elementu je zobrazeno na obrázku Obr. 11.

Parciální tuhost elementu je definována jako podíl vyvolané reakční síly ku hodnotě zadaného posuvu, vztah (21):

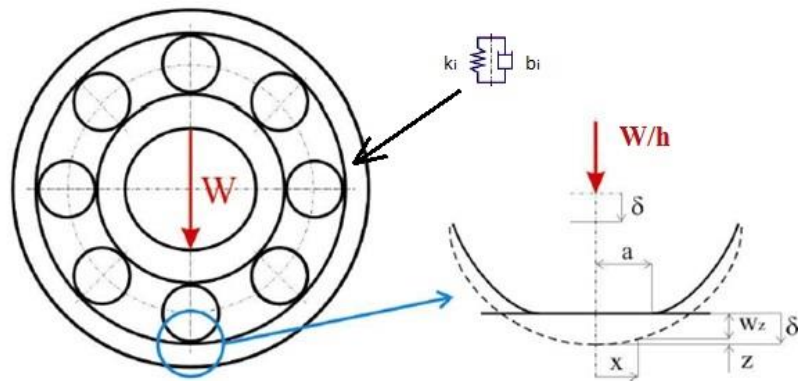
$$k_{par} = \frac{F_R}{\delta_{loz}} \quad (21)$$

Bohužel pro definování celkové tuhosti ložiska nestačí určit pouze jednu hodnotu reakční síly, která připadá na jednu zadanou hodnotu posuvu. Tento typ výpočtu je totiž charakterizován jako nelineární úloha, kde je nutné vypočítat více hodnot reakční síly v závislosti na určeném posuvu. Hodnoty posuvů valivých elementů, které způsobovaly reakční sílu, byly určeny intervalem, a to od 0,01 mm až do 0,09 mm s krokem 0,01 mm. Tento interval byl volen záměrně s ohledem na vytváření plastické deformace během dynamického zatěžování ložiska. Po určení všech desíti hodnot reakčních sil v závislosti na



posuvech valivých elementů se následně provede aproximace hodnot dílčích tuhostí přímkou, kde její směrnice bude reprezentovat celkovou tuhost jednoho elementu. Poté už stačí přepočítat tuto tuhost pro celé ložisko.

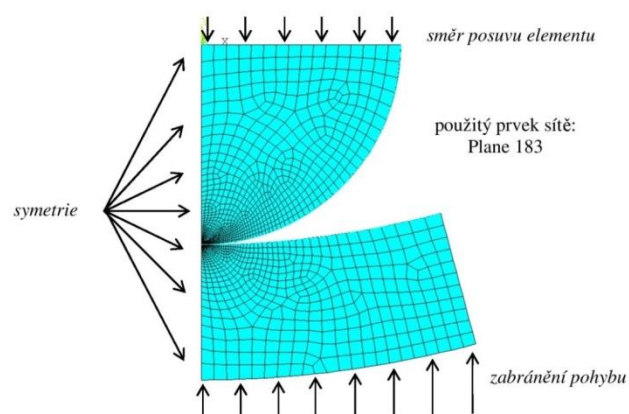
Hodnoty tlumení valivého ložiska byly, po dohodě s vedoucím práce, následně určeny jako jedna tisícina hodnoty tuhosti.



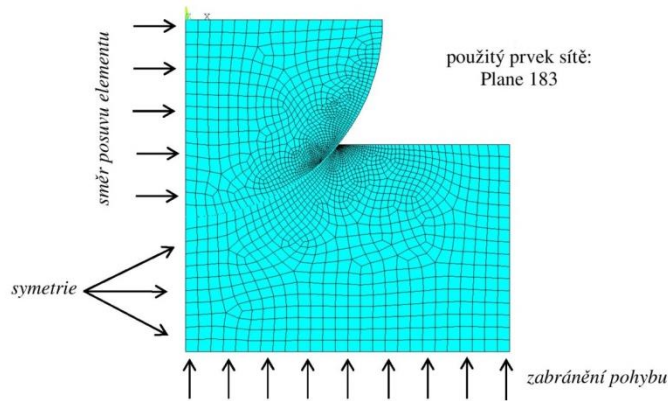
Obr. 11: Schéma deformace valivého elementu [21]

3.2.1 URČENÍ DÍLČÍCH TUHOSTÍ POMOCÍ MKP

Pro získání tuhostí kuličkového ložiska jsem vycházel z plošného čtvrtinového nahrazení kontaktu valivého elementu s vnějším ložiskovým kroužkem. Použitý prvek při vytváření sítě jednotlivých modelů v programu ANSYS byl Plane 183. Současně byla tato síť upravena tak, aby se zhušťovala směrem k bodu dotyku jednotlivých elementů. Toto cílené zhušťování má za následek daleko lepší konvergenci celého výpočtu. Okrajové podmínky potřebné pro výpočet jsou zobrazeny na obrázcích Obr. 12 (pro radiální tuhost) a Obr. 13 (pro axiální tuhost). Ohybová tuhost je pro kuličkové ložisko z hlediska jeho geometrického tvaru zanedbatelná, proto zde nebyla vůbec uvažována.

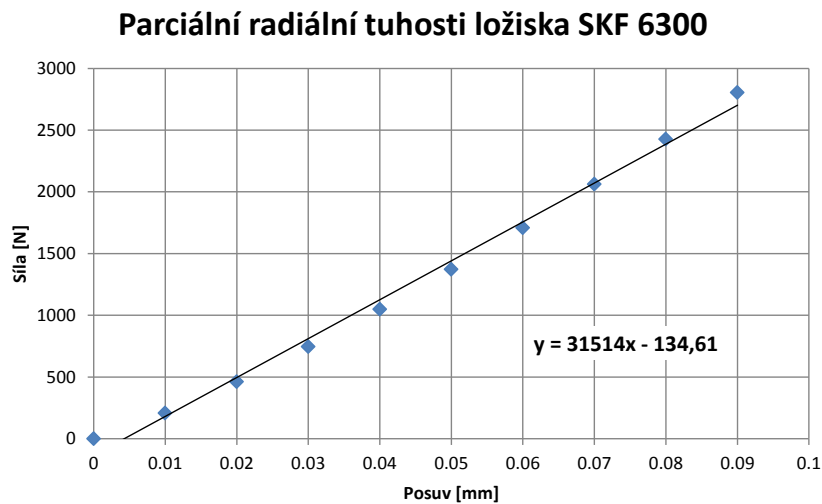


Obr. 12: Schéma okrajových podmínek pro zjištění radiální tuhosti v programu ANSYS

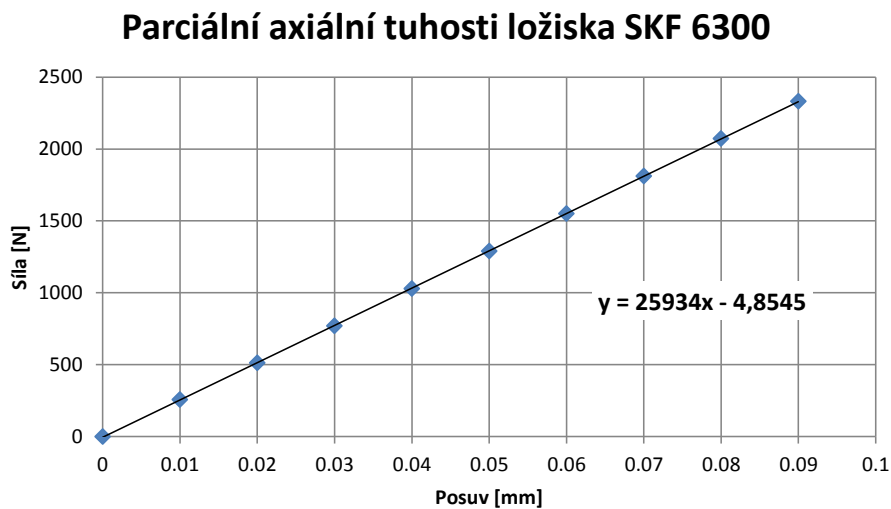


Obr. 13: Schéma okrajových podmínek pro zjištění axiální tuhosti v programu ANSYS

Výsledky parciálních tuhostí pro jednotlivé směry jsou vyneseny do grafů se současně určenými rovnicemi aproximačních přímek (Obr. 14, Obr. 15).



Obr. 14: Parciální radiální tuhosti ložiska SKF 6300



Obr. 15: Parciální axiální tuhosti ložiska SKF 6300



Získané parciální tuhosti bylo nutné nejprve přepočítat, pomocí vynásobení délkou, popřípadě šířkou elementu (vztah (22) [21]) na tuhost, která reprezentovala celý kontakt jednoho valivého elementu a následně na tuhost celého ložiska (vztah (23) [21]).

$$k_{sMKP} = h \cdot \frac{F_R}{\delta_{loz}} \quad (22)$$

$$k_{MKPcel} = \sum_{i=0}^{\frac{n_{el}}{2}} k_{sMKP} \cdot \sin\left(i \cdot \frac{2 \cdot \pi}{n_{el}}\right) \quad (23)$$

Z obrázku *Obr. 13* je zřejmé, že hodnota parciální axiální tuhosti se už podle vztahu (22) dále neupravuje. Důvod je ten, že délka kontaktní plochy je již zohledněna v daném geometrickém nahrazení. Výsledné hodnoty axiální a radiální tuhosti pro ložisko SKF 6300 jsou zobrazeny v tabulce *Tab. 4*.

Tab. 4: Výsledné hodnoty tuhostí pro ložisko SKF 6300 v jednotlivých směrech

	Axiální tuhost [N.mm ⁻¹]	Radiální tuhost [N.mm ⁻¹]
Celková hodnota tuhosti	56841,907	207216,303

Uvedený způsob 2D nahrazení pro výpočet tuhosti ložiska pomocí MKP není jediný. Hledané tuhosti se mohou určit i pomocí 3D nahrazení části elementu a vnějšího kroužku. Tento způsob je však o dost náročnější, jak co se týče přípravy modelu, tak i délky simulace. Hlavní využití 3D náhrady části ložiska je pro výpočet tvarově složitějších typů ložisek. Tento typ výpočtu je v dané práci podrobněji rozebrán, a to konkrétně pro kuželíkové ložisko s kosoúhlým stykem, které se vyskytuje v reálné převodové skříně.

3.3 ZATĚŽOVÁNÍ PRVOTNÍHO VÝPOČTOVÉHO MODELU

Zatížení prvotního modelu se probíhalo ve dvou etapách. Nejprve byla zatěžována pouze vstupní hřídel a to konstantními otáčkami od pohonu, které byly rovny 2300 min⁻¹. Pro docílení reálnějšího provozu zařízení byla simulace doplněna o rozběh. Ten spočíval v pozvolném zvyšování otáček vstupní hřídele pomocí funkce Step, která způsobí proložení krajních hodnot během určitého časového intervalu splinem podobným lineární funkci. V daném případě se jednalo o nárůst z otáček 0 min⁻¹ až k 2300 min⁻¹ během 2 sekund. Pozvolný rozběh eliminoval skokový nárůst sil v ozubení, který by se skrz ložiskové vazby následně projevil i na tělesem skříně.

Pro následné sledování vibrací bylo dále nutné přidat k modelu i roztáčecí člen, který by byl spojen s modelem pomocí torzní pružiny s velkou tuhostí (řádově 10⁹ N.mm⁻¹). Tento člen způsobí, že vstupní hřídel nebude spojena přímo přes rotační vazbu s tělesem Ground („země“), což je základní těleso, které se v programu MSC ADAMS nemůže pohybovat. U následného sledování vibrací na modelu tvořeného pružnými tělesy by spojení bez roztáčecího členu napřímo pomocí rotační vazby způsobilo výraznou změnu v chování celého mechanismu (vstupní hřídel by tímto ztratila jeden stupeň volnosti).



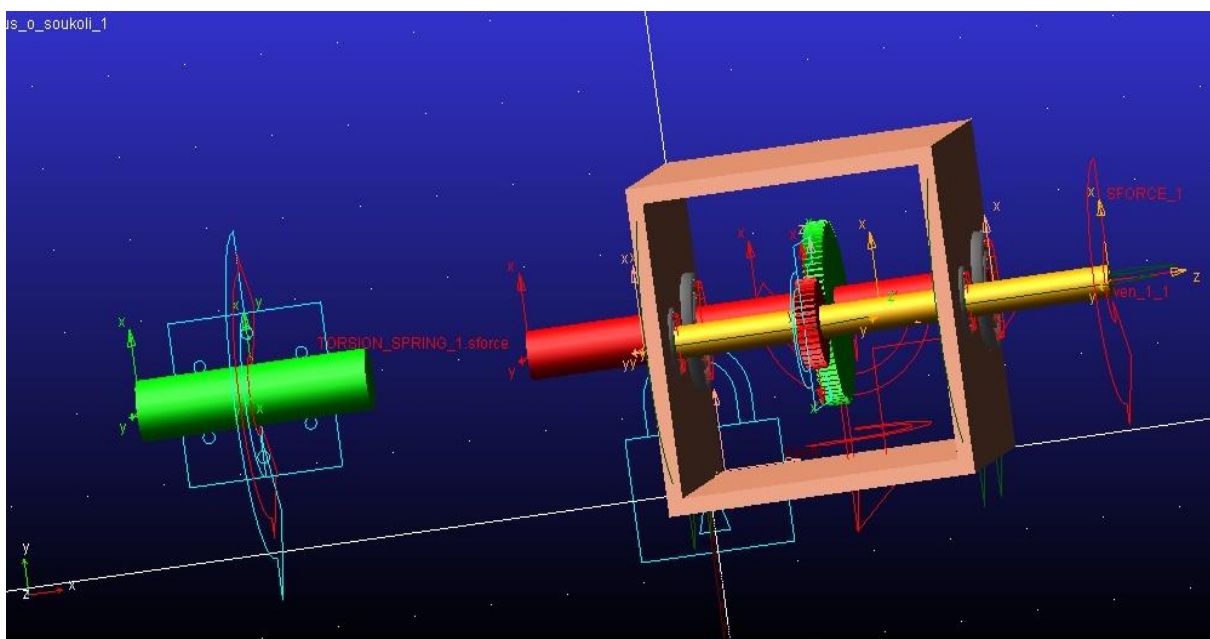
Po odladění zatížení od vstupní hřídele, byl následně přidán na výstupní hřídel konstantní protimoment o velikosti 100 N.m. Tento moment měl simulovat zátěž od připojeného zařízení k výstupní hřídeli. Hodnota velikosti momentu byla volena s ohledem na únosnost jednotlivých ozubených kol.

3.4 KOMPLETACE PRVOTNÍHO VÝPOČTOVÉHO MODELU

Kompletně nadefinovaný mechanismus je zobrazen na obrázku *Obr. 16*. Je třeba brát v potaz, že daný model je velice zjednodušený, sloužil pouze k ověření reálnosti vstupních zatěžovacích parametrů a současně také k získání dat k porovnání jednotlivých variant ozubení. Z tohoto důvodu byly voleny i základní geometrické tvary. Vstupní červená a výstupní žlutá hřídel byly nahrazeny jednoduchým válcem o daném průměru, těleso skříně bylo reprezentováno obyčejnou dutou kostkou, která pro lepší vizualizaci rotace jednotlivých kol není doplněna o spodní a horní víko.

Co se týče vazeb celého modelu, část z nich již byla popsána v kapitole 3.1.3. Pro doplnění je těleso skříně ještě pevně spojeno s tělesem Ground pomocí vazby Fixed, která odebírá všechny stupně volnosti, tudíž se dutá kostka reprezentující skříň převodovky nemůže vzhledem k tělesu Ground jakkoli pohybovat. Toto spojení je realizováno vzhledem k použití tuhých těles pouze v jednom místě.

Roztáčecí člen je tvořen zeleným válcem, který je spojen k podložce pomocí rotační vazby. Daný typ vazby umožňuje pouze točivý pohyb kolem jedné osy (zde se jedná o rotaci kolem osy z).



Obr. 16: Kompletně sestavený prvotní výpočtový model

3.5 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ PRO PRVOTNÍ VÝPOČTOVÝ MODEL

Hlavní cíl prvotního výpočtového modelu spočíval v porovnání jednotlivých modelů ozubeného převodu. Z tohoto důvodu jsem se zaměřil na veličiny, jejichž průběhy mohly být danou volbou varianty ozubení více, či méně ovlivněny. Jedná se zejména o průběh síly působící při záběru jednotlivých kol, dále pak průběh síly působící v ložisku a v neposlední



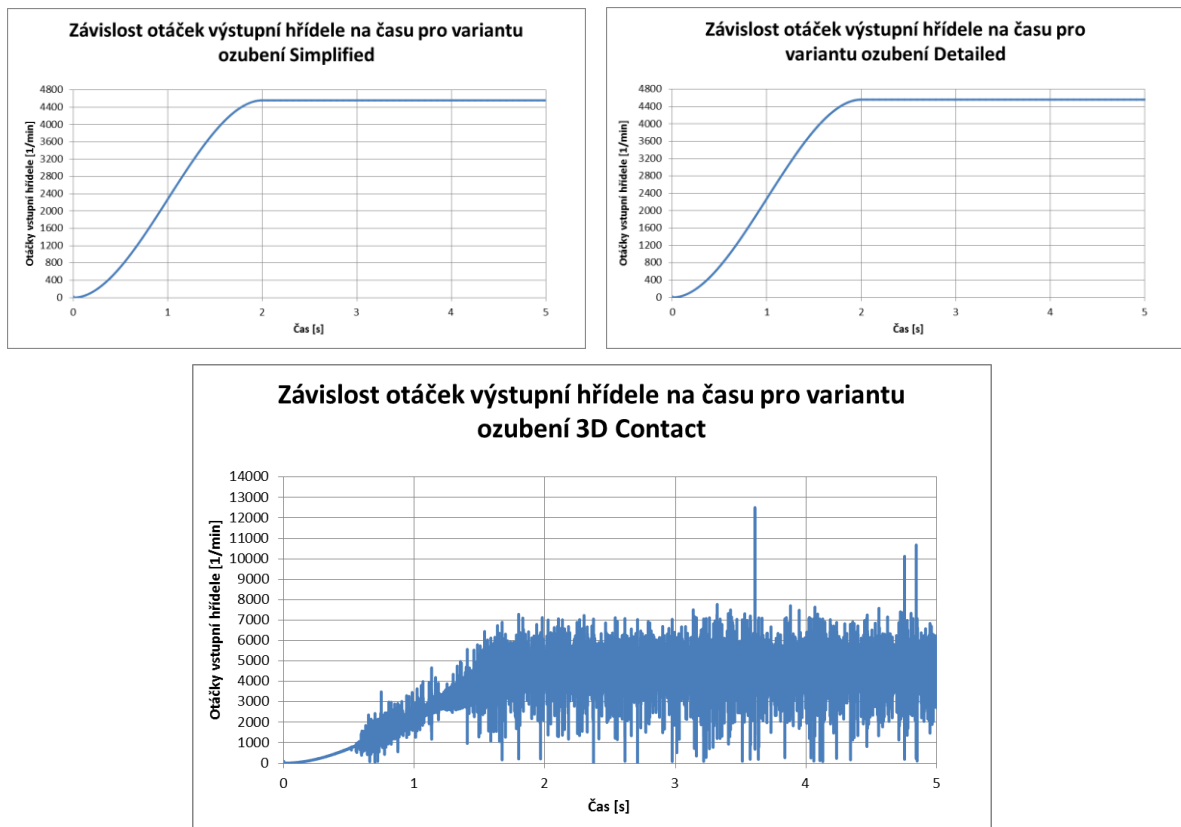
řadě i o závislost otáčení jednotlivých hřídelí v časové doméně. U závislosti průběhů sil jsem dále porovnával varianty modelů bez zadaného/se zadaným působícím protimomentem.

