



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ LINEÁRNÍHO VEDENÍ MANIPULÁTORU ELEKTRONOVÉHO MIKROSKOPU

COMPUTATIONAL MODELLING OF AN MANIPULATOR LINEAR DRIVE OF AN ELECTRON MICROSCOPE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Robert Bolek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Miroslav Hrstka, Ph.D.

BRNO 2025

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student: **Bc. Robert Bolek**
Studijní program: Inženýrská mechanika a biomechanika
Studijní obor: Inženýrská mechanika
Vedoucí práce: **Ing. Miroslav Hrstka, Ph.D.**
Akademický rok: 2024/25

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 lineárního vedení manipulátoru elektronového mikroskopu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Součásti v elektronové mikroskopii musí splňovat náročná kritéria z hlediska vibrací a rozměrových přesností. Diplomová práce se zabývá výpočtovým modelováním lineárního vedení manipulátoru pro ukotvení vzorku a stanovením jeho strukturálních a odezvových vlastností při harmonickém a akustickém buzení. Úkolem je prozkoumání možností zjednodušení uzlu lineárního vedení z hlediska výpočtového modelování pomocí metody konečných prvků. Uzel sestává z kolejnic, ve kterých jsou uloženy valivé členy, které se odvalují po rovinných drahách. Firma Thermo Fisher Scientific disponuje možností experimentálního stanovení odezvy systému a stanovení vlastních tvarů.

Cíle diplomové práce:

1. Rešeršní studie lineárních vedení a souvisejících simulací
2. Tvorba výpočtového modelu lineárního vedení
3. Identifikace metody pro zjednodušený model lineárního vedení
4. Srovnání výsledků simulací s měřením

Seznam doporučené literatury:

- [1] MUNNIG Schmidt, R., SCHITTER, G., RANKERS, A., Van EIJK, J. 2020. 'The Design of High Performance Mechatronics - 3rd Revised Edition, ISBN 978-1-64368-050-7.
- [2] JULIŠ, Karel a Rudolf BREPTA, 1987. Mechanika II. díl Dynamika. Praha: Státní nakladatelství technické literatury. Dynamika – Díl II. Dynamika.
- [3] HIBBELER, R. C. et al. Engineering Mechanics. Dynamics. Dynamics Study Pack. Prentice Hall 2001

[4] PŘÍKRYL, Karel. Kinematika. Vydání páté, V Akademickém nakladatelství CERM třetí vydání. Učební texty vysokých škol. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008. ISBN 978-80-214-3679-4.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2024/25

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem zjednodušeného výpočtového modelu lineárního vedení s křížovými válečky, které tvoří klíčovou součást manipulačního stolku elektronového mikroskopu. S ohledem na vysokou citlivost mikroskopu na vibrace je kladen důraz na přesný odhad dynamických vlastností systému během procesu vývoje stolku. Pomocí metody konečných prvků je vytvořeno několik variant náhrad tohoto typu lineárního vedení, přičemž hlavním cílem je nalezení vhodného zjednodušení při současném zachování co nejvěrnějšího popisu dynamického chování sestavy. Výsledky modálních a harmonických analýz jsou porovnány s daty získanými experimentálním měřením. Práce přináší návrh metodiky tvorby náhrad valivých prvků lineárního vedení pro efektivní začlenění do komplexních výpočtových sestav.

KLÍČOVÁ SLOVA

lineární vedení, elektronový mikroskop, manipulační stolek, modální analýza, harmonické buzení, experimentální měření

ABSTRACT

This Master's thesis focuses on the development of a simplified computational model of a crossed-roller linear guideway, which forms a key component of the sample manipulation stage in an electron microscope. Due to the high sensitivity of the microscope to vibrations, accurate estimation of the system's dynamic properties during the stage development process is emphasized. Several substitute models of the guideway are created using the finite element method, with the primary objective of identifying an appropriate simplification that retains sufficiently accurate representation of the assembly's dynamic behavior. Results from modal and harmonic analyses are compared with data obtained through experimental measurements. The thesis proposes a methodology for replacing rolling elements in linear guides for effective integration into complex computational assemblies.

KEYWORDS

linear guide, electron microscope, manipulation stage, modal analysis, harmonic excitation, experimental measurement

BOLEK, Robert. *Výpočtové modelování lineárního vedení manipulátoru elektronového mikroskopu*. Online, diplomová práce. Miroslav HRSTKA (vedoucí práce). Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2025. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/165937>. [cit. 2025-05-23].

Prohlášení autora o původnosti díla

Jméno a příjmení autora:	Bc. Robert Bolek
VUT ID autora:	217058
Typ práce:	Diplomová práce
Akademický rok:	2024/25
Téma závěrečné práce:	Výpočtové modelování lineárního vedení manipulátoru elektronového mikroskopu

Prohlašuji, že svou závěrečnou práci jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího závěrečné práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Jako autor uvedené závěrečné práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této závěrečné práce jsem neporušil autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhl nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a/nebo majetkových a jsem si plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č. 40/2009 Sb.

V Brně dne 23.5.2025

.....
Robert Bolek

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych vyjádřil poděkování vedoucímu diplomové práce, panu Ing. Miroslavu Hrstkovi, Ph.D., za jeho odborné vedení, podnětné připomínky a čas, který mi věnoval během zpracování práce. Dále děkuji společnosti Thermo Fisher Scientific Brno s.r.o. za přístup k měřícím zařízením, poskytnutí podpory a výpočetním kapacitám. Velmi si vážím i podpory své rodiny a přátel, kteří mi byli oporou v průběhu celého studia i během psaní této práce.

Obsah

Úvod	10
1 Problémová situace	11
1.1 Formulace problému	11
1.2 Cíle práce	11
2 Manipulátory v elektronové mikroskopii	12
2.1 Skenovací elektronová mikroskopie	12
2.2 Vícesvazkové technologie	13
2.3 Stolky	15
2.3.1 Požadavky na stolky SEM	16
2.3.2 Dynamické vlastnosti stolků	17
3 Lineární vedení a jejich náhrady ve výpočtovém modelování	19
3.1 Křížová válečková lineární vedení	19
3.2 Rešerše náhrad lineárních vedení pro účely výpočtového modelování pomocí MKP	20
3.2.1 Geometrické náhrady	21
3.2.2 Náhrady použitím 1D, 0D či jiných prvků	22
3.2.3 Jiné metody	25
3.2.4 Shrnutí rešerše	26
4 Experiment	27
4.1 Experimentální modální analýza	27
4.2 Měřená sestava	31
4.3 Měřicí řetězec	33
4.4 Metodika měření	35
4.5 Výsledky měření	37
4.5.1 Modální parametry	37
4.5.2 Vlastní tvary	38
4.5.3 Srovnání odezev jednotlivých variant	42
4.6 Shrnutí experimentu	44
5 Výpočtové modelování	45
5.1 Materiálové vlastnosti	45
5.2 Výpočtový model pro zjištění tuhosti valivých prvků	46
5.2.1 Síť konečných prvků	47
5.2.2 Kontakty	48
5.2.3 Okrajové podmínky a zatížení	50
5.2.4 Výsledky tuhosti prvků	51
5.2.5 Globální model pro statickou analýzu	55
5.2.6 Analytický výpočet	55
5.2.7 Shrnutí poznatků o tuhosti válečků	56

5.3	Výpočtový model pro dynamické analýzy	56
5.3.1	Sít konečných prvků	57
5.3.2	Náhrady šroubových spojů	60
5.3.3	Kontakty	61
5.3.4	Modelování náhrad lineárních vedení	62
5.3.5	Okrajové podmínky a nastavení analýz	66
5.3.6	Výsledky modálních analýz	67
5.3.7	Výsledky harmonických analýz	68
6	Srovnání výsledků experimentu a analýz	69
6.1	Výsledky modálních analýz	69
6.1.1	Srovnání hodnot vlastních frekvencí	69
6.1.2	Vlastní tvary z numerické modální analýzy	70
6.2	Výsledky harmonických analýz	73
6.3	Shrnutí srovnání a diskuze nad výsledky	75
	Závěr	76
	Literatura	77
	Seznam zkratk	82
	Seznam elektronických příloh	86
	Seznam příloh	87
	A Zařízení měřicího řetězce	88
	B Naměřené odezvy	91
	C Výsledky harmonických analýz	97

Úvod

Elektronové mikroskopy mají oproti běžným (optickým) mikroskopům zásadní výhodu v podobě mnohonásobně vyššího efektivního zvětšení – zhruba 1 000 000:1 oproti 1 000:1 u optického mikroskopu. Takto extrémní zvětšení však klade vysoké nároky nejen na optickou a elektronovou soustavu, ale také na mechanické části mikroskopu – zejména z hlediska přesnosti pohybu vzorku a odolnosti vůči vnějším i vlastním vibracím.

Pro manipulaci se vzorkem se v elektronové mikroskopii využívají vícesouřadnicové mechanismy, označované obvykle jako goniometrické stolky. Ty umožňují jemné posuvy, rotace i naklánění vzorku v několika stupních volnosti. K zajištění plynulých a přesných translačních pohybů se přitom běžně využívají lineární vedení, která ovšem představují značnou výzvu z hlediska výpočtového modelování, a to zejména při simulacích dynamického chování. Detailní modelování lineárního ložiska v prostředí metody konečných prvků je komplikované kvůli malým rozměrům valivých částí, nelinearitám kontaktů a značným nárokům na výpočetní výkon.

K řešení problému byla využita reálná sestava pocházející z konceptuálního návrhu jednoho z goniometrických stolků firmy Thermo Fisher Scientific. Ta poskytla autorovi nejen vyrobený kus a 3D CAD model, ale také přístup k softwaru pro numerické simulace a vybavení pro experimentální modální analýzu.

Struktura práce je následující: nejprve jsou shrnuty základní principy fungování elektronového mikroskopu a popis konstrukce jeho stolků, následně je provedena rešerše přístupů k náhradám lineárních vedení v kontextu MKP. V praktické části je provedeno experimentální měření vlastních frekvencí a tvarů kmitání reálné sestavy, a dále jsou vytvořeny výpočtové modely s různými náhradami vedení. Výsledky numerických analýz jsou následně porovnány s daty z měření. Závěr práce tvoří diskuze nad přesností jednotlivých variant náhrad a výběr nejvhodnějšího modelu pro účely inženýrské praxe.

1 Problémová situace

Rozlišení elektronových mikroskopů v řádech desetin nanometrů si žádá plynulý velmi precizní pohyb s vysokou mírou opakovatelnosti. Lineární vedení jsou pro translační pohyby v tomto ohledu vhodnou a spolehlivou volbou, jelikož umožňují precizní a plynulý pohyb vzorků. Nicméně, elektronové mikroskopy jsou velmi citlivé na vibrace; i minimální mechanické chvění může výrazně ovlivnit kvalitu snímání a vést k nekvalitním či zkresleným výsledkům.

Při návrhu nových generací stolků pro manipulaci se vzorky v elektronových mikroskopech se tedy ve firmě Thermo Fisher Scientific Brno s.r.o. snaží čím dál tím více využívat strukturální numerické analýzy, a to jednak pro zlepšení modálních vlastností, aby byly minimalizovány vlivy mechanického chvění, ale také pro současnou optimalizaci hmotnosti, zlepšení pohybových vlastností stolku (větší rozsah pohybu v jednotlivých osách) či snížení výrobních nákladů.

Dříve zmíněná lineární vedení kromě vysoké preciznosti a dalším kladům přináší i své zápory a výzvy. Při výpočtovém modelování manipulačních stolků do elektronových mikroskopů se ve firmě opakovaně řešila a nadále řeší výzva, jak správně modelovat ve výpočtové sestavě právě tyto vedení. Ty se jeví jako jeden z klíčových problémů při provádění numerických analýz, kdy nejen že se nedaří předem správně odhadnout dynamické vlastnosti sestav, ale také po provedeném experimentálním měření upravit výpočtový model tak, aby výsledky analýz odpovídaly naměřeným odezvám.

Modelování těchto vedení či ložisek obecně je prakticky samostatným oborem v rámci strojního inženýrství, a lokální popis chování ložiskových prvků a s tím souvisejících kontaktů obnáší provedení komplexních analýz a hluboké porozumění této problematice. Pro budoucí analýzy a optimalizace by tedy bylo vhodné vytvořit výpočtový model, který vliv a chování těchto vedení v sestavě stolku popíše s dostatečnou mírou přesnosti a spolehlivosti, aniž by bylo potřeba pokaždé provést lokální detailní analýzu tohoto mechanického rozhraní a alespoň uspokojivě odhadnout dynamické charakteristiky řešených sestav.

1.1 Formulace problému

Tvorba náhrady lineárního vedení pro účely výpočtového modelování manipulátoru elektronového mikroskopu.

1.2 Cíle práce

1. Rešeršní studie lineárních vedení a souvisejících simulací.
2. Tvorba výpočtového modelu lineárního vedení.
3. Identifikace metody pro zjednodušený model lineárního vedení.
4. Srovnání výsledků simulací s měřením.

2 Manipulátory v elektronové mikroskopii

Manipulace se vzorky představuje v elektronové mikroskopii klíčový aspekt pro získání kvalitních a reprodukovatelných výsledků. Zatímco elektronová optika zajišťuje samotné zobrazení na základě interakce elektronového svazku se vzorkem, manipulátory umožňují přesné nastavení polohy vzorku vůči tomuto svazku. Pohyb vzorku v elektronovém mikroskopu musí být realizován s mimořádnou přesností, odpovídající rozlišovací schopnosti samotného přístroje, která dosahuje u moderních přístrojů až desetin nanometru [1].

Zkoumaný typ manipulátoru se objevuje zejména ve skenovacích (rastrovacích) elektronových mikroskopech (SEM) či zařízeních, využívajících vícesvazkových technologií. Vzhledem k tomu, že tato práce vzniká ve spolupráci se společností Thermo Fisher Scientific (dále jen TFS), se informace uvedené v práci budou týkat většinou produktů této firmy, které tento konkrétní typ manipulátorů využívají – tedy např. z modelových řad Apreo, Axia či Helios.

V následujících podkapitolách se tedy práce bude zabývat krátkým uvedením technologií, u kterých jsou manipulátory aplikovány, dále základními principy funkce manipulátorů v elektronových mikroskopech a nakonec také popisem lineárních vedení, která jsou klíčovou součástí těchto mechanismů a přímo ovlivňují jejich dynamické vlastnosti. Tyto poznatky následně budou využity při výpočtovém modelování a návrhu vhodné náhrady lineárních vedení.

2.1 Skenovací elektronová mikroskopie

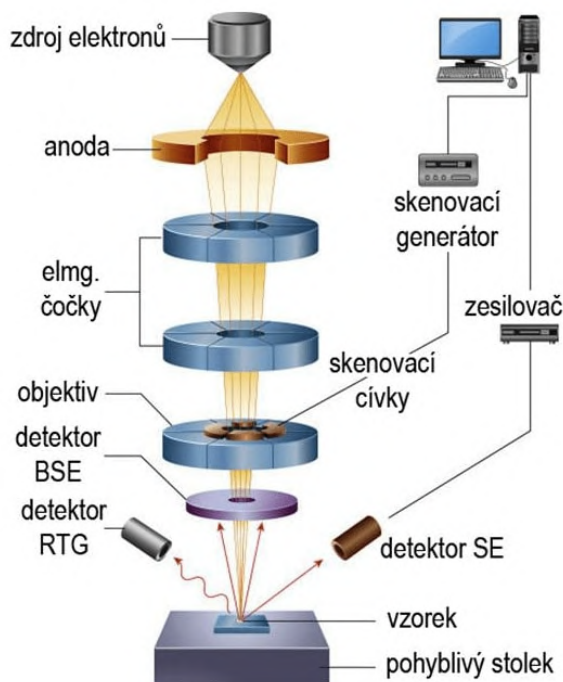
Skenovací elektronová mikroskopie je jedna ze základních technik elektronové mikroskopie. SEM pracuje tak, že na vzorek dopadá tenký svazek elektronů, který postupně skenuje všechna místa vzorku. Odražený (emitovaný) paprsek se převádí na viditelný obraz. Interakce elektronů s povrchem vzorku vyvolává různé typy signálů, které jsou následně detekovány a použity k vytvoření obrazu. [1]

Elektrony emitované zdrojem elektronů jsou urychlovány anodou a zaměřovány elektrostatickými či elektromagnetickými čočkami na povrch zkoumaného vzorku. Pro zajištění volného průchodu elektronů celým systémem a zabránění jejich interakce s jinými částicemi je nezbytné udržovat v celém systému vakuum. Bez vakua by docházelo k rozptylu a absorpci elektronů jinými atomy, což by způsobilo rozostření výsledného obrazu, čili zhoršení rozlišovacích schopností mikroskopu. Navíc by docházelo ke kontaminaci sledovaných vzorků a jednotlivých komponent optické soustavy. [2]

Při dopadu elektronového svazku na vzorek dochází k několika typům interakcí, které poskytují různé druhy informací o zkoumaném materiálu [2]:

- **Sekundární elektrony (SE)** – elektrony s nízkou energií uvolněné z povrchových vrstev vzorku, poskytují informace o topografii povrchu,
- **Zpětně odražené elektrony (BSE, z angl. *Backscattered Electrons*)** – elektrony odražené od vzorku, nesou informace o materiálovém složení,
- **Charakteristické rentgenové (RTG) záření** – používá se pro zjištění chemického složení vzorku pomocí energiově-disperzní spektroskopie (EDS),
- **Katodoluminiscence** – světlo emitované ze vzorku při dopadu elektronů.

Na obr. 2.1 je schematicky znázorněn princip konstrukce SEM se základními komponentami, uvedenými výše. Ve spodní části obrázku je zobrazen také pohyblivý stolek, který – jak je z obrázku zřejmé – je prakticky jedinou čistě mechanickou částí přímo podílející se na výsledném obrazu. Většinu z hlavní části mikroskopu poté tvoří elektronové-optická sestava, detekční systémy a nepochybně také řídicí a výpočetní technika. Zbylé mechanické části (nosná konstrukce, komora, vakuové systémy atd.) lze z pohledu mikroskopie brát jako vedlejší části konstrukce SEM.



Obr. 2.1: Základní schéma fungování SEM [2].

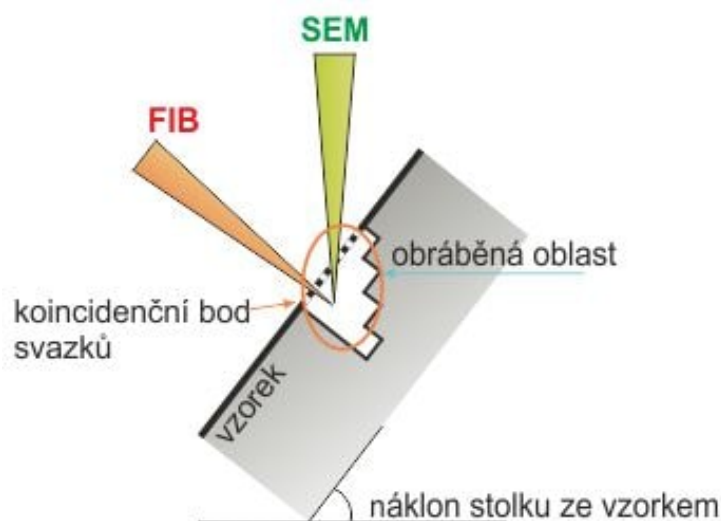
SEM se využívají pro zobrazení a analýzu povrchů prakticky libovolně velkých vzorků, jejich velikost je prakticky omezena pouze rozměry vakuové komory – nacházejí tedy uplatnění v široké škále oblastí od materiálových věd přes biologii až po polovodičový průmysl. Popularita SEM pramení z možnosti získat snadno interpretovatelné snímky povrchů širokého spektra materiálů. [3]

2.2 Vícesvazkové technologie

Kromě základních principů, představených v předchozí podkapitole, se v moderních SEM objevují také dodatečné technologie, dále rozšiřující možnosti využití takového zařízení. Nejčastějším takovým řešením jsou výrobky s označením *DualBeam* (ve volném překladu „dvojitý svazek“) – ty kromě běžného SEM integrují v jednom systému také fokusovaný iontový svazek (FIB, z angl. *focused ion beam*). Tato kombinace umožňuje nejen pozorovat povrch vzorku jako u klasického SEM, ale také jej modifikovat s nanometrovou přesností. Kromě běžných funkcí SEM přináší technologie *DualBeam* uplatnění v několika klíčových oblastech [4]:

- **Příprava vzorků pro transmisní elektronovou mikroskopii (TEM)** – Pomocí iontového svazku je možné připravit velmi tenké řezy vzorku (lamely) pro následnou analýzu v TEM, což je důležité zejména pro analýzu pokročilých materiálů a polovodičových struktur.
- **3D charakterizace materiálů** – Systémy *DualBeam* umožňují podpovrchové snímání a obrazové řezání objemů a následné SEM zobrazování v nanometrovém měřítku, které lze zpracovat do vysoce kvalitních 3D rekonstrukcí vzorku.
- **Nanoobrábění a prototypování** – Iontový svazek lze využít pro přesné obrábění a modifikaci vzorků v měřítku nanometrů.
- **Analýza poruch a defektů** – Přítomnost iontového svazku umožňuje lépe snímat povrchové defekty. Zvláště důležité v polovodičovém průmyslu pro identifikaci a analýzu skrytých vad.

Svazky v dvousvazkovém mikroskopu mají charakteristické uspořádání, které lze vidět na obr. 2.2. Svazky jsou vždy umístěny pod konkrétním úhlem vůči sobě, přičemž vertikálně je typicky orientován tubus SEM a tubus s iontovým svazkem je nakloněn. Zásadní vlastností je protnutí obou svazků v tzv. koincidenčním bodě, což umožňuje současné obrábění iontovým svazkem a pozorování stejného místa elektronovým svazkem. Za možnost tohoto uspořádání je zodpovědný manipulační stolek, ideálně s 5 stupni volnosti. Díky tomu lze vzorek optimálně polohovat pro kontinuální simultánní obrábění a pozorování v reálném čase s možností průběžné úpravy parametrů podle potřeby [5].

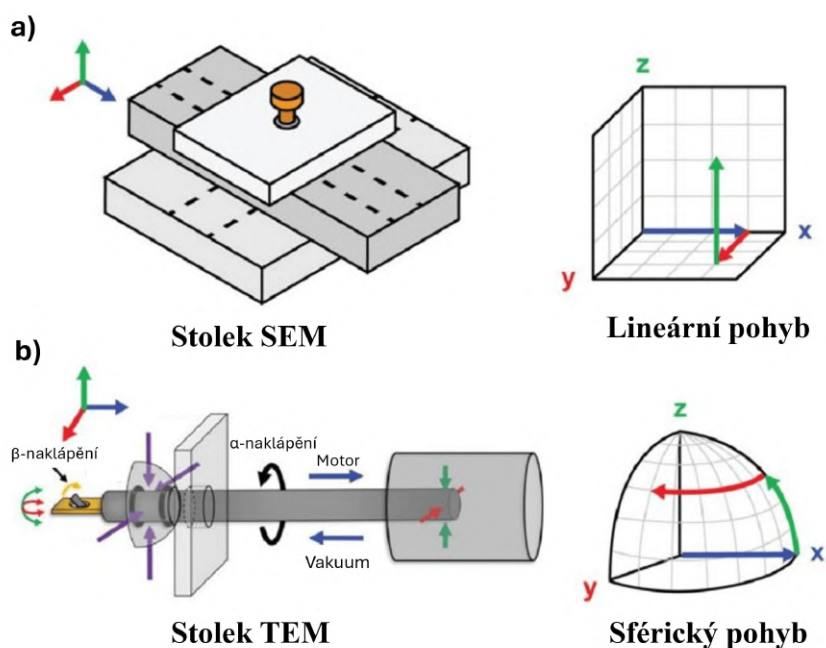


Obr. 2.2: Schéma záření ve dvousvazkovém mikroskopu [5].

Dalším rozšířením vznikly modely s technologií *TriBeam*, které, jak již název napovídá, nabízejí také třetí svazek. Oproti modelům *DualBeam* je zde navíc integrovaný femtosekundový laser. Tyto zařízení využívají proces laserové ablace – laser generuje pulzy trvající pouhých 150 femtosekund (10^{-15} s) o intenzitě $10^{12} \text{ W cm}^{-2}$ [6]. Díky tomu je možné obrábět materiály s minimálním tepelným poškozením mimo fokální objem a rychlostí o 4-6 řádů vyšší, než při použití samotného FIB [7]. Výhodou je také možnost pracovat s materiály nevodivými či citlivými na iontový paprsek [8].