3.5.1 POROVNÁNÍ PRŮBĚHU RYCHLOSTI OTÁČENÍ VÝSTUPNÍCH HŘÍDELÍ

Nejdříve jsem se zaměřil na porovnání průběhu rychlosti otáčení výstupních hřídelí. To proto, že nejprve musí dojít k transformaci rychlosti ze vstupní hřídele na výstupní přes zvolenou variantu ozubeného převodu. Hlavní aspekt, na který jsem se při tomto porovnání soustředil, byl ten, zda-li nedochází během převodu ke ztrátám výsledné rychlosti otáčení výstupní hřídele. Podle převodového poměru z tabulky *Tab. 3* by se výstupní otáčky po ustálení měly rovnat:

$$n_{výstup} = přev_poměr \cdot n_{vstup} \quad (24)$$

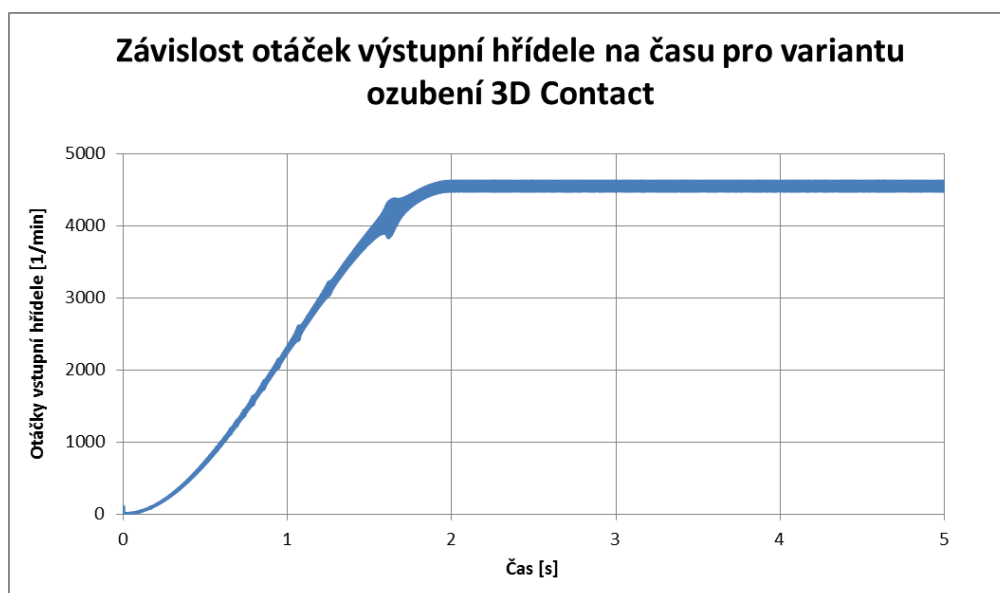
$$n_{výstup} = 2,07 \cdot 2200 = 4569,23 \text{ min}^{-1}$$



Obr. 17: Porovnání průběhu rychlostí otáčení vstupní hřídele při zachování stejných parametrů výpočtu pro různé varianty modelu ozubení

Z grafů na obrázku *Obr. 17* je patrné, že průběhy rychlostí u prvních dvou modelových variant ozubení při zadání stejných parametrů výpočtu jsou totožné. I hodnoty výstupní rychlosti po ustálení simulace odpovídají zjištěné skutečnosti. U modelového typu ozubení 3D Contact je naopak viditelný výrazný výkmit hodnot sledovaných rychlostí. Tento výkmit je způsoben relativně velkým iteračním krokem simulace. Pro detailní model ozubení způsobí velký iterační krok to, že výpočet rotace ozubených kol se provádí s velkými změnami

jednotky času, což vede ke skokovému průběhu rotace. Porovnávací výpočet jednotlivých variant byl totiž primárně nastaven po délce 5 sekund s iteračním krokem výpočtu 1.10^{-4} a výpočtovou chybou 1.10^{-5} . Tyto parametry se pro simulaci prvních dvou modelů ozubení jeví jako dostatečné (průběhy rychlostí jsou kontinuální bez výrazných skokových změn), avšak pro typovou variantu ozubení 3D Contact byly hodnoty těchto parametrů nedostatečné, proto došlo k jejich snížení. Iterační krok byl z původních 1.10^{-4} snížen na hodnotu 1.10^{-6} a chyba výpočtu byla změněna na hodnotu 1.10^{-6} . Při tomto nastavení se sice doba simulace jednoduchého modelu stala téměř čtyřnásobnou (pro původní nastavení trvala simulace 20 minut, při změně těchto parametrů narostl simulační čas na hodnotu 1 hodina 20 minut), ovšem výsledné průběhy rychlostí se několikanásobně vyhladili, jak je patrné z obrázku *Obr. 18*. Další vyhlazení křivek varianty 3D Contact pomocí opětovného snížení jednotlivých parametrů o jeden řád, však už nevedlo k výraznému zlepšení průběhů a navíc čas potřebný pro simulaci narostl na necelé 3 hodiny. Díky tomuto faktu jsem pro veškeré další simulace varianty 3D Contact volil parametry iteračního kroku a chybu výpočtu rovné 1.10^{-6} .

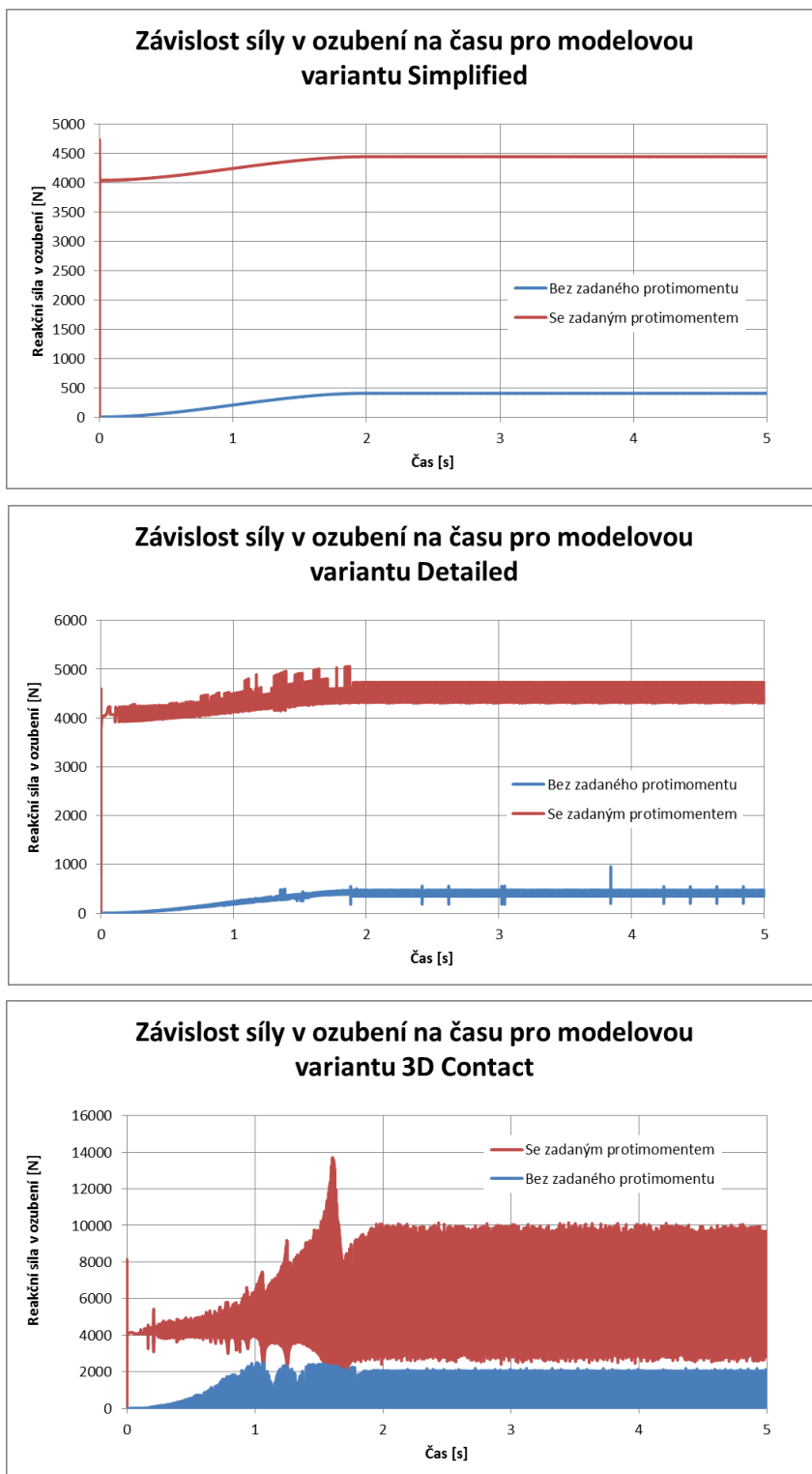


Obr. 18: Průběh rychlosti otáčení vstupní hřídele pro modifikovanou variantu 3D Contact

3.5.2 POROVNÁNÍ PRŮBĚHU SIL VZNIKAJÍCÍCH V OZUBENÍ BĚHEM ROTACE

Dalším sledovaným průběhem byla závislost síly, vznikající v ozubení během rotace v časové doméně. Jednotlivé průběhy byly sledovány, jak bez působícího brzdného protimomentu, tak i s působícím protimomentem. Pro porovnání modelového typu 3D Contact bylo zvoleno nastavení s jemnějším iteračním krokem a chybou výpočtu.

Z průběhů na obrázku *Obr. 19* vyplívá okamžitý nárůst celkové síly v ozubení díky působení zátěžného protimomentu.



Obr. 19: Porovnání průběhu sil v ozubení pro různé varianty modelu ozubení

U modelových variant ozubení typu Detailed a 3D Contact dochází k rozkmitu výsledných hodnot kontaktní síly. Ten je způsoben zejména odlišným zahrnováním parametrů do jednotlivých výpočtů, konkrétně u modelu Detailed se jedná o zahrnutí až třech zubů v záběru najednou. U modelu 3D Contact, který by měl reprezentovat skutečné chování, jednotlivých ozubených kol je primárně tento výkmit způsoben zcela odlišným způsobem



výpočtu celé simulace. Dalším problémem je viditelný nárůst amplitudy během rozběhové fáze. Ten vyplývá z použití rozběhové funkce Step, která není zcela lineární po celou dobu rozjezdu. Průběh funkce je tvořen ze dvou hlavních fází, kde nejdříve dochází ke zrychlování a těsně před dosažením ustáleného stavu k opětovnému zpomalování. Tyto dvě etapy funkce Step způsobí výslednou změnu amplitudy po dobu rozjezdu. Při ustáleném stavu je velikost výsledné změny amplitudy už rovnoměrná.

Pro ozubení typu Simplified byly ještě následně provedeny výpočty se zátěžným momentem pouhých 50 N.m a 150 N.m. Tyto simulace sloužily zejména pro zjištění závislosti výstupního momentu na velikosti výsledné síly v kontaktu ozubení po ustálení otáček. Výsledky jsou zapsány v tabulce Tab. 5.

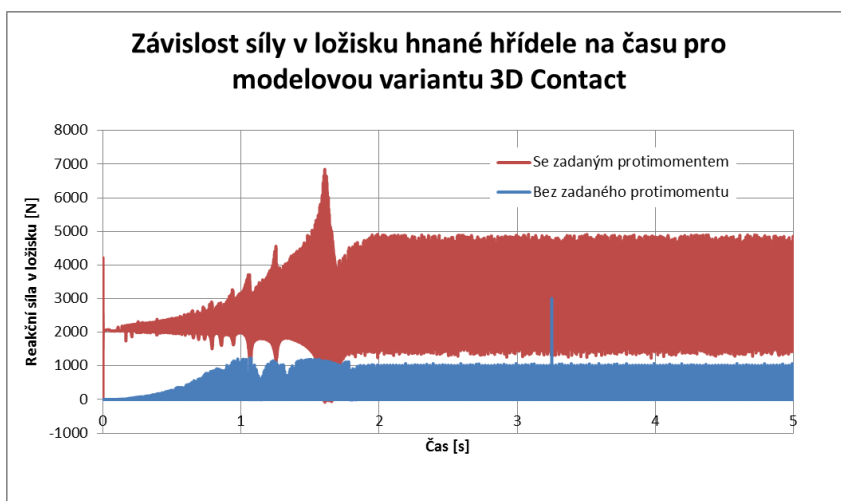
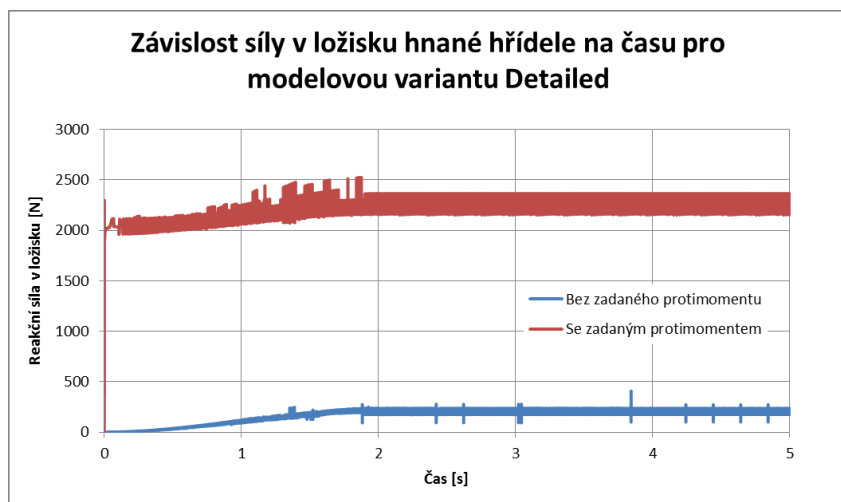
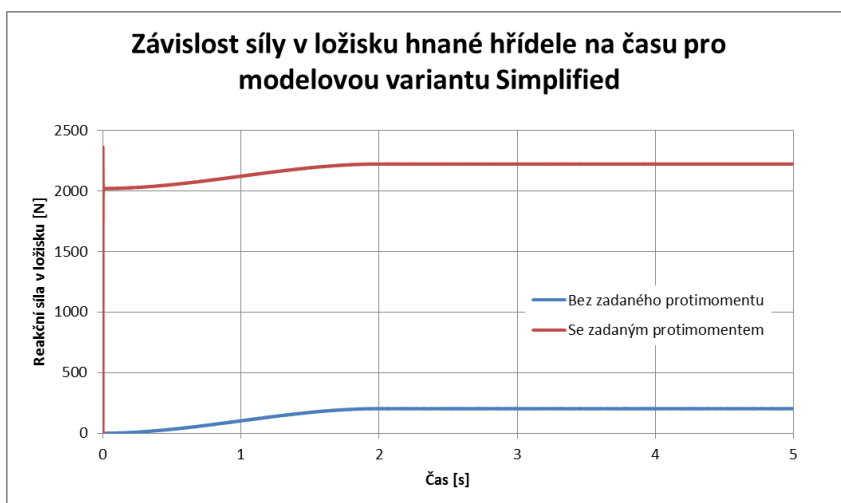
Tab. 5: Velikosti síly v ozubení na zátěžném momentu pro modelovou variantu Simplified

	Zátěžný moment [N.m]	Maximální síla v ozubení [N]
Simulace 1	0	404
Simulace 2	50	2425
Simulace 3	100	4446
Simulace 4	150	6467

Z naměřených hodnot lze určit, že zvýšením zátěžného momentu se lineárně zvyšuje i maximální hodnota síly v ozubení po ustálení otáček. Konkrétně nárůst zátěžného momentu o 50 N.m způsobí zvýšení maximální velikosti síly o 2021 N. Danou závislost lze aplikovat i pro ostatní modely ozubení.

3.5.3 POROVNÁNÍ PRŮBĚHU SIL VZNIKAJÍCÍCH V LOŽISCÍCH

Pro kompletaci veškerých sledovaných veličin jsou zde uvedeny i průběhy sil vznikajících v ložiscích. Z obrázku Obr. 20 je patrné, že samotné průběhy těchto sil jsou totožné s průběhy sil vznikajících v ozubení. Jediná odlišnost spočívá pouze v maximálních hodnotách po ustálení otáček, které jsou oproti působící síle v ozubení poloviční. Síla vniklá v ozubení se totiž nejprve přenesla na hřídele a pak se rovnoměrně rozdělila na jednotlivá ložiska. Stejně jako u síly vznikající v ozubeném, je zde také viditelný problém s průběhem rozběhu u varianty ozubení 3D Contact.



Obr. 20: Porovnání průběhu sil v ložiscích pro různé varianty modelu ozubení



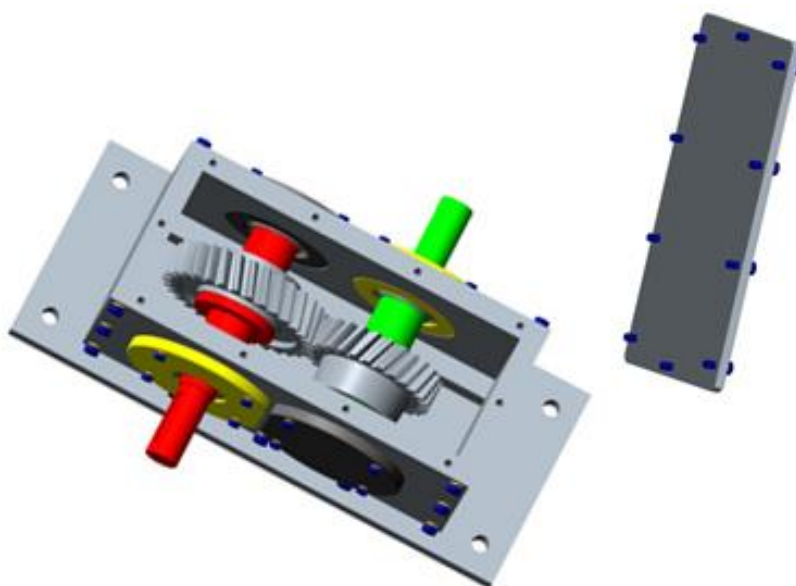
4 MODEL EXPERIMENTÁLNÍ PŘEVODOVKY

Samotné sledování vibrací bylo provedeno na modelu reálné experimentální převodovky složeném z pružných těles. Při jeho tvorbě byly aplikovány poznatky získané z kapitoly 3.1.

Jak již bylo zmíněno, základem celé převodovky je jedno ozubené soukolí tvořené ozubenými koly se šikmými zuby. Tato kola jsou nasunuta a zaaretována na jednotlivých ocelových hřídelích pomocí pera. Celý převodový mechanismus je následně uložen přes kuželíková ložiska SKF 32007 v tělesu skříně. Ta je složena z ocelových plátů, které jsou k sobě částečně svařovány a částečně přišroubovány. Hlavní parametry experimentální převodovky jsou zobrazeny v tabulce Tab. 6.

Tab. 6: Základní parametry experimentální převodovky

Celková hmotnost skříně:	59,764 [kg]	
<i>Parametry ozubení</i>		
	<i>Hnací kolo</i>	<i>Hnané kolo</i>
Počet zubů:	27	32
Modul:	4 [mm]	
Úhel záběru:	20[°]	20[°]
Úhel sklonu zubů:	20[°]	20[°]
Převodový poměr:	0,8437	
Šířka ozubení:	27,5 [mm]	31,5 [mm]
Šířka hřídele pro uchycení kola:	27,5 [mm]	31,5 [mm]
<i>Parametry ložisek</i>		
	<i>Hnací hřídel</i>	<i>Hnaná hřídel</i>
Typ ložiska	2*SKF 32007	2*SKF 32007



Obr. 21: CAD model experimentální převodové skříně



4.1 ÚPRAVA MODELU

Pro zkoumání vibrací v programu MSC ADAMS bylo nutné vytvořit hlavní součásti celého mechanismu jako pružná tělesa. To se realizuje tak, že se původní tuhá tělesa nahradí konečně prvkovou sítí, která v sobě dokáže při následné simulaci zahrnout vnitřní deformace. Pro případ experimentální převodovky byly takto nahrazeny všechny základní prvky, obě hřídele (jak vstupní, tak výstupní) a těleso skříně.

V prvotní fázi nahrazení bylo nutné vytvořit částečně zjednodušenou geometrii jednotlivých těles. U hřídelí byly odstraněny drážky pro pera, veškeré zaoblení a zkosení. Tyto prvky jsou vzhledem k velikosti hřídelí zanedbatelné, tudíž se nepředpokládá, že by měly výrazným způsobem ovlivnit výpočet. U tělesa skříně byly odstraněny veškeré šroubové spoje (díry pro šrouby byly vyplněny materiálem) a také, jak pro případ hřídelí, zde byly odstraněny veškerá zkosení a zaoblení. Ostatní tvarové prvky byly zachovány.

Takto připravené modely byly potom nahrány do programu ICEM CFD, kde došlo k nahrazení těles konečně prvkovou sítí. Ta byla vytvořena pro všechny tři součásti pomocí modulu Blocking, který slouží k tvorbě mapované, hexahedrické, objemové sítě. Prvky takovéto sítě jsou tvořeny pravidelnými šestistěny, čímž dojde k zlepšení kvality oproti tzv. volné sítí, která je určena pouze čtyřstěny.

V rámci síťování bylo ještě nutné vytvořit takzvané attachment nodes. Jedná se o uzly, které po importu sítě do programu MSC ADAMS slouží k zavazbení tělesa. Jsou to jediné body pružného tělesa, ve kterých lze definovat a následně i odečítat silové působení, či přiřadit kontakt, s jinou součástí. Jelikož většina kontaktů je tvořena pomocí vnější, popřípadě vnitřní plochy, bylo nutné zavazbit celý kontaktní povrch s tímto přípojným uzlem pomocí prutové náhrady. Obvykle se pro tuto operaci používá tato prutová náhrada pouze v jednom místě po celém obvodu. Takové definování však adekvátně nevystihuje kontakty, které vznikají v převodové skříně, protože veškeré použité prvky, ať už valivá ložiska nebo ozubená kola, vyztuží součást v daném místě po celé nasazené ploše. Z tohoto důvodu byla proto volena prutová náhrada po celém povrchu kontaktu.

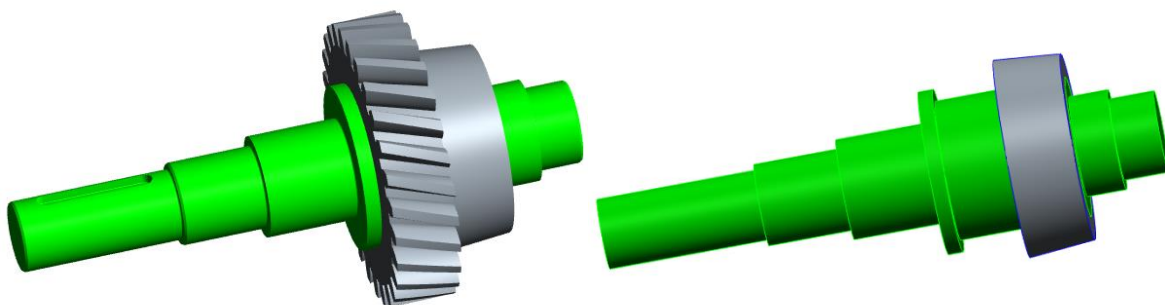
Další krok transformace tuhé součásti na pružnou spočíval v importu vytvořené sítě do MKP softwaru ANSYS. Zde se nejprve přiřadí materiálové vlastnosti, a to konkrétně Youngův modul pružnosti v tahu, Poissonova konstanta a nakonec hustota materiálu. Při definování materiálových vlastností je třeba dbát na správně zvolené jednotky jednotlivých veličin. Po zadání všech parametrů se následně provede modální analýza, která vyšetří vlastní tvary a vlastní frekvence daného tělesa. Posledním krokem je export dat z programu ANSYS do MNF souboru, který se následně načte do programu MSC ADAMS. MNF soubor mimo jiné obsahuje až 30 vyšetřených vlastních módů celého tělesa.

Ještě před samotným spuštěním modální analýzy je však nutné zvolit korekční faktory jednotek pro zvolené jednotky. Program ANSYS totiž pracuje pouze s čísly, což znamená, že si musíme pamatovat, v jakých jednotkách se jedná o samotný model, tak i v jakých jednotkách jsme zadávali jednotlivé materiálové vlastnosti a hlavně v jakých jednotkách budeme po importu součásti do programu MSC ADAMS pracovat. V mém případě, kdy byly zadány jednotky kg, mm, megapascal to znamená nastavení korekčního faktoru délky na hodnotu 1000. Tím bude zaručeno, že po importu součásti do programu ADAMS budou finální jednotky kg, N, mm, sec, °.



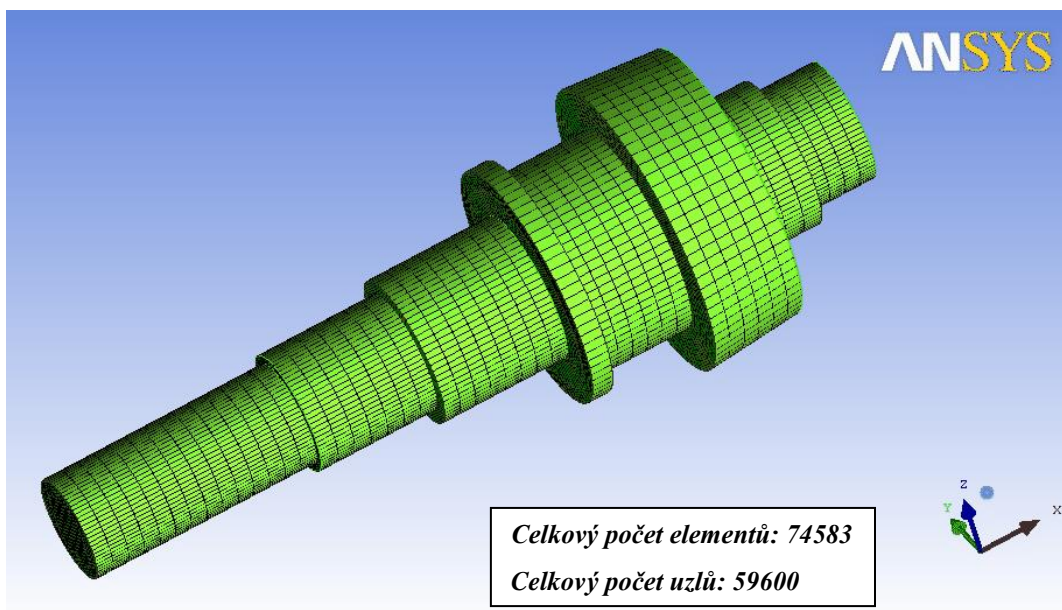
4.1.1 MODÁLNÍ ANALÝZA VSTUPNÍ HŘÍDELE

První krok celé modální analýzy spočíval v geometrické redukci modelu hřídele vytvořeného v CAD softwaru. Zde byly odstraněny již zmiňované zhloubení pro pero plus veškerá zaoblení a zkosení. Současně však byla zachována část příruby z ozubeného kola. Jednalo se o segment, který nepřenáší žádný krouticí moment, zůstal ponechán pouze pro následnou věrohodnější simulaci celého prvku.



Obr. 22: Srovnání tvarového zjednodušení, vlevo původní, vpravo zjednodušená součást

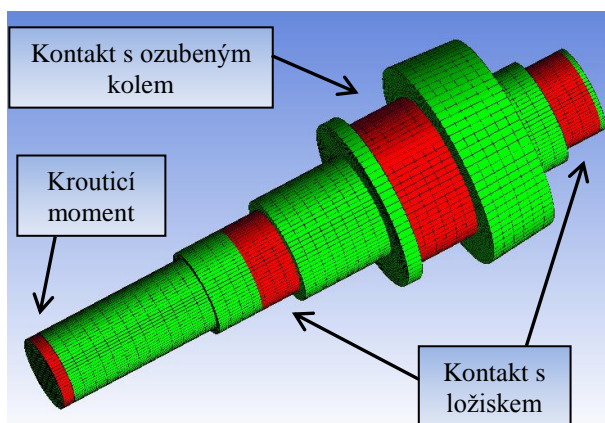
V dalším kroku došlo k importu upravené geometrie do programu ICEM CFD a následné vytvoření mapované sítě včetně prutové náhrady. Tvorba samotné sítě spočívala v nahrazení celého tělesa pomocí bloků, kterým byl následně určen počet uzlů na jednotlivých hranách. Výsledná síť je tvořena hexahedrickým prvkem SOLID 185. Nespornou výhodou takové sítě je její pravidelná struktura, která významnou měrou snižuje dobu výpočtu součásti. Tato velká výhoda je však vykoupena náročností tvorby celé sítě a navíc u kulatých tvarů vzniká problém s nerovnoměrností hustoty uzlů. Platí zde závislost, že čím více se přibližujeme k ose dané rotační součásti, tím je hustota sítě vyšší. I přes tyto nevýhody je stále mapovaná síť nejlepším možným řešením objemové náhrady tělesa.



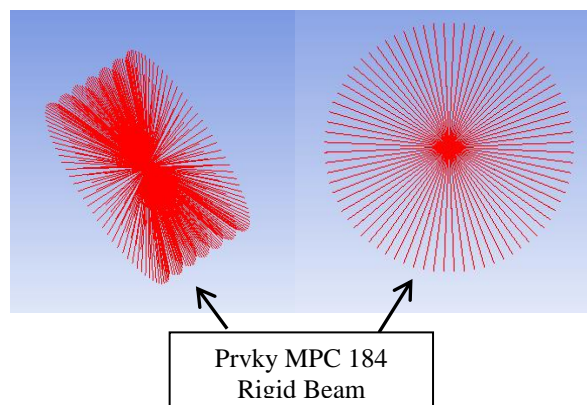
Obr. 23: Vysítovaná vstupní hřídel



Po vysítování zbývalo zadat prutové prvky na místech, kde docházelo buď k přímému kontaktu hřídele s další součástí mechanismu (ozubeným kolem, ložiskem), anebo kde byl předpoklad zadání krouticího momentu. V místech kontaktu jednotlivých prvků byla, jak jsem se již zmiňoval, vybrána celá plocha dotyku. Na vstupu hřídele, kde byl předpoklad spojení s rozbíhajícím členem přes torzní pružinu, byla vytvořena prutová náhrada pouze v jednom místě po celém obvodu. Prutová náhrada byla vytvořena prvky MPC 184 s vlastnostmi prutového prvku RIGID BEAM. Na obrázku *Obr. 24* jsou pro lepší orientaci červeně vyznačená místa jednotlivých kontaktů.



Obr. 24: Vysítovaná vstupní hřídel s vyznačením jednotlivých kontaktních ploch



Obr. 25: Prutová náhrada pro kontakt hřídele s ozubeným kolem

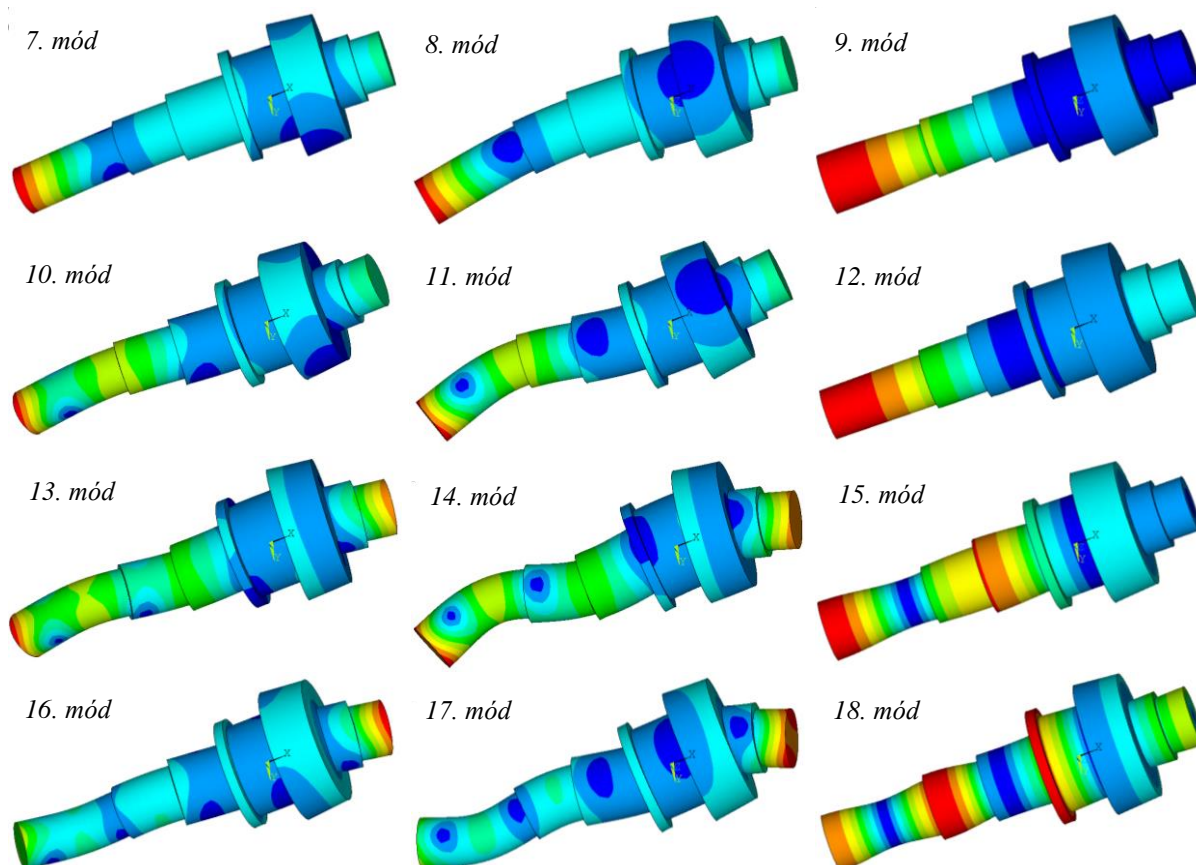
Po importu výsledné sítě do programu ANSYS bylo nutné zadat materiálové charakteristiky pro ocel.

Tab. 7: Materiálové charakteristiky pro vstupní hřídel

Hustota	$7,806 \cdot 10^{-6}$ [kg.mm ⁻³]
Youngův modul pružnosti v tahu	$2,07 \cdot 10^5$ [MPa]
Poissonova konstanta	0,29

Výsledky modální analýzy pro prvních 12 nenulových frekvencí jsou znázorněny na *Obr. 26*. Z obrázku je zřejmé, že nejvíce se u dané vstupní hřídele projevují ohybové módy.

Výpočet modální analýzy je proveden nadvakrát. Nejdřív pouze pro samotné těleso bez zahrnutí prutových náhrad *Obr. 26* a poté pro těleso, kde jsou už prutové náhrady zahrnuty. Cílem bylo určit, jak moc dané prutové náhrady ovlivňují výsledky celé analýzy. Celkové srovnání je zobrazeno v tabulce *Tab. 8*.



Obr. 26: Porovnání vlastních tvarů a frekvencí pro prvních 12 nenulových módů

Tab. 8: Srovnání výsledků modální analýzy vstupní hřídele bez/s prutovou náhradou

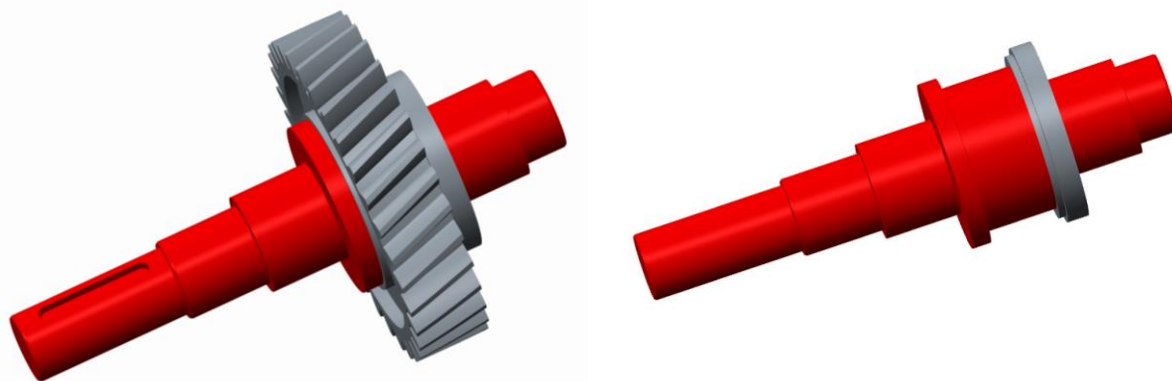
Číslo módu [-]	Frekvence bez prutové náhrady [Hz]	Frekvence s prutovou náhradou [Hz]	Procentuální rozdíl [%]
7	2911,3	3238,67	11,24
8	2911,6	3238,97	11,24
9	7605,4	8174,20	7,48
10	7718,8	8174,96	5,91
11	7719,4	8433,04	9,24
12	11078	12118,41	9,39
13	13690	15793,65	15,37
14	13691	15794,98	15,37
15	14746	17225,12	16,81
16	17804	19326,21	8,55
17	17806	19328,12	8,55
18	20919	26778,39	28,01
19	22400	26779,90	19,55
20	22594	26960,22	19,32



Z výsledných hodnot z tabulky *Tab. 8* jsou mezi modelem obsahující prutovou náhradu a bez ní patrné velmi značné rozdíly. U správně redukovaných těles by procentuální hodnota difference neměla přesáhnout 2%. Tato podmínka však platí pouze pro tělesa, u kterých je prutová náhrada vytvořena pouze v jednom místě po celém obvodu. V mém případě, kdy byla volena prutová náhrada po celé kontaktní ploše lze očekávat, že těleso bude v daném místě daleko více vyztuženo, tudíž dojde i ke zvýšení hodnot vlastních frekvencí. Pro určení přesnějších výsledků by bylo nutné vysítovat hřídel bez prutové náhrady i s poměrnou částí jak ozubeného kola, tak i ložisek. Tím by došlo k částečnému vyztužení tělesa a snížení celkové difference vlastní frekvence pro jednotlivé módy.

4.1.2 MODÁLNÍ ANALÝZA VÝSTUPNÍ HŘÍDEL

Opět jako pro vstupní hřídel spočíval první krok v geometrické redukci modelu hřídele vytvořeného v CAD softwaru, který se týkal odstranění zahloubení pro pero plus veškeré zaoblení a zkosení. Kvůli věrohodnějšímu chování během simulace byla opět zachována část příruby z ozubeného kola.



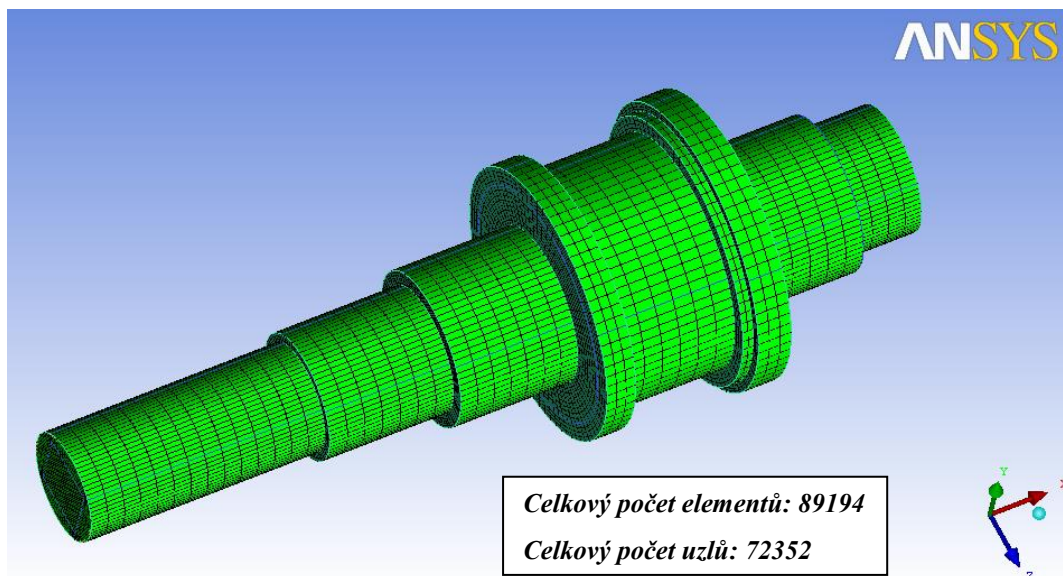
Obr. 27: Srovnání tvarového zjednodušení, vlevo původní, vpravo zjednodušená součást

Další postup byl totožný s postupem v kapitole 4.1.1. Nejprve byla v programu ICEM CFD pomocí modulu Blocking vytvořena mapovaná síť. Současně zde byla vymodelována i prutová náhrada pro jednotlivé kontaktní povrchy. Ty svými rozměry a umístěním odpovídaly vstupní hřídeli, dvě prutové náhrady pro kontakt hřídele s ložisky, jednu prutovou náhradu pro nasazené ozubené kolo a poslední prutovou náhradu nutnou pro následné zadání zátěžného protimomentu na konci hřídele. Použité prvky sítě a prutové náhrady také odpovídaly těm u vstupní hřídele.

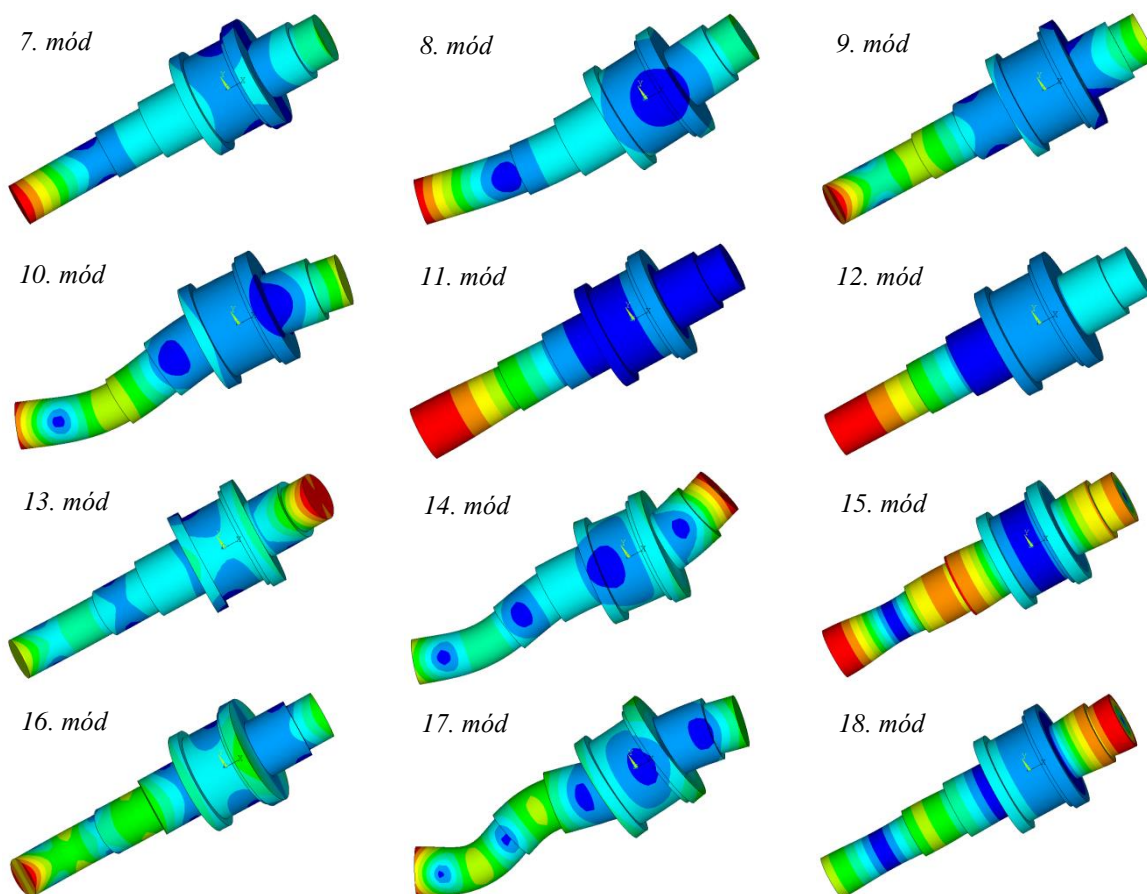
Jelikož byla i výstupní hřídel vyrobena z oceli, byly zvoleny totožné materiálové parametry jako v předchozí kapitole.

Tab. 9: Materiálové charakteristiky pro výstupní hřídel

Hustota	$7,806 \cdot 10^{-6}$ [kg.mm ⁻³]
Youngův modul pružnosti v tahu	$2,07 \cdot 10^5$ [MPa]
Poissonova konstanta	0,29



Obr. 28: Vysíťovaná výstupní hřídel



Obr. 29: Porovnání vlastních tvarů a frekvencí pro prvních 12 nenulových módů



Tab. 10: Srovnání výsledků modální analýzy výstupní hřídele bez/s prutovou náhradou

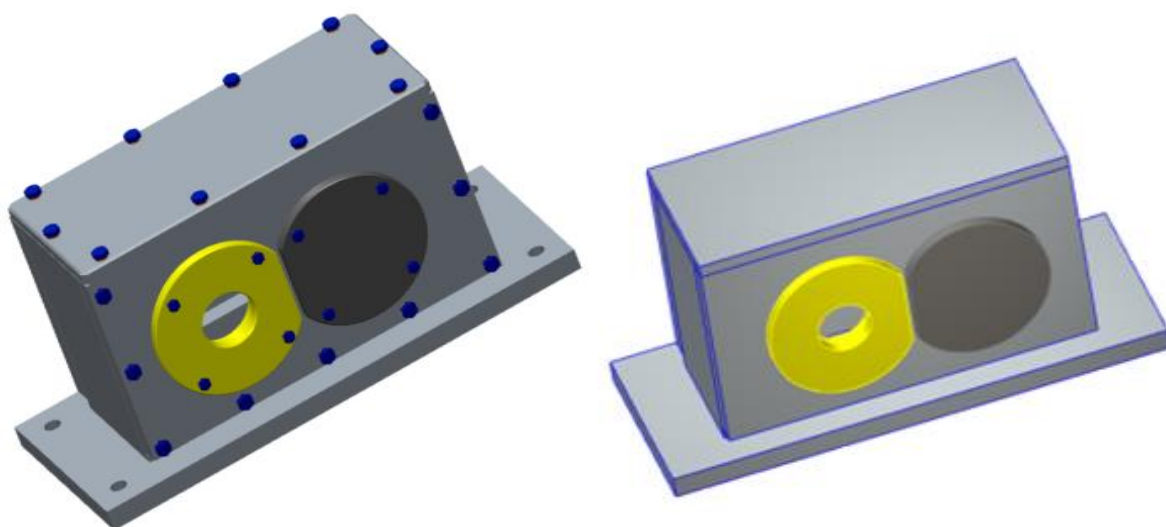
Číslo módu [-]	Frekvence bez prutové náhrady [Hz]	Frekvence s prutovou náhradou [Hz]	Procentuální rozdíl [%]
7	2987,3	3317,07	11,04
8	2987,5	3317,25	11,04
9	7843,6	8198,27	4,52
10	7843,9	8198,62	4,52
11	7886,6	8669,03	9,92
12	11487	12551,05	9,26
13	12476	13412,93	7,51
14	12476	13413,40	7,51
15	15803	18043,70	14,18
16	17179	18678,32	8,73
17	17180	18678,89	8,72
18	18242	19746,75	8,25
19	22230	26679,08	20,01
20	24177	28091,86	16,19

Výsledky modální analýzy výstupní hřídele jsou velmi podobné těm pro hřídel vstupní. Vykreslení vlastních tvarů opět názorně ukázalo převahu ohybových módů tělesa. Z tabulky Tab. 10 je vidět opětovný rozdíl mezi výpočtem tělesa s prutovou náhradou a bez ní. To je způsobeno, jak již bylo zmiňováno u vstupní hřídele, vyztužením kontaktního povrchu tělesa prutovou náhradou.