2.3 Stolky

Jak již bylo zmíněno v úvodu, manipulátor elektronového mikroskopu se většinou nazývá stolkem (z angl. *stage*). Doposud se tato kapitola zabývala zejména technologiemi SEM a FIB z toho důvodu, že se v nich využívá jednoho typu stolku, ke kterým patří i stolek zkoumaný v této práci. Pro přehlednost je ale vhodné ještě explicitně zmínit, že se pojem „stole“ používá i u TEM, kde je konstrukce poměrně odlišná. Nákres příkladů obou typů stolku je k vidění na obr. 2.3. Příklad je pouze ilustrační, SEM stolky běžně nabízejí i jeden či dva rotační pohyby.



Obr. 2.3: Porovnání principu SEM a TEM stolku – upraveno z [9].

Základní rozdíl mezi SEM a TEM stolky vyplývá z principu fungování těchto mikroskopů – SEM stolky jsou připraveny na manipulaci se vzorky velikosti v řádech cm a omezení je prakticky pouze na straně obsahu komory, kdežto optimální tloušťka vzorku na TEM je zhruba 50 až 80 nm, jelikož při rostoucí tloušťce vzorku se snižuje množství transmitovaných elektronů. S tím se pojí také menší rozsah pohybu TEM stolku, větší požadovaná přesnost a neposledně minimalizace tření a vibrací. [10]

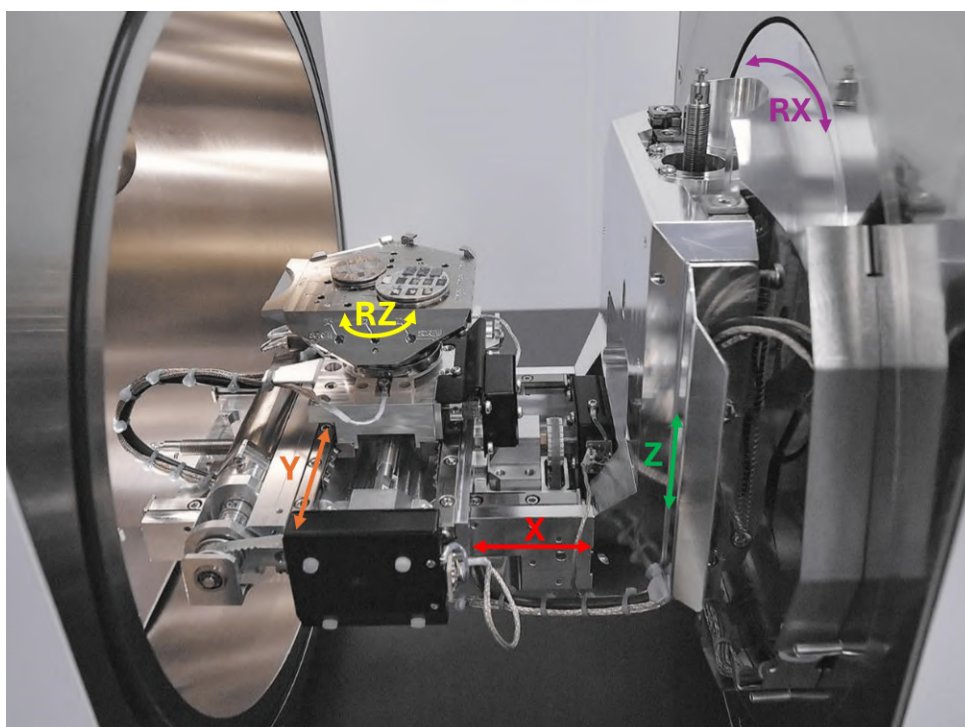
Všechny informace týkající se stolků v elektronových mikroskopech zmíněné dále v této práci se budou vztahovat výhradně k SEM, pokud nebude specifikováno jinak.

Příklad reálné konstrukce moderního 5-osého stolku je k vidění na obr. 2.4. Na příslušných tělesech jsou zaznačeny osy stupňů volnosti, ve kterých se stolek může pohybovat:

- Tři translační:
 - **X** – umožňuje podélný posuv stolku, zpravidla buďto osa s nejdelším rozsahem nebo mají s osou Y rozsah pohybu totožný,
 - **Y** – doplňuje osu X a spolu zajišťují možnost posuvu v rovině XY a tedy kompletní skenování povrchu v této rovině,
 - **Z** – pohyb vertikální, mění pracovní vzdálenost mezi vzorkem a elektronovou optikou či detektorem, umožňuje tedy zaostřování a optimalizaci sběru signálu.

- Dvě rotační:
 - **RX** – naklonění stolku kolem osy X, díky kterému je možné pozorování vzorků pod různými úhly. Důležité je také např. pro zmiňované vícesvazkové mikroskopy. Tento stupeň volnosti je často (tak jako na obr.) zakomponován do nosné konstrukce stolku ve dveřích. Rotace je většinou omezena konstrukčními překážkami a rozsah je větší v jednom směru rotace, není symetrický – např. -10° až $+60^\circ$ [4]. Omezení je ale také cílené z důvodů nosnosti – větší možný náklon typicky znamená nižší nosnost při nakloněném stavu.
 - **RZ** – rotace kolem svislé osy Z, která může dosahovat plného rozsahu 360° .

Stolek je kompletně motorizovaný, o pohyb se nejčastěji starají krokové motory, servomotory či piezoelektrické pohony. Konstrukce stolku je připevněna ke dveřím mikroskopu, a umístění celé sestavy na vodící kolejnici zajišťuje možnost vysunutí z komory (ve směru označené osy X), ve které se jinak v zavřeném stavu běžně udržuje vakuum.



Obr. 2.4: Konstrukce stolku SEM s vyznačenými osami pohybu – upraveno z [11].

2.3.1 Požadavky na stolky SEM

Jak vyplývá z již uvedených faktů, stolky v SEM musí splňovat specifické požadavky dané prostředím a funkcí těchto přístrojů. Mezi klíčové požadavky patří:

1. **Vysoká přesnost pohybu** – vzhledem k tomu, že rozlišovací schopnost moderních elektronových mikroskopů dosahuje desetin nanometru, musí stolky zajistit pohyb s odpovídající přesností.
2. **Stabilita a opakovatelnost** – aby bylo možné spolehlivě vyvodit závěry z měření a pozorování na SEM, je důležité mít výsledky reprodukovatelné – manipulátory musí poskytovat vysokou míru stability a opakovatelnosti pohybu.

3. **Vakuová kompatibilita** – v celém prostoru elektronové optiky musí být udržováno vakuum, tato podmínka klade specifické nároky na konstrukci a použité materiály.
4. **Omezení magnetických materiálů** – při konstrukci stolku je třeba pečlivě zvážit použití magnetických materiálů. V blízkosti dráhy elektronového paprsku je nutné vyhnout se magnetickým prvkům, které by mohly vychylovat trajektorii elektronů a tím negativně ovlivňovat zobrazení [12]. Ve vzdálenějších částech manipulátoru nebo v mikroskopech s nižšími nároky na přesnost mohou být magnetické prvky použity, pokud je jejich vliv dostatečně odstíněn nebo kompenzován.
5. **Minimalizace vibrací** – s rostoucím rozlišením mikroskopů mají vnější vibrace proporcionálně větší dopad na kvalitu obrazu. To je zvláště patrné při dlouhodobém snímání a 3D rekonstrukcích, kdy jsou výsledky citlivější na postupné zdroje vibrací [13]. Stolky tedy v ideálním případě musí být navrženy tak, aby samy negenerovaly vibrace a zároveň efektivně tlumily vibrace přenášené z okolí.

Právě poslední bod – minimalizace vibrací – je bodem, k jehož zlepšení by měly pomoci výsledky této práce.

2.3.2 Dynamické vlastnosti stolků

Vzhledem k rozlišovací schopnosti SEM dosahující až desetin nanometru, mohou i minimální vibrace výrazně ovlivnit kvalitu a přesnost získaných dat. Obecně lze vibrace, ovlivňující přesnost elektronových mikroskopů, rozdělit do tří základních kategorií:

1. **Externí zdroje vibrací** – vibrace přenášené z okolního prostředí [13]:
 - vibrace podloží a budovy (doprava, stavební činnost, chvění od okolních strojů a zařízení,...),
 - akustické vibrace (lidská řeč, ventilační systémy),
 - seismická aktivita.
2. **Interní zdroje vibrací** – vibrace generované okolními částmi mikroskopu:
 - motory vakuových pump,
 - chladič systémy a ventilátory elektroniky,
 - vibrace způsobené cívkami elektromagnetických čoček.
3. **Vibrace související s manipulací vzorku** – vlastní vibrace generované stolem, zdrojem můžou být např.:
 - akcelerace a decelerace stolku způsobuje kývavý pohyb, přičemž stůl na držáku může nést nezanedbatelnou hmotnost,
 - vůle a tření v lineárních vedeních a pohonných mechanismech,
 - nedostatečně plynulé řízení pohybu.

Tyto generované vibrace se dále kategorizují dle rozsahu frekvencí, ve kterých se vyskytují:

- **Nízkofrekvenční vibrace** (1 – 10 Hz) – typicky způsobeny externími zdroji z okolí budovy, obtížně odstranitelné pasivními systémy, mají velký vliv i na životnost přístroje. Zvláště u nepravidelných či přerušovaných nízkofrekvenčních vibrací se doporučuje aplikace aktivních tlumicích systémů [14]. Míru těchto vibrací se měří již při plánování umístění mikroskopu, jelikož volba vhodné lokace v místnosti či budově může výskyt vibrací výrazně ovlivnit [13].
- **Středněfrekvenční vibrace** (10 – 100 Hz) – většinou související s mechanickými systémy v budově nebo přístroji, nacházejícími se v okolí mikroskopu. Jejich vliv

se kontroluje kombinací aktivních i pasivních přístupů, příp. je možné odezvu na stolku mikroskopu ovlivnit i strukturálními modifikacemi [15].

- **Vysokofrekvenční vibrace** (>100 Hz) – nejčastěji způsobené interními zdroji vibrací mikroskopu. Velký vliv má samotné konstrukční řešení přístroje a volba materiálů (z hlediska tlumení), odezvu mikroskopu na tento typ vibrací tedy kontroluje zejména výrobce již během procesu vývoje zařízení. Vysokofrekvenční vibrace také mají tendenci být více lokalizované a snáze pasivně tlumitelné, než vibrace na nižších frekvencích, a pro tlumení odezvy na konkrétních frekvencích je výhodné využít pasivního tlumení [14].

Z pohledu vlivu lineárních vedení na dynamické vlastnosti stolku je nejvýznamnější oblast vysokofrekvenčních vibrací. Částečně potom může správný popis dynamického chování sestavy pomoci i při řešení středněfrekvenčních vibrací.

Jak již bylo zmíněno, kromě konstrukčního řešení se pro tlumení využívají i jiné metody kontroly vibrací. Níže je uvedeno několik příkladů běžně využívaných metod:

1. **Pasivní izolační systémy** [13]:

- antivibračně izolované základny mikroskopů,
- pneumatické tlumiče,
- granitové nebo betonové základny.

2. **Aktivní izolační systémy** [14]:

- tlumiče s integrovanými snímači a aktuátory, tvořící zpětnovazební systém a umožňující kontinuální řízení v reálném čase.

3. **Digitální zpracování obrazu** [16]:

- kromě řešení mechanického vlivu vibrací je možné dosáhnout redukce zkreslení způsobeného vibracemi v obrazech SEM pomocí frekvenční analýzy vibrací přímo na přístroji a metody minimalizace zkreslení pomocí zpracování signálu – jedná se tedy o aktivní systém, kompenzující vibrace v reálném čase.

3 Lineární vedení a jejich náhrady ve výpočtovém modelování

Lineární vedení jsou strojní komponenty navržené k zajištění translačního pohybu při současném přenosu zatížení mezi dvěma tělesy, a to s minimálním třením [18]. Jsou nezbytná v široké škále průmyslových a vědeckých aplikací, kde je vyžadována vysoká přesnost polohování, opakovatelnost a tuhost. Nejčastěji jsou to např. [19]:

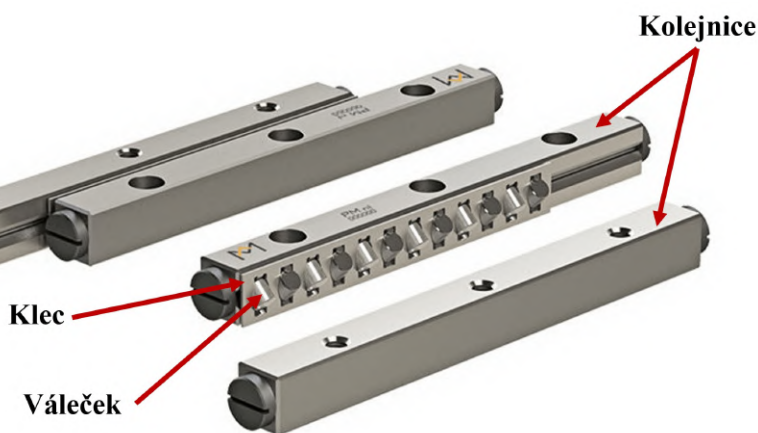
- obráběcí stroje,
- automatizační a robotické systémy,
- výroba elektroniky,
- elektronové mikroskopy,
- medicínská technika,
- jiná laboratorní a přesná analytická zařízení.

Přesného lineárního pohybu je nejčastěji dosaženo pomocí valivých elementů – kuliček, válečků nebo jehel – které se pohybují mezi dvěma přesně opracovanými povrchy. Vyskytují se také lineární vedení bez valivých prvků (např. kluzná, hydrostatická či aerostatická), ale jejich použití není tak rozšířené [19].

Tato kapitola je strukturována do dvou hlavních částí. První část se zaměřuje na obecný princip fungování lineárních vedení, s důrazem na konstrukci a charakteristiky křížových válečkových lineárních vedení (angl. *cross roller linear guide*). Druhá část představuje rešeršní studii náhrad těchto vedení v konečnoprvkových analýzách, včetně přehledu používaných modelovacích přístupů a jejich výhod a omezení.

3.1 Křížová válečková lineární vedení

Příklad křížového válečkového lineárního vedení s popisem základních částí je k vidění na obr. 3.1. Konstrukce tohoto typu lineárního vedení je poměrně jednoduchá, základními prvky jsou kolejnice, válečkové elementy a klec. Klec vymezuje vzájemnou konstantní vzdálenost mezi válečky během odvalování.



Obr. 3.1: Křížové válečkové lineární vedení od výrobce PM – upraveno z [20].

Princip fungování křížových válečkových lineárních vedení spočívá v uspořádání válečků střídavě pod úhlem 90° – při čelním pohledu tedy tvoří pomyslný kříž. Největší výhodou tohoto uspořádání je poměrně vysoká nosnost a přenos sil ve všech směrech při zachování vysoké přesnosti a plynulého chodu s minimálním odporem a bez vůlí. [17]

V práci je měřená a analyzovaná sestava osazena lineárním vedením od výrobce *SCHNEEBERGER*, konkrétně kolejnicemi typu R s klecí AA-RF osazenou válečky o průměru 3 mm. Kromě toho, že se pro každý typ vedení (tedy např. křížová válečková) nabízí ještě několik možností kombinací kolejnic a klecí, a pro každou z těchto variant se dá volit různé velikosti valivých elementů, nabízí každý výrobce dodatečné možnosti specifikace těchto sestav. Konkrétně u výrobce *SCHNEEBERGER* je např. pro typ R možné volit následující [17]:

- 3 stupně jakosti provedení,
- výrobu z korozivzdorné oceli,
- zaoblení náběžných hran,
- spojení více kolejnic za sebou (požadovaná délka posuvu tedy není omezena konkrétní nabídkou délek kolejnic),
- přesnější toleranci rozdílu výšky příslušných kolejnic,
- povrchovou úpravu zlepšující odolnost vůči korozi a otěru,
- upravené díry pro fixaci.

Některé kombinace těchto úprav spolu nejsou kompatibilní a je důležité mít na paměti, že tyto modifikace mohou měnit mechanické vlastnosti sestavy.

3.2 Rešerše náhrad lineárních vedení pro účely výpočtového modelování pomocí MKP

Implementace lineárních vedení do výpočtových modelů v MKP představuje komplexní problém, zejména vzhledem k poměrně malé geometrii valivých prvků a nelineární charakteristice kontaktu těchto prvků s kolejnicemi. V kombinaci s tím, že ve větších sestavách může vystupovat desítky či stovky valivých elementů, detailní modelování všech komponent vedení by vedlo k výpočetně zbytečně velkým a náročným modelům, problémům s konvergencí a nejistým výsledkům. Z tohoto důvodu se v inženýrské praxi využívají různé přístupy k náhradě lineárních vedení, s různou úrovní náročnosti modelování, přesnosti či potřeby výpočetního výkonu.

Obsah této části bude stěžejním teoretickým pilířem k vypracování diplomové práce. Představí možná zjednodušení lineárních vedení pro účely řešení strukturálních (zejména dynamických) analýz pomocí MKP. Vzhledem k malému množství dostupné literatury, zaměřující se konkrétně na problematiku náhrad křížových válečkových lineárních vedení, se v rešeršní části vyskytují zdroje týkající se nejčastěji buďto jiných typů lineárních vedení, či obecně valivých ložisek. V souvislosti s tím, že výpočtové modelování bude prováděno v programu *Simcenter Nastran* od společnosti *Siemens*, budou nalezené náhrady odkazovány k ekvivalentním či podobným možnostem tohoto programu.

3.2.1 Geometrické náhrady

Geometrické náhrady představují nejjednodušší přístup k modelování lineárních vedení ve strukturálních analýzách, nahrazením složité geometrie zjednodušenými reprezentacemi, které zachovávají klíčové mechanické vlastnosti původního systému. Při modelování valivých ložisek a vedení je možné použít různé úrovně geometrického zjednodušení v závislosti na požadované přesnosti a dostupných výpočetních zdrojích.

Kompletní zanedbání valivé části

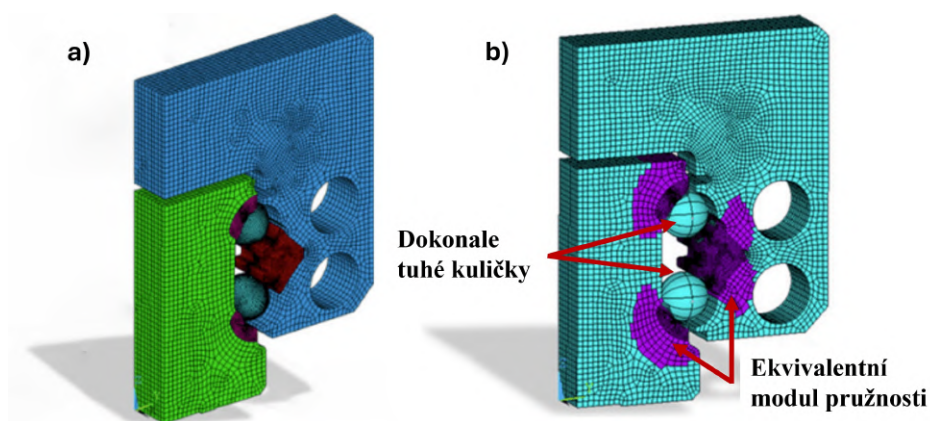
Tento přístup spočívá v nahrazení vnější i vnitřní kolejnice jedním objemovým tělesem, které má tedy stejné materiálové vlastnosti jako kolejnice a tím se zanedbají konkrétní vlastnosti tuhosti a tlumení této části. Tato metoda je vhodná pro statické analýzy velkých sestav se zanedbáním lokálních vlivů v oblasti lineárních vedení, či pro jednosměrné zatížení. Případně se při lokálních statických analýzách pro určení tuhosti kuliček či válečků v lineárních vedeních naopak využívá dokonale tuhých těles jako nahrazení kolejnic, a elasticky jsou modelovány pouze valivé prvky [21]. Pro dynamické analýzy tento přístup obecně vhodný není, zanedbává odlišnou tuhost v různých směrech a nezachytí typicky nižší vlastní frekvence, které pocházejí od valivých částí lineárních vedení [22].

Zjednodušená geometrie

V praxi často používanou metodou je nahrazení válečku jedním či více bloky ve směru přenosu zatížení, pevně spojenými s kolejnicemi. Výhodou je zejména jednoduchost řešení v kombinaci s velkou redukcí modelu, přičemž postup lépe popisuje přenos zatížení, než v případě kompletního zanedbání. Navíc je možné tento přístup zpřesnit definicí fiktivního materiálu, s vlastnostmi odpovídajícími tuhosti valivých prvků. Ty mohou být buďto dodány výrobcem, dopočítány analyticky nebo řešením lokální kontaktní analýzy. Vhodná je definice ortotropního materiálového modelu pro možnost definice odlišných vlastností v různých směrech. Tento přístup byl v minulosti využíván i firmou TFS, nicméně pouze jako forma kalibrace modálních analýz po naměření dynamických vlastností a odhad materiálových vlastností nebyl podložený žádným výpočtem. Výsledky výpočtů s výsledky experimentu byly pro konkrétní materiál odpovídající vždy pouze v omezeném rozsahu frekvencí.

Dokonale tuhé nahrazení valivých elementů

Pro přesný popis přenosu zatížení lineárním vedením či analýzách tuhosti valivých prvků se většinou využívá pouze část kolejnic se zahrnutím jednoho valivého elementu (případně jedné řady, pokud je jich v řezu více) s velmi jemnou sítí konečných prvků v kontaktních oblastech – tento přístup je z pohledu výpočtového modelování korektní, nicméně pro využití v celé sestavě nevhodný. Ve zdroji [23] je ale pro tento typ analýzy navržen postup, kde valivé elementy (v tomto případě kuličky) jsou nahrazeny dokonale tuhým tělesem, a ovlivněné oblasti na kolejnici je přiřazen „ekvivalentní modul pružnosti“, jehož hodnota je určena analyticky. Počet stupňů volnosti byl tímto snížen o necelých 81 % a výpočtový čas o 86 %, přičemž rozdíl výsledků oproti původnímu modelu byl maximálně 5,8 %. Oba modely jsou k vidění na obr. 3.2. Postup by bylo vhodné využít při komplexnějším statickém výpočtu, např. při analýze přenosu zatížení jednotlivými prvky lineárního vedení.



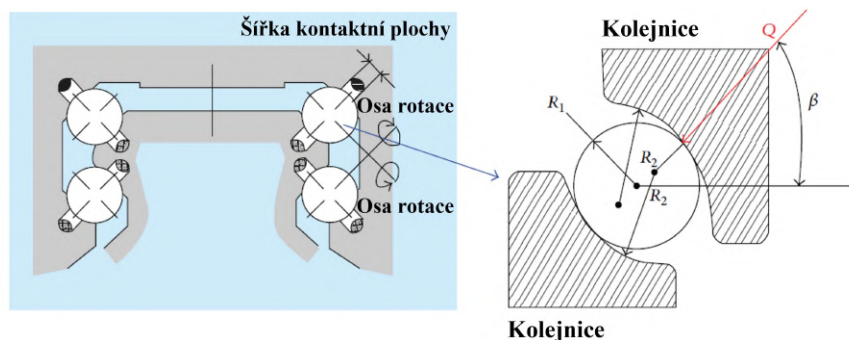
Obr. 3.2: Nahrazení valivých prvků dokonale tuhými tělesy a ekvivalentního modulu pružnosti, a) model původní, b) s použitím náhrady – upraveno z [23].

3.2.2 Náhrady použitím 1D, 0D či jiných prvků

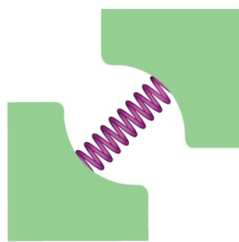
Náhrady pomocí jednorozměrných (1D), bezrozměrných (0D) či jiných specifických prvků představují efektivní přístup k modelování valivých elementů lineárních vedení a ložisek, který při správné definici zachovává klíčové mechanické vlastnosti při výrazně nižší náročnosti na výpočet i jeho přípravu ve srovnání s propracovanými 3D geometrickými modely. Tato podkapitola nabídne také stručný popis prvků dostupných v *Simcenter Nastran*, které jsou v textu zmíněny a mohly by být užitečné při modelování náhrad.

Nejjednodušší takovou náhradou je spojení pomocí tuhých prvků – v *Simcenter Nastran* tedy typicky pomocí svázání kontaktních ploch kolejnič do RBE2 prvků, přičemž se protilehlé RBE2 prvky odkazují na stejný řídicí uzel. S tímto přístupem se pracuje také v TFS, nicméně kvůli nerealistické tuhosti prvku RBE2 to zejména u dynamických analýz zamezuje zachycení vlastních tvarů a frekvencí, pocházejících od valivých prvků vedení.