4.1.3 MODÁLNÍ ANALÝZA PŘEVODOVÉ SKŘÍŇE

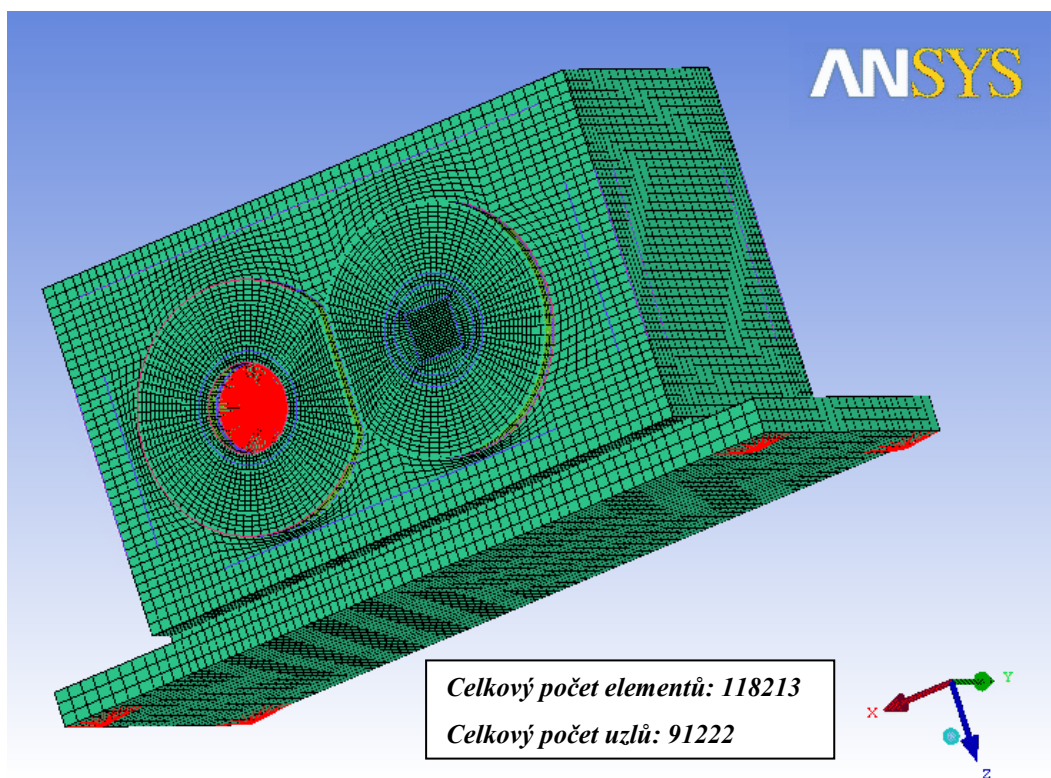
Poslední nahrazované těleso mechanismu byla samotná převodová skříň. Pro docílení výsledků odpovídajících reálné součásti, zde byla snaha, co nejméně změnit samotný geometrický tvar tělesa. Zjednodušení modelu spočívalo, jako u předchozích dvou součástí, v odstranění veškerých zkosení a zaoblení. Co se týče šroubových spojů, tak ty byly nahrazeny pevným spojením jednotlivých součástí k sobě. Výsledná geometrická redukce je zobrazena na obrázku Obr. 30.

Takto upravený model byl opět naimportován do programu ICEM CFD, kde byl nahrazen konečně prvkovou sítí, která byla opět vytvořena pomocí modulu Blocking. Kvůli pozdějšímu sledování vibrací bylo nutné zajistit co možná nejpravidelnější rozestupy mezi jednotlivými uzly sítě. Z obrázku Obr. 31 je patrné, že ne vždy se tyto pravidelné rozestupy podařilo docílit. Zejména je tato nerovnoměrnost vidět na obou přírubách, které kryjí ložiska. Toto velmi výrazné zjemnění pramení z podstaty tvorby mapované sítě. S danou nerovnoměrností bylo následně uvažováno při volbě rozmístění jednotlivých měřicích elementů v programu MSC ADAMS, kde se do takto zjemněných míst nelokalizovaly žádné měřicí prvky z důvodu možného zkreslení výsledných hodnot. Zvolený prvek sítě byl opět SOLID 185.



Obr. 30: Srovnání tvarového zjednodušení, vlevo původní, vpravo zjednodušená součást

Opětovně je i vytvoření prutové náhrady pomocí MPC 184 s vlastnostmi prutového prvku RIGID BEAM. Ta se oproti hřídelím nadefinuje pouze v místech kontaktů s ložisky a také v místech, kde bude daná skříň přichycena v programu MSC ADAMS k tělesu Ground. U reálné součásti jsou ve spodní podstavě pro uchycení k podložce vyvrtány 4 otvory. Pro docílení co nejněvhodnějšího chování modelu během zátěžné simulace byly na modelu zvoleny čtyři body, jejichž umístění koresponduje s dírami vytvořené v podstavě reálné součásti.



Obr. 31: Vysítované těleso skříně s vytvořenou prutovou náhradou

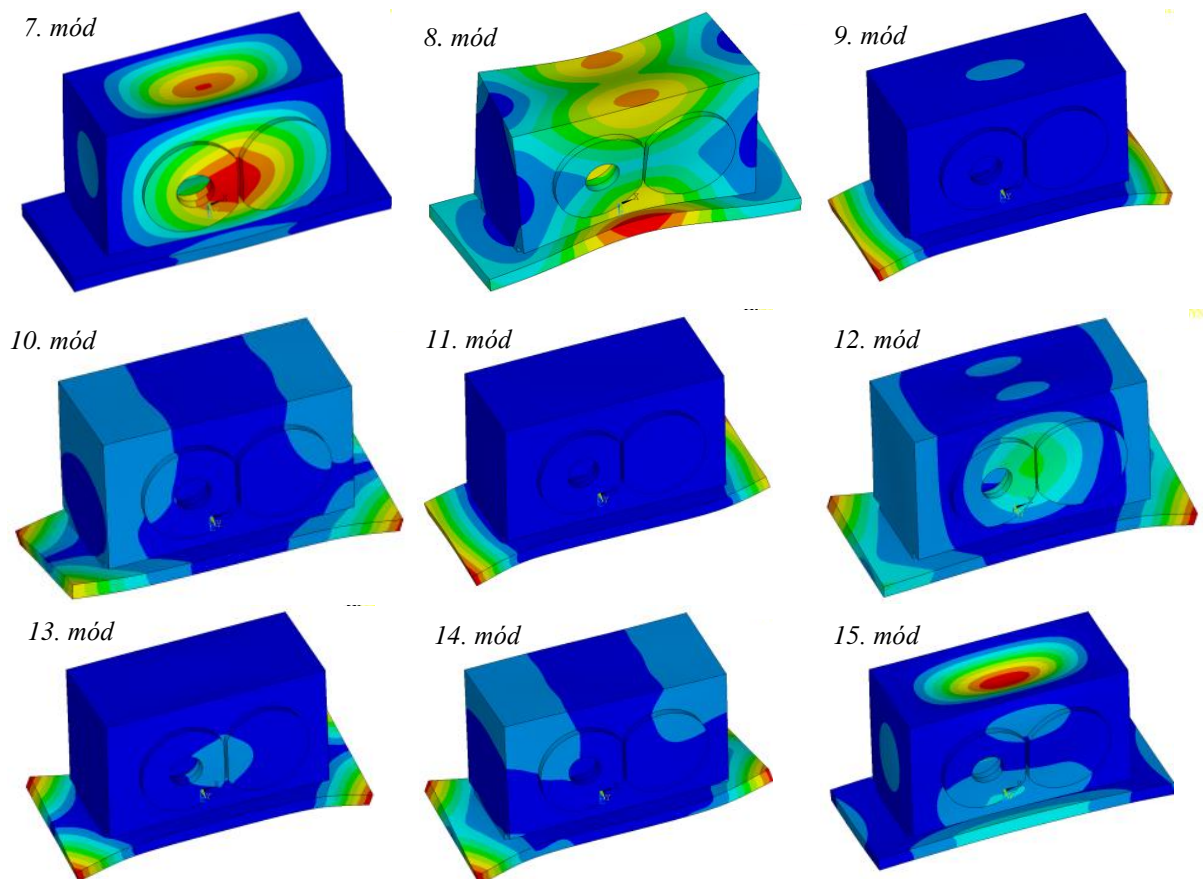


Celá skříň je vyrobena z oceli proto po importu výsledné sítě do programu ANSYS bylo nutné zadat odpovídající materiálové charakteristiky.

Tab. 11: Materiálové charakteristiky pro převodovou skříň

Hustota	$7,806 \cdot 10^{-6}$ [kg.mm ⁻³]
Youngův modul pružnosti v tahu	$2,07 \cdot 10^{-5}$ [MPa]
Poissonova konstanta	0,29

Výsledné ovlivnění modální analýzy prutovou náhradou je zobrazeno v tabulce Tab. 12. Jak je možné vidět procentuální difference je výrazně nižší než u hřídelí, maximální hodnota odchylky je 11,10 % a je dosažena při 12 nenulovém módu. Tato výrazná změna oproti hřídelům vychází z faktu, že daná skříň obsahuje méně plošných vyztužení způsobené prutovou náhradou.



Obr. 32: Porovnání vlastních tvarů a frekvencí pro prvních 9 nenulových módů



Tab. 12: Srovnání výsledků modální analýzy vstupní hřídele bez/s prutovou náhradou

Číslo módu [-]	Frekvence bez prutové náhrady [Hz]	Frekvence s prutovou náhradou [Hz]	Procentuální rozdíl [%]
7	1971,5	2191,96	11,09
8	2260,6	2449,55	8,36
9	2535,6	2666,56	5,16
10	2692,1	2836,20	5,35
11	2756,4	2878,02	4,41
12	2763,6	2896,98	4,83
13	3065,6	3214,23	4,85
14	3255,6	3405,87	4,62
15	3512,5	3598,55	2,45
16	3535,8	3890,85	10,04
17	3822,4	4231,68	10,71
18	3897,9	4330,41	11,10
19	4110,8	4393,04	6,87
20	4248,1	4624,28	8,86

4.2 URČENÍ TUHOSTI KUŽELÍKOVÝCH LOŽISEK

V reálné experimentální převodovce jsou pro uložení hřídelí použita kuželíková ložiska s kosoúhlým stykem SKF 32007.

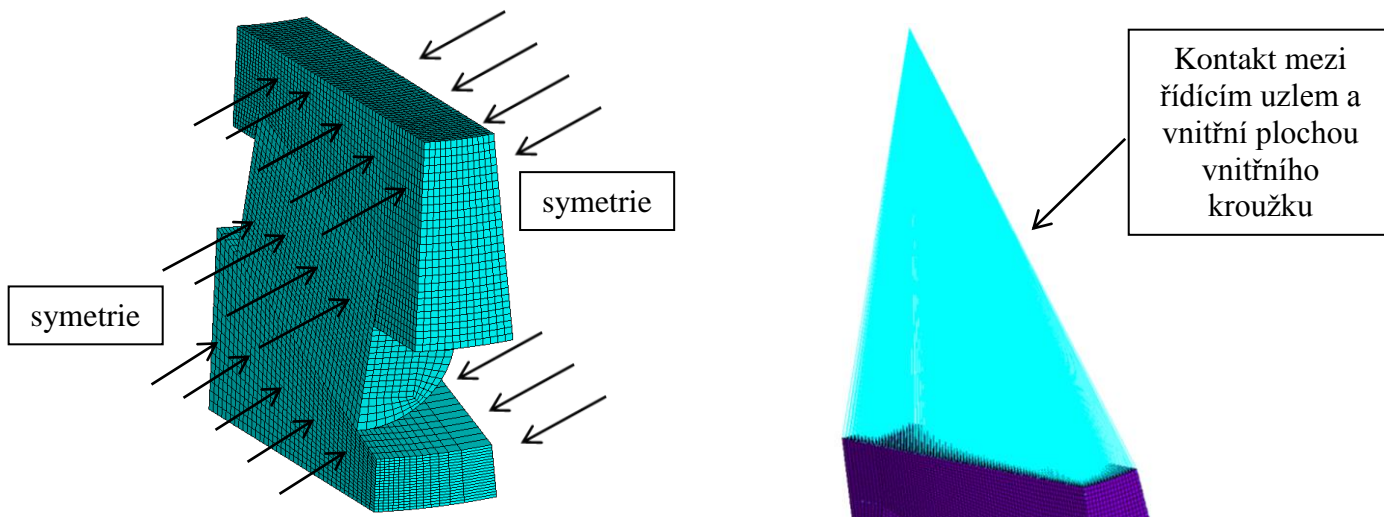
Tab. 13: Základní parametry ložisek SKF 32007

Veličina	Označení	Jednotka	SKF 6300
Průměr vnějšího kroužku	D	[mm]	35
Průměr vnitřního kroužku	d	[mm]	62
Vnější šířka ložiska	B	[mm]	15
Vnitřní šířka ložiska	b	[mm]	18
Počet elementů	n_{el}	[-]	22
Statická únosnost	C_o	[kN]	49
Dynamická únosnost	C	[kN]	37,4

Abychom docílili detailnějšího chování celého mechanismu ložiska, bylo nutné zahrnout do kontaktu valivého elementu s vnějším kroužkem i deformovanou plochu. U nahrazení pouze pomocí 2D zjednodušujícího modelu je daná plocha nahrazena pouze čárovým stykem. Současně s tím bylo nutné implementovat do celého výpočtu i kontakt bočních ploch s valivým elementem (zejména pro určení ohybové tuhosti). Proto byl pro výpočet tuhostí v jednotlivých směrech pomocí MKP vytvořen prostorový 3D model, složený z poloviny valivého elementu, který byl seshora tlačěn vnitřním kroužkem a zdola se opíral o vnější kroužek, který byl vetknutý na vnějším průměru, čímž mu byl zamezen jakýkoli pohyb.

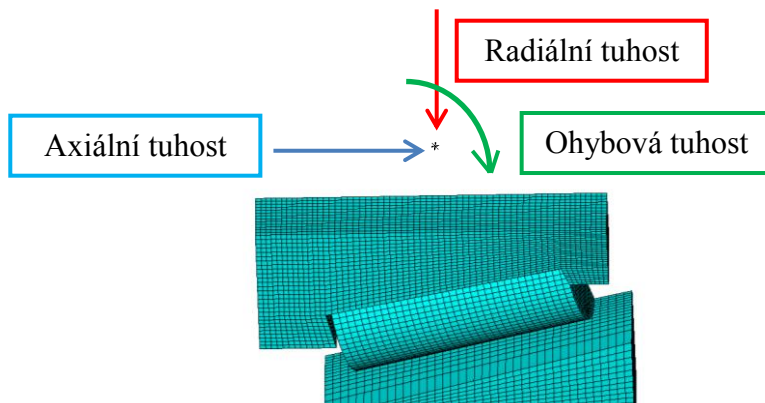


Vnitřní kroužek byl součástí nedeformovatelného kontaktu s řídicím uzlem reprezentující střed hřídele. Takto vytvořený model byl dále doplněn o symetrii na jednotlivých plochách. Samozřejmostí bylo i vytvoření sítě, která se zhušťovala směrem ke kontaktu jednotlivých komponent. Výsledný model je zobrazen na obrázku *Obr. 33*.



Obr. 33: Popis prostorového modelu ložiska

Zatěžování tohoto modelu ložiska probíhalo přes řídicí bod, do kterého se definovaly nejprve posuvy (vždy v daném směru) a potom i natočení *Obr. 34*. Díky tomuto potom výsledná působící síla reálněji odrazela veškeré zatěžovací účinky.



Obr. 34: Schéma zatěžování v jednotlivých směrech

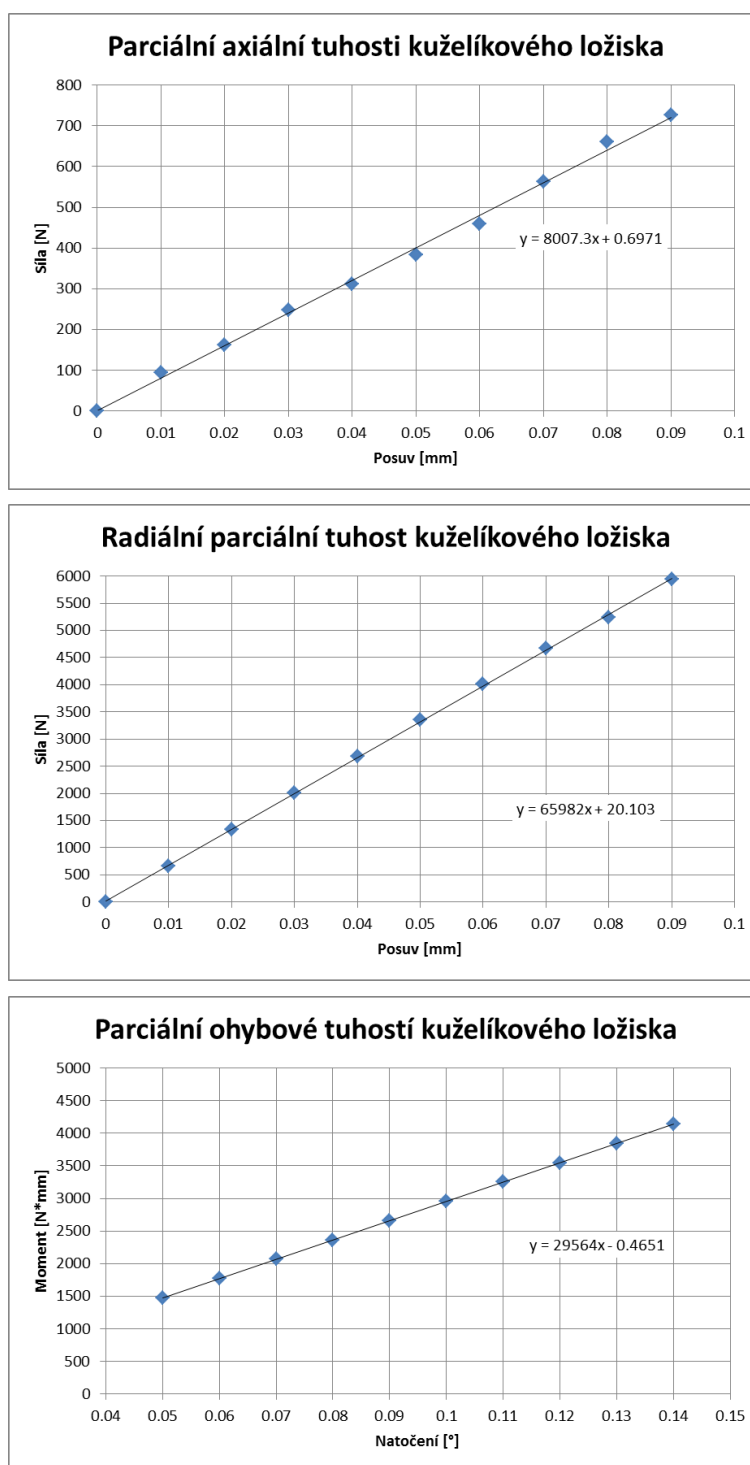
4.2.1 ZJIŠTĚNÍ KONKRÉTNÍCH HODNOT TUHOSTI KUŽELÍKOVÉHO LOŽISKA

Metodika zjišťování tuhosti byla převzata z kapitoly 3.2., kdy se nejprve zvolil interval zatěžovacích posuvů, následně se pro tuto každou hodnotu odečetla výsledná síla a pomocí vztahu (22) se zjistila parciální tuhost, jejichž hodnoty byly následně do grafu a aproximovány přímkou. Směrnice této přímky potom přímo určila výslednou hodnotu tuhosti pro definované zatížení modelu. Ta byla poté ještě přepočítána pomocí vztahů (22) a (23) na tuhost v daném směru pro celé ložisko. Jednotlivé volené intervaly pro určení tuhosti v zátěžných směrech jsou zobrazeny v tabulce *Tab. 14*.



Tab. 14: Intervaly posuvů a natočení s ohledem na dynamické zatěžování

	Interval	Krok
Axiální tuhost	0,01 [mm] – 0,09[mm]	0,01 [mm]
Radiální tuhost	0,01 [mm] – 0,09 [mm]	0,01 [mm]
Ohybová tuhost	0,05 [°] - 0,15[°]	0,01[°]



Obr. 37: Ohybové parciální tuhosti ložiska SKF 32007



Tab. 15: Výsledné hodnoty tuhostí pro ložisko SKF 32007/SKF6300 v jednotlivých směrech

	Axiální tuhost [N.mm ⁻¹]	Radiální tuhost [N.mm ⁻¹]	Ohybová tuhost [N.mm ⁻¹ .° ⁻¹]
Celková hodnota pro SKF 32007	111453,943	918406,209	205751,274
Celková hodnota pro SKF 6300	56841,907	207216,303	-

V tabulce Tab. 15 jsou zapsány hodnoty tuhostí po kompletním přepočtu. Pro porovnání jsem zde uvedl i hodnoty pro kuličkové ložisko z kapitoly 3.2. Jak je již na první pohled zřejmé, hodnoty tuhosti pro kuželíkové ložisko jsou v případě radiální tuhosti několikanásobně vyšší. Tento jev je způsoben zejména odlišnou stavbou daných typů ložisek.