V literatuře se nejčastěji lze setkat s náhradou pomocí pružinových prvků, případně jejich kombinací s tuhými či specifickými kontaktními prvky pro přenos síly mezi pružinovým prvkem a kontaktní plochou kolejniče. Zdroj [28] zmiňuje náhradu kuliček v lineárním vedení pružinovým prvkem s analyticky určenou tuhostí, pomocí této náhrady provádí modální analýzy a výsledky srovnává s analytickým řešením, přičemž rozdíl v hodnotách vlastních frekvencí byl do 10,2 %. Znázornění náhrady je zobrazeno na obr. 3.3 a 3.4, kde R_1 je poloměr kuličky, R_2 poloměr kontaktní plochy, β kontaktní úhel a Q kontaktní síla.

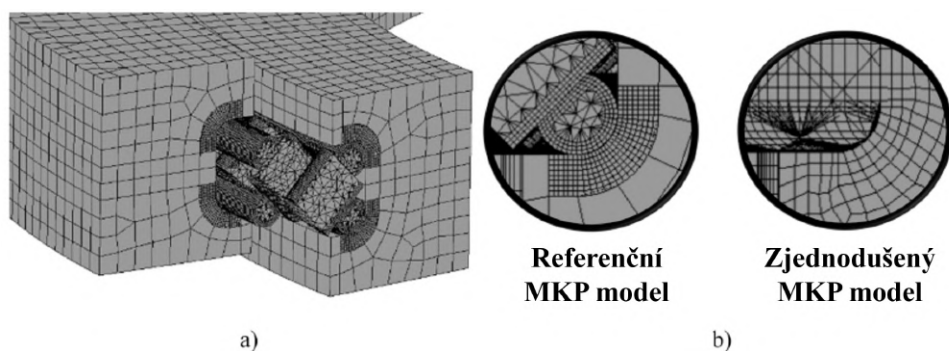


Obr. 3.3: Řez lineárním vedením s detailem na okolí jedné kuličky- upraveno z [28].

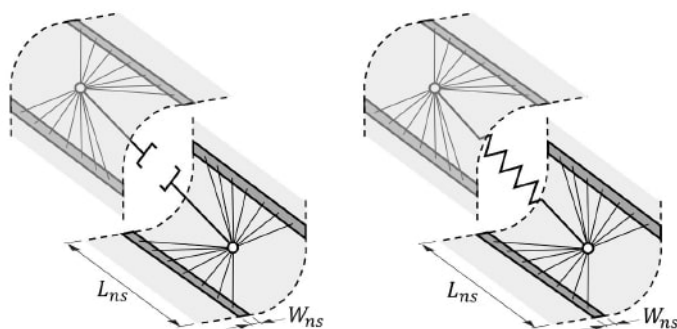


Obr. 3.4: Navržená náhrada kuličky lineárního vedení [28].

Ve zdroji [29] je řešena náhrada křížových válečkových drátových ložisek pro účely statických analýz. Valivý prvek včetně drátu je zde ve výpočtovém programu *Ansys* nahrazován buďto pružinovým prvkem COMBIN39 (v případě lineární definice je to v *Simcenter Nastran* obdoba prvku CELASi) nebo prvkem MATRIX27 (ekvivalent CBUSH), zkoumána byla i kombinace více prvků na jeden valivý prvek ložiska. Jako vhodnější se nakonec jevil prvek MATRIX27 díky možnosti definice ve více směrech, výsledky reakčních sil a momentů se u této náhrady lišily oproti referenci o maximálně 6,8 % při redukci výpočtového času i velikosti modelu o více než 90 % ve srovnání s detailním modelem. Řez sítí konečných prvků řešeného modelu je zobrazen na obr. 3.5. Návrh náhrady je potom k vidění na obr. 3.6, přičemž W_{ns} je šířka kontaktní plochy (zde svázané pružinovým prvkem) a L_{ns} je délka jedné náhrady.

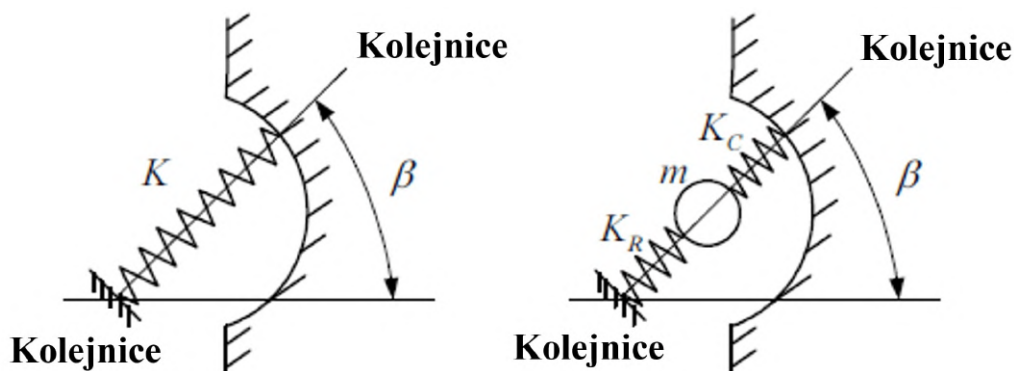


Obr. 3.5: a) Řez modelem ložiska, b) detail sítě referenčního i detailního MKP modelu – upraveno z [29].

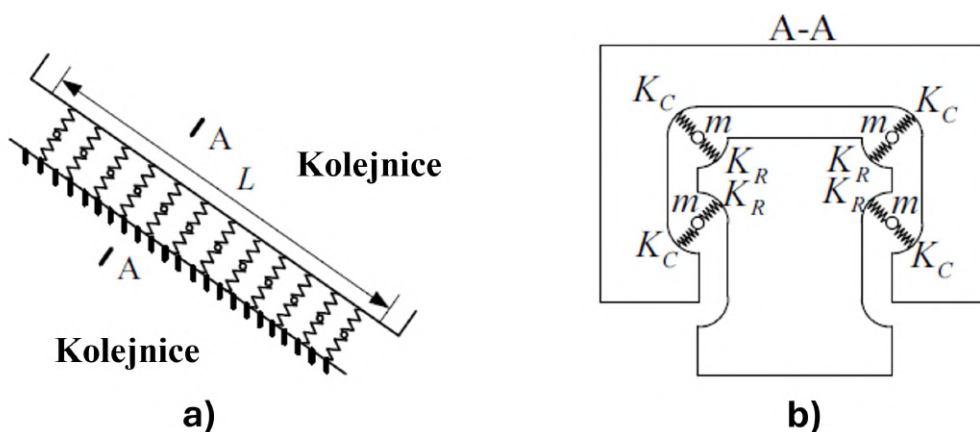


Obr. 3.6: Náhrada valivé části pomocí a) MATRIX27, b) COMBIN39 prvku [29].

Náhrady pružinovými prvky jsou provedeny také ve zdroji [22], který se zabývá modální analýzou samotného lineárního vedení (v tomto případě kuličkového), a dále i implementací této náhrady do modelu posuvného stolu obráběcího stroje, na němž byla provedena experimentální modální analýza, se kterou se srovnávají výsledky z numerického výpočtu. Autor řešil strukturální analýzy ve výpočtovém programu *Ansys* a navrhuje 2 podoby náhrady – první varianta nahrazuje každou kuličku vedení lineární pružinou COMBIN14 (ekvivalent prvku CBUSH) s tuhostí K odpovídající tuhosti kuličky ve směru přenosu zatížení, druhá počítá s nahrazením pomocí dvou pružin a hmotného bodu MASS21 (ekvivalent prvku CONM2). Pro řešení autor využívá pouze druhé varianty, přičemž tuhost pružin $K_R = K_C$ je určena analyticky i pomocí MKP jako hodnota kontaktní tuhosti mezi kuličkou a dráhami lineárního vedení, hmotnost m potom odpovídá hmotnosti jednotlivých kuliček. Definován je také kontaktní úhel β . Po délce vedení L potom počet těchto náhrad odpovídá počtu řad kuliček lineárního vedení. Navržené náhrady a schéma lineárního vedení jsou k vidění na obr. 3.7 a 3.8.



Obr. 3.7: Náhrada kuličky lineárního vedení pomocí a) jedné pružiny, b) dvou pružin a hmotného bodu – upraveno z [22].



Obr. 3.8: Schématický nákres pružinových náhrad a) po délce, b) v řezu lineárního vedení – upraveno z [22].

Poslední část této podkapitoly se věnuje jednotlivým prvkům dostupným v programu *Simcenter Nastran*, které byly dříve zmíněny v textu.

RBE2 (*Rigid Body Element, Type 2*)

RBE2 je nedeformovatelný prvek vytvářející zcela tuhou vazbu mezi jedním nezávislým uzlem a jedním či více závislými uzly, přičemž se jedná o dokonale tuhý vztah, kde nezávislý uzel řídí pohyb všech závislých uzlů. Podporuje volitelnou definici přenášených stupňů volnosti a nejčastěji je využíván pro aplikaci vnějšího zatížení nebo modelování tuhých spojení. Při nadměrném použití RBE2 prvků může dojít k nerealistickému zvýšení tuhosti celého systému. [24]

RBE3 (*Rigid Body Element, Type 3*)

RBE3 je interpolační prvek, který na rozdíl od RBE2 nevytváří zcela tuhou vazbu, ale distribuuje zatížení mezi závislými uzly na základě předdefinovaných vážených koeficientů. Vytváří tedy závislost mezi pohybem jednoho závislého uzlu a pohybem sady nezávislých uzlů. Zachovává poddajnost struktury a používá se nejčastěji pro rozložení zatížení, připojení hmotných bodů či vytvoření virtuálních měřících bodů. Je nicméně potřeba dávat pozor na správnou definici a správně pochopit jeho fungování, které je ve srovnání s prvkem RBE3 složitější. [24]

CELASi (*Elastic Spring Connection*)

CELASi je skupina pružinových prvků (CELAS1, CELAS2, CELAS3, CELAS4) které modelují jednoduché jednosměrné elastické spojení mezi 2 uzly. Jedinou vlastností je tedy tuhost v jednom směru. Rozdíl mezi jednotlivými prvky je pouze v definici, kdy je možné definovat prvek jedním (varianty 3 a 4) či dvěma uzly (varianty 1 a 2), resp. i definice tuhosti je přímá (varianty 2 a 4) či závislá na vlastnostech materiálu (varianty 1 a 3). [25]

CBUSH (*Generalized Spring-Damper Connection*)

CBUSH je pokročilý pružinový prvek, který může modelovat kombinaci translačních a rotačních tuhostí a tlumení ve všech směrech mezi dvěma uzly. Vyžaduje definici orientace pomocí vektoru nebo souřadného systému. Umožňuje zahrnutí nelineárních a frekvenčně závislých vlastností, tlumení potom může být definováno viskózní či strukturální (hysterézní). Existuje také varianta CBUSH1D, modelující tuhost a tlumení pouze v jednom směru. Obecně je použití prvků CBUSH doporučováno oproti používání prvků CELASi, a to i v případě, že není potřeba zahrnout tlumení. [24, 25]

CONM2 (*Concentrated Mass Element, Type 2*)

Prvek CONM2 definuje hmotný bod připojený k jedinému uzlu. Umožňuje specifikovat hmotnost, odsazení polohy hmotného bodu od zvoleného uzlu a momenty setrvačnosti.

3.2.3 Jiné metody

Mezi další možnosti modelování lineárních vedení či ložisek ve velkých výpočtových modelech patří např. metody redukce, využití submodelu [30] nebo tvorba vlastních dynamických modelů jako v případě zdrojů [31] či [32], nicméně tyto přístupy jsou obvykle doprovázeny velkou časovou náročností při procesu tvorby. Často je sice následný výpočtový čas ještě řádově nižší, nicméně to se vyplácí, pokud je konkrétní úloha počítána

často a využívá se stejného vytvořeného modelu podsestavy. Pro účely firmy TFS se toto nejeví jako nejvhodnější varianta, jelikož se úloha týkající se lineárních vedení neřeší příliš často, navíc se mohou měnit kombinace různě dlouhých kolejnic, velikosti valivých prvků atd.

Odhadovat dynamické vlastnosti lze také analyticky, jako uvedly např. zdroje [22] nebo [28]. Analytickým výpočtem je možné obdržet hodnoty prvních vlastních frekvencí předem určených vlastních tvarů, tento postup nicméně stále vyžaduje spolehlivý popis tuhosti tohoto rozhraní a výsledky neposkytují větší vhled do odezvy řešené sestavy.

3.2.4 Shrnutí rešerše

Na základě provedené rešerše lze očekávat, že by vhodným řešením mohlo být použití pružinového či jiného maticově tuhostního prvku. Odpovídající by tedy měl být v programu prvek CBUSH za předpokladu nalezení správných tuhostních parametrů. Takové řešení by nepřineslo nadměrnou časovou zátěž pro tvorbu výpočtových modelů v budoucnu a zachovalo by flexibilitu modelování např. změnou počtu prvků či změnou jejich parametrů.

Významným poznatkem pro zpracování části týkající se výpočtového modelování je také fakt, že v žádném z nalezených zdrojů se neuvažoval vliv klece lineárního vedení a do výpočtových modelů se tedy zahrnují pouze valivé elementy vedení.

4 Experiment

Pro možnost validace náhrady lineárního vedení byla provedena experimentální modální analýza (EMA). Tato kapitola tedy nejdříve ve zkratce uvede teoretický základ těchto měření, dále popíše měřenou sestavu, měřicí okruh a použitou metodiku. Nakonec budou uvedeny výsledky EMA firmou poskytnuté části stolku SEM. Hlavním cílem této části práce je získat experimentální data pro následné porovnání s výpočty a validaci výpočtového modelu.

4.1 Experimentální modální analýza

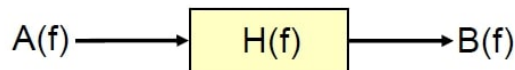
EMA je měřicí metoda používaná k identifikaci dynamických vlastností mechanických struktur, zejména jejich vlastních frekvencí, tvarů vlastních kmitů a hodnoty tlumení. Cílem EMA je vytvořit matematický model vibrační odezvy systému na základě fyzického měření. Vzhledem k tomu, že veškerý hardware i software, nutný pro provedení EMA, byl v tomto případě od výrobce *Hottinger Brüel & Kjær* (HBK), bude podkapitola primárně odkazovat na zařízení a zdroje této firmy.

Každá mechanická struktura vykazuje rezonanční frekvence, které jsou funkcí její tuhosti, hmotnosti a tlumení. Pokud je struktura buzena (např. rázem nebo periodickým zatížením) v blízkosti jedné z těchto frekvencí, její odezva se významně zvýší. EMA umožňuje tyto frekvence a s nimi spojené vlastnosti určit pomocí měření frekvenčních přenosových funkcí (FRF, z angl. *Frequency Response Function*).

Frekvenční přenosová funkce

FRF popisuje vztah mezi vstupním buzením a výstupní odezvou struktury ve frekvenční oblasti. Je základní veličinou používanou v EMA. Definice fungování FRF pro ideální systém je schematicky zobrazena na obr. 4.1, kde:

- f je frekvence [Hz],
- $A(f)$ je vstupní veličina,
- $B(f)$ je výstupní veličina,
- $H(f)$ je frekvenční přenosová funkce.



Obr. 4.1: Schéma přenosové funkce mezi vstupem a výstupem [33].

Pro výstupní veličinu tedy platí rovnice (4.1), ze které lze získat vztah pro FRF, uvedený v rovnici (4.2).

$$B(f) = H(f) \cdot A(f), \quad (4.1)$$

$$H(f) = \frac{B(f)}{A(f)} \quad (4.2)$$

Vstupní veličinou je budící síla a výstupní veličinou nejčastěji zrychlení, měřené akcelerometry – vzniká tedy frekvenční přenosová funkce zrychlení (angl. *accelerance* FRF), jednotka [$\text{m s}^{-2} \text{N}^{-1}$]), ta bude také dále v této práci využívána a pojem FRF se tedy bude vztahovat výhradně ke zrychlení. V praxi se lze také setkat s FRF rychlosti (angl. *mobility* FRF, jednotka [$\text{m s}^{-1} \text{N}^{-1}$]) nebo poddajnosti (angl. *compliance* FRF, jednotka [m N^{-1}]). [33]

Zpracování naměřených dat bylo prováděno pomocí systému *BK Connect* firmy HBM, kde se FRF počítá z měřených signálů v časové oblasti převedených do frekvenční oblasti pomocí rychlé Fourierovy transformace (FFT, z angl. *fast Fourier transform*). Vznikají následující spektrální veličiny:

- Auto-spektrum vstupu:

$$G_{AA}(f) = A(f) \cdot A^*(f), \quad (4.3)$$

- Auto-spektrum výstupu:

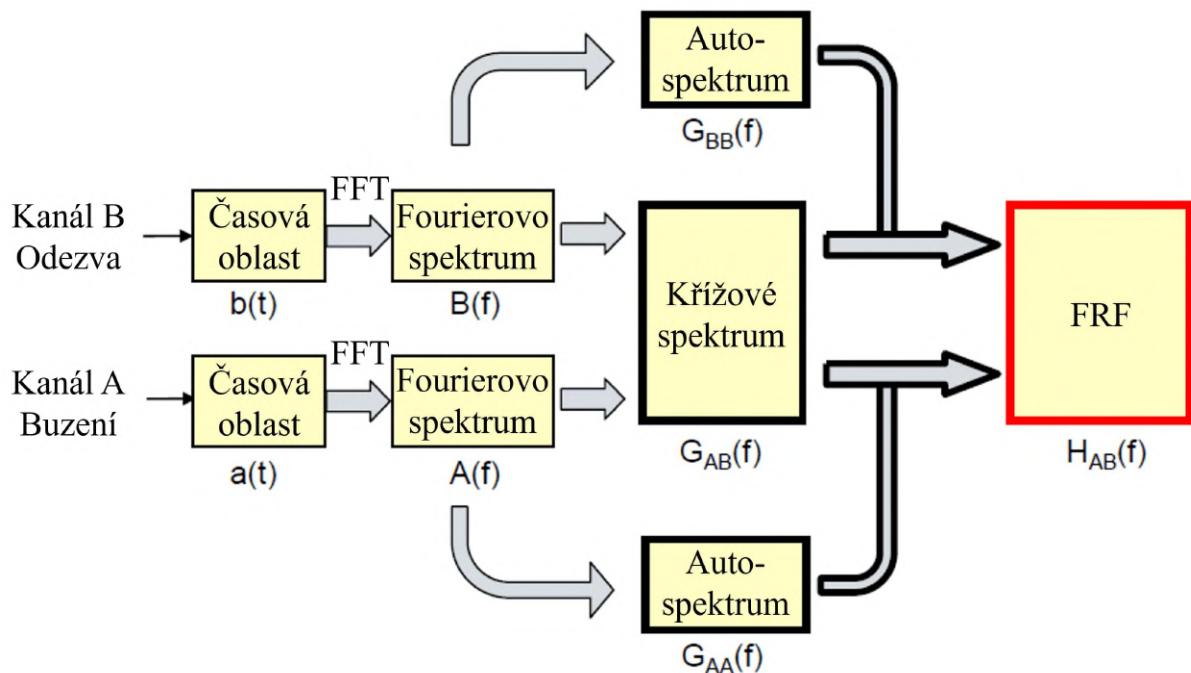
$$G_{BB}(f) = B(f) \cdot B^*(f), \quad (4.4)$$

- Křížové spektrum:

$$G_{AB}(f) = A(f) \cdot B^*(f), \quad (4.5)$$

Symbol $*$ ve výše uvedených rovnicích označuje komplexně sdruženou hodnotu dané veličiny. Schematicky je potom toto zpracování znázorněno na obr. 4.2, kde se kromě dříve zmíněných veličin objevují také:

- t čas [s],
- $a(t)$ záznam signálu v časové oblasti na vstupu,
- $b(t)$ záznam signálu v časové oblasti na výstupu,
- $H_{AB}(f)$ výsledná FRF mezi $B(f)$ a $A(f)$.



Obr. 4.2: Schéma zpracování naměřených dat v programu *BK Connect* – upraveno z [33].

Jak již obr. výše naznačuje, k odhadu FRF, tedy veličiny $H_{AB}(f)$ je možné dospět více způsoby. Jsou na výběr 3, přičemž volba konkrétní možnosti záleží na tom, kde je očekávána větší míra šumu. Jednotlivé estimátory jsou vysvětleny níže:

- H_1 – šum převažuje na výstupu (akcelerometr), používá se nejčastěji a je výchozí volbou, výpočet viz rovnice (4.6).

$$H_1(f) = \frac{G_{AB}(f)}{G_{AA}(f)} \quad (4.6)$$

- H_2 – šum převažuje na vstupu (siloměr), výpočet viz rovnice (4.7).

$$H_2(f) = \frac{G_{BB}(f)}{G_{AB}(f)} \quad (4.7)$$

- H_3 – významný šum jak na vstupu tak na výstupu, výpočet viz rovnice (4.8).

$$H_3(f) = \sqrt{\frac{G_{BB}(f)}{G_{AA}(f)}} \cdot \frac{G_{AB}}{|G_{AB}|} = \sqrt{H_1 \cdot H_2} \quad (4.8)$$

Pro účely tohoto měření bylo použito odhadu FRF pomocí estimátoru H_1 .

Vzhledem ke komplexní charakteristice FRF lze $H(f)$ zapsat pomocí amplitudy a fáze či reálné a imaginární části, přičemž u EMA se pro vyhodnocení měření a extrakci vlastních módů nejčastěji využívají:

- **Amplituda** k vykreslení odezvy a identifikaci hodnot frekvencí, při kterých dochází k rezonanci – ty jsou zřetelné jako výrazné vrcholy [33].
- **Fáze** vykazuje při rezonanci skok o 180° a může tedy být vhodným ukazatelem, zda se opravdu jedná o rezonanční frekvenci či nikoliv [33].
- **Imaginární složka** pro určení tvarů vlastního kmitání [34].

Vlastní módy a modální parametry

Pro určení modálních parametrů byla použita metoda *Rational Fraction Polynomial-Z*, která je v programu *BK Connect* nastavena jako výchozí, a měla by být vhodná pro většinu měření sestav s více stupni volnosti. Výstupem jsou tedy hodnoty vlastních frekvencí, jejich odpovídající vlastní tvar, hodnotu tlumení (formou poměrného útlumu, udávaného v procentech) a hodnotu tzv. *complexity*, která určuje komplexitu vlastního tvaru pomocí číselné míry v intervalu $\langle 0, 1 \rangle$ – vyjadřuje, do jaké míry se daný modální tvar odchyluje od ideálně reálného chování (udává poměr imaginární složky v celkovém tvaru), přičemž platí, že:

- 0 značí čistě reálný modální tvar (angl. *real mode shape*) – všechny měřené stupně volnosti se pohybují ve fázi či protifázi,
- 1 odpovídá čistě imaginárnímu modálnímu tvaru (angl. *imaginary mode shape*).

Hodnoty mezi 0 a 1 znamenají složené (komplexní) chování s fázovým rozptylem mezi měřenými stupni volnosti. Ve skutečnosti tedy bude výsledek vždy mezi 0 a 1, a jeho konkrétní hodnota určuje, zda se skutečně jedná o strukturální vlastní tvar (blíže 0), nebo jde o lokální kmitání či je amplituda ovlivněna šumem. [33]

Konfigurace měření

Konfigurací měření je myšlena konfigurace vstupů a výstupů. Konkrétně je při měření na výběr ze 4 možností, uvedených níže.

1. SISO – *Single Input, Single Output*

- V překladu „jeden vstup, jeden výstup“.
- 1 bod buzení, 1 bod měření odezvy.
- Jednoduché a rychlé řešení, nicméně není vhodné pro složitější struktury.
- Nelze přesně určit vlastní tvary, pokud není provedeno více měření.
- Vhodné pro rychlé měření odezvy jednoduchých těles pomocí modálního (rázového) kladívka.

2. SIMO – *Single Input, Multiple Output*

- V překladu „jeden vstup, více výstupů“.
- 1 bod buzení, více lokací současného měření odezvy.
- Nejčastěji provedeno formou pevně umístěného vibrátoru a více akcelerometry, rozmístěnými po struktuře – to je i případ měření v této práci.
- Umožňuje extrakci vlastních tvarů.