4.3 KOMPLETACE MODELU EXPERIMENTÁLNÍ PŘEVODOVKY

4.3.1 URČENÍ PARAMETRŮ KONTAKTU OZUBENÝCH KOL

Ještě před finální kompletací modelu bylo nutné definovat kontakt ozubeného soukolí. To spočívalo v dosazení geometrických parametrů jednotlivých kol do vztahů, které byly popsány v kapitole 3.1.1.. Souhrn dosazovaných hodnot je uveden v tabulce Tab. 16.

Tab. 16: Parametry ozubení potřebné pro výpočet kontaktních parametrů ozubení

	Hnací kolo	Hnané kolo
Počet zubů:	$z_{n1} = 27$	$z_{n2} = 32$
Jednotkové posunutí:	$x_1 = 0,06$ [mm]	$x_2 = -0,04$ [mm]
Součinitel délky trvání záběru	$\varepsilon_\alpha = 2,6598$	
Kontaktní šířka ozubení	$s_1 = 27,5$ [mm]	
Moment setrvačnosti	$I_1 = 3264,59$ [kg.mm ²]	$I_2 = 7548,86$ [kg.mm ²]
Poměrné tlumení	$\zeta = 0,05$	

Po dosazení parametrů do vztahů (16) a (17) vyšla výsledná hodnota záběrové tuhosti:

$$c_y = \underline{1015197,592} \frac{N}{mm}$$

Obdobně jsem postupoval i pro nalezení hodnoty celkového tlumení kontaktu. Opět jsem vycházel z kapitoly 3.1.2, konkrétně ze vztahů (18), (19), (20). Po dosazení vstupních hodnot bylo celkové tlumení b_T rovno:

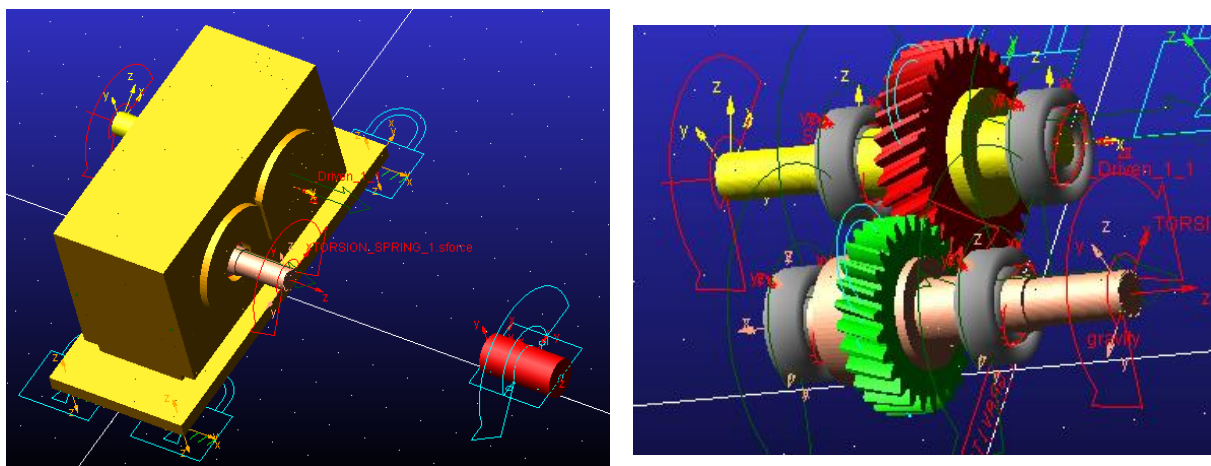
$$b_T = \underline{4810,038} \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Ostatní parametry kontaktu byly přebrány z tabulky Tab. 2 v kapitole 3.1.3..

4.3.2 ZAVAZBENÍ PRUŽNÉHO MODELU V PROGRAMU MSC ADAMS

Po provedení modálních analýz a vytvoření mnf souborů jednotlivých součástí, zbývalo celý mechanismus v programu MSC ADAMS správně zavazbit. Nejdříve jsem se snažil postupovat stejným způsobem jako při tvorbě zjednodušeného modelu složeném z tuhých těles, a to přiřazením ložisek a ozubeného soukolí přímo na pružné těleso v přichytávacím uzlu. Bohužel modul Machinery ve verzi 2013 nepodporuje takovýto druh vazeb, proto jsem zvolil řešení, kdy jsem nejprve vytvořil pomocné válcové těleso (tzv. dummy part), jehož hmotnost a momenty setrvačnosti se rovnaly 0. To jsem připojil na pružné těleso v místě připojovacího uzlu pomocí vazby Fixed. Následně už pouze stačilo vytvořit jednotlivé prvky z modulu Machinery pomocí zavazbení s jednotlivými pomocnými tělesy v příslušných místech.

Další problém, který bylo třeba vyřešit, spočíval v nastavení tlumení vlastních pružných těles. Výchozí hodnoty programu ADAMS totiž všem pružným tělesům přiřazují pro vlastní frekvence do 100 Hz tlumení 1 %, pro vlastní frekvence ležící v intervalu 100 Hz – 1000 Hz hodnotu 10 % a nad 1000 Hz potom 100 %. Toto nastavení je vzhledem k faktu, že všechna tělesa mají první nenulovou vlastní frekvenci vyšší jak 1000 Hz, absolutně neakceptovatelné. Pro reálnější chování mi proto bylo vedoucím práce doporučeno použití konstantní hodnoty 0,02, což odpovídá 2% tlumení po celou dobu simulace.



Obr. 38: Kompletně nadefinovaný model experimentální převodovky, vlevo včetně skříňe, vpravo pouze rotační části mechanismu

4.3.3 ZATĚŽOVÁNÍ SIMULAČNÍHO MODELU PŘEVODOVKY

Zatěžování samotného modelu se odvíjelo od jízdního režimu, pro jaký měly být výsledné vibrace zkoumány. Protože daná převodovka nebyla určena pro žádný konkrétní zatěžovací režim (myšleno jedny konstantní otáčky s definovaným průběhem působícího protimomentu), byla zvolena varianta určení celkových vibrací během rozběhové zkoušky, konkrétně od zátěžných otáček vstupního hřídele v rozmezí 100 min^{-1} až do 4000 min^{-1} . Aby měla takováto zkouška relevantní výsledky, bylo nutné tento rozběh zvolit v rozumném čase, pro daný případ byl zvolen čas roven 25 sec. Opět byla k tomuto druhu zatěžování použita funkce STEP, která uvedené krajní hodnoty proložila splinem podobným lineární funkci.

Samotné zatížení by však výrazně nevybudilo žádné větší amplitudy ve frekvenčním spektru, proto byl ještě na výstupní hřídeli definován zátěžný protimoment. Jeho výsledný průběh byl složen z konstanty, na kterou byly superpozicovány tři dílčí složky, přičemž

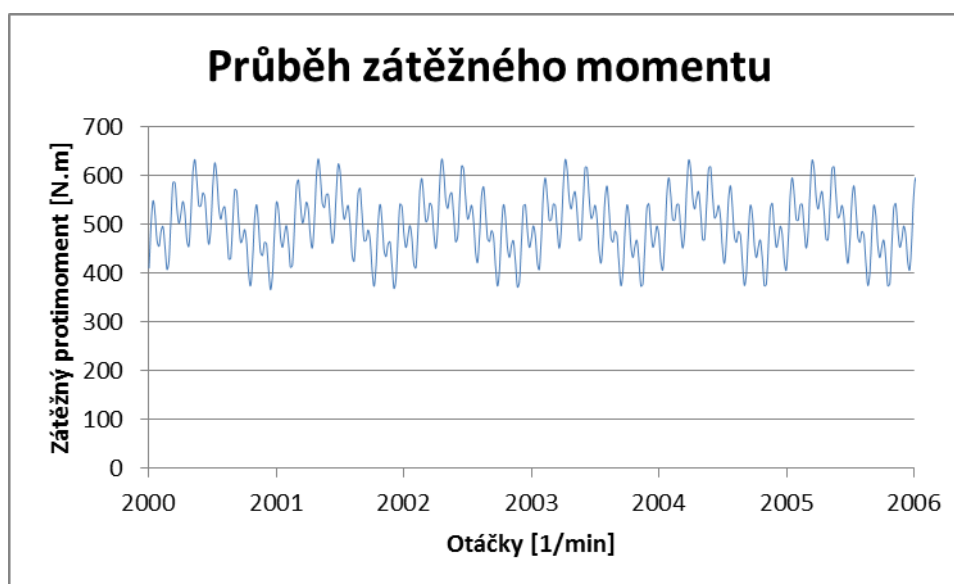


každá z nich měla zahrnout do buzení jednu harmonickou frekvenci. Výsledná rovnice zatěžovacího momentu potom byla:

$$M_z = konst + a \cdot \sin(h_{s1} \cdot \omega \cdot t) + a \cdot \sin(h_{s2} \cdot \omega \cdot t) + a \cdot \sin(h_{s3} \cdot \omega \cdot t) \quad (25)$$

kde: *konst* konstanta momentu (500 N.m)
a amplituda,
h_{s1} 2. řád harmonické složky
h_{s2} 12. řád harmonické složky
h_{s3} 24. řád harmonické složky
 ω úhlová rychlost
t čas simulace

Výsledná amplituda protimomentu byla vzhledem k použitým ozubeným kolům zvolena $a = 50 \text{ N.m}$. Jednotlivé řady harmonických složek byly po konzultaci s vedoucím práce převzaty z traktorového motoru Zetor, kde se na výsledných vibracích podílí zejména 2. 12. a 24. řád harmonické složky. Průběh zátěžného momentu je zobrazen na obrázku *Obr. 39*.



Obr. 39: Průběh zátěžného momentu pro experimentální převodovku



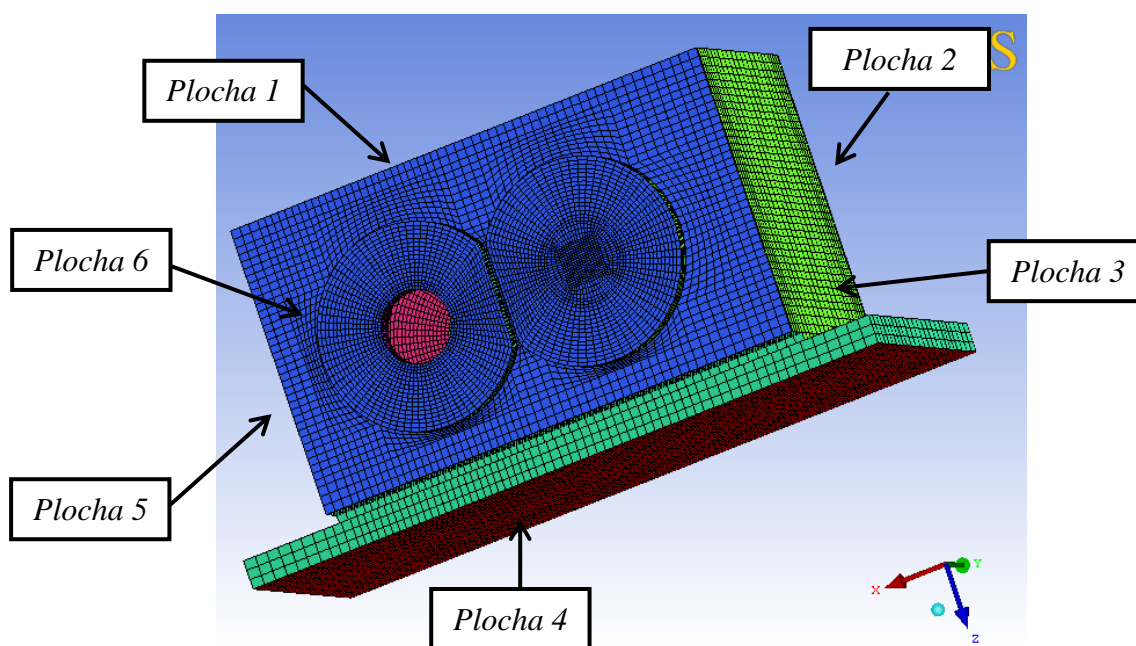
5 HODNOCENÍ VIBRACÍ PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ

Finální hodnocení vibrací převodové skříně bylo prováděno pro dva modely ozubení. Nejdříve byly zkoumány vibrace pro variantu ozubení Simplified a poté pro variantu 3D Contact. Volba právě těchto dvou modelů byla ovlivněna nabídkou jednotlivých typů, kde se pro ozubení se šikmými zuby mohlo vybírat pouze mezi těmito dvěma variantami. Nastavení simulace pro jednotlivé typy ozubení bylo voleno podle zkušeností s jednoduchým modelem převodovky, konkrétně pro typ 3D Contact byla chyba výpočtu a iterační krok roven $1 \cdot 10^{-6}$. Pro ozubení Simplified zůstalo zachováno výchozí nastavení programu MSC ADAMS, které se pro daný typ už také osvědčilo u jednoduchého modelu.

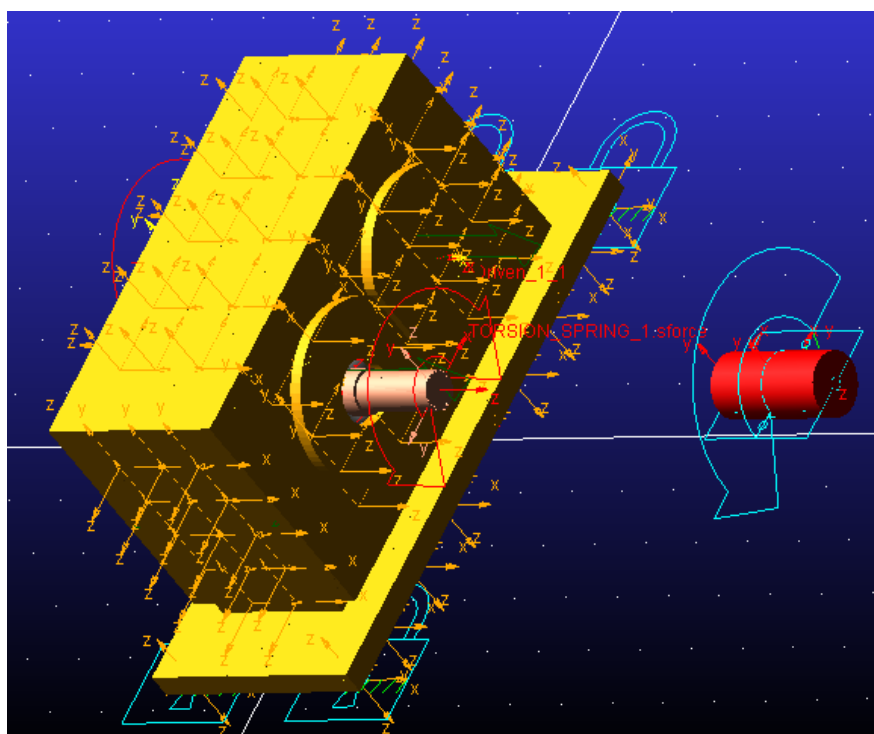
5.1 PRINCIP ZKOUMÁNÍ VIBRACÍ

Na základě průběhů působících sil v ozubení pro jednoduchý model převodového mechanismu (*Obr. 19* z kapitoly 3.5.2.) lze i bez jakékoli další simulace určit, že model experimentální převodovky s ozubením 3D Contact bude obsahovat větší výsledné amplitudy vibrací než ozubení tvořené typem Simplified. Tento fakt plyne z jiného způsobu výpočtu a také ze zahrnutí daleko více parametrů u modelu 3D Contact, které se následně projeví i ve finálních vibracích celé skříně. Aby však bylo možné výsledky kvantifikovat, muselo dojít ještě před samotnou simulací k úpravě modelu.

Za tímto účelem byla celá skříně nejprve rozdělena na jednotlivé plochy. Pro zjednodušení byly příruby pro montáž ložisek a stěna skříně brány jako jeden celek. Následně byly na dané plochy umístěny souřadné systémy, tzv. Markery. Ty byly natočeny tak, aby vždy jedna jejich osa byla kolmá na povrch jednotlivé stěny. Rozmístění souřadných systémů nebylo voleno náhodně, ale byla zde snaha o dodržení rovnoměrných rozestupů. Pro zjednodušení odečítání výsledků byly všechny normálové směry k daným plochám reprezentovány osou z. Vyhodnocení vibrací potom probíhalo v určení normálových rychlostí v jednotlivých Markrech.



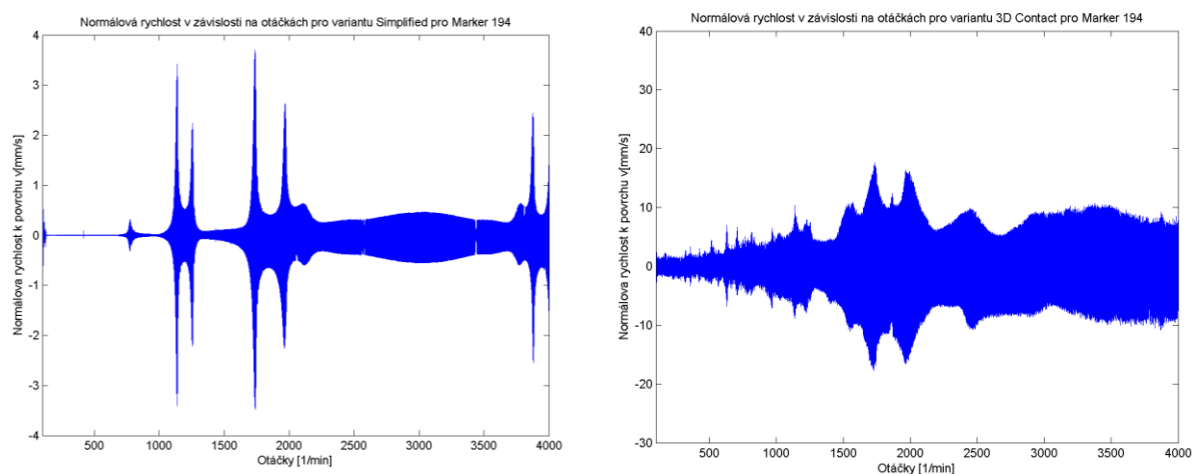
Obr. 40: Rozdělení skříně na plochy



Obr. 41: Rozmístění Markerů na daných plochách

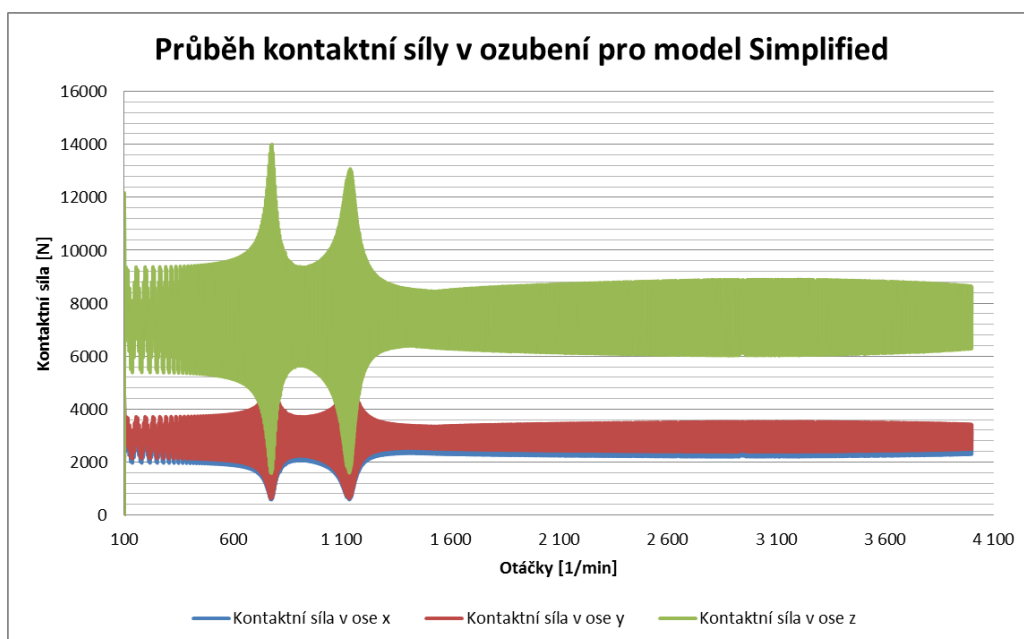
5.2 POROVNÁNÍ OBOU VARIANT OZUBENÍ

Pro posouzení vibrací během rozběhové zkoušky bylo na obou modelech určeno 6 hlavních Markerů (každý z jedné plochy), ve kterých byl předpoklad největšího projevu vibrací. Na obrázku Obr. 42 je zobrazen průběh rychlosti pro Marker 194, jehož umístění bylo zvoleno zhruba uprostřed horního víka skříně.



Obr. 42: Porovnání výsledné rychlosti pro jednotlivé typy ozubení v Markeru 194 z plochy 1, vlevo varianta Simplified, vpravo varianta 3D Contact

Z výsledného grafu pro Marker 194 je patrné, že průběh dané rychlosti v závislosti na otáčkách je významnou měrou ovlivňován zvoleným typem ozubení. Při výpočtu modelu Simplified bylo dosaženo rovnoměrnějšího výsledného průběhu rychlosti se zřetelnými amplitudami. To je zapříčiněno samotným způsobem výpočtu daného ozubení, protože hlavní budící vibrace se odvíjejí od velikostí jednotlivých složek síly v kontaktu ozubení. Pokud tedy uvažujeme model Simplified, pro který jsou jednotlivé složky kontaktní síly počítány analyticky, je zde velký předpoklad, že se největší výsledné vibrace projeví na ploše kolmé ke složce, která bude reprezentovat největší velikost kontaktní síly. Z grafu na obrázku *Obr. 43* je patrné, že největší síla v kontaktu jednotlivých kol působí v ose z, který je kolmý na boční plochy 3 a 5.