3. MIMO – *Single Input, Single Output*

- V překladu „více vstupů, více výstupů“.
- Více lokací buzení i měření odezvy.
- V praxi prováděno buďto pevným osazením více vibrátorů, či postupným oklepáváním struktury modálním kladívkem.
- Nejrobustnější a nejspolehlivější metoda, ale také nejsložitější na vyhodnocení – využívaná pro velké struktury, typicky v automobilovém a leteckém průmyslu.

4. MISO – *Multiple Input, Single Output*

- V překladu „více vstupů, jeden výstup“.
- Více lokací buzení, jeden měřený bod odezvy.
- Jedná se variantu převážně uváděnou pouze teoreticky, v praxi se využívá pouze ve specifických případech.
- Pokud je přistupováno metodou MISO, většinou jde o postupné klepání modálním kladívkem na různých místech struktury a sledování odezvy v konkrétním bodě – nevyplácí se instalace více vibrátorů pro sledování odezvy pouze na jediném místě.

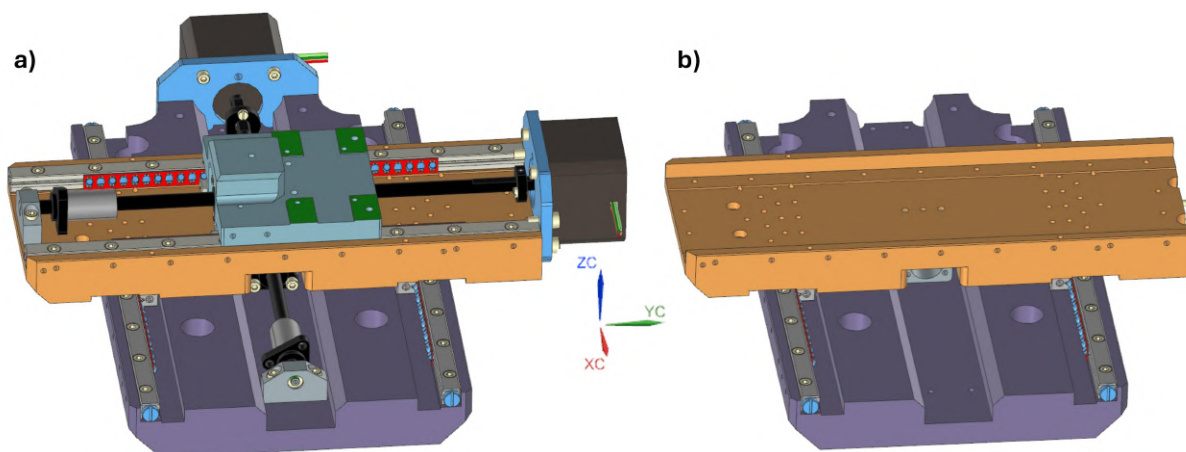
Shrnutí podkapitoly

V této podkapitole byl uveden teoretický základ týkající se EMA. Ohledně měření provedeného v rámci této práce je vhodné znát, že:

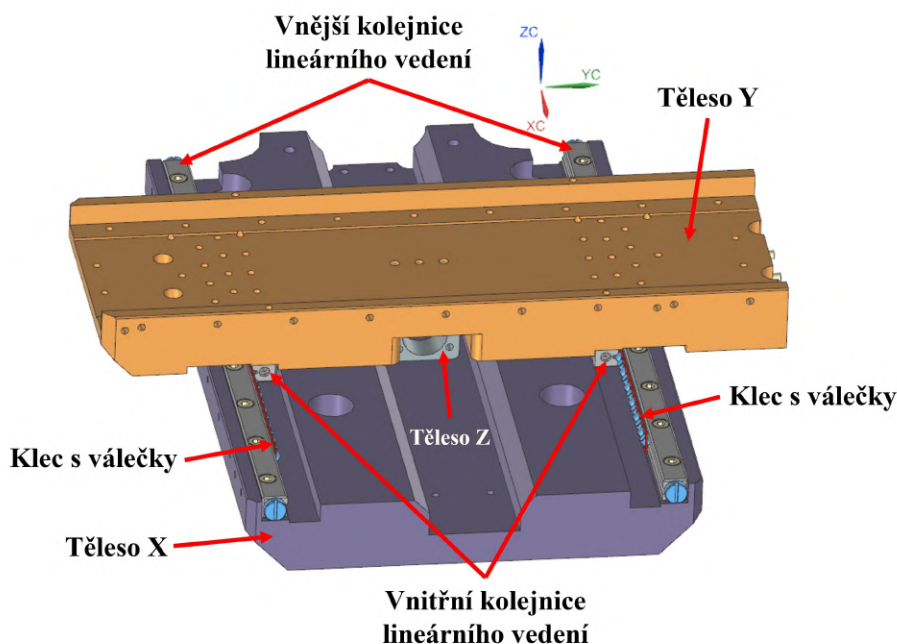
- bylo vyhodnocováno FRF zrychlení [$\text{m s}^{-2} \text{N}^{-1}$],
- FRF bylo odhadováno pomocí estimátoru H_1 , tedy s předpokladem převažujícího šumu na výstupu (akcelerometrech),
- pro určení modálních parametrů se využilo metody *Rational Fraction Polynomial-Z*,
- měřeno bylo v konfiguraci SIMO, konkrétně buzením za použití jednoho vibrátoru, a měřením odezvy akcelerometry, umístěnými na několika místech struktury.

4.2 Měřená sestava

Při zadávání tématu diplomové práce bylo původně zamýšleno navrhnout a vyrobit testovací sestavu pro měření dynamických vlastností lineárních vedení. Nakonec ale byla firmou poskytnuta sestava, představující část staršího konceptuálního návrhu stolku SEM. 3D model sestavy je znázorněn na obr. 4.3 ve stavu, jak byla poskytnuta, i jak byla následně měřena. Model měřené sestavy s popisky těles je poté k vidění na obr. 4.4. Na obou obr. je vykreslen také globální souřadný systém, ke kterému se bude vztahovat vše zmíněné v praktické části práce, pokud nebude uvedeno jinak.



Obr. 4.3: a) 3D model celé sestavy poskytnuté firmou, b) měřená část sestavy.



Obr. 4.4: 3D model měřené sestavy včetně popisu těles.

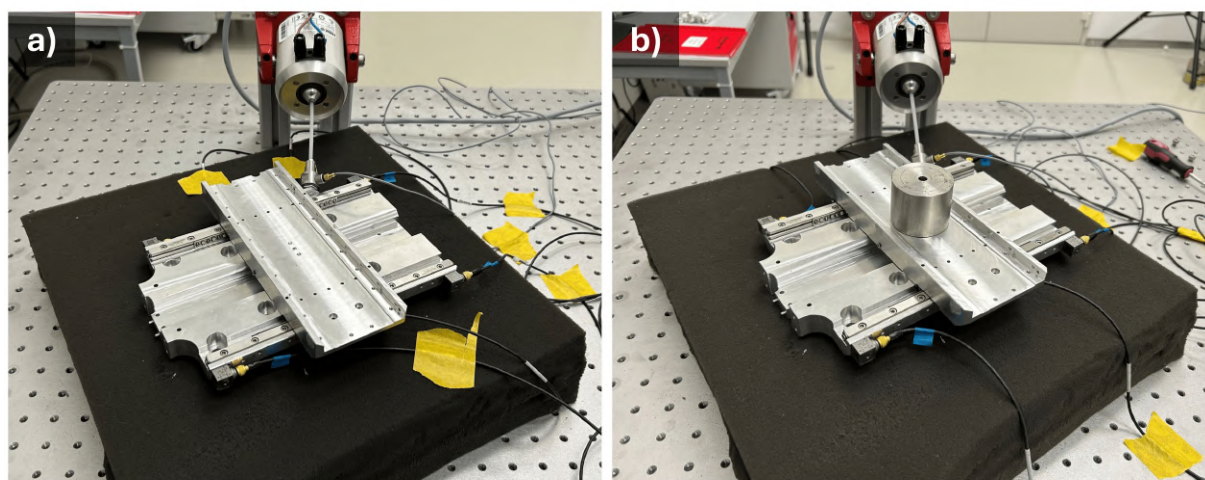
Jak je patrné z obr. výše, pro účely měření byla ze sestavy odstraněna většina komponent, aby bylo možné co nejlépe zaznamenat vliv rozhraní jednoho páru lineárních vedení

bez ovlivnění dalším párem vedení či okolními tělesy. Sestava byla také zbavena lineárních motorů včetně vodících závitových tyčí. Měření tedy neodpovídá stavu stolku tak, jak by byl použit v konstrukci SEM, ale bude vhodnější pro validaci náhrady lineárního vedení, a zároveň poskytne možnost lépe zaznamenat kmitání, pocházející od pohybu valivých prvků v ose X, což bylo jedním ze záměrů – z provozu je odpozorováno, že se toto kmitání projevuje i když je závitová tyč motoru namontována a relativní pohyb obou těles v ose X tedy kontrolován. Tělo Z nemá pro účely měření žádný význam, zůstalo na měřené sestavě pouze z důvodů složité demontáže (potřeba sundat celé tělo Y a rozebrat lineární vedení).

Kromě zmíněných těles jsou součástí sestavy také 3 druhy šroubů, konkrétně:

- **M2,5x3 ISO 4026**
 - Šrouby stavěcí s plochým koncem a s vnitřním šestihranem.
 - V sestavě celkem 9 kusů – k předpětí lineárního vedení ve směru osy Y.
 - 2 varianty předpětí: 15 N cm a 25 N cm.
 - Materiál: nerezová ocel, povrchová úprava A2, třída pevnosti 70.
- **M3x10 ISO 4762**
 - Šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem.
 - Spojují kolejnice lineárních vedení s příslušnými tělesy – v sestavě celkem 24 kusů (9 na každou vnější kolejnici a 3 na každou vnitřní kolejnici).
 - Předpětí: 160 N cm.
 - Materiál: nerezová ocel, povrchová úprava A4, třída pevnosti 70.
- **M4x8 ISO 14583**
 - Šrouby s vypouklou válcovou hlavou s Torx hvězdicí.
 - Spojují tělesa Y a Z, celkem 2 kusy.
 - Předpětí: neznámé.
 - Materiál: nerezová ocel, povrchová úprava A2, třída pevnosti 70.

Experimentální měření bylo provedeno celkem pro 3 stavy, měnilo se předpětí stavěcích šroubů a pro jedno měření se k tělesu Y přilepilo závaží – viz obr. 4.5. Přilepené těleso je válcového tvaru, s průměrem 50 mm, výškou 40 mm a hmotností 606 g.



Obr. 4.5: Měřená sestava a) bez závaží, b) se závažím přilepeným k tělesu Y.

Varianty měření tedy byly následující:

- **Varianta 1**
 - Předpětí stavěcích šroubů 15 N cm.
 - Bez závaží.
- **Varianta 2**
 - Předpětí stavěcích šroubů 25 N cm.
 - Bez závaží.
- **Varianta 3**
 - Předpětí stavěcích šroubů 25 N cm.
 - Se závažím.

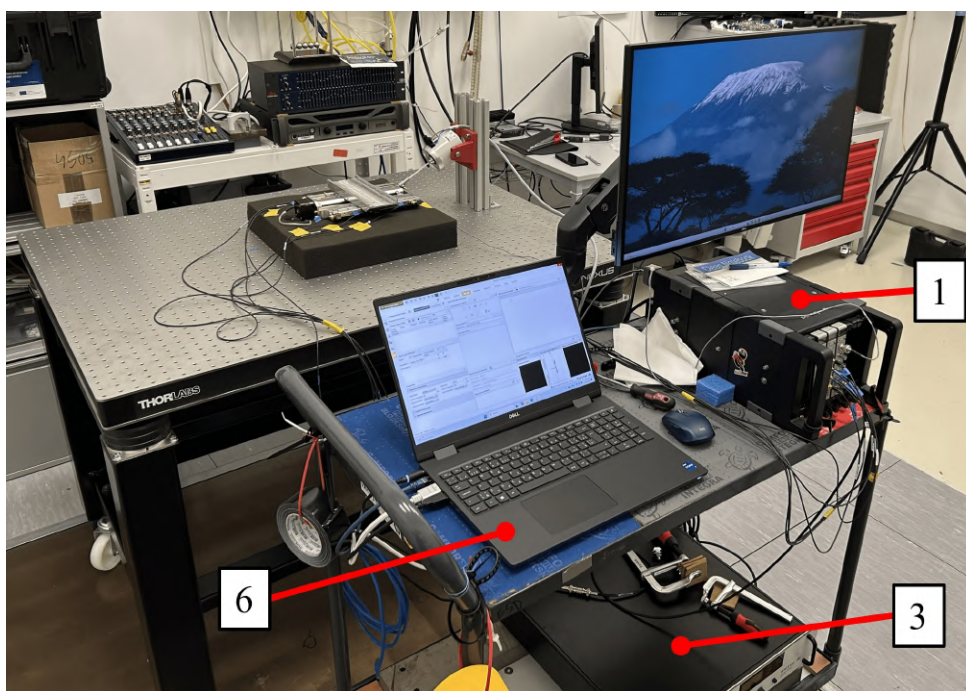
4.3 Měřicí řetězec

Měřicí řetězec experimentu čítá z následujících zařízení:

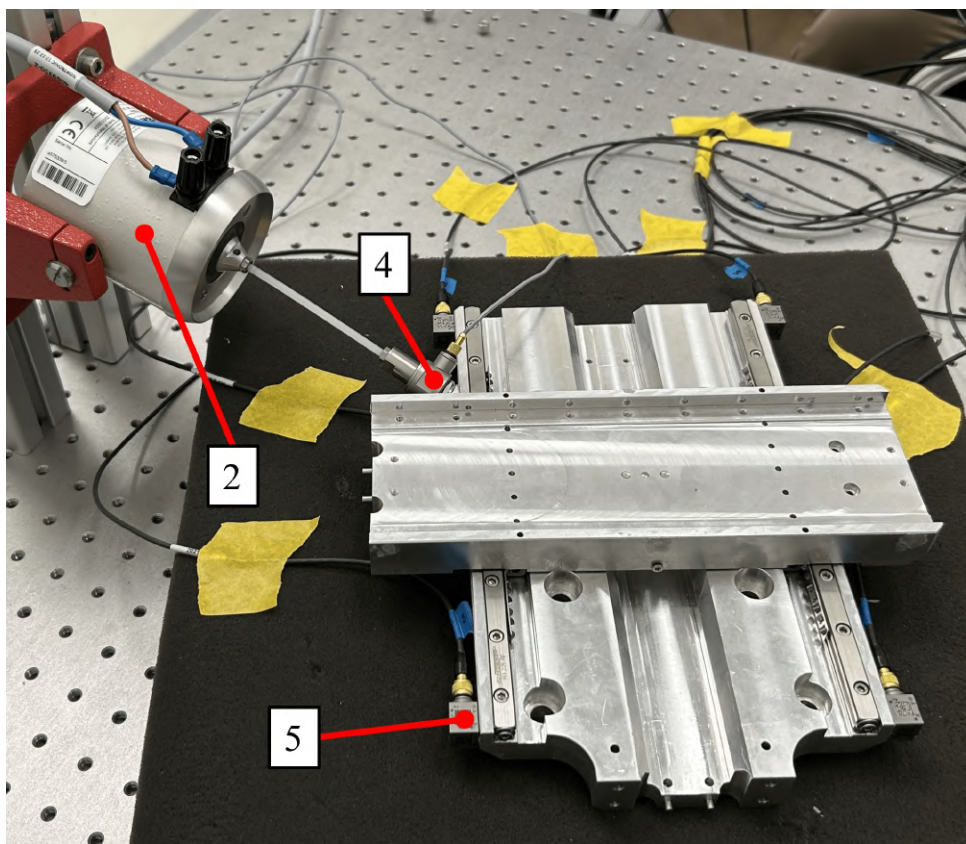
1. Modulární systém sběru dat *Brüel & Kjær Type 3660-C-100*
 - Osazen následujícími moduly stejného výrobce:
 - 6-kanálový vstupní modul *Type 3050-A-6/0*,
 - 12-kanálový vstupní modul *Type 3053-B-12/0*,
 - modul *Type 3160-A-4/2* se 4 vstupy a 2 výstupy, umožňující aktivní buzení.
 - Kombinace osazených modulů dovoluje měřit všechny osy 6 tříosých akcelero-
metrů (dohromady 18 kanálů), dostupných v rámci měřicí laboratoře.
2. Elektrodynamický vibrátor *HBK LDS V201*
3. Zesilovač *Brüel & Kjær Power Amplifier Type 2718*
4. Siloměr *Brüel & Kjær Force Transducer Type 8230*
5. Akcelerometr *Brüel & Kjær Accelerometer Type 4535-B-001*
 - Tříosý piezoelektrický akcelerometr.
 - 6 kusů.
 - Hmotnost: 6 g [35].
6. Přenosný počítač (notebook) *Dell Precision 7680*
 - S nainstalovaným programem *BK Connect* firmy HBK.

Detailnější fotografie systému sběru dat, akcelero-
metru a vibrátoru jsou v příloze A. Všechny akcelerometry na jednom tělese měly vždy stejnou orientaci, a orientace byly zachovány i mezi jednotlivými měřeními. V práci budou výsledky prezentovány vždy vůči globálnímu souřadnému systému.

Fotografie celé měřicí sestavy je k vidění na obr. 4.6 s vyznačením zařízení č. 1, 3 a 6. Zbývající zařízení (akcelerometr popsán pouze 1, na měřené struktuře je jich připevněných vždy 6) jsou označena na obr. 4.7, kde je blíže znázorněna měřená sestava.



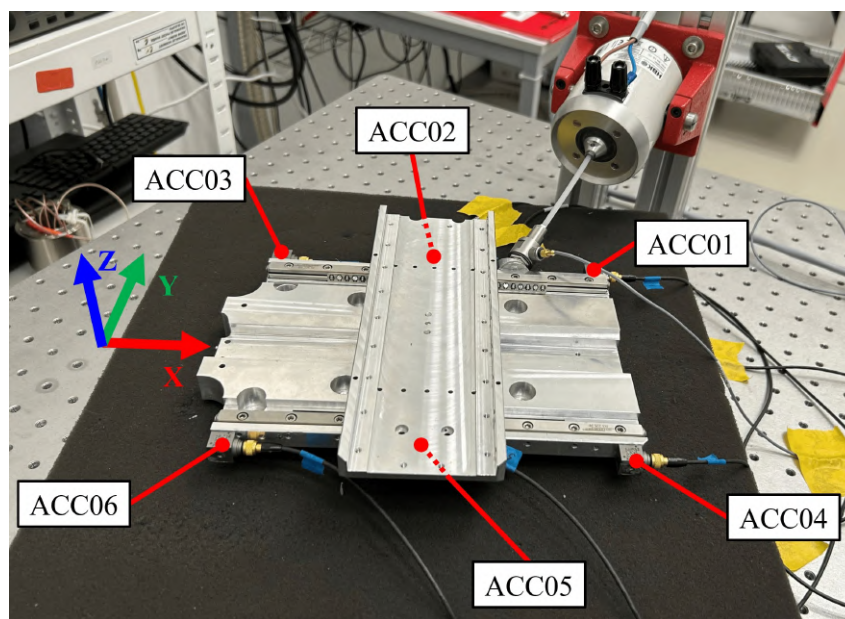
Obr. 4.6: Kompletní měřicí sestava s popisem zařízení 1, 3 a 6 měřícího řetězce.



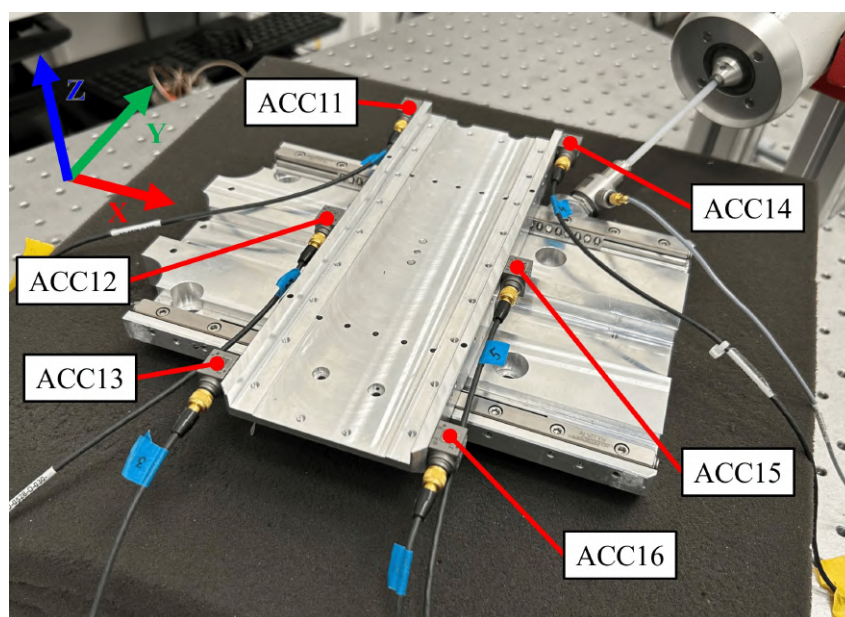
Obr. 4.7: Měřená sestava s popisem zařízení 2, 4 a 5 měřícího řetězce.

4.4 Metodika měření

Pro měření bylo využito všech 6 dostupných akceleračních senzorů, přičemž zaznamenáváno bylo vždy zrychlení ve všech 3 osách každého akceleračního senzoru. Akcelerační senzory byly ke struktuře připevněny voskem. Pro každou sestavu bylo měření provedeno dvakrát – jednou s akceleračními senzory umístěnými na tělese X, podruhé na tělese Y. Pro akcelerační senzory dále v práci používána zkratka ACC s čísly jednotlivých lokací. Na tělese X je použito číslování 01 až 06, na tělese Y potom 11 až 16. Číslování akceleračních senzorů je znázorněno na obr. 4.8 a 4.9. Na obou obr. jsou vyznačeny také směry globálního souřadného systému.

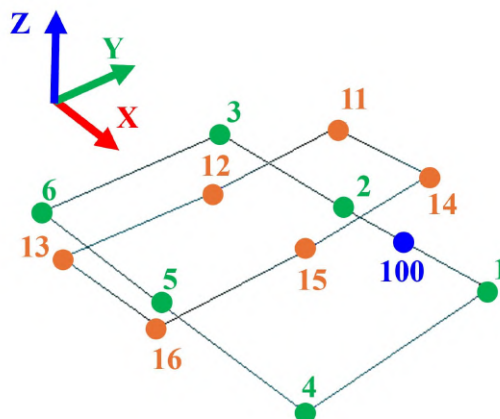


Obr. 4.8: Číslování akceleračních senzorů pro měření na tělese X – ACC01 až ACC06.



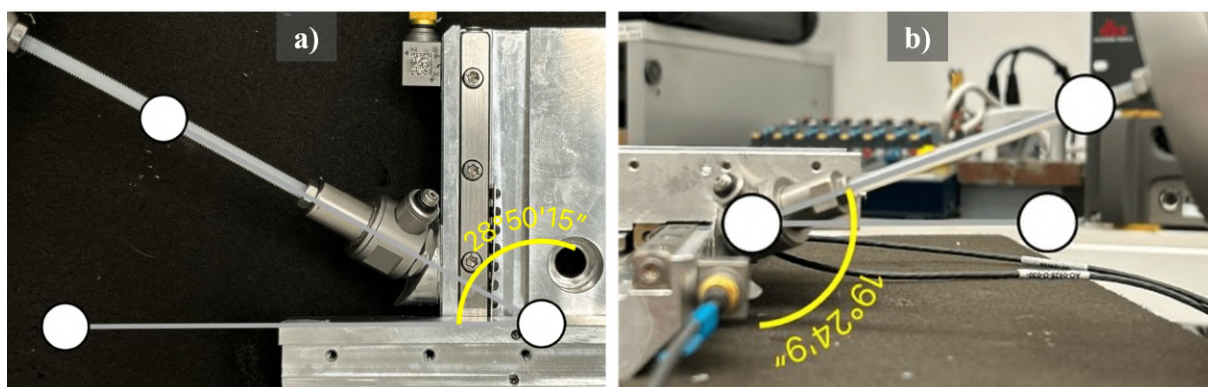
Obr. 4.9: Číslování akceleračních senzorů pro měření na tělese Y – ACC11 až ACC16.

Zpracování v programu *BK Connect* vyžaduje vytvoření síťového modelu geometrie s body odpovídajícími lokacím akceleračních senzorů na struktuře. V tomto modelu je také definován souřadný systém a orientace jednotlivých akceleračních senzorů, dále je potřeba správně umístit buzení a směr jeho působení, resp. směr měření siloměru. Vytvořená síť je znázorněna na obr. 4.10, z důvodů malého písma v programu byly body zvýrazněny – zelená barva náleží akceleračním senzorům na tělese X, oranžová těm na tělese Y. Modrou barvou a číslem 100 je označeno buzení.



Obr. 4.10: Síť akceleračních senzorů, vytvořena v programu *BK Connect*.

Budicí síla vibrátoru byla nastavena ručně pomocí otočného ovladače zesilovače, bez generování specificky určeného signálu. Vzhledem k tomu, že výstupní odezvy jsou následně děleny odpovídající naměřenou silou siloměrem, nemá tento způsob buzení vliv na správnost ani relevanci výsledků. Směr buzení v programu *BK Connect* byl potom nastaven pomocí odchylek od globálního souřadného systému, naměřené úhly odchylek jsou znázorněny na obr. 4.11.



Obr. 4.11: Odchylka směru buzení vůči rovinám a) YZ a b) XY globálního souřadného systému v místě buzení.

Odchylky byly zaokrouhleny na 29° vůči rovině YZ, resp. 19° vůči rovině XY.

Měření probíhalo v rozsahu frekvencí 80–2000 Hz pomocí harmonického buzení (v programu *BK Connect* tedy v režimu *Stepped Sine*), s lineárním nárůstem frekvencí a krokem 5 Hz. Na každé frekvenci vibrátor setrval 0,5 s.

Pro měření dynamických vlastností sestav bez okolní struktury se v TFS měří za podmínek co nejbližších ideálnímu volnému uložení (angl. *free-free*), což je možné zajistit např. zavěšením na gumové popruhy či lanka, uložení na vzduchový vak nebo polyuretanovou pěnu [33]. Pro experiment v této práci se nejprve vytvořila nosná konstrukce se záměrem zavěšení na lanka, nicméně toto řešení se později ukázalo jako nevhodné z důvodu stability v kombinaci s buzením vibrátorem. Výsledky představené dále v práci jsou tedy z měření na polyuretanové pěně, ta je viditelná např. na dříve uvedeném obr. 4.5. Díky nízké tuhosti jsou vlastní frekvence a tvary měřené sestavy blízké přirozenému chování volného tělesa, bez výrazného ovlivnění okrajovými podmínkami – konkrétní materiálové a dynamické charakteristiky nejsou známy, nicméně z jiných měření je zaznamenáno, že kmitání spojené s vlastními frekvencemi samotné pěny se projevuje přibližně do 80 Hz, což je hodnota, na které tato měření začínala.

4.5 Výsledky měření

Tato podkapitola uvádí výsledky experimentálního měření. V první části jsou shrnuty modální parametry identifikované programem *BK Connect* metodou *Rational Fraction Polynomial-Z*, v druhé jsou vykresleny ilustrace vlastních tvarů a poslední část srovnává odezvy vybraných měřených bodů u jednotlivých variant měření.

Odezvy všech akcelerometrů ze všech 3 měření jsou vyneseny do grafů v příloze B. Jak v této kapitole, tak v příloze jsou grafy vynášeny s logaritmickým měřítkem na vertikální ose.

4.5.1 Modální parametry

Vyhodnocení vlastních frekvencí a odpovídajících parametrů a tvarů se v programu *BK Connect* provádí v záložce *ANALYSE*. Algoritmus prochází naměřené odezvy a zvolenou metodou odhaduje, kde by mohlo docházet k rezonancím. U výsledků je potom uvedeno, zda jsou vyhodnoceny pouze na základě frekvence, frekvence a fáze, frekvence a tlumení, nebo pomocí všech kritérií. Výběr konkrétních hodnot je již na uživateli. Hodnoty vlastních frekvencí, uvedených v této práci, vždy splňovaly všechna kritéria.

Nalezené modální parametry jsou uvedeny v tab. 4.1 pro variantu 1, tab. 4.2 pro variantu 2 a tab. 4.3 pro variantu 3.

Tab. 4.1: Identifikované modální parametry měřené sestavy – Varianta 1.

Mód	Frekvence [Hz]	Tlumení [%]	Komplexita [-]
1	288	1.36	0.412
2	605	5.09	0.529
3	833	1.69	0.727
4	1021	5.79	0.399
5	1487	1.42	0.297

Tab. 4.2: Identifikované modální parametry měřené sestavy – Varianta 2.

Mód	Frekvence [Hz]	Tlumení [%]	Komplexita [-]
1	283	1.27	0.376
2	549	1.79	0.853
3	729	1.72	0.221
4	1064	1.47	0.036
5	1474	1.56	0.926

Tab. 4.3: Identifikované modální parametry měřené sestavy – Varianta 3.

Mód	Frekvence [Hz]	Tlumení [%]	Komplexita [-]
1	283	1.03	0.875
2	547	2.78	0.563
3	726	1.74	0.660
4	908	2.47	0.589
5	1079	3.80	0.532
6	1489	0.80	0.877

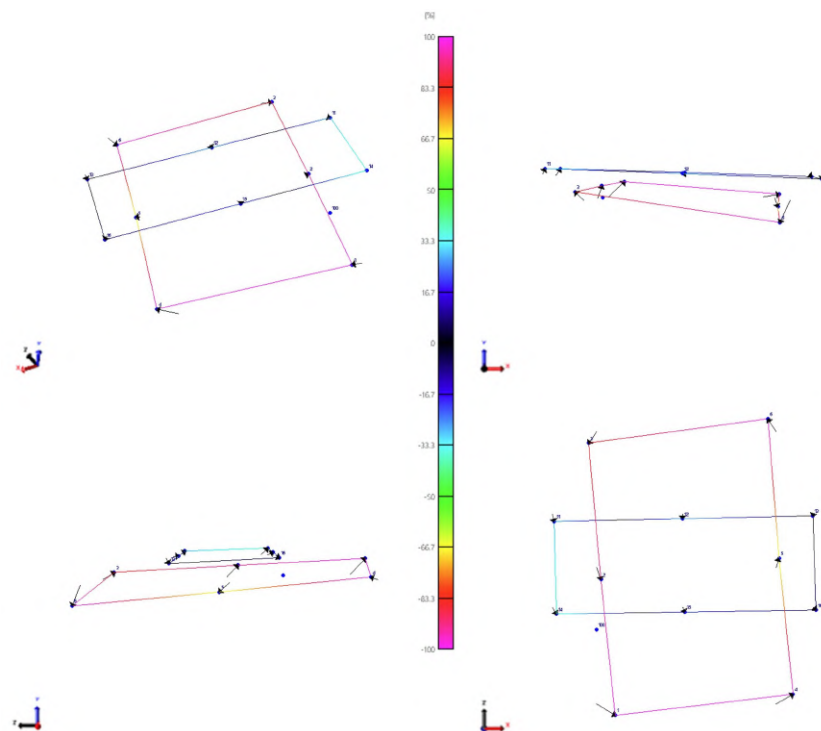
Z výsledků uvedených v tab. výše a vykreslených odezev v příloze B je zřejmých několik trendů. Vlastní frekvence do 850 Hz nejpravděpodobněji pochází právě od lineárních vedení. Hodnota 1. vlastní frekvence je poměrně konstantní u všech variant, a jedná se o vlastní tvar, kdy se celé těleso Y posouvá vůči tělesu X. Vlastní frekvence 2. a 3. jsou zřejmě poměrně závislé na předpětí lineárních vedení pomocí stavěcích šroubů, jelikož u variant 2 a 3 jsou prakticky totožné, značně se ale liší od varianty 1. Vlastní tvar 2. frekvence odpovídá pohybu na lineárních vedeních v protifázi, 3. vlastní frekvence nejspíš náleží jakémusi odsakování na válečcích. Hodnoty komplexity u 2. vlastní frekvence napovídají, že se může jednat o hodnotu, kde se v blízkosti nacházejí 2 vlastní frekvence, nicméně je nebylo možné s tímto rozlišením měření samostatně identifikovat.

Zbýlé 2 hodnoty vlastních frekvencí (resp. 3 u varianty 3) jsou zřejmě strukturální vlastní tvary. Hodnoty komplexity u nejvyšší identifikované vlastní frekvence (zejména u variant 2 a 3) napovídají, že se jedná opět o 2 vlastní frekvence v těsné blízkosti u sebe.

4.5.2 Vlastní tvary

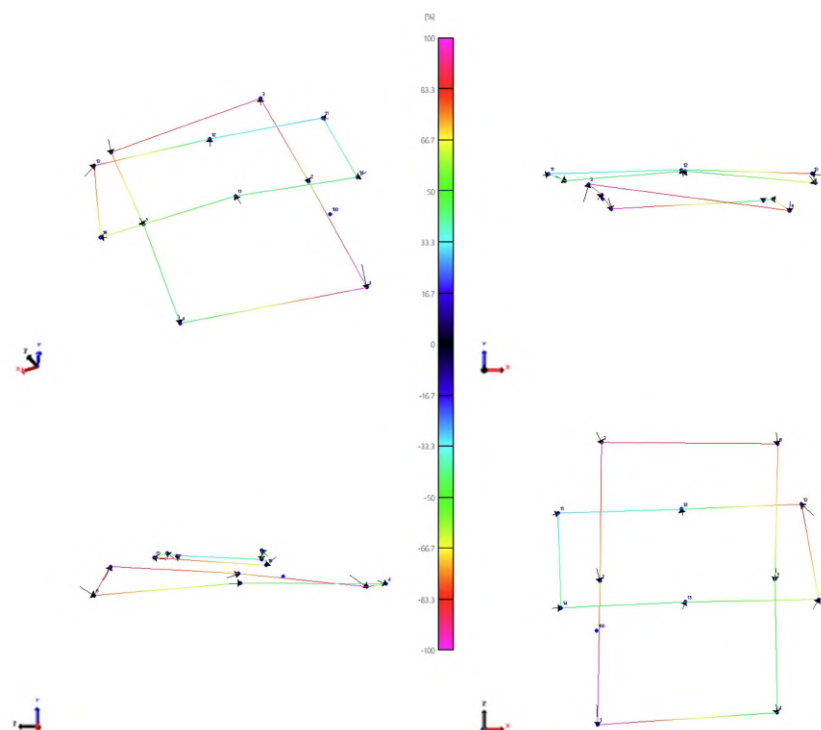
Vlastní tvary ilustrované programem *BK Connect* je možné uložit buďto jako obr. ve formátu jpg, video ve formátu AVI či pohyblivý grafický formát GIF. Statický formát bohužel není příliš názorný a program nenabízí prakticky (alespoň ve verzi, dostupné v TFS během měření tohoto experimentu) žádné možnosti vhodného vykreslení pro statický formát – např. několik obrázků z různých momentů animace, nativní funkce zobrazení maximálních amplitud nefunguje a zobrazuje náhodné momenty z animace. Do elektronických příloh tedy byly zahrnuty soubory GIF s animacemi všech nalezených vlastních tvarů. Níže na obr. 4.12 – 4.17 jsou pro znázornění vykresleny vlastní tvary varianty 3, u které byly

z měřených variant statické záběry nejnázornější.



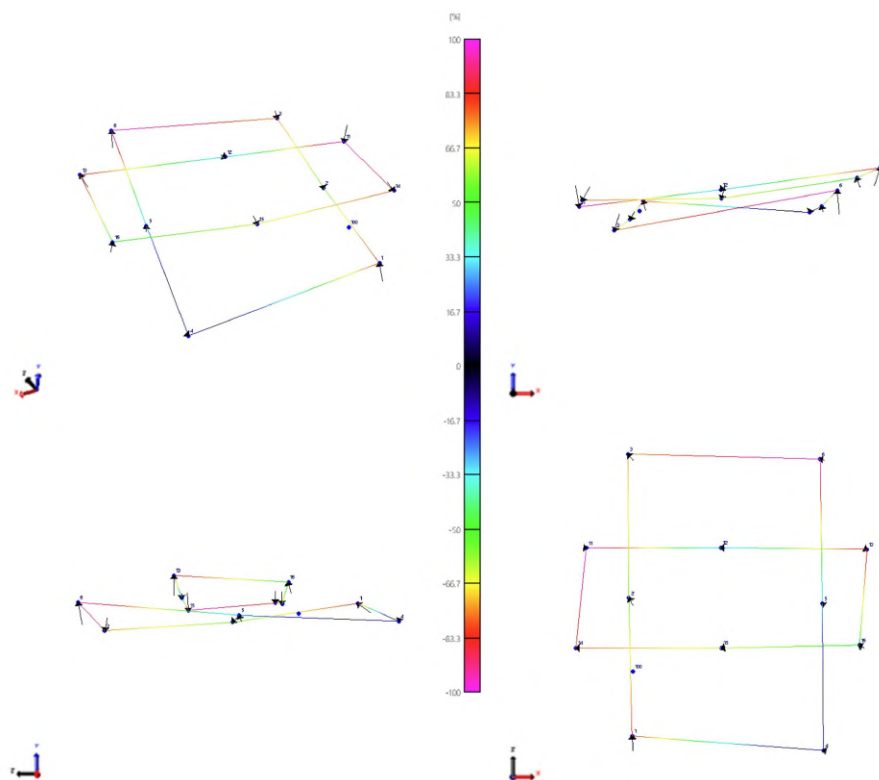
Obr. 4.12: Vlastní tvar č. 1 – frekvence 283 Hz – varianta 3.

Popis: Posuv tělesa Y v ose X – nepředepjatá strana kmitá více.



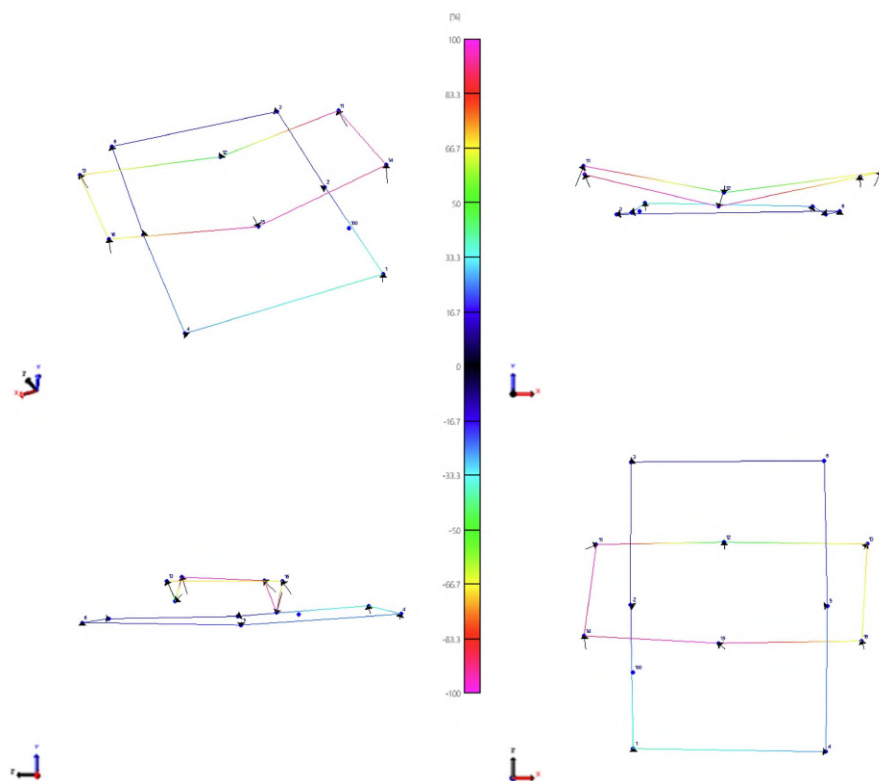
Obr. 4.13: Vlastní tvar č. 2 – frekvence 547 Hz – varianta 3.

Popis: Posuv tělesa Y v ose X v kombinaci s ohybem, torze tělesa X.



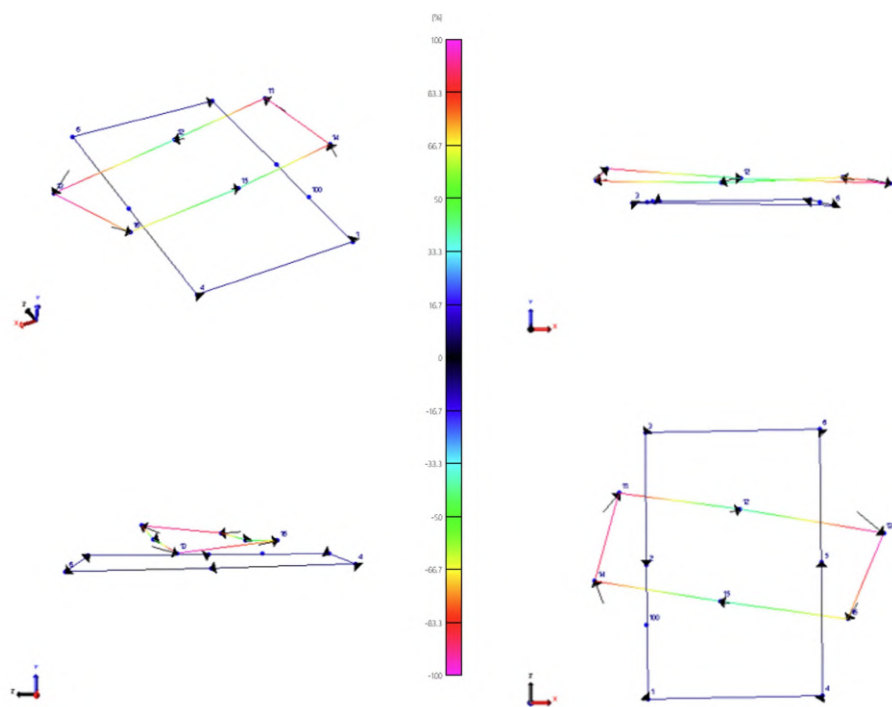
Obr. 4.14: Vlastní tvar č. 3 – frekvence 726 Hz – varianta 3.

Popis: Nejvýraznější je tendence odsakování tělesa Y vůči tělesu X ve směru osy Z.



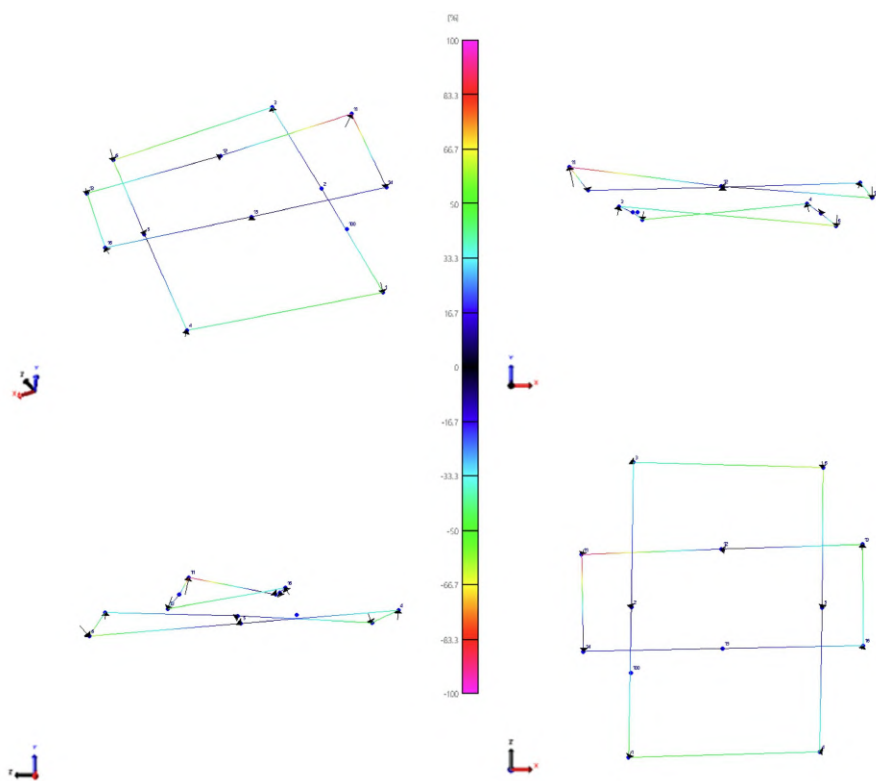
Obr. 4.15: Vlastní tvar č. 4 – frekvence 908 Hz – varianta 3.

Popis: Ohybový tvar tělesa Y.



Obr. 4.16: Vlastní tvar č. 5 – frekvence 1079 Hz – varianta 3.

Popis: Kombinovaný ohyb tělesa Y okolo os X a Z.



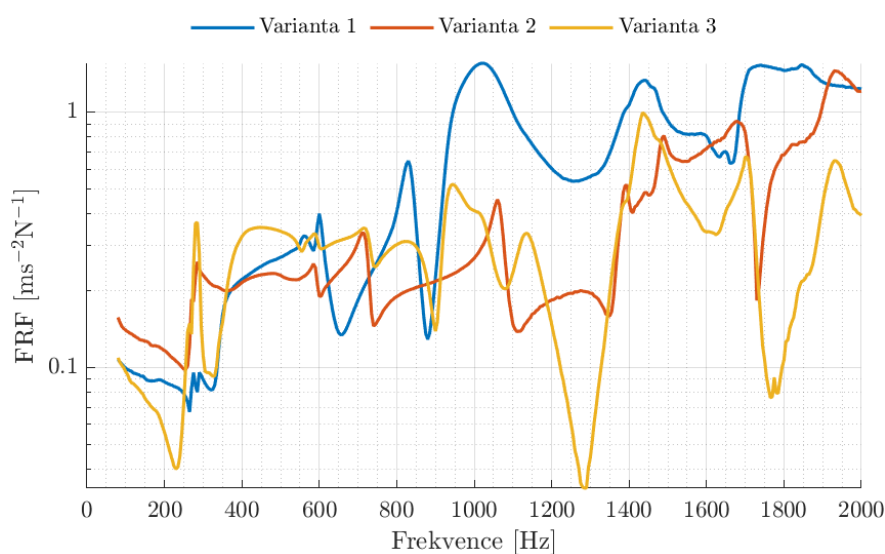
Obr. 4.17: Vlastní tvar č. 6 – frekvence 1489 Hz – varianta 3.

Popis: Torzní kmitání těles X a Y.

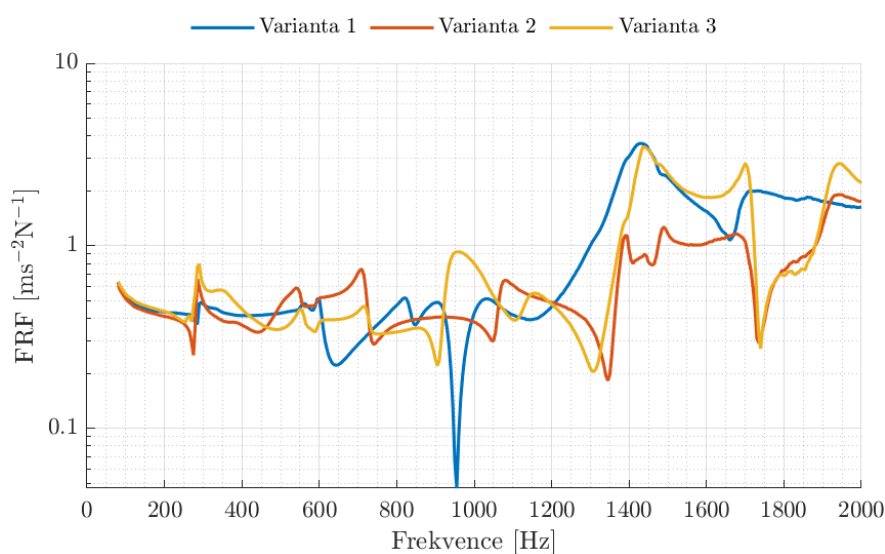
4.5.3 Srovnání odezev jednotlivých variant

Jelikož je naměřených dat poměrně velké množství a některé rozdíly nejsou z grafů v příloze B přímo zřetelné, budou v této kapitole vyneseny grafy, srovnávající odezvu mezi jednotlivými měřeními variantami v konkrétním směru na vybraných akcelerometrech.

První dva grafy srovnávají odezvy na ACC01 ve směrech Y a Z – viz obr. 4.18 a 4.19. Jak bylo zmíněno v kap. 4.5.1, potvrzuje se prakticky u všech měření výskyt dvou menších vrcholů na frekvencích mezi 550 až 650 Hz, což by vysvětlovalo vyšší hodnoty komplexity, stejně tak je to zřetelné např. u varianty 2 v okolí 1375 až 1500 Hz. Překvapivá je nejnižší hodnota amplitudy na 1. vlastní frekvenci u varianty 1. Naopak u strukturálních vlastních tvarů nad 1000 Hz je zřetelná nižší odezva na variantách s vyšším předpětím lineárních vedení, zejména ve směru osy Y.