Obr. 43: Průběh kontaktní síly v ozubení pro model Simplified

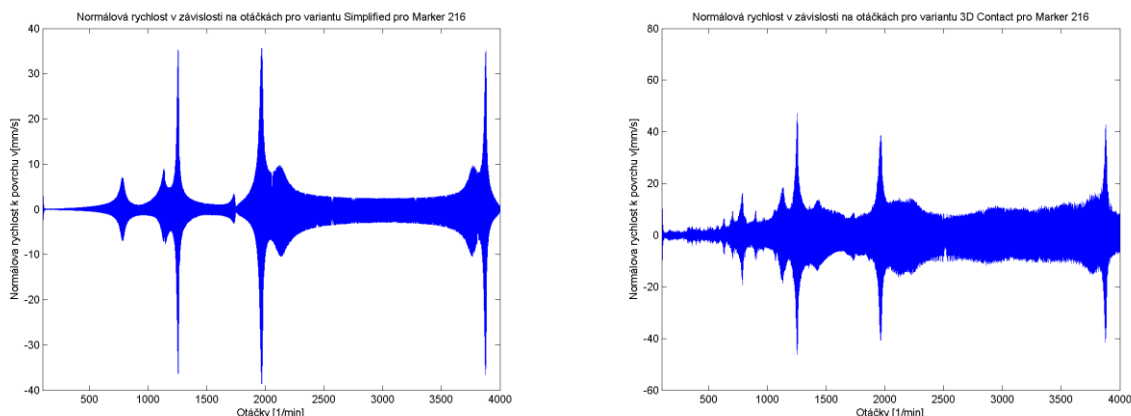
U modelu typu 3D Contact je tato teorie obdobná, avšak ze samotného způsobu výpočtu kontaktní síly nelze jednoznačně určit, kde a do jaké míry se dané vibrace nejvíce projeví. Samotný 3D Contact totiž počítá kontaktní sílu, respektive velikosti jejich složek, pomocí kontaktu skořepiny na skořepinu. Z tohoto důvodu se v daném signálu objevuje i velké množství vedlejších amplitud, které se projevují nejvíce na místech, kde dochází u jednotlivých vlastních módů ke kmitně. Opět lze ale očekávat, že se největší amplitudy rychlosti projeví na plochách 3 a 5. Pokud by vyfiltrování vedlejších amplitudových spekter (tzn. odstranění podílů složek zahrnující u modelu 3D Contact další prvky, např. zubovou vůli) bylo provedeno správně, je zde velký předpoklad, že by se získaný průběh daleko více shodoval s průběhem rychlosti pro model Simplified.

Pro úplnost jsou ještě uvedeny průběhy rychlostí sledovaných souřadných systémů z dalších dvou ploch (2 a 3). Tím získáme relativně dobrý přehled o tom, jak se dané vibrace projevují na třech vůči sobě kolmých plochách.

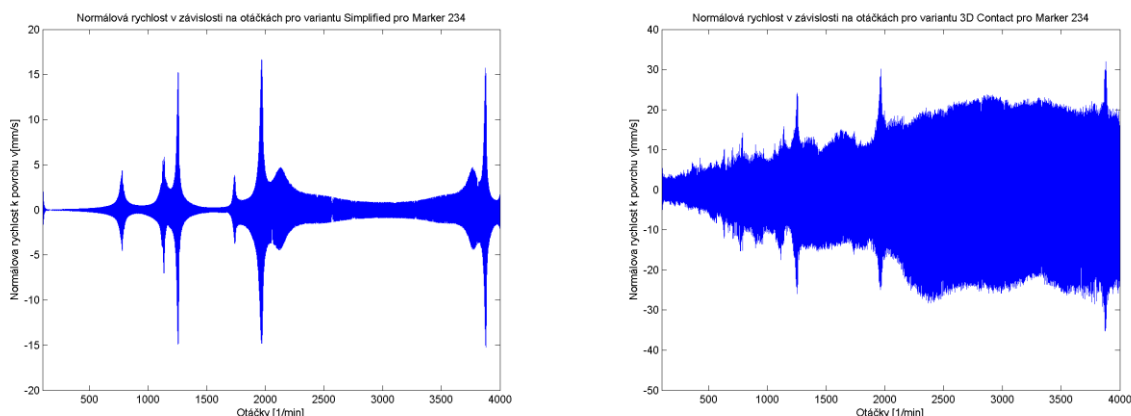
Z grafů na zobrazených na obrázcích *Obr. 44* a *Obr. 45* vyplývá, že nejmenší rozdíly mezi sledovanými průběhy jsou na boční ploše 3. Tato plocha je ze všech sledovaných ploch nejmenší, a při zachování stejné tloušťky materiálu i nejvíce tuhá. Současně pokud srovnáme vlastní tvary skříně pro jednotlivé módy z obrázku *Obr. 32*, zjistíme, že daná plocha je sama o



sobě stejná. To způsobí, že přídatné prvky, které zahrnuje model ozubení 3D Contact, se zde nemohou plně projevit, tudíž se normálové rychlosti pro jednotlivé modely ozubení, ať už průběh nebo velikost, relativně dobře shodují. U zadní plochy číslo 2 je naopak vliv působení ostatních složek ještě zvýrazněn, protože sledovaný Marker se nachází v místě příruby pro ložisko, kde při vlastních módech 7 a 8 vznikají největší kmitny. Z tohoto důvodu je patrný výrazný rozdíl v průběhu normálových rychlostí pro jednotlivé modely ozubení.



Obr. 44: Porovnání výsledné rychlosti pro jednotlivé typy ozubení v Markeru 216 z plochy 3, vlevo varianta Simplified, vpravo varianta 3D Contact



Obr. 45: Porovnání výsledné rychlosti pro jednotlivé typy ozubení v Markeru 234 ze zadní plochy 2, vlevo varianta Simplified, vpravo varianta 3D Contact

Celkově lze říci, že co se velikosti amplitud týče, jsou největší hodnoty dosahovány na boční ploše 3, která je kolmá na osu otáčení jednotlivých hřídelí. Zde amplitudy dosahují pro oba modely zhruba stejných maximálních hodnot kolem $40 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$.

5.3 VÝSTUPNÍ ČÍSELNÉ HODNOCENÍ URČUJÍCÍ MÍRU HLUKU

Pro kvantifikování výsledné míry vibrací pro oba modely během rozběhové zkoušky byla použita obdobná metodika, která byla uvedena ve zdroji [13]. Zde autor vycházel z integrální charakteristiky, která byla založena na kvadrátu amplitudy normálové rychlosti povrchu v_n . Daná hodnota pak byla sumací sečtena přes celé frekvenční spektrum. Takto nadefinovaná



veličina, autor ji zde označil jako „mobilitu“ (E), by potom měla charakterizovat akustický projev dané součásti. Základní veličina mobility E je definována vztahem (26).

$$E = \frac{1}{2} \sum_{f_1}^{f_2} v_n^2 \quad (26)$$

Bohužel tento základní vztah lze rozumně aplikovat na určení akustické emise součásti při konstantním zatížení, tzn. při neměnicích se otáčkách hřídelů. Při tomto nastavení simulace by se z výsledných hodnot rychlostí provedla harmonická analýza, která by určila jednotlivé frekvenční rozsahy, přes které bychom danou mobilitu následně sečetly. Pro rozběhovou zkoušku je takovéto řešení sice realizovatelné, ale ne úplně vhodné, protože amplituda dané normálové rychlosti pro jeden Marker závisí na měnících se otáčkách. Z tohoto důvodu došlo po konzultaci s vedoucím práce k upravení daného vztahu, kde se už jednotlivé kvadráty rychlosti nebudou sčítat přes frekvenční spektra, ale toto frekvenční spektrum nahradí sumu přes všechny otáčky. Tato úprava velice zjednoduší odečítání daných výsledků, kdy budeme schopni přesně určit, při jakých otáčkách rozběhové zkoušky bude daná amplituda rychlosti největší. Výsledný upravený vztah pro mobilitu je uveden pod číslem (27).

$$E = \frac{1}{2} \sum_{n_1}^{n_2} v_n^2 \quad (27)$$

V upraveném výpočtovém vztahu pro mobilitu však zatím žádným způsobem nefiguruje plocha, která přísluší řešené normálové rychlosti. Na jednotlivých površích byla snaha o vytvoření co nejrovnoměrnější hustoty rozmístění Markerů. To ale neznamená, že velikost plochy, která připadala k jednomu Markeru, byla po celém povrchu skříně stejná. Pro názornost je zde uvedeno srovnání dvou výpočtových povrchů, kdy na ploše 1 odpovídala normálová rychlost jednoho Markeru obsahu rovném $565,5 \text{ mm}^2$, kdyžto na ploše 2 byl daný rozestup už pouze 396 mm^2 . Výsledná hodnota mobility by se pro uvedené plochy do určité míry odlišovala, proto bylo bezpodmínečně nutné zahrnout do výpočtu jednotlivé dílčí plochy. Takto upravené vztahy jsou zobrazeny pod čísly (28), (29).

$$E(n)_{upr} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{S_{celk}} \sum_{marker=1}^{marker=i} S_{mark} \cdot v_n^2 \quad (28)$$

Suma u vztahu 27 vyjadřuje součet mobility pro jednotlivé elementy plochy. Pro celkovou hodnotu mobility dané součásti je potom provedena následná další sumace.

$$E_{celek_upr} = \sum_{plocha_1}^{plocha_6} E(n) \quad (29)$$

Uvedené vztahy platí, pouze za předpokladu, že sledovaný Marker je situován přímo uprostřed plochy, která mu přísluší. Získaná rychlost v daném bodě je potom automaticky brána jako průměrná hodnota pro celou takto uvažovanou plochu.

U jednoduchých součástí, kde je vytvořena absolutně rovnoměrná síť a jednotlivé Markery mají mezi sebou konstantní vzdálenost, je možné element celkové plochy ve výpočtu zanedbat. Podíl dílčí plochy S_{mark} ku celkové ploše S_{celk} by pro daný případ byl



konstantní. Pro takovou situaci by se celková hodnota mobility vypočítala vztahem, který vznikne sloučením předchozích dvou.

$$E_{celek_upr} = \frac{1}{2} \cdot \sum_{n_1}^{n_2} \sum_{marker=1}^{marker=i} S_{mark} \cdot v_n^2 \quad (30)$$

Pro porovnání jednotlivých mobilit je vhodné provést převod dané veličiny na hladiny hodnot. Tím docílíme lepšího vyobrazení jednotlivých rozdílů. Je ale třeba mít na paměti, že i když veličina mobility (E) bude vyjádřena v decibelové stupnici, stále se bude jednat o diferenční hodnoty, které nemají s velikostí akustického výkonu, či intenzity nic společného.

$$L_c = 10 \cdot \log \left(\frac{E}{v_{ref}^2} \right) \quad (31)$$

Porovnávací referenční rychlost v_{ref} je převzata ze zdroje [13], kde je její hodnota rovna $5 \cdot 10^{-5} \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$.

Daný finální vztah je však aplikovatelný pouze pro srovnání několika výpočtových modelů. Pokud by měl i reprezentovat míru hluku vyzářenou tělesem do okolí muselo by v něm být zahrnuto daleko více faktorů, zejména interference akustických vln a případná rozdílnost fází kmitů, ke kterým dochází u reálných součástí. Díky tomuto nezáleží i na dosazovaných jednotkách. Pro finální porovnání stačí, aby se shodovaly dosazované jednotky dané veličiny pro všechny modely.

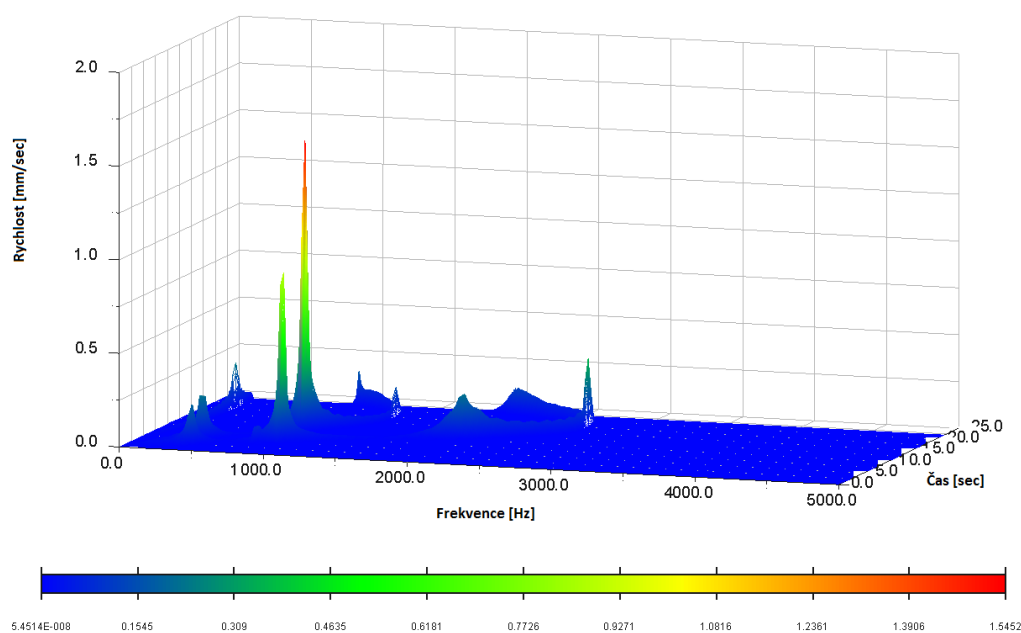
6 VÝSLEDKY VIBRACÍ EXPERIMENTÁLNÍ PŘEVODOVKY

Hlavním cílem této práce bylo zhodnocení vibrací celé převodové skříně. Pro porovnání obou modelů ozubení byla vytvořena veličina mobility E , jejíž hodnota byla následně převedena do decibelové stupnice.

6.1 POROVNÁNÍ JEDNOTLIVÝCH FREKVENČNÍCH SPEKTER

Celá simulace byla tvořena rozběhovou zkouškou v rozmezí otáček 100 min^{-1} až 4000 min^{-1} . Pro posouzení a srovnání jednotlivých frekvenčních spekter bylo z tohoto důvodu nutné vytvořit tříosý graf, který by v sobě zahrnoval jak samotné frekvence, tak i změnu otáček a jednotlivé amplitudy rychlosti. Vzhledem k faktu, že postprocessor v programu MSC ADAMS má pro takovéto typy grafu funkci, je jeho tvorba poměrně jednoduchá. Bohužel transformace hodnot rychlosti do tohoto tříosého grafu významnou měrou zkreslí velikosti jednotlivých amplitud.

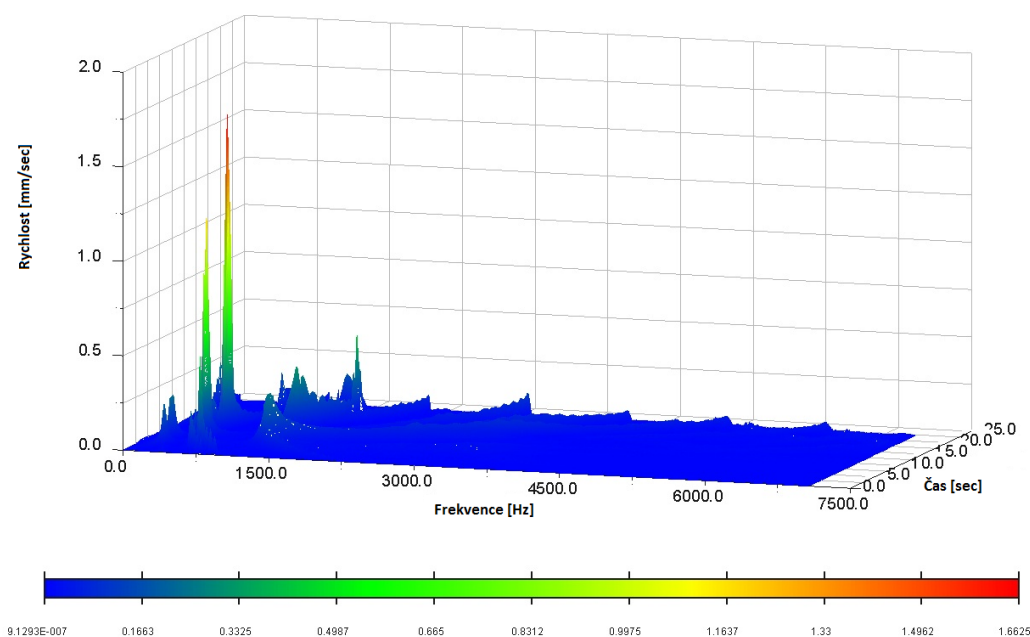
Pro názornost byl zvolen jeden souřadný systém, konkrétně se jednalo o Marker 228, na kterém proběhlo porovnání frekvenčních spekter pro jednotlivé modely ozubení.



Obr. 46: Frekvenční spektrum pro model Simplified

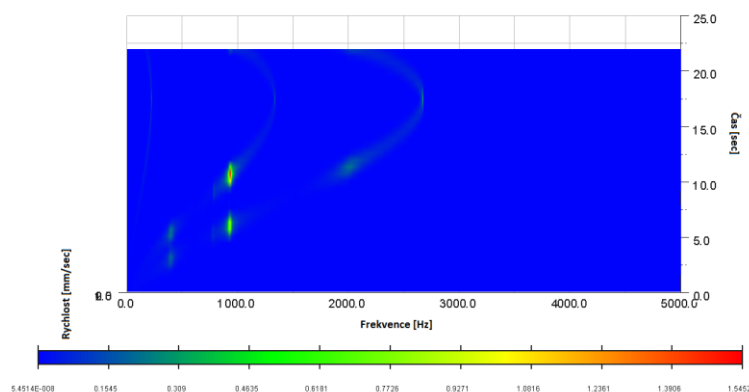
Výsledné vybuzené frekvence v tříosém diagramu odpovídají průběhu zadaného krouticího momentu. Jelikož byla zubová vůle pro model ozubení Simplified rovna nule neprojevují se zde žádná postranní frekvenční pásma.

Naopak u modelu 3D Contact je již výpočet zubové vůle zahrnut. To se významnou měrou projevuje i na výsledném frekvenčním spektru, kde se kromě vybuzených frekvencí od zátěžného momentu ještě projevují postranní složky tvořené samotným ozubením.



Obr. 47: Frekvenční spektrum pro model 3D Contact

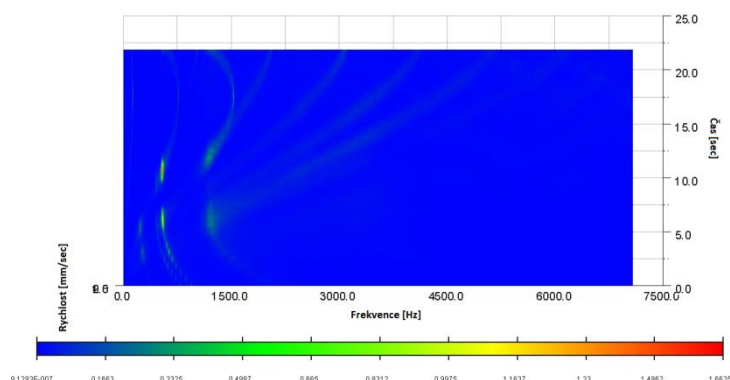
Pro lepší názornost byly dané grafy převedeny na pohled shora, čímž vznikl Campbellův 3D diagram.



Obr. 48: Campbellův diagram pro model Simplified

Z obrázků (Obr. 48 a Obr. 49) je patrné, jaké faktory vstupují do celkového výpočtu. U modelu Simplified se díky zadané nulové zubové vůli projevují pouze frekvence od zátěžného momentu. Průběh je ovlivněn samotným zadáním daného momentu.

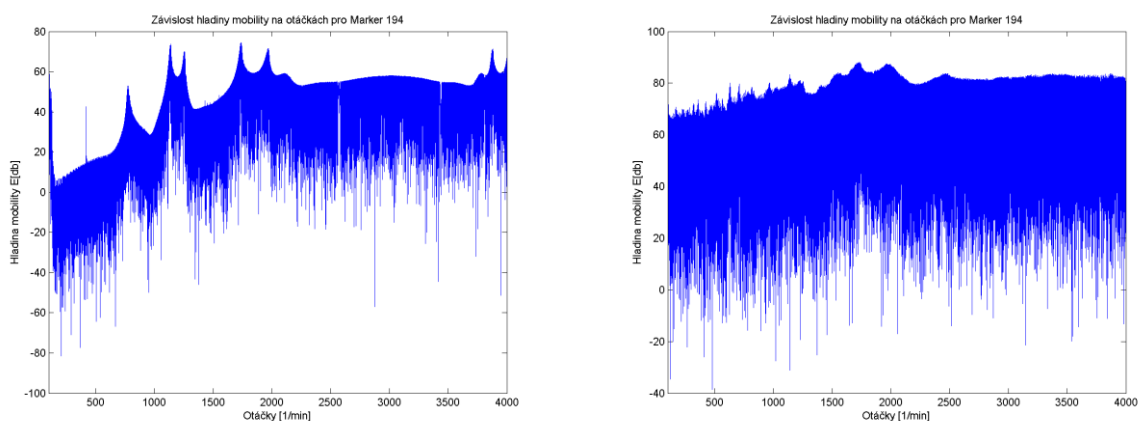
Naopak u modelu 3D Contact se už projevují i zubové vůle tvorbou postranních spekter. Z obrázku Obr. 49 je vidět, že vedlejší frekvenční spektra sahají až do pásma vyšších frekvencí. Amplitudy se však významně projevují zejména při nižších frekvencích, protože zde dochází k rezonanci samotných bočních spekter simulující zubovou vůli s frekvencemi od zátěžného momentu.