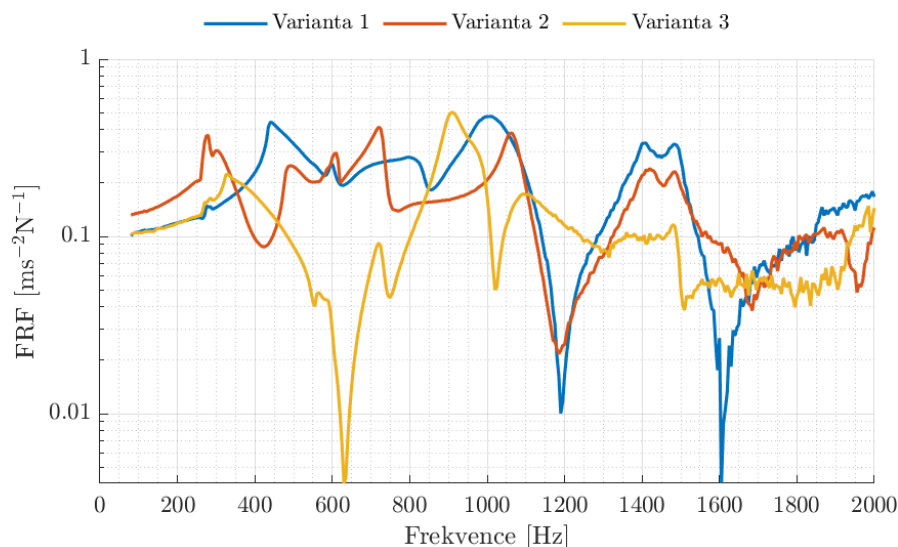


Obr. 4.18: Srovnání FRF mezi jednotlivými variantami – ACC01, směr Y.



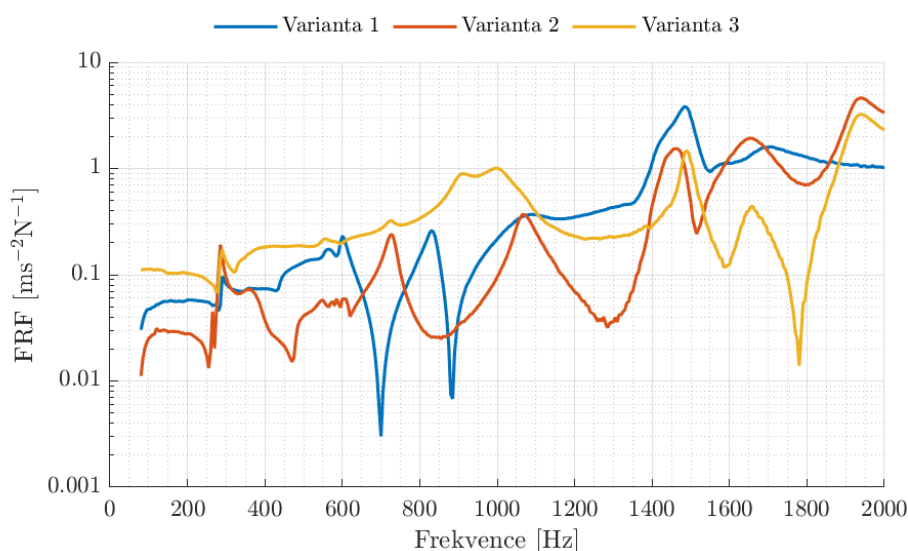
Obr. 4.19: Srovnání FRF mezi jednotlivými variantami – ACC01, směr Z.

Do grafu na obr. 4.20 je vynesena odezva ACC15 ve směru osy X. Zde je poměrně názorně vidět, že přidané závaží na tělese Y působilo prakticky jako tlumič, kdy se jeden vrchol okolo 1050 až 1100 Hz u variant 1 a 2 rozloží na dva u varianty 3 – první odpovídá 4. vlastní frekvenci 908 Hz a druhý 5. vlastní frekvenci 1079 Hz, jenž byly uvedeny v tab. 4.3 kapitoly 4.5.1.



Obr. 4.20: Srovnání FRF mezi jednotlivými variantami – ACC15, směr X.

Graf na obr. 4.21 vykresluje odezvu ACC16 ve směru osy Z. Na tomto grafu jsou nejzřetelnější 2 vrcholy okolo 1650 Hz a 1900 Hz u variant 2 a 3, ty naznačují 1 až 2 další vlastní frekvence v této oblasti, které nebyly uvedené v oddílu 4.5.1. Je možné, že zvolená metoda pro identifikaci vlastních frekvencí jednoduše nebyla schopna tyto módy identifikovat, jelikož již v minulosti byly zaznamenány obtíže s určením vlastních frekvencí na okraji měřeného spektra. Zároveň je z některých průběhů FRF zřejmé, že data v oblasti nad 1500 Hz již byly značně horší kvality.



Obr. 4.21: Srovnání FRF mezi jednotlivými variantami – ACC16, směr Z.

4.6 Shrnutí experimentu

Experimentální měření bylo úspěšně provedeno a poskytlo sadu dat potřebnou pro další analýzu. Pro tři různé konfigurace – dvě s odlišnou úrovní předpětí a jednu s přidaným závažím – byly zaznamenány frekvenční odezvy ve formě FRF a fázových charakteristik. Na jejich základě byly identifikovány vlastní frekvence, odpovídající tvary kmitání a hodnoty tlumení. Naměřené hodnoty budou sloužit jako reference pro srovnání s výsledky numerických analýz a vyhodnocení výpočtových modelů.

Významným poznatkem z výsledků experimentu je také poměrně velký rozdíl, způsobený změnou předpětí lineárních vedení stavěcími šrouby. Důkladný průzkum této oblasti by nepochybně byl přínosem pro TFS a vývoj budoucích variant stolků SEM.

Co se týče naměřených dat, pro vyhodnocení jsou hodnotnější data z měření variant 2 a 3, jelikož odpovídají provoznímu nastavení předpětí stavěcích šroubů – varianta 1 byla výchozí stav, v jakém byla sestava poskytnuta, nicméně předpětí bylo nastaveno dle doporučení výrobce. Pro účely firmy TFS je nicméně vyzorováno vhodnější vyšší předpětí těchto šroubů. Pro účely srovnání s výpočtovými modely tedy budou hlavní referencí data z měření varianty 2.

5 Výpočtové modelování

Tato kapitola popisuje tvorbu a využití výpočtových modelů pro analýzu dynamického chování sestavy řešené v rámci této diplomové práce, jejíž součástí je křížové válečkové lineární vedení, které doposud představovalo hlavní překážku k dosažení spolehlivých výsledků numerických analýz ve firmě TFS. K řešení numerických analýz bylo využito MKP pomocí software *Simcenter Nastran* od společnosti *Siemens*, příprava výpočtových modelů a zpracování výsledků probíhala v nativním programu *Pre/Post*, který je součástí balíčku *Simcenter 3D*, integrovaného do prostředí 3D modeláře *Siemens NX*.

Modelování probíhalo ve dvou navazujících krocích. První část se zaměřuje na kontakt mezi jednotlivými válečky a kolejnicemi lineárního vedení. Pomocí využití zjednodušené geometrie malé části tohoto vedení, nelineárních kontaktů a jednoduchých okrajových podmínek byly určeny tuhosti válečků, které jsou vstupními parametry pro další modely.

Ve druhé části je popsán návrh náhrad těchto válečků, které jsou následně použity v rámci výpočtového modelu pro provedení dynamických analýz (modální a harmonické), jejichž výsledky budou hlavním vyústěním této části a stěžejním cílem celé této práce. Ty budou v další kapitole srovnány s výsledky experimentálního měření.

Pokud u konkrétního modelovacího postupu či hodnoty nějaké veličiny není uveden zdroj, je čerpáno z interních postupů firmy TFS nebo analýz provedených v minulosti.

5.1 Materiálové vlastnosti

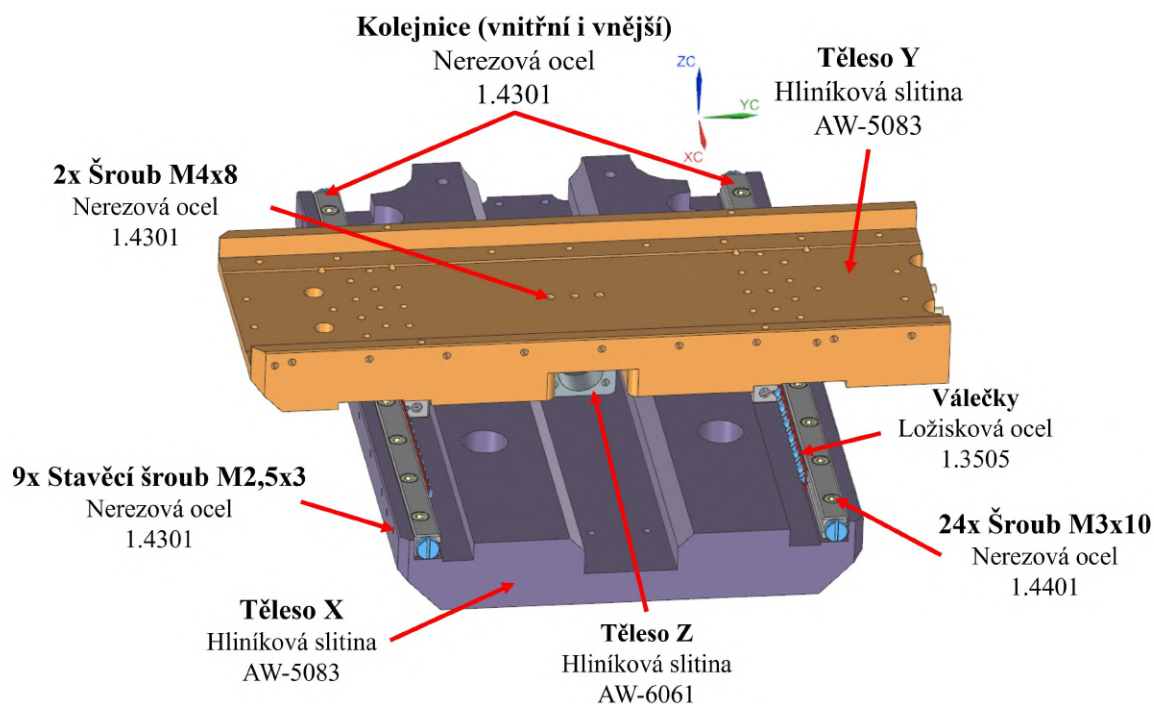
Vzhledem k tomu, že materiálové parametry jsou aplikovatelné pro oba vytvořené modely, jsou shrnuty zde ještě před popisem samotných výpočtových modelů.

Vlastnosti použitých materiálů jsou uvedeny v tab. 5.1. Vzhledem k tomu, že je v analýzách pracováno pouze s lineárně elastickým izotropním modelem materiálu, jsou uvedeny pouze potřebné hodnoty – tedy Youngův modul pružnosti, Poissonovo číslo a pro účely dynamických analýz také hustota.

Tab. 5.1: Materiálové vlastnosti vybraných materiálů

Materiál	Hustota [kg m ⁻³]	Modul pružnosti [GPa]	Poissonovo číslo [-]
AW-5083	2660	71 000	0,33
AW-6061	2700	68 900	0,33
1.3505	7800	210 000	0,30
1.4301	8000	193 000	0,29
1.4401	8000	193 000	0,28

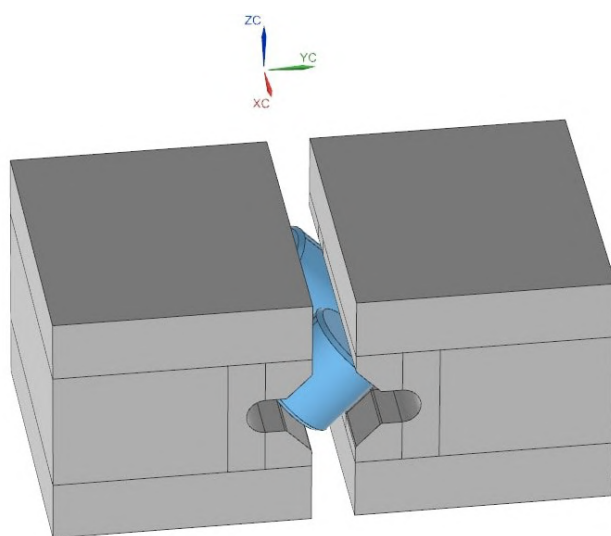
Na obr. 5.1 se nachází 3D model sestavy stolku ve stavu, v jakém byl měřen, doplněný o značení materiálů, ze kterých jsou jednotlivá tělesa vyrobena.



Obr. 5.1: 3D model poskytnuté sestavy s popisem materiálů jednotlivých těles.

5.2 Výpočtový model pro zjištění tuhosti valivých prvků

Pro odhad tuhosti válečků ve směru přenosu zatížení (tedy mezi plochami kolejnic, po kterých se válečky odvalují) byl vytvořen lokální model, čítající z řezu částí kolejnic a dvou válečků. Tato podkapitola tedy popíše postup tvorby tohoto modelu, síť konečných prvků, aplikované kontakty a okrajové podmínky, nastavení analýz, a nakonec uvede výsledky tuhostí. Model je k vidění na obr. 5.2. Délka této části kolejnice je 10 mm, přičemž řez byl proveden tak, že konce částí kolejnic se nachází přesně v polovině vzdálenosti mezi zahrnutými a okolními válečky.

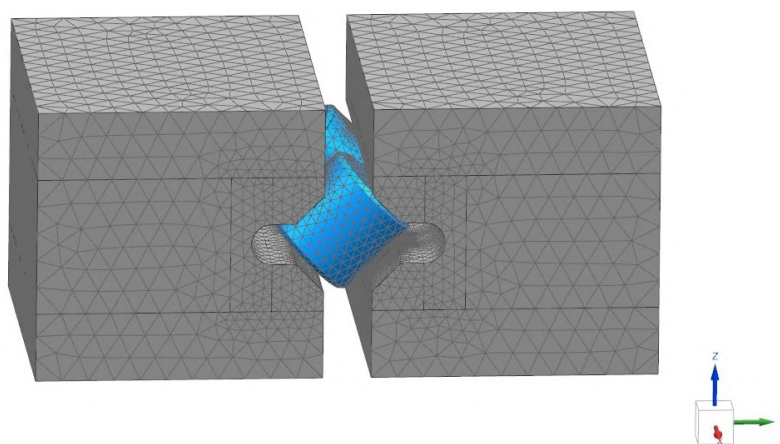


Obr. 5.2: Lokální model pro zjištění tuhosti válečků.

Na konci kapitoly je potom uveden také postup analytického výpočtu tuhosti válečku.

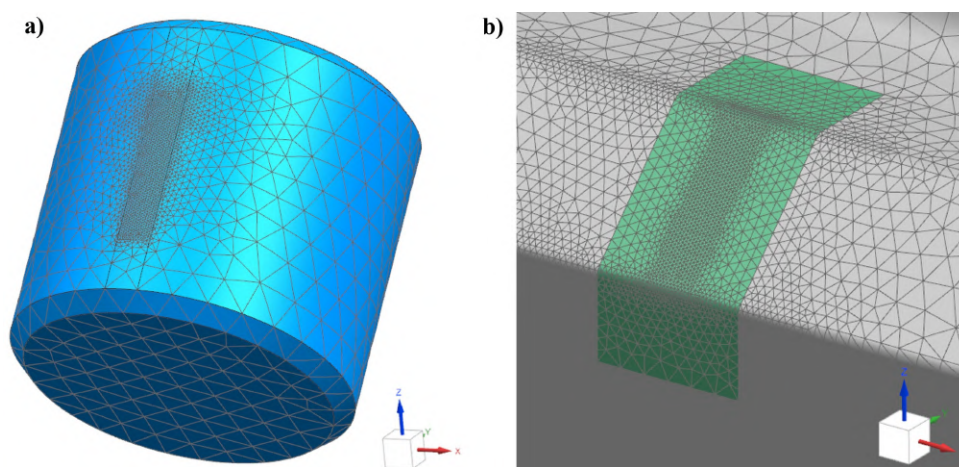
5.2.1 Síť konečných prvků

Síť lokálního modelu byla pro účely kontaktních analýz poměrně jemná, je znázorněna na obr. 5.3. Při tvorbě sítě byla nejdříve snaha geometrii vhodně nařezat a použít v co největší míře šestistěnné prvky (hexaedry), nicméně tvorba i následné změny takové sítě byly poměrně složité, a síť se nakonec neosvědčila ani z hlediska stability výpočtu. Pro tvorbu sítě tedy nakonec byly využity prvky kvadratické čtyřstěnné prvky (tetraedry) *CTETRA10*. Pro nekritické místa modelu byla použita velikost prvku 0,75 mm, blíže ke kontaktním plochám a rádiu je velikost prvku 0,4 mm.



Obr. 5.3: Síť konečných prvků lokálního modelu.

Řešení kontaktu válečku s rovinnou plochou vyžaduje výrazné zjemnění v blízkosti kontaktu. Přímo na kontaktních plochách tedy byla velikost prvku 0,025 mm (shodně na kolejnicích i válečcích), přecházející v 0,075 mm, nastavených pro velikost objemových prvků v okolí kontaktu. Detailní pohled na síť konečných prvků v okolí kontaktních ploch je znázorněn na obr. 5.4.



Obr. 5.4: Detail sítě a) válečku, b) v okolí kontaktní plochy kolejnice.

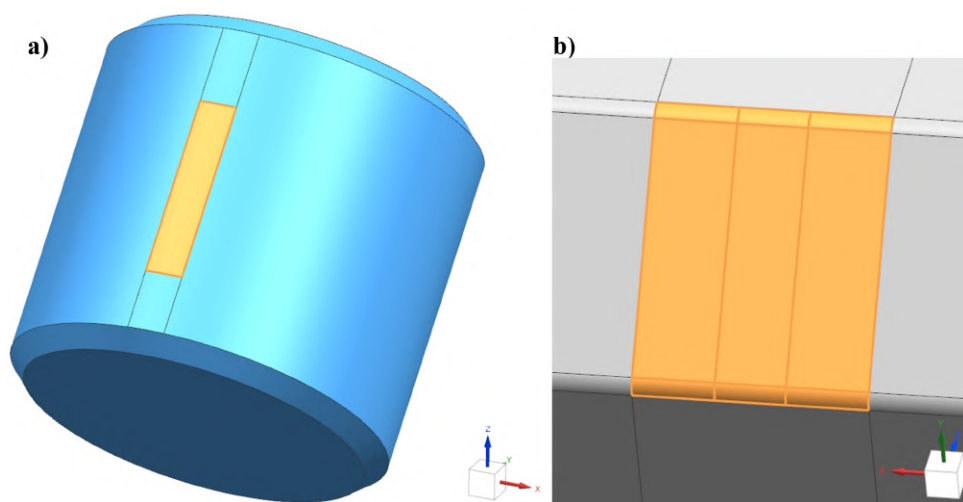
Celkem síť tohoto modelu čítá 285 591 prvků a 428 022 uzlů.

5.2.2 Kontakty

Pro možnost definování nelineárního kontaktu mezi tělesy bylo nutné statickou úlohu řešit pomocí řešiče SOL 401 nebo SOL 402. Jedná se o pokročilé řešiče pro řešení nelineárních úloh ve více krocích (multikrokové, z angl. *multistep*), jejichž krátká charakterizace je uvedena níže:

- **SOL 401:** Vychází ze standardní architektury *Simcenter Nastran*, nabízí možnosti pro řešení standardních nelinearit ve výpočtech pomocí MKP – jako např. velké deformace, nelineární materiálové vlastnosti, pokročilé kontakty či implicitní dynamické úlohy. [36]
- **SOL 402:** Implementuje řešič *Samcef* firmy *Samtech* do prostředí *Simcenter Nastran*, oproti řešiči SOL 401 nabízí lepší možnosti kinematických vazeb pro modelování mechanismů. Měl by také zajistit větší flexibilitu práce se silně nelineárními kontakty než SOL 401, nicméně může mít větší nároky na výpočetní výkon. [36, 37]

Jako zdrojová oblast (angl. *Source Region*)) byla u všech kontaktů zvolena připravená plocha na válečku, kontaktní plocha na kolejnici tedy potom tvořila cílovou oblast (angl. *Target Region*). Nicméně vzhledem k tomu, že síť na obou površích měla shodnou velikost, nemělo by záležet na tom, která plocha je zvolena jako zdrojová, a která jako cílová. Na obr. 5.5 jsou kontaktní oblasti vyznačeny oranžovou barvou. Součinitel tření byl pro všechny kontakty dle katalogu výrobce [38] nastaven na hodnotu 0,003.



Obr. 5.5: Příklad kontaktních oblastí jednoho kontaktu na a) válečku, b) kolejnici.

Vzhledem k tomu, že ani v jednom z řešičů výpočet s výchozím nastavením kontaktu nekonvergoval, bylo nutné přistoupit k pokročilejšímu nastavení kontaktů – to se pro řešič SOL 401 provádí pomocí karty BCTPARM, pro řešič SOL 402 pomocí karty BCTPAR2. Pro nastavení konkrétních parametrů jednotlivých karet bylo přistupováno dle doporučení v oficiální nápovědě programu [39]. Ten definuje pro jednotlivé řešiče následující:

- **SOL 401**
 - Pro řešič SOL 401 je doporučeným postupem nastavit manuálně penalizační faktory (angl. *penalty factors*), a to normálový *PENN* a tangenciální *PENT*.

Vztahy pro jejich výpočet jsou uvedeny v rovnicích (5.1) a (5.2).

$$PENN = \frac{1}{L_c} \quad (5.1)$$

$$PENT = \frac{PENN}{L_c} \quad (5.2)$$

- L_c značí charakteristickou délku kontaktu, v tomto případě se jedná o délku liniového kontaktu před zatížením, kdy $L_c = 1,1615$ mm. Dosazení do uvedených vztahů je provedeno v rovnicích (5.3) a (5.4).

$$PENN = \frac{1}{L_c} = \frac{1}{1,1615} = 0,861 \text{ mm}^{-1} \quad (5.3)$$

$$PENT = \frac{PENN}{L_c} = \frac{0,861}{10} = 0,0861 \text{ mm}^{-1} \quad (5.4)$$

- Tyto hodnoty slouží primárně jako počáteční hodnoty, dále program vyhodnocuje kontaktní tuhosti již adaptivně.
- Kromě nastavení penalizačních faktorů byly navíc definovány:
 - * předpoklad malých relativních posunů na rozhraní mezi tělesy v kontaktu – *Interface Behavior (INTRFC): Small Sliding*,
 - * výpočet výchozí penetrace či mezery v kontaktu ze stavu geometrie modelu – *Initial Penetration / GAP (INIPENE): Calculate from Geometry*.

• SOL 402

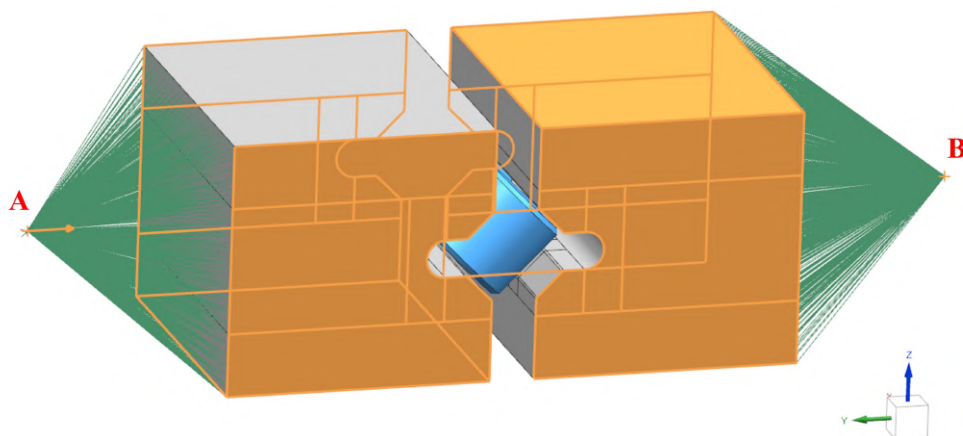
- Pro řešič SOL 402 náповěda neuvádí konkrétní výpočet kontaktní tuhosti, pouze doporučuje v případě problémů s konvergencí výpočtu nastavit hodnotu normálového kontaktního modulu $NCMOD$ (z angl. *Normal Contact Modulus*), jehož hodnotu ve výchozím stavu dopočítává program automaticky z tuhosti prvků v okolí kontaktu.
- Byla tedy provedena série analýz s $NCMOD$ v intervalu od $1 \cdot 10^6$ do $2 \cdot 10^9 \text{ mN mm}^{-3}$ (výchozí hodnota). Maximální nalezená hodnota, pro kterou simulace konvergovala, byla $2,457 \cdot 10^8 \text{ mN mm}^{-3}$ a z počátku se SOL 402 opravdu jevil stabilnější pro tento výpočet. Později byl nicméně upraven součinitel tření na výrobcem uvedených 0,003, kdy simulace opět přestala konvergovat při zatížení takovém, aby bylo dosaženo předepsaného předpětí.
- Kromě nastavení $NCMOD$ byly navíc definovány parametry:
 - * nastavení výchozí penetrace či mezery v kontaktu na hodnotu $GAPVAL$ pro nejbližší uzly kontaktních oblastí – *Initial Penetration / GAP (INIPENE): Set Gap or Penetration for the Closest Node to an Interference of GAPVAL*,
 - * předpokladu, že uzly, pro které byl kontakt navázán, zůstávají po zbytek simulace svázané v normálovém směru – kontakt se považuje za trvale aktivní a další separace se již nepředpokládá – *Contact Regions Tying in Normal Direction (TIED): Remains Tied After Contact is Active*,
 - * konstantního součinitele tření – *Friction Model Type (FRICMOD): BCT-SET Constant*.

Vzhledem k tomu, že pro úspěšnou konvergenci za daných okrajových podmínek a zatížení vyžadoval SOL 402 výraznější snížení kontaktní tuhosti než SOL 401, byly hodnoty tuhosti válečků uvažovány pouze z výsledků analýz, provedených řešičem SOL 401.

5.2.3 Okrajové podmínky a zatížení

Pro popis okrajových podmínek provedené lokální simulace byl vytvořen obr. 5.6, kde:

- Bod *A* je řídicím bodem prvku RBE2, jehož závislými uzly jsou uzly na vnější ploše v kladném směru osy *Y* (tedy na vnější části kolejničky). Tímto bodem bylo přenášeno deformačně řízené zatížení – předepsáním podmínky *Enforced Displacement Constraint* (vynucený posuv) v záporném směru osy *Y*. Předepsán byl posuv 0,03 mm s tím, že bylo definováno 100 dílčích kroků výpočtu (angl. *substeps*) s cílem umožnit identifikaci okamžiku, kdy je váleček zatěžován silou odpovídající předpokládané hodnotě, vyplývající z aplikovaného momentu na stavěcí šroub.
- Bod *B* je definován jako řídicí uzel prvku RBE2, jenž váže uzly vnější plochy vnitřní části kolejničky. Uzel je zatížen okrajovou podmínkou znemožňující pohyb ve všech šesti stupních volnosti. Tato okrajová podmínka tedy představuje opírání o těleso, ke kterému je přimontovaná vnitřní kolejnička lineárního vedení.
- Plochám označeným oranžovou barvou (viditelné jsou také oranžové hrany na stěnách, které na obr. nejsou vidět) byla předepsána okrajová podmínka nulových posuvů v jejich normálovém směru.

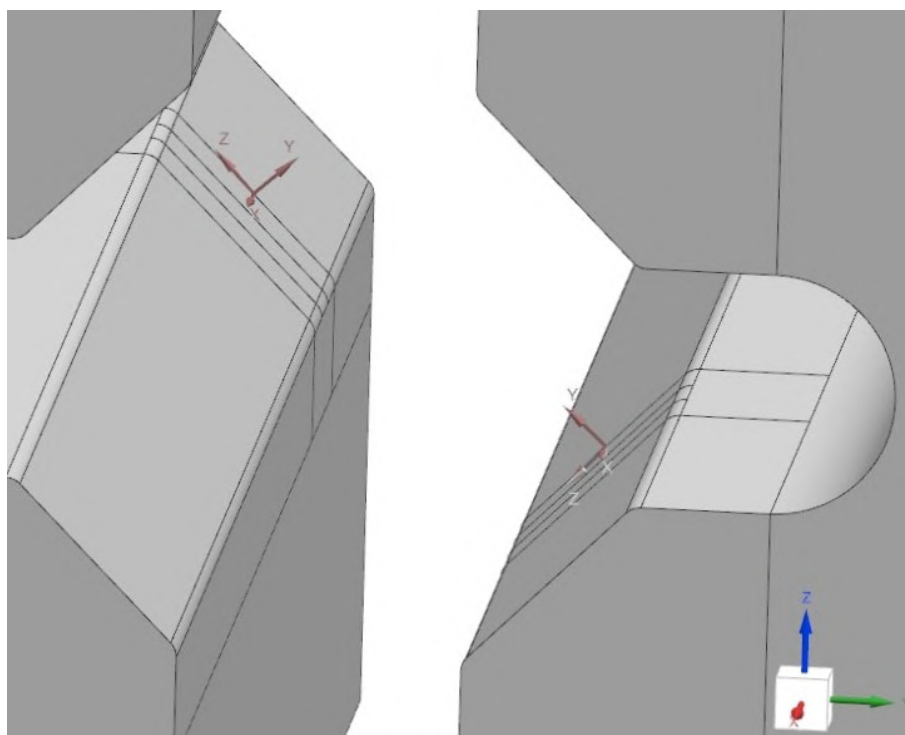


Obr. 5.6: Okrajové podmínky lokálního výpočtového modelu.

Aplikované okrajové podmínky sice neodpovídají přesně skutečnému přenosu zatížení po předepnutí v reálné sestavě – např. ve srovnání s měřenou konfigurací, kde se vnitřní strana neopírá celou plochou o těleso *Y* a předpětí na vnější kolejničky je přenášeno pouze v místech styku se stavěcími šrouby. Vzhledem ke složitosti samotného kontaktního problému však zvolený přístup poskytuje stabilnější podmínky pro simulaci a omezuje riziko konvergenčních problémů (např. rozebíhání či rotace válečků).

5.2.4 Výsledky tuhosti prvků

Tuhost válečkového elementu byla zjišťována ve směru přenosu zatížení, tedy mezi kontaktními plochami na kolejnicích. Pro účely odečtení deformace válečku v tomto směru byly vytvořeny lokální souřadné systémy pro každý z válečků – viz obr. 5.7. Směr osy X lokálního souřadného systému je shodný se směrem osy X globálního souřadného systému, osa Z lokálního je potom kolmá ke směru Y v rovině YZ globálního souřadného systému.



Obr. 5.7: Lokální souřadné systémy.

Vzhledem k tomu, že bylo zatížení aplikováno deformačně, je potřeba znát stav, pro který se bude tuhost vyhodnocovat. Z momentu aplikovaného na stavěcí šrouby a postupu pro výpočet síly předpětí, uvedeného výrobcem, byla dopočítána axiální síla na každém z těchto šroubů. Z rozkladu sil na kontaktní ploše poté je následně získána předpokládaná síla v normálovém směru kontaktu. Ze síly v tangenciálním směru by bylo možné dopočítat také rotační tuhost, nicméně jak se ukázalo během provádění simulací, ta pro zvolené náhrady lineárního vedení v dynamické úloze má zanedbatelný vliv. Postup celého výpočtu se všemi předpoklady až po získání hodnoty tuhosti prvku je tedy v bodech shrnut níže.

1. Jsou známy momenty aplikované na stavěcí šrouby při montáži lineárního vedení. Ty byly uvedeny v části o experimentálním měření (viz podkapitola 4.2) a budou označeny jako $M_{stav,l} = 15 \text{ N cm}$ pro měřenou variantu 1 a $M_{stav,h} = 25 \text{ N cm}$ pro varianty 2 a 3.
2. Výrobce uvádí v [38] přepočet osově síly na moment (viz rovnice (5.5), který lze jednoduše převést na výpočet osově síly z utahovacího momentu (viz rovnice (5.6)), kde:
 - M_{ds} je utahovací moment [N cm],
 - P_{vs} je osová síla [N],
 - a je součinitel, uváděný výrobcem [cm].

$$M_{ds} = P_{vs} \cdot a \quad (5.5)$$

$$P_{vs} = \frac{M_{ds}}{a} \quad (5.6)$$

Dle [38] je pro stavěcí šroub M2,5 hodnota součinitele $a = 0,0294$ cm. Dosazením hodnot aplikovaných utahovacích momentů byly obdrženy konkrétní hodnoty oso- vých sil – v rovnici (5.7) pro variantu 1 a v rovnici (5.8) pro varianty 2 a 3.

$$P_{stav,ax,l} = \frac{M_{stav,l}}{a} = \frac{15}{0,0294} = 510 \text{ N} \quad (5.7)$$

$$P_{stav,ax,h} = \frac{M_{stav,h}}{a} = \frac{25}{0,0294} = 850 \text{ N} \quad (5.8)$$

3. Výsledkem předchozího kroku je axiální síla na jednom stavěcím šroubu, působící tedy v záporném směru osy Y. Na měřené sestavě se těchto stavěcích šroubů nachází dohromady 9, a mezi klecemi jednoho páru lineárního vedení se pro řešený případ nachází 15 válečků, celkem na sestavě je to tedy $2 \cdot 15 = 30$ válečků. Za předpokladu, že jsou v kontaktu všechny z těchto válečků a zatížení se přeneso rovnoměrně, lze sílu působící na jeden váleček v kontaktu spočítat dle vztahu uvedeného v rovnici 5.9, kde:

- n_{stav} je počet stavěcích šroubů na sestavě [-],
- n_v je počet válečků v kontaktu [-],
- $P_{stav,ax}$ je osová síla od předpětí na stavěcím šroubu [N].

$$F_{val,Y} = \frac{n_{stav} \cdot P_{stav,ax}}{n_v} \quad (5.9)$$

Dosazením známých hodnot lze obdržet sílu působící na jeden váleček ve směru osy Y pro variantu 1 – viz rovnice (5.10) – i variantu 2 a 3 – viz rovnice (5.11).

$$F_{val,Y,l} = \frac{n_{stav} \cdot P_{stav,ax,l}}{n_v} = \frac{9 \cdot 510}{30} = 153 \text{ N} \quad (5.10)$$

$$F_{val,Y,h} = \frac{n_{stav} \cdot P_{stav,ax,h}}{n_v} = \frac{9 \cdot 850}{30} = 255 \text{ N} \quad (5.11)$$

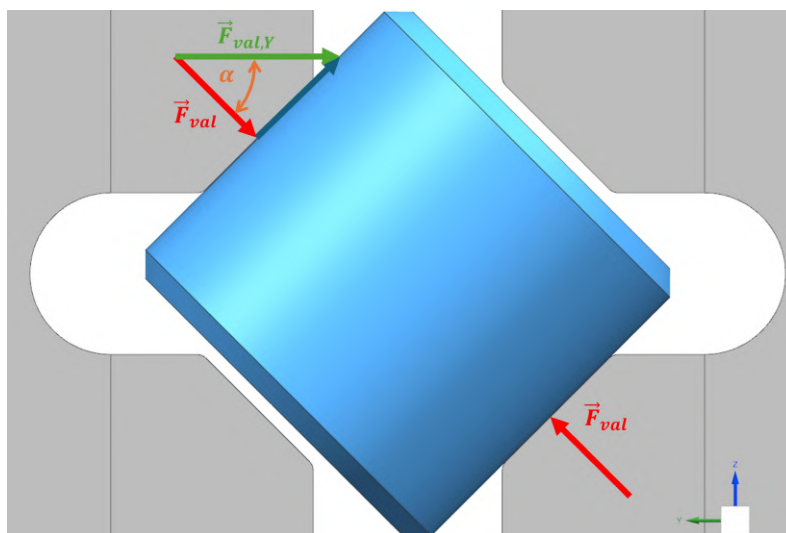
4. Síla působící na váleček ve směru osy Y lokálního souřadného systému zobrazeného na 5.7 tedy byla spočítána přes rozklad sil. Úhel naklonění kontaktní plochy od roviny XY globálního souřadného systému je $\alpha = 45^\circ$. Schematicky je rozklad znázorněn na obr. 5.8. Výpočet síly působící na jeden váleček ve směru přenosu zatížení je uveden v rovnici (5.12) pro variantu 1 a (5.13) pro varianty 2 a 3.

$$F_{val,l} = F_{val,Y,l} \cdot \sin(45^\circ) = 153 \cdot \sin(45^\circ) = 108 \text{ N} \quad (5.12)$$

$$F_{val,h} = F_{val,Y,h} \cdot \sin(45^\circ) = 255 \cdot \sin(45^\circ) = 180 \text{ N} \quad (5.13)$$

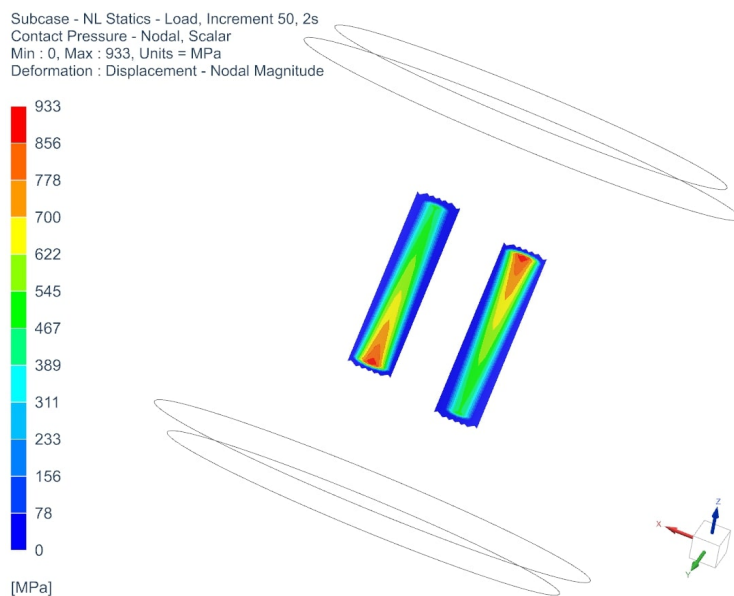
5. Z těchto výsledků sil jsou tedy následně hledány dílčí kroky, ve kterých normální kontaktní síla dosahuje hodnot spočítaných sil. Jak je známo, sílu na pružném prvku lze spočítat jako $F = k \cdot x$, kde k je tuhost [N m^{-1}] a x je posuv [m] v příslušném směru. Z toho lze převedením k na druhou stranu rovnice obdržet vztah pro výpočet tuhosti – viz rovnice (5.14).

$$k = \frac{F}{x} \quad (5.14)$$

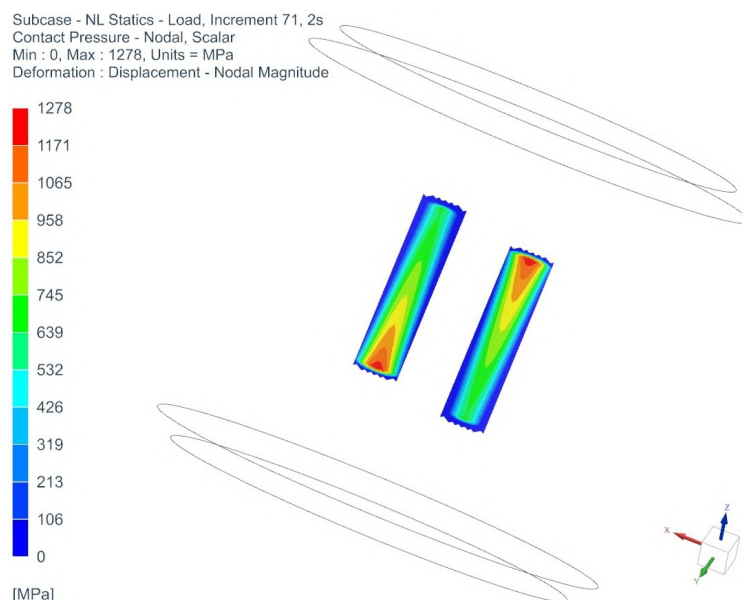


Obr. 5.8: Rozklad sil na kontaktu válečku s kolejnicí.

Do výpočtového modelu byly zahrnuty dva válečky jak z důvodu stability výpočtu, tak pro srovnání výsledků pro oba válečky. Nicméně po provedení výpočtu se ukázalo, že jeden váleček přenáší výrazně více zatížení. Zároveň náklon kontaktních ploch není přesně 45° , ale je tam odchylka v řádech setin stupně. Není známo, zda odchylka je záměrná, nebo je to chyba v importovaném modelu. Odchylka je sice zanedbatelná, nicméně u úlohy takto nestabilního charakteru to může mít vliv. Výrobce v katalogu [38] také uvádí, že má být uvažováno přenášení zatížení ve směru osy Y sérií válečků nakloněných kladným směrem rotace okolo globální osy X, kdežto druhá série válečků (tedy nakloněných) přenáší zatížení ve směru osy Z, nicméně tuhost obou směrů by měla být totožná. Vzhledem k zatížení ve směru osy Y byl pro vyhodnocení tuhosti vybrán váleček z první zmíněné skupiny – viditelný např. na obrázku 5.6. Na obr. 5.9 a 5.10 jsou vykresleny kontaktní tlaky na kontaktních plochách válečku pro nižší, resp. vyšší předpětí.

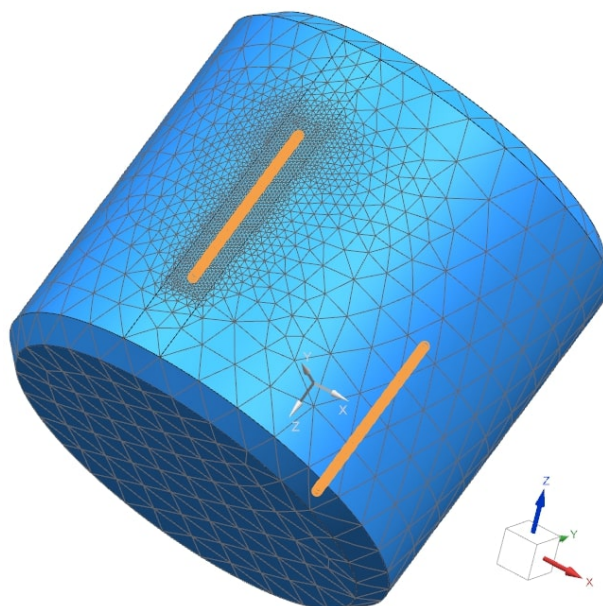


Obr. 5.9: Kontaktní tlak na válečku, nižší předpětí stavěcích šroubů.



Obr. 5.10: Kontaktní tlak na válečku, vyšší předpětí stavěcích šroubů.

Velikost deformace válečku ve směru osy Y lokálního souřadného systému byla určena z rozdílu deformace na skupinách uzlů na každé straně válečku. Tyto skupiny byly tvořeny uzly na hraně, která je v kontaktu vždy (z předpokladu liniového kontaktu při styku válce s rovinnou plochou). Rozdíl byl počítán z průměrných hodnot posuvů uzlů v dané skupině ve směru osy Y lokálního souřadného systému. Skupiny uzlů na jednom z válečků jsou vyznačeny oranžově na jednom z válečků na obr. 5.11.



Obr. 5.11: Skupiny uzlů liniového kontaktu válečku s kolejnicí.

Výsledky hodnot deformací uzlů ve vytvořených skupinách a dopočítané tuhosti válečku jsou uvedeny v tab.5.2, kde:

- F_{val} je síla působící na váleček [N],
- dy_h je průměrný posuv skupiny uzlů na straně válečku, přiléhající k venkovní kolejnici ve směru osy Y lokálního souřadného systému [mm],
- dy_l je průměrný posuv skupiny uzlů na straně válečku, přiléhající k vnitřní kolejnici ve směru osy Y lokálního souřadného systému [mm],
- $|dy_h - dy_l|$ je absolutní hodnota rozdílu výše uvedených posuvů [mm],
- k_{num} je tuhost spočítaná dosazením F_{val} a $|dy_h - dy_l|$ do rovnice (5.14) [N mm⁻¹].

Tab. 5.2: Výsledky tuhosti válečku lineárního vedení z výpočtu MKP.

F_{val} [N]	dy_h [mm]	dy_l [mm]	$ dy_h - dy_l $ [mm]	k_{num} [N mm ⁻¹]
108	-0,006347	-0,004675	0,001672	64 593
180	-0,008971	-0,006462	0,002509	71 742

Výsledné tuhosti válečku jsou tedy $k_{num,l} = 64\,593 \text{ N mm}^{-1}$ pro nižší hodnotu předpětí a $k_{num,h} = 71\,742 \text{ N mm}^{-1}$ pro vyšší hodnotu předpětí stavěcích šroubů.

5.2.5 Globální model pro statickou analýzu

Kromě výše uvedené numerické analýzy lokálního modelu bylo vzhledem k úspěšnému nalezení nastavení kontaktů a řešiče k docílení spolehlivé konvergence analýzy přistoupeno také ke tvorbě statického modelu celé sestavy, s cílem analyzovat přenos zatížení celou sestavou, a zaměřením na rozložení zatížení mezi jednotlivými valivými prvky lineárního vedení. I přes nastavení identických parametrů kontaktu, opětovného porovnávání SOL 401 a SOL 402, a úpravy geometrie i sítě pro zlepšení konvergence, se nepovedlo vytvořit funkční výpočtový model. Zároveň byl model velmi náročný na výpočetní výkon. Tato snaha tedy byla ukončena bez zdárného konce.

5.2.6 Analytický výpočet

Výpočet tuhosti válečkového elementu byl proveden také analyticky pomocí využití předpokladu Hertzova kontaktního tlaku. Postup výpočtu byl proveden dle zdroje [40]. Ten uvádí vztah pro deformaci válečku δ_z uvedený v rovnici (5.15),

$$\delta_z = 2 \cdot \delta_c = 2 \cdot \frac{F_{val}}{\pi \cdot L \cdot E_e} \cdot \left[1 + \ln \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot L^3 \cdot E_e}{F_{val} \cdot D} \right) \right] \quad (5.15)$$

kde:

- δ_c deformace kontaktní zóny [mm],
- L je délka počátečního liniového kontaktu [mm],
- E_e je ekvivalentní modul pružnosti [MPa],
- D je průměr válečku [mm].

Přičemž délka kontaktu je $L = 1,1615 \text{ mm}$, průměr válečku je $D = 3 \text{ mm}$ a ekvivalentní modul pružnosti E_e se počítá dle vztahu v rovnici (5.16),

$$E_e = \frac{1}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}} \quad (5.16)$$

kde:

- μ_1 je Poissonovo číslo materiálu válečku $[-]$,
- μ_2 je Poissonovo číslo materiálu kolejnice $[-]$,
- E_1 je modul pružnosti materiálu válečku [MPa],
- E_2 je modul pružnosti materiálu kolejnice [MPa].

Dosažením materiálových vlastností z tab.5.1 do rovnice (5.16) byla v rovnici (5.17) obdržena hodnota ekvivalentního modulu pružnosti E_e , který spolu s dalšími parametry vstupuje do výpočtu deformace válečku $\delta_{z,l}$ pro menší předpětí, uvedeného v rovnici (5.18), a $\delta_{z,h}$ pro vyšší předpětí, uvedeného v rovnici (5.19).

$$E_e = \frac{1}{\frac{1-0,3^2}{210\,000} + \frac{1-0,29^2}{193\,000}} = 110\,145 \text{ MPa} \quad (5.17)$$

$$\delta_{z,l} = 2 \cdot \frac{108}{\pi \cdot 1,1615 \cdot 110\,145} \cdot \left[1 + \ln \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 1,1615^3 \cdot 110\,145}{108 \cdot 3} \right) \right] = 4,899 \cdot 10^{-3} \text{ mm} \quad (5.18)$$

$$\delta_{z,h} = 2 \cdot \frac{180}{\pi \cdot 1,1615 \cdot 110\,145} \cdot \left[1 + \ln \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 1,1615^3 \cdot 110\,145}{180 \cdot 3} \right) \right] = 7,708 \cdot 10^{-3} \text{ mm} \quad (5.19)$$

Vypočítané hodnoty deformace lze dosadit do rovnice (5.14) za x , čímž byly v rovnici (5.20) obdrženy hodnoty tuhosti pro nižší předpětí $k_{anal,l}$, resp. $k_{anal,h}$ pro vyšší předpětí v rovnici (5.21).

$$k_{anal,l} = \frac{F_{val,l}}{\delta_{z,l}} = \frac{108}{4,899 \cdot 10^{-3}} = 22\,045 \text{ N mm}^{-1} \quad (5.20)$$

$$k_{anal,h} = \frac{F_{val,h}}{\delta_{z,h}} = \frac{180}{7,708 \cdot 10^{-3}} = 23\,356 \text{ N mm}^{-1} \quad (5.21)$$

5.2.7 Shrnutí poznatků o tuhosti válečků

Z výsledných hodnot je zřetelné, že tuhost válečků spočtená analyticky je výrazně nižší, než z výsledků numerické analýzy. Pro účely náhrad v dynamických analýzách budou tedy použity obě a následně bude vyhodnoceno, která z tuhostí lépe odpovídá naměřeným odezvám.