Obr. 49: Campbellův diagram pro model 3D Contact

6.2 POROVNÁNÍ VIBRACÍ JEDNOTLIVÝCH MARKERŮ

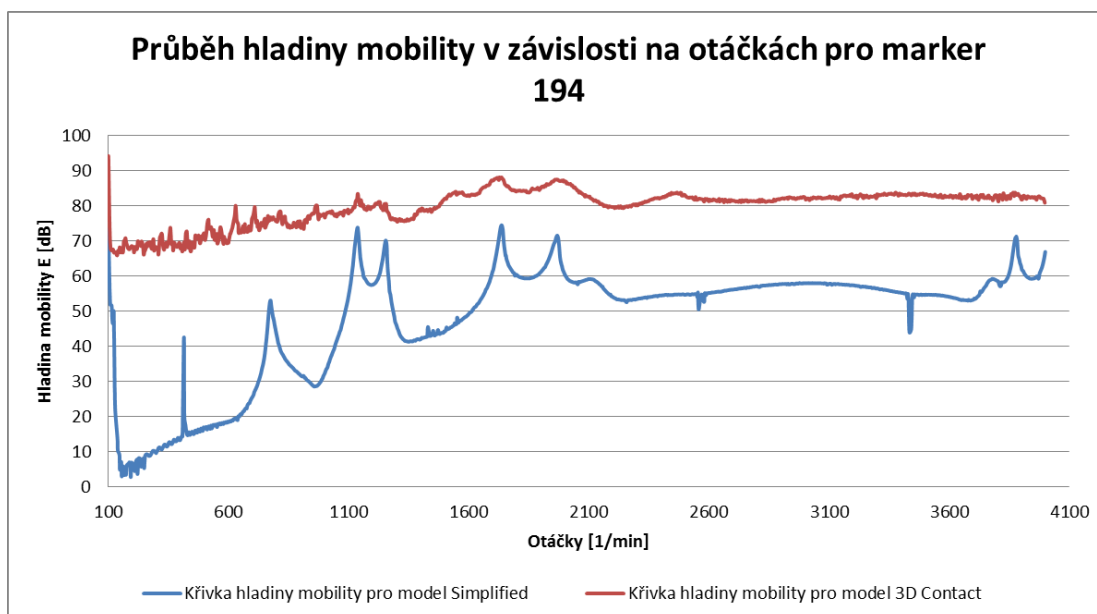
Co se týče samotného zkoumání vibrací, ty byly nejprve hodnoceny na šesti Markerech, které se nacházely každý na jiné sledované ploše. Při posuzování výsledků velice záleželo na lokaci sledovaného Markeru na dané ploše. Výsledky byly nejprve zobrazeny jako průběh parciální mobility E v závislosti na otáčkách. Pro lepší porovnání hladiny hluku byla vytvořena obalová křivka maximálních hodnot parciální mobility. Příklad postupu pro Marker 194, který se nacházel zhruba uprostřed horního víka skříně, je uveden na obrázcích Obr. 50, Obr. 51.



Obr. 50: Porovnání průběhu parciální mobility jednotlivých typů ozubení v Markeru 194 z vrchního víka (plochy 1), vlevo varianta Simplified, vpravo varianta 3D Contact

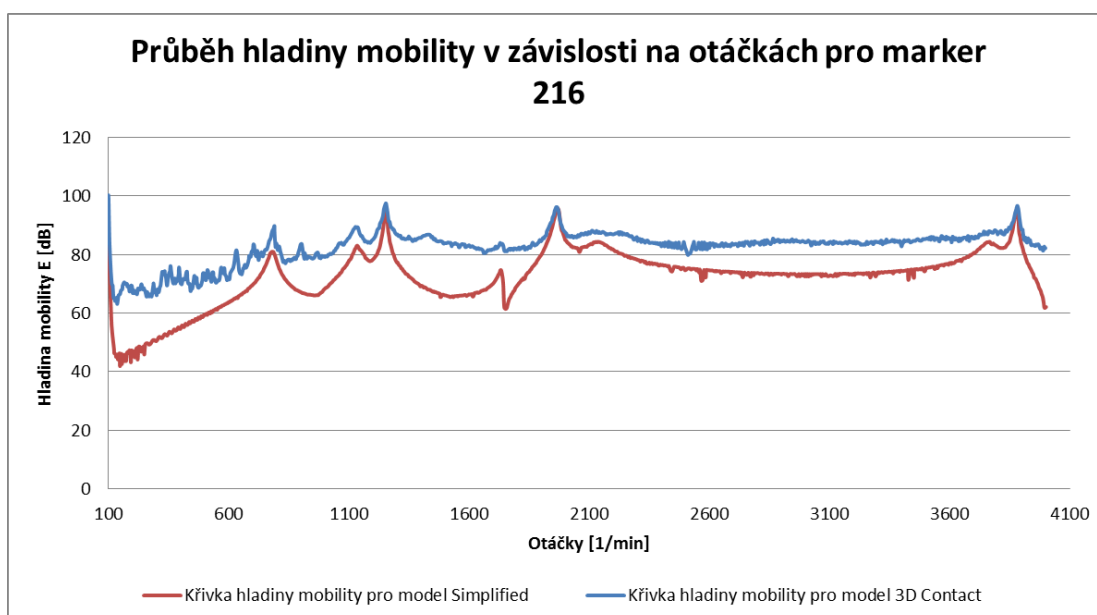
Jak je z přímého srovnání parciální mobility na obrázku Obr. 50 patrné, průběh u modelu ozubení Simplified vykazuje výrazné změny z hlediska poklesů a nárůstů amplitudy.

Po vytvoření obalové křivky maximálních hodnot mobility v závislosti na otáčkách, vykazuje typ ozubení 3D Contact daleko rovnoměrnější a hladší průběh než model Simplified. To je způsobeno zejména přítomností vedlejších amplitudových složek, na které má významný vliv lokace sledovaného Markeru. Ten je umístěn v místě největší kmitny pro 7 a 9 vlastní mód tělesa skříně. Toto umístění následně způsobí, že se během simulace v daném místě výrazně projevují veškeré chvění vzniklé během záběru jednotlivých kol, způsobené detailním výpočtem modelu typu 3D Contact.



Obr. 51: Porovnání průběhu obalové křivky maximálních hodnot pro hladinu mobility vzhledem k použitému typu ozubení pro Marker 194

Pro srovnání je zde uveden i průběh obalové křivky hladiny mobility v závislosti na otáčkách pro souřadný systém 216. Sledovaný Marker se nachází na boční stěně, v místě, kde se při modální analýze skříně významnou měrou neprojevuji kmitny.

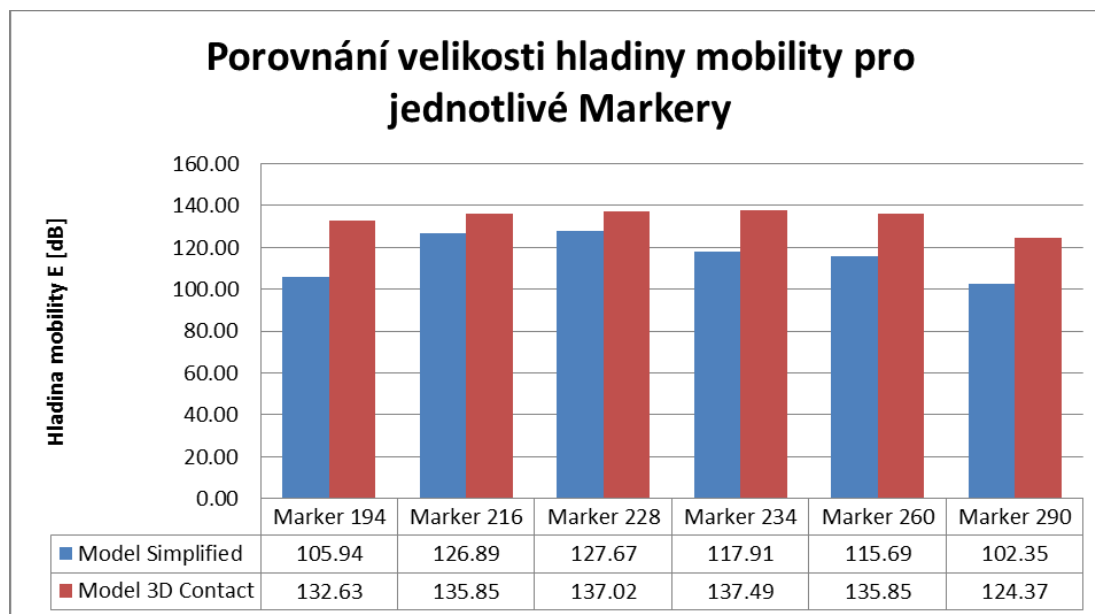


Obr. 52: Porovnání průběhu obalové křivky maximálních hodnot pro hladinu mobility vzhledem k použitému typu ozubení pro Marker 216

Z grafu na obrázku *Obr. 52* je patrné, že průběhy pro oba typy ozubení si už navzájem daleko více odpovídají, než je tomu na *Obr. 51*. Z toho vyplývá, že vlastní tvary tělesa významnou měrou ovlivňují následné chování jednotlivých souřadných systémů během simulace odlišných modelů ozubení.



Takto vytvořené obalové křivky byly vztaženy i na zbylé markery. Výsledná kvantifikace hladiny mobility potom spočívala v sumaci všech hodnot mobility v celém spektru otáček. Výsledný graf sloužící k porovnání jednotlivých modelů pomocí markerů je zobrazen na obrázku *Obr. 53*.



Obr. 53: Porovnání průběhu obalové křivky pro hladinu mobility vzhledem k použitému typu ozubení

Tab. 17: Přehled mobilit a jejich hladin pro jednotlivé markery

	Hladina mobility E [dB]		Rozdíl [%]
	Model Simplified	Model 3D Contact	
Marker 194	105,94	132,63	20,12
Marker 216	126,89	135,85	6,60
Marker 228	127,67	137,02	6,82
Marker 234	117,91	137,49	14,24
Marker 260	115,69	135,85	14,84
Marker 290	102,35	124,37	17,71

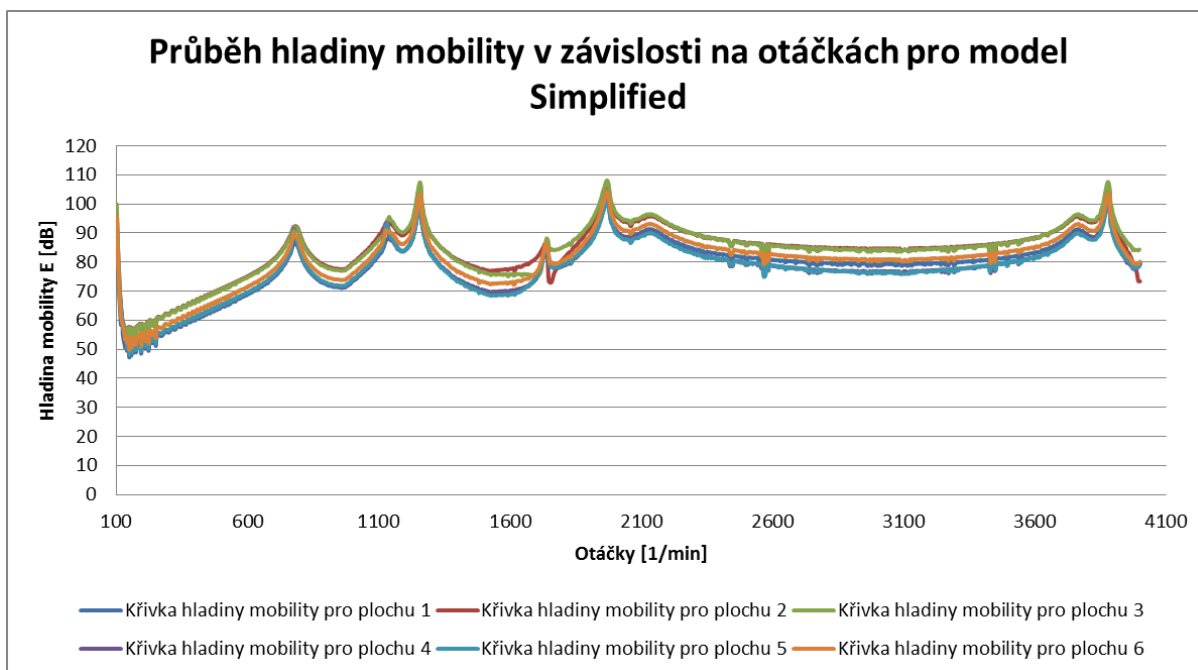
Z hodnot v tabulce *Tab. 17* je patrné, že nejmenší rozdíly mezi jednotlivými modely ozubení jsou v Markrech 216 a 228. Lokace těchto dvou souřadných systémů je na ploše 3 (pro Marker 216) a ploše 5 (pro Marker 228). Fakt, že se dané průběhy nejvíce shodují, plyne z vlastních tvarů skříně, kde v místech sledovaných Markerů nevznikají velké kmitny stěn.

6.3 POROVNÁNÍ JEDNOTLIVÝCH PLOCH

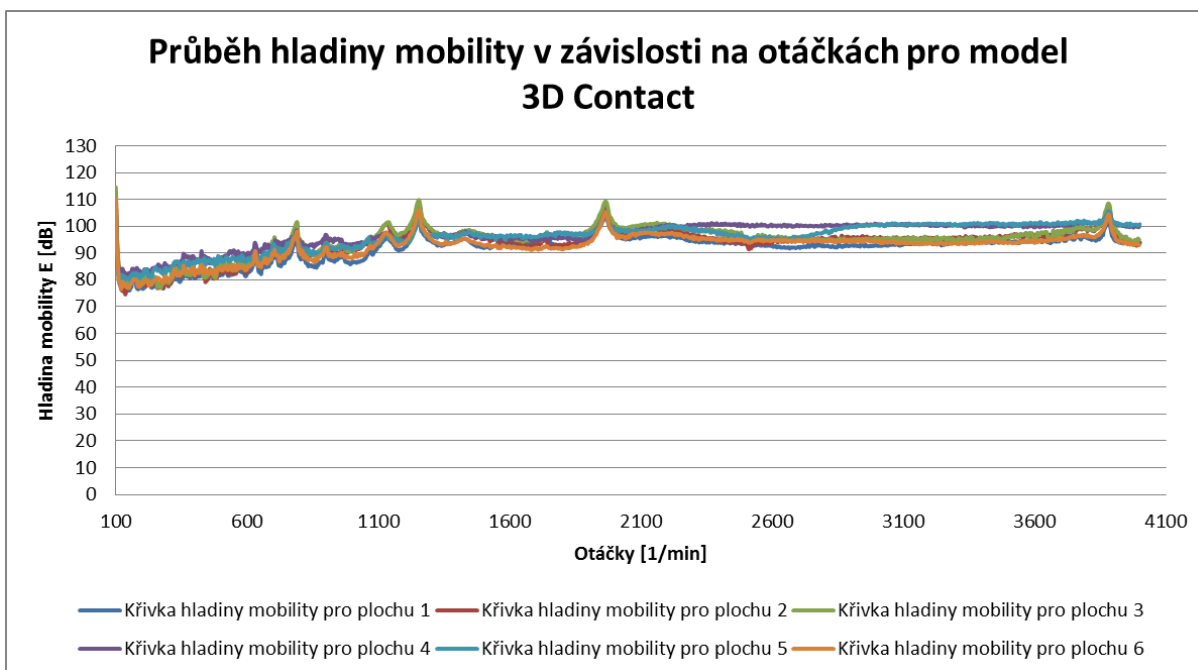
Postup při porovnání vibrací na jednotlivých plochách skříně byl obdobný jako v předchozí kapitole. Nejdříve se vykreslila parciální hladina mobility v závislosti na otáčkách



pro každou plochu zvlášť, potom se z vykreslených hodnot mobility pro lepší názornost srovnání vytvořila obálková křivka.

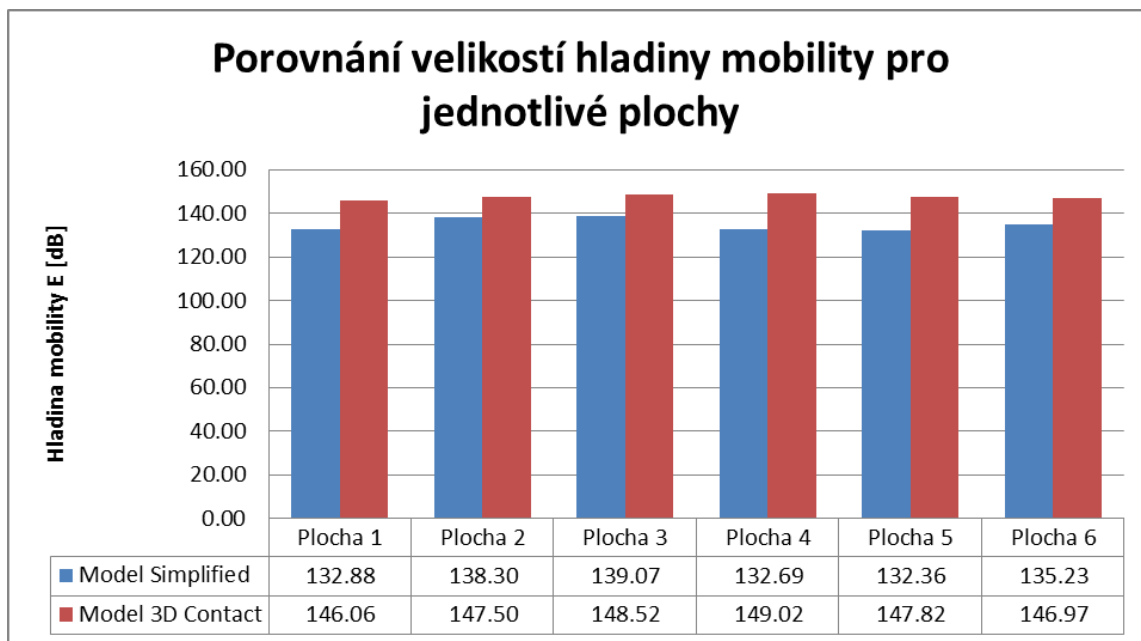


Obr. 54: Porovnání průběhu obalové křivky pro hladinu mobility vzhledem k použitému typu ozubení



Obr. 55: Porovnání průběhu obalové křivky pro hladinu mobility dané plochy vzhledem k použitému typu ozubení

Z grafů na obrázcích Obr. 54 a Obr. 55 je opět patrný vyhlazenější průběh křivky hladiny mobility u modelu 3D Contact. Pokud však srovnáme amplitudy, jak z hlediska velikosti, tak z hlediska výskytu, zjistíme, že jsou pro oba modely totožné.



Obr. 56: Porovnání průběhu obalové křivky pro hladinu mobility vzhledem k použitému typu ozubení

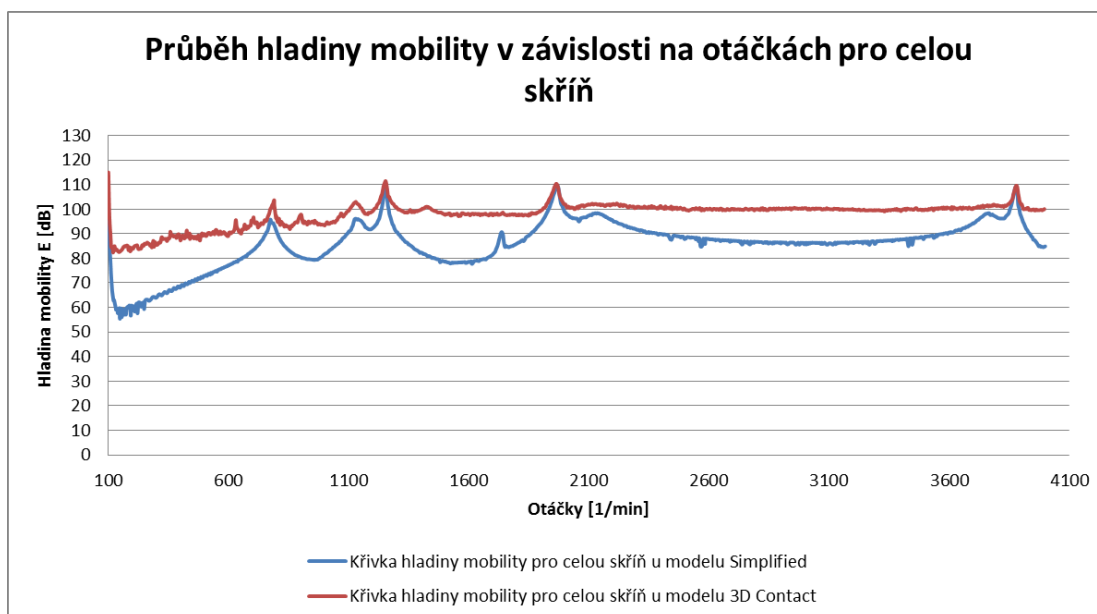
Tab. 18: Přehled mobilit a jejich hladin pro jednotlivé souřadné systémy

	Hladina mobility E [dB]		Rozdíl [%]
	Model Simplified	Model 3D Contact	
Plocha 1	132,88	146,06	9,02
Plocha 2	138,30	147,50	6,24
Plocha 3	139,07	148,52	6,36
Plocha 4	132,69	149,02	10,96
Plocha 5	132,36	147,82	10,46
Plocha 6	135,23	146,97	7,99

Při zkoumání jednotlivých ploch se jednotlivé rozdíly hladiny mobilit mnohem více zmenšily. Z tabulky Tab. 18 je vidět, že největší diference mezi sledovanou veličinou se nachází u ploch 4 a 5, což jsou plochy obsahující příruby pro ložiska.

6.4 SROVNÁNÍ VIBRACÍ PRO CELOU SKŘÍŇ

Finální srovnání vibrací spočívalo v zahrnutí celé skříně jako jednoho celku. Opět na průběhu hladiny mobility můžeme pozorovat stálejší křivku pro model 3D Contact. Co se týče amplitud, znovu se jednotlivé modely více méně shodují.

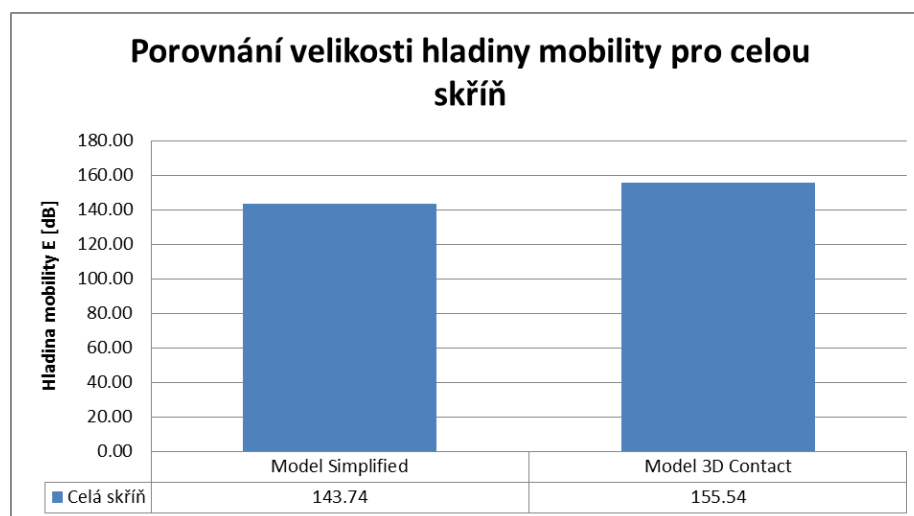


Obr. 57: Porovnání průběhu obalové křivky pro hladinu mobility vzhledem k použitému typu ozubení

Tab. 19: Přehled mobilit a jejich hladin pro celou skříň

	Hladina mobility E [dB]		Rozdíl [%]
	Model Simplified	Model 3D Contact	
Celá skříň	143,74	155,54	7,59

Pro celou skříň je hodnota difference mezi jednotlivými modely 11,8 dB, což představuje procentuální hodnotu 7,59 %. I když je tento rozdíl už relativně malý, stále to nic nevyovídá o způsobené hlukové emisi. Hodnoty vyzářené akustického hluku jsou z hlediska vnímání člověkem velice závislé na frekvenci. Citlivost lidského ucha je totiž výrazně nižší při vnímání zvuků o nízkých frekvencích, hlavní jsou až frekvence v řádu jednotek [kHz].



Obr. 56: Srovnání velikosti hladin mobility pro celou skříň



Bohužel pro danou rozběhovou zkoušku nebyly frekvenční intervaly pro zjednodušení uvažovány, proto není jednoznačně možné určit, jak by se výsledná mobilita projevila hlukem, které by bylo lidské ucho schopno zaznamenat.

6.5 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Uvedená práce byla zaměřena hlavně na porovnání vibrací převodové skříně pro dva modely ozubení během rozběhové zkoušky z otáček 100 min^{-1} na 4000 min^{-1} .

Hlavní výsledky spočívají ve srovnání rychlostí jednotlivých souřadných systémů a v určení velikosti hladiny mobility, což je pro daný případ porovnávací veličina jednotlivých dvou modelů. Z výsledných grafů i konečného číselného vyjádření se jako lepší model ozubení projevuje typ 3D Contact, jelikož výsledný průběh mobility v závislosti na otáčkách neskrývá významnější propady. I celková hodnota hladin mobility je pro daný typ ozubení o 11,8 dB vyšší než pro model Simplified. Tato výrazná hodnota difference je však zohledněna hned v několika zjednodušujících faktorech celého výpočtu, a to zejména v nezahrnutí zubové vůle u modelu Simplified. Současně zde velkou roli hraje i zcela odlišný způsob výpočtu jednotlivých modelů ozubení. Je škoda, že modul Machinery nenabízí pro ozubená kola se šikmými zuby i model ozubení Detailed. Srovnání tohoto typu modelu s ostatními již zmiňovanými by mohlo velkou měrou pomoci správně vyhodnotit, který model ozubení se pro danou zkoušku hodí nejvíce.

Pro přesnější určení, který z daných modelů více odpovídá reálnému stavu, by bylo nutné provést experiment na samotné simulační převodovce. Úplně by stačilo zaměřit laserový snímač vibrací, popřípadě umístit akcelerometr, na pozici, kde se bude nacházet i sledovaný Marker a provést danou rozběhovou zkoušku. Následné vyhodnocení by potom spočívalo v porovnání jednotlivých zjištěných experimentálních průběhů s průběhem rychlosti ze simulačního modelu.

Uvedená rozběhová zkouška však není z hlediska posuzování vibrací skříně zcela vhodná. Dává pouze jakýsi přehled, při jakých otáčkách dochází k největší míře vibrací. Pro zohlednění frekvenčního spektra je lepší provést nejprve rozběhovou zkoušku, která by určila, při jakých otáčkách se projevují největší amplitudové špičky. Následně by se provedla simulace při těchto konstantních otáčkách, ze kterých by šly určit i jednotlivé frekvenční intervaly pro sledované vibrace. Tím by se docílilo přesnějšího stanovení projevovaných frekvencí u jednotlivých modelů ozubení, z čehož by se následně dalo i relativně dobře posoudit, jak by tyto vibrace působili na lidský sluch.

V této kapitole by se rovněž měly objevit možné nedostatky a návrhy jak řešení založené na MBS simulaci zpřesnit. První faktor spočívá v již zmiňované absenci modelu ozubení typu Detailed.

Další důležitou částí, která by na výsledné vibrace měla vliv, je zadání jednotlivých ložiskových vazeb. Ty byly v dané práci pro zjednodušení simulace uvažovány pouze ve variantě Compliant, který nahrazuje ložisko pouze pomocí tuhosti a tlumení. Modul Machinery však nabízí i řešení s detailním popisem ložiska, kde už svou roli během simulace zaujímá jednak velikost celého ložiska ale hlavně i počet jednotlivých valivých elementů. Ty během rotace mohou významnou měrou ovlivnit celkové výsledky vibrací a to zejména tvorbou postranní frekvenčních spekter.

V neposlední řadě by bylo vhodné celou převodovou skříň zavazbit k tělesu Ground pomocí soustavy pružina – tlumič. Tím by došlo k zpřesnění výsledků, protože by se dané



přichytávací body mohly sami o sobě do jisté míry pohybovat. Z obrázku porovnání vlastních módů (*Obr. 32* v kapitole 4.1.3) je patrné, že jednotlivé konce, ve kterých jsou umístěny vazby Fixed vykazují velké pohybové reakce, tzn. vznikají zde u 9. 10. 11. 12. 13. a 14. vlastního módu výrazné kmitny. Zavazbením pomocí pevné vazby k tělesu Ground byly tyto kmitající složky významnou měrou utlumeny, tudíž se už dále nemohly projevit ve výsledných vibracích tělesa skříně.



ZÁVĚR

Tato diplomová práce shrnuje využití MBS simulace pro sledování vibrací převodové skříně. Uvedený metodický postup však nevyužívá pouze samotné MBS simulace ale skládá se s několika dílčími podkroky, které bylo nutné zpracovat ať už v MKP programu ANSYS (tvorba sítě, modální analýza), nebo pomocí CAD softwaru (zejména celkové zjednodušení geometrie).

Praktická část byla věnována zejména porovnání jednotlivých modelů ozubení z přednastavené knihovny programu MSC ADAMS a zabírala se jejich vlivem na výsledné vibrace tělesa skříně. Z uvedených výsledků nelze zcela jednoznačně určit, který ze sledovaných modelů se více hodí k danému porovnávání vibrací, zda modelová varianta Simplified nebo 3D Contact. Lze ale očekávat, že vzhledem k tomu, že ozubení modelované pomocí metody 3D Contact dává konzervativnější výsledky, kde celková hladina mobility je o 11,8 dB vyšší než po model Simplified. Tato výrazná hodnota difference vyplývá z nezahrnutí několika faktorů ve výpočtu u modelu Simplified. Především se jedná o hodnotu zubové vůle, díky níž se ve výsledcích neprojevují postranní frekvenční spektra a také zcela odlišný způsob samotného výpočtu daného modelu, zejména uvažování hodnoty tlumení. Díky výše uvedeným zjednodušujícím předpokladům se následně model 3D Contact jeví jako reálnější varianta pro simulaci ozubeného převodu. Pro ověření této teze by však bylo nutné provést experimentální měření na reálné součásti.

Celkový přínos této práce vidím v komplexním shrnutí metodiky na základě MBS, která se týká problematiky simulačního zjišťování hluku a vibrací. Požadavky práce byly splněny v plném rozsahu zadání.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MIŠUN, Vojtěch. *Vibrace a hluk*. 2. vyd., 1. vyd. v nakl. CERM. Brno: CERM, 2005, 177 s. ISBN 80-214-3060-5.
- [2] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc., 2006, 371 s. ISBN 80-239-6463-1.
- [3] DOČKAL, Aleš. *Konstrukční optimalizace převodovky s ohledem na snižování hlukové emise*. Ústav konstruování na VUT Brno: Ing.Aleš Dočkal, Ph.D., [citováno: 11.11.2013]. Dostupné z: http://dl.uk.fme.vutbr.cz/zobraz_soubor.php?id=484
- [4] HLUK&EMISE, *Limity pro hluk*, [citováno: 12.11.2013]. Dostupné z: <http://hluk.eps.cz/hluk/limity/>
- [5] SCHAUER, Pavel. *Vybrané statě z akustiky*, Učební texty na Vysokém Učení Technickém, Brno, [citováno: 10.11.2013]. Dostupné z: http://fyzika.fce.vutbr.cz/doc/vyuka_schauer/vybrane_state_z_akustiky.pdf
- [6] SUZUKI, R., TANAKA Y., *Removing Entrained Air in Hydraulic Fluids and Lubrication Oils*, Machinery Lubrication (magazine), [citováno: 12.11.2013]. Dostupné z: <http://www.machinerylubrication.com/Read/373/entrained-air-oil-hydraulic>
- [7] JEDELSKÝ, J. *Vyhodnocování dílčích zdrojů hluku a vibrací spalovacího motoru*. Brno Vědecké spisy Vysokého učení technického v Brně, 2002. ISBN 80-214-2186-X.
- [8] Hluk v dopravě. Biomechanika 2, Vibrace a hluk. [Online] [citováno: 3. 11. 2013]. Dostupné z: http://biomechanika.fme.vutbr.cz/index.php?option=com_phocadownload&view=category&download=86%3Ahluk-vozidel&id=4%3Afrvs_stodola&Itemid=96&lang=cs.
- [9] MENC, Lukáš. *Hluk a vibrace z dopravy a jejich působení na lidský organismus*. Dopravní fakulta Jana Pernera, Pardubice. [Online] [citováno: 3. 11. 2013]. Dostupné z: http://envi.upce.cz/pisprace/ks_pce/menc.pdf
- [10] ÅKELBLÖM, Mats. *Gear noise and vibration – a literature survey*. Volvo construction equipment components AB, Sweden. [Online] [citováno: 3. 11. 2013]. Dostupné z: <http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:139878/FULLTEXT01.pdf>
- [11] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [12] REWITEC G5. [Online] [citováno: 3. 11. 2013]. Dostupné z: <http://www.nano-concept.cz/rewritec-pro-prevodovky/rewritec-g5-pro-prevodovky-a-diferencialy-do-5-litru>
- [13] ZUBÍK, Martin. *Řešení vibrací pohonné jednotky s využitím výpočtového modelování*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 84 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
- [14] TŮMA, Jiří. *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Praha: Sdělovací technika, 1997, 174 s. ISBN 80-901-9361-7.
- [15] ŽIARAN, Stanislav. *Znižovanie kmitania a hluku v priemysle: kmitanie a akustika*. 1. vyd. Bratislava: Vydavateľstvo STU, 2006, 330 s. Edícia monografií. ISBN 80-227-2366-5.



- [16] BILOŠ, Jan, BILOŠOVÁ Alena. *Aplikovaný mechanik jako součást týmu konstruktérů a vývojářů: studijní opora*. Vyd. 1. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2012. Dostupné z: <http://projekty.fs.vsb.cz/147/ucebniopory/978-80-248-2755-1.pdf>
- [17] HELSEN, J., HEIRMAN, G., VANDEPITTE, D., DESMET, W., *The influence of flexibility within multibody modeling of multi –megawatt wind turbine gearboxes*. K.U.Leuven, Department of Mechanical Engineering, Belgium, [citováno: 3. 1. 2014]. Dostupné z: http://www.isma-isaac.be/publications/PMA_MOD_publications/ISMA2008/isma2008_0401.pdf
- [18] KUCHAR, P. Řešení pevnosti dynamicky namáhaných dílů spalovacích motorů. Praha, Česká zemědělská univerzita v Praze, 2007. 123 stran. Vedoucí dizertační práce doc. Ing. Jaroslav Matějka CSc.
- [19] HIROAKI, Endo, NADER Sawalhi, *Gearbox Simulation Models with Gear and Bearing Faults*. Mechanical Engineering Department, USA and Saudi Arabi, [Online], [citováno: 3. 1. 2014]. Dostupné z: <http://www.intechopen.com/download/get/type/pdfs/id/35256>
- [20] NOVOTNÝ P. *Klikový mechanismus – dynamika*. Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2013. Podklady k předmětu Výpočtové modely.
- [21] NOVOTNÝ P., MARŠÁLEK O. *Valivá ložiska – Hertzův kontakt*, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, Brno 2014. Studijní opora předmětu Výpočtové modely
- [22] ATANOVSKA I., POPOVIĆ M. V., STARČEVIĆ Z., *The dynamic behaviour of gears with high transmission ratio*, Institute Kirilo Savić, Serbia. [Online], [citováno: 31.1.2014]. Dostupné z: [http://www.ijtte.com/uploads/2012-06-18/5ebd8640-1162-1795IJTTE%20vol%202%20no%202%20\(6\).pdf](http://www.ijtte.com/uploads/2012-06-18/5ebd8640-1162-1795IJTTE%20vol%202%20no%202%20(6).pdf)
- [23] OGNJANOVIĆ M.⁽¹⁾, KOSTIĆ S. Ć.⁽²⁾ *Gear unit housing effect on noise generation caused by gear teeth impacts*, University of Belgrade, Faculty of mechanical engineering⁽¹⁾, University of Kragujevac, Faculty of mechanical engineering⁽²⁾, Serbia. [Online], [citováno: 1.2.2014]. Dostupné z: http://www.svjme.eu/data/upload/2012/05/05_2010_232_Ognjanovic_03.pdf
- [24] PALERMO A.^(1,3), MUNDO D.⁽¹⁾, HADJIT R.⁽²⁾, MAS P.⁽²⁾, DESMET W.⁽³⁾ *Multibody modelling of shuttling excitation in spur and helical geared transmissions*, University of Calabria, Department of mechanical engineering, Italy⁽¹⁾. LMS International, Leuven, Belgium⁽²⁾, KU Leuven, Department of mechanical engineering, Heverlee, Belgium⁽³⁾. [Online], [citováno: 1.2.2014]. Dostupné z: http://www.isma-isaac.be/publications/PMA_MOD_publications/ISMA2012/isma2012_0382.pdf
- [25] NOVOTNÝ P. *Základy numerických metod*. Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2013. Podklady k předmětu Výpočtové modely.



- [26] KEIKBUSH T.⁽¹⁾, SAPPOKI D.⁽¹⁾, SAUER B.⁽¹⁾, HOWARD I.⁽²⁾. *Calculation of the Combined Torsional Mesh Stiffness of Spur Gears with Two- and Three-Dimensional Parametrical FE Models*, University of Kaiserslautern, Institut of Machine Elements, Gears and Transmissions, Germany⁽¹⁾, Curtin University Perth, Department of mechanical engineering, Australia⁽²⁾. [Online], [citováno: 2.2.2014]. Dostupné z: http://www.sv-jme.eu/data/upload/2011/11/03_2010_248_Kiekbusch_04.pdf
- [27] PETRUŠKA J. *MKP v inženýrských výpočtech*. Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky 2012. Podklady k předmětu MKP v inženýrských výpočtech.
- [28] RAJM, M. *Laserový vibrometr s 2D rozmítáním*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2012. 76s. Vedoucí diplomové práce byl Ing. Zdeněk Havránek, Ph.D.
- [29] TŮMA, J. *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Praha: Sdělovací technika, 1997. [Online], [citováno: 2.2.2014]. Dostupné z: <http://homel.vsb.cz/~tum52/publications/Tuma-kniha1.pdf>
- [30] BARVÍK, R. *Řešení pohonu vačkového hřídele pomocí ozubených kol*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 75 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
- [31] KONG D.⁽¹⁾, MEAGHER J.M.⁽²⁾, XU C.⁽¹⁾, WU X.⁽²⁾, WU Y.⁽¹⁾, *Nonlinear contact analysis of Gear Teeth for Malfunction Diagnostics*, College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun, China⁽¹⁾, Department of Mechanical Engineering, California Polytechnic State University, San Luis Obispo, California⁽²⁾. [Online], [citováno: 2.3.2014]. Dostupné z: http://digitalcommons.calpoly.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1061&context=meng_fac

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

A	[-]	hodnota porovnávané veličiny
a	[N.m]	amplituda zátěžného momentu
A ₀	[-]	referenční hodnota porovnávané veličiny
B	[mm]	šířka ložiska
b _T	[rad.s ⁻¹]	tlumení v kontaktu ozubení
c	[m.s ⁻¹]	rychlost šíření vlny v daném prostředí
C	[kN]	dynamická únosnost ložiska
c [']	[N.mm ⁻¹ , μm ⁻¹]	měrná tuhost zubů
C ₀	[kN]	statická únosnost ložiska
c _y	[N.mm ⁻¹]	záběrová tuhost ozubení
D	[mm]	průměr vnějšího kroužku ložiska
d	[mm]	průměr vnitřního kroužku ložiska
d _{el}	[mm]	průměr elementu ložiska
E	[(mm.s ⁻¹) ²]	mobilita
f	[Hz]	frekvence kmitání
F	[N]	síla potřebná k zatlačení elementu valivého ložiska
F _r	[N]	reakční síla vyvolaná posuvem
h	[m]	ložisková vůle
h	[mm]	délka popřípadě šířka ložiska zadávána do výpočtu tuhosti
h _{s1}	[-]	2. řád harmonické složky zátěžného momentu
h _{s2}	[-]	12. řád harmonické složky zátěžného momentu
h _{s3}	[-]	24. řád harmonické složky zátěžného momentu
I	[W.m ⁻²]	intenzita akustické vlny
I	[W.m ⁻²]	hodnota naměřené akustické intenzity
I ₀	[W.m ⁻²]	prahová referenční hodnota akustické intenzity
I ₁	[kg.mm ²]	moment setrvačnosti hnacího kola
I ₂	[kg.mm ²]	moment setrvačnosti hnaného kola
I _{red}	[kg.mm ²]	redukovaný moment setrvačnosti ozubeného soukolí
K	[-]	matice tuhosti
k _{MKP}	[N.m ⁻¹]	tuhost určená pro MKP výpočet valivého ložiska
k _{MKPcel}	[N.mm ⁻¹]	tuhost celého ložiska
k _{par}	[N.mm ⁻¹]	parciální tuhost elementu ložiska



$k_{S,STOL}$	$[N.m^{-1}]$	tuhost vypočítaná dle Stolarského vztahu
k_{sMKP}	$[N.mm^{-1}]$	tuhost elementu ložiska
l	$[m]$	nejdelší rozměr tělesa
L	$[db]$	hladina akustické veličiny
L_c	$[dB]$	hladina mobility
L_I	$[db]$	hladina akustické intenzity
L_p	$[db]$	hladina akustického tlaku
L_w	$[db]$	hladina akustického výkonu
M	$[-]$	matice hmotnosti
M_z	$[N.m]$	zátěžný protimoment
n_{el}	$[-]$	počet valivých elementů ložiska
n_{vstup}	$[min^{-1}]$	otáčky vstupní hřídele
$n_{výstup}$	$[min^{-1}]$	otáčky výstupní hřídele
p_0	$[Pa]$	prahová referenční hodnota akustického tlaku
p_{ak}	$[Pa]$	akustický tlak
p_{amp}	$[Pa]$	amplituda akustického tlaku
p_b	$[hPa]$	barometrický tlak
p_c	$[Pa]$	celkový tlak
p_{ef}	$[Pa]$	efektivní hodnota akustického tlaku
S	$[m^2]$	myšlená plocha
$s(t)$	$[m]$	okamžitá výchylka v čase
s_0	$[m]$	amplituda výchylky
s_1	$[mm]$	šířka ozubení
S_{celk}	$[mm^2]$	celá plocha povrchu
S_{mark}	$[mm^2]$	plocha připadající na jeden Marker
t	$[s]$	čas
\bar{U}	$[-]$	sloupcová matice amplitud harmonických kmitů
U_i	$[-]$	vlastní tvar kmitání
$v_{\check{c}}$	$[m.s^{-1}]$	střední kvadratická rychlost
v_d	$[mm.s^{-1}]$	dynamická přechodová rychlost
v_n	$[mm.s^{-1}]$	normálová rychlost k povrchu
v_{ref}	$[mm.s^{-1}]$	referenční hodnota normálové rychlost k povrchu
v_s	$[mm.s^{-1}]$	statická přechodová rychlost



W	[W]	hodnota naměřeného akustického výkonu
W_0	[W]	prahová referenční hodnota akustického výkonu
W_{ak}	[W]	střední hodnota akustického výkonu
W_L	[N]	zatížení ložiska
x_1	[mm]	jednotkové posunutí hnacího kola
x_2	[mm]	jednotkové posunutí hnaného kola
z_{n1}	[-]	počet zubů hnacího kola
z_{n2}	[-]	počet zubů hnaného kola
δ	[m]	hodnota posuvu elementu valivého ložiska
δ_{loz}	[mm]	posuv elementu
δ_r	[m]	hodnota posuvu dle Stolarského vztahu
ε_a	[-]	součinitel trvání záběru
λ	[m]	vlnová délka
μ_d	[-]	dynamický koeficient tření
μ_s	[-]	statický koeficient tření
ξ	[-]	poměrné tlumení
ρ	[kg.m ⁻³]	hustota prostředí
φ	[rad]	fázový posun
ω	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost
Ω	[s ⁻¹]	úhlová frekvence kmitání
Ω_0	[s ⁻¹]	vlastní frekvence ozubených kol
Ω_i	[s ⁻¹]	vlastní frekvence kmitání