5.3 Výpočtový model pro dynamické analýzy

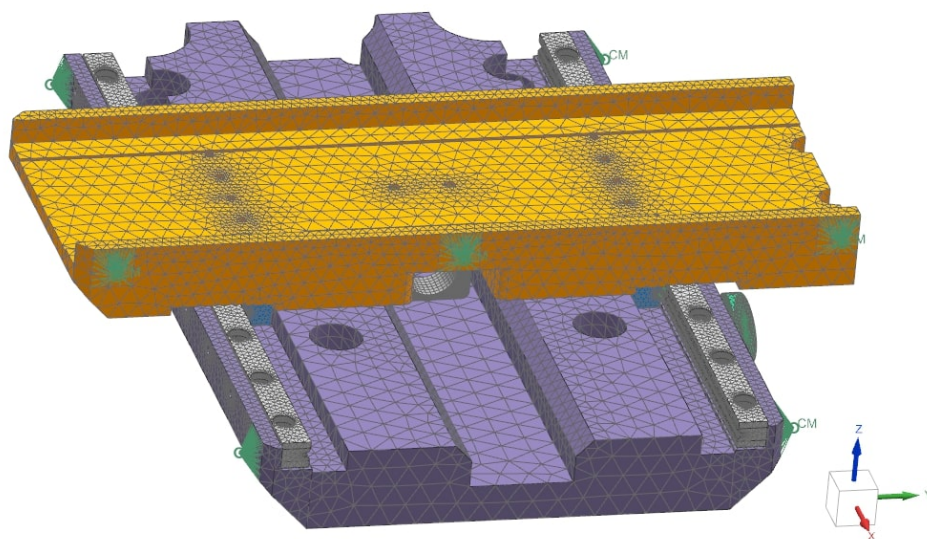
Pro dynamické analýzy řešené sestavy stolku SEM byl vytvořen výpočtový model, odpovídající sestavě představené v podkapitole 4.2. Vytvořená síť konečných prvků, kontakty, okrajové podmínky, zatížení a zejména náhrady lineárních vedení budou popsány v této kapitole.

Vzhledem k tomu, že z experimentálního měření se jeví jako nejkvalitnější odezvy varianty 2, byl výpočtový model připravován tak, aby odpovídal právě této variantě měřené sestavy.

5.3.1 Síť konečných prvků

Obecný pohled na vytvořenou síť konečných prvků je možné vidět na obr. 5.12. Stejně jako u výpočtového modelu pro statickou analýzu byl model nejprve tvořen tak, aby síť mohlo tvořit co nejvíce šestistěnných prvků, nicméně i zde se tento přístup ukázal jako poměrně neefektivní, zvláště s ohledem na uživatelské možnosti přípravy sítě. Na druhou stranu má prostředí *Pre/Post* zřejmě kvalitní metodiku tvorby sítě pomocí čtyřstěnných prvků, jelikož v pořádku splňuje kritéria kvality a nedochází k problémům konvergence z důvodu špatné kvality sítě. Pro tvorbu sítě konečných prvků tedy bylo využito převážně čtyřstěnných kvadratických prvků *CTETRA10*. Pouze pro síť tělesa Z bylo vzhledem k pravidelným tvarům tělesa využito šestistěnných kvadratických prvků *CHEXA20*. Oproti poskytnutému modelu bylo nutné domodelovat těleso, kterým bylo přenášeno buzení vibrátoru – těleso zelené barvy na pravé straně obr., vyrobeno bylo z hliníkové slitiny *AW-5083*, jejíž materiálové vlastnosti již byly uvedeny v tab. 5.1. Zvolené velikosti objemových prvků byly pro jednotlivá tělesa následující:

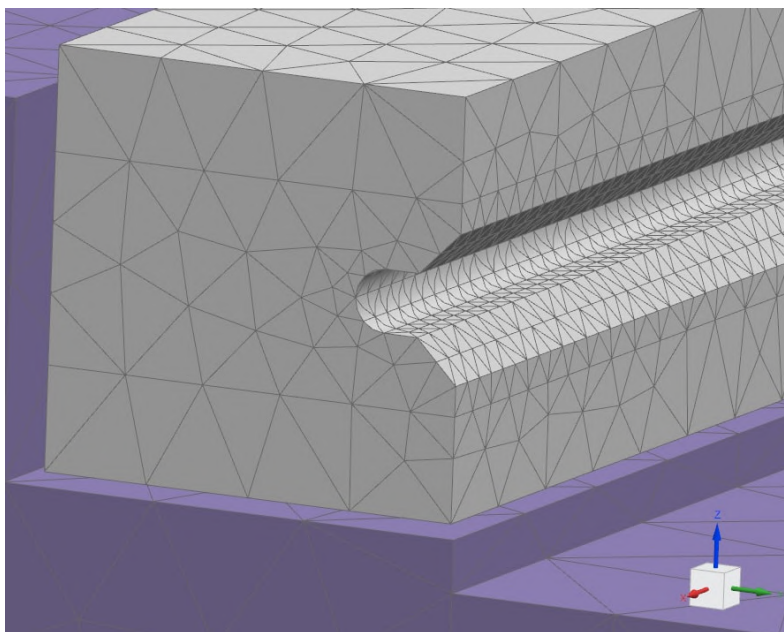
- **Těleso X** na většině objemu: 7,5 mm.
- **Těleso X** v okolí kolejnic: 3,75 mm.
- **Těleso Y**: 6 mm.
- **Těleso Z**: 1,5 mm.
- **Těleso pro přenos buzení**: 2 mm.
- **Kolejnice lineárních vedení**: 1,5 až 2 mm.



Obr. 5.12: Síť konečných prvků na výpočtovém modelu pro dynamické analýzy.

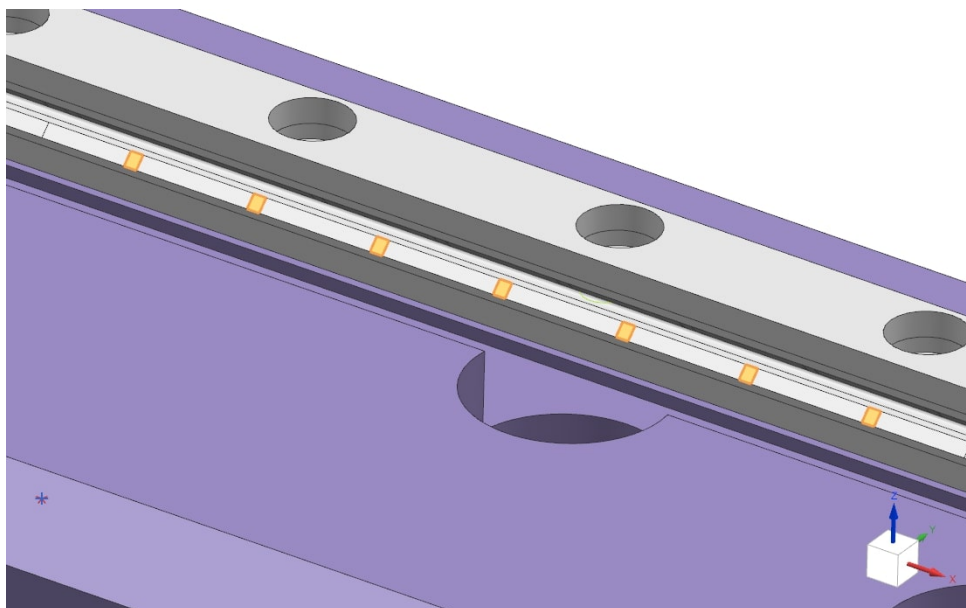
Kromě těchto nastavení velikosti sítě bylo v několika místech aplikováno lokální zjemnění, zejména v okolí děr, rádiu a vodících plochách lineárních vedení a na kontaktních plochách celé sestavy. Bližší pohled na síť konečných prvků na vnější kolejnici je znázorněn na obr. 5.13

Na kolejnicích byly připraveny plošky o šířce 1 mm pro následnou definici náhrad válečků lineárních vedení. Šířka 1 mm je nepochybně víc, než jaká je šířka kontaktní plochy, nicméně byla volena jako jakýsi kompromis tak, aby nebylo potřebné velké zjemnění sítě



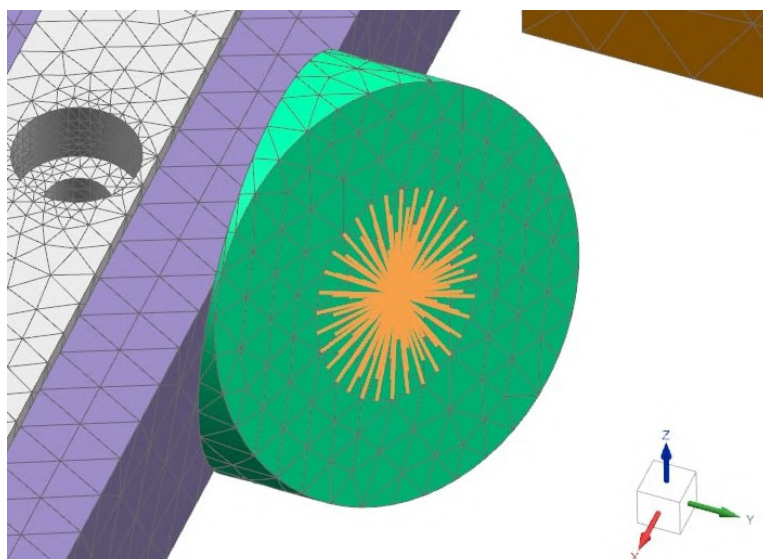
Obr. 5.13: Detail na síť konečných prvků na kolejnici lineárního vedení.

– šířka kontaktní plochy je dle analytického výpočtu 0,08 mm při nižším předpětí, resp. 0,10 mm při vyšším předpětí). Připravené plošky na jedné z vodících ploch jsou k vidění na obr. 5.14.



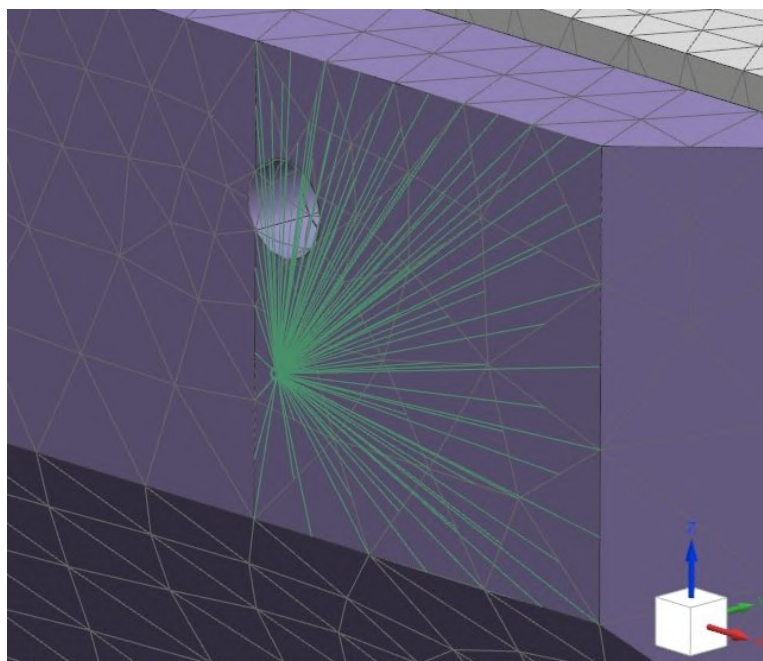
Obr. 5.14: Plošky pro definici náhrad lineárních vedení na jedné z vodících ploch vnější kolejnice.

Buzení bylo definováno pro jeden uzel uprostřed domodelovaného tělesa, který byl zároveň řídicím uzlem prvku RBE2, jenž váže prvky na ploše kruhového tvaru tělesa – viz obr. 5.15. Průměr této plochy odpovídá velikosti plochy na konci siloměru, který byl k ploše připevněn při měření pomocí vosku. Na obr. je prvek znázorněn oranžovou barvou.



Obr. 5.15: RBE2 prvek pro přenos buzení.

Do sestavy výpočtového modelu byly zahrnuty také hmotnosti akcelerometrů. Uzly na ploše, kde byly akcelerometry umístěny, tvořily skupinu nezávislých uzlů prvků RBE3, v těžišti každého akcelerometru potom byly vytvořeny závislé uzly RBE3 prvků. Na každý závislý uzel byl navíc navázán prvek hmotného bodu CONM2 s definovanou hmotností 6 g dle [35]. Tento přístup je znázorněn pro jeden z akcelerometrů na obr. 5.16, kde je prvek RBE3 zvýrazněn zelenou barvou. V těchto místech byly také ukládány výsledky zrychlení v jednotlivých osách pro následné vyhodnocení FRF v těchto bodech.

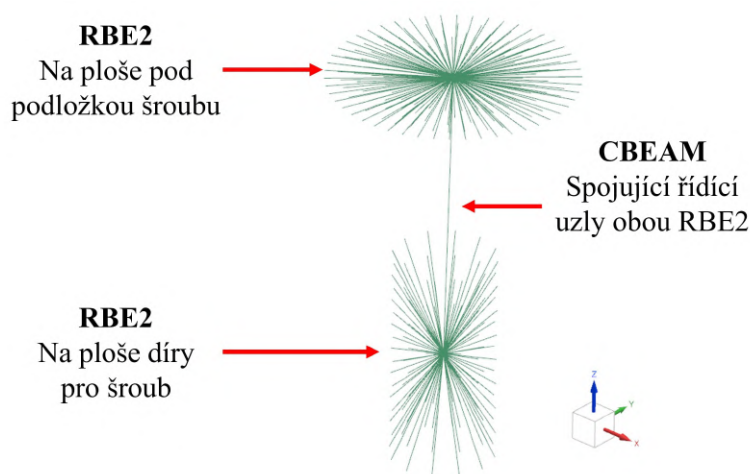


Obr. 5.16: Kombinace prvků RBE3 a CONM2, které nahrazují akcelerometry ve výpočtovém modelu.

Celkem síť výpočtového modelu čítá 161 685 prvků a 316 356 uzlů.

5.3.2 Náhrady šroubových spojů

V TFS se dle typu analýzy užívá různých typů náhrad šroubů a v minulosti již byla prováděna srovnání jednotlivých přístupů. Pro tento případ byla vybrána náhrada pomocí 1D prvků, kdy se plocha pod podložkou šroubu sváže RBE2 prvkem, a stejně tak se sváže plocha na díře pro šroub (s délkou prvku odpovídající délce, kde končí šroub). Řídící uzly těchto dvou RBE2 prvků se dále spojí nosníkovým prvkem CBEAM o definovaných příslušných průřezových charakteristikách pro každý typ šroubu. Pro model stavěcího šroubu byl přístup identický, kdy odpovídající plocha děr na tělese X byla svázána jedním RBE2 prvkem, a plocha na vnější kolejnici lineárního vedení, kde plochý stavěcí šroub dosedá, je svázána druhým RBE2 prvkem. Příklad této náhrady s popisem jednotlivých prvků je znázorněn na obr. 5.17.



Obr. 5.17: Kombinace dvou RBE2 prvků a prvku CBEAM jako náhrada šroubového spoje.

Předpětí šroubu je možné v *Simcenter Nastran* aplikovat jak na 1D prvky, tak na 3D náhrady pomocí funkce *Bolt Pre-Load*. Jediným vstupem jsou zvolené tělesa a velikost předpětí – to je možné aplikovat buďto silou či deformací.

Velikost axiální síly od předpětí na stavěcích šroubech již byla zjištěna v sekci 5.2.4 a pro variantu 2 tedy odpovídá hodnota $P_{stav,ax,h=850\text{N}}$ na jeden stavěcí šroub. Do podmínky *Bolt Pre-Load* je předpětí dosazeno jako záporná hodnota této síly, vzhledem k tomu, že tato podmínka na nosníkový prvek aplikuje tlačné protiběžné síly za předpokladu, že se běžný šroub předpětím natahuje. Nicméně u stavěcího šroubu je tomu naopak, a je tedy potřeba dosadit zápornou hodnotu velikosti síly.

U šroubů velikosti M3 je znám pouze aplikovaný utahovací moment, který se rovnal 160 N cm. Pro výpočet axiální síly z utahovacího momentu není v TFS určen konkrétní postup, bylo tedy využito vztahu pro výpočet utahovacího momentu z axiální síly dle [41], který byl upraven na výpočet axiální síly $P_{ax,b}$ viz rovnice (5.22), kde:

- M_{ut} je utahovací moment [N cm^{-1}],
- D_b je průměr šroubu [cm],
- K je konstanta závislá na materiálu a velikosti šroubu [–],
- l je lubrikační faktor [%].

$$P_{ax,b} = \frac{M_{ut}}{K \cdot D_b \cdot (1 - l/100)} \quad (5.22)$$

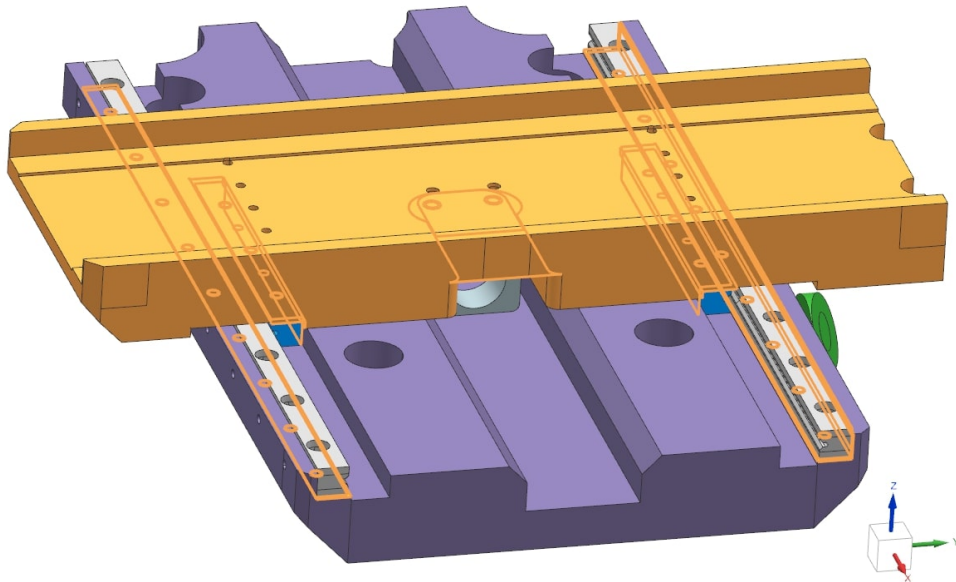
Doporučená hodnota konstanty K je pro šrouby bez konkrétní specifikace a bez mazání určena jako $K = 0,2$, vzhledem k předpokladu šroubování bez lubrikace je potom $l = 0\%$. Dosazením průměru šroubu $D_{M3} = 0,3 \text{ cm}$ pro šroub M3 a určeného utahovacího momentu $M_{ut,M3} = 160 \text{ N cm}$ je obdržena hodnota axiální síly od předpětí šroubu. Výpočet je uveden v rovnici (5.23).

$$P_{ax,M3} = \frac{160}{0,2 \cdot 0,3 \cdot (1 - 0/100)} = 2667 \text{ N} \quad (5.23)$$

Hodnota aplikovaného utahovacího momentu na šrouby velikosti M4 není známa, vzhledem k axiální síle aplikované na šrouby M3 byla poměrově odhadnuta axiální síla od předpětí na šroubech M4 na $P_{ax,M4} = 4500 \text{ N}$.

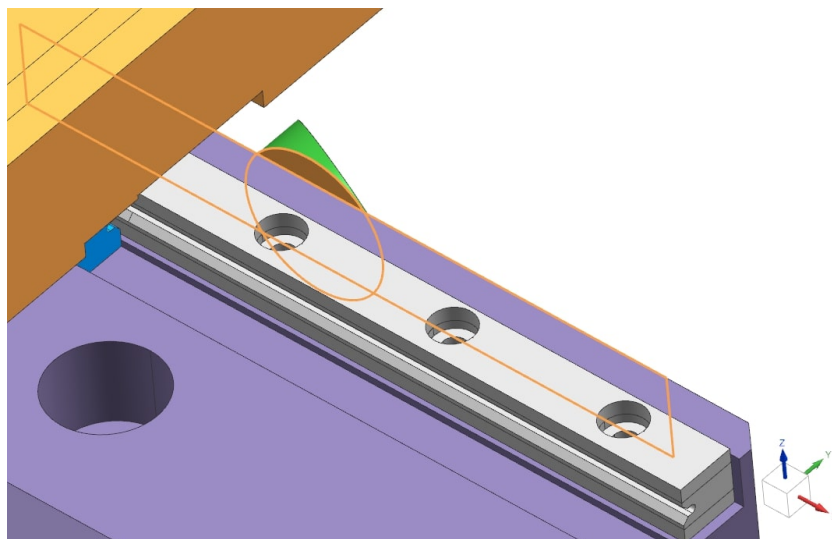
5.3.3 Kontakty

Na všechny plochy, které ve skutečnosti v sestavě v kontaktu jsou, byl předepsán třecí kontakt se součinitelem tření $f = 0,25$ a výchozím nastavením všech zbylých parametrů. To je tedy na rozhraní vnějších kolejnic s tělesem X, vnitřních kolejnic s tělesem Y a společné ploše těles Y a Z. Podmínka aplikovaná je běžný *Face Contact*. Hrany ploch v kontaktu jsou na obr. 5.18 vyznačeny oranžově.



Obr. 5.18: Kontaktní plochy třecích kontaktů ve výpočtovém modelu.

Na rozhraní tělesa, přenášejícího buzení z vibrátoru, a tělesa X byl definován pevný (lepený) spoj pomocí *Face Gluing*. – viz obr. 5.19.



Obr. 5.19: Kontaktní plochy pro kontakt *Face Gluing*.

5.3.4 Modelování náhrad lineárních vedení

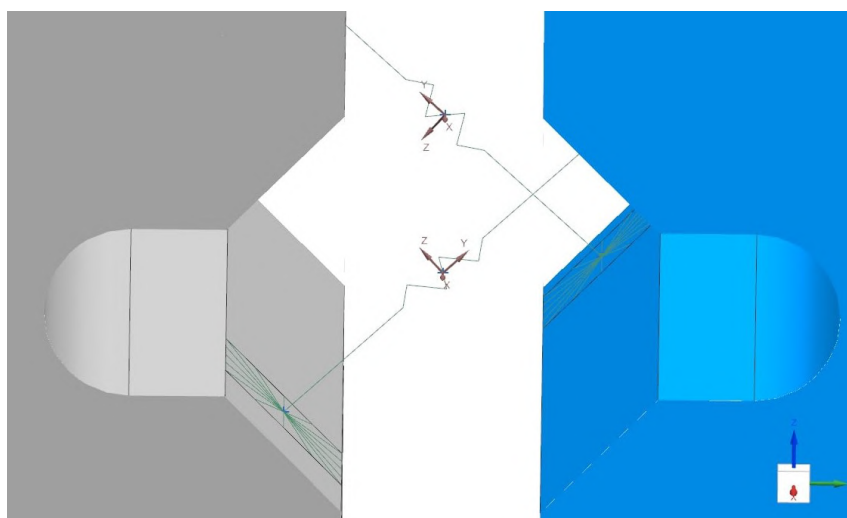
Vzhledem k tomu, že během řešení náhrad lineárních vedení převažoval přístup náhrad pomocí pružinových prvků, byl tento přístup využit i v této práci. Ve výpočetním programu *Simcenter Nastran* je obecně jako pružinový prvek doporučován CBUSH či jeho jednodimenzionální varianta CBUSH1D. Prvek CBUSH nabízí kromě definice konstantní tuhosti ve všech 6 stupních volnosti také rozsáhlé možnosti nastavení tlumení (viskózní, strukturální) či nelineárních průběhů těchto veličin. V práci však bylo využito pouze definice konstantní tuhosti. Kromě náhrad pružinovými prvky byl vytvořen také referenční model s náhradou prvky RBE2, jenž vážou celé kontaktní plochy kolejnic, a model využívající prvků RBE2 pro nahrazení každého válečku. Shrnutí použitých náhrad se tedy nachází níže.

Náhrada 1)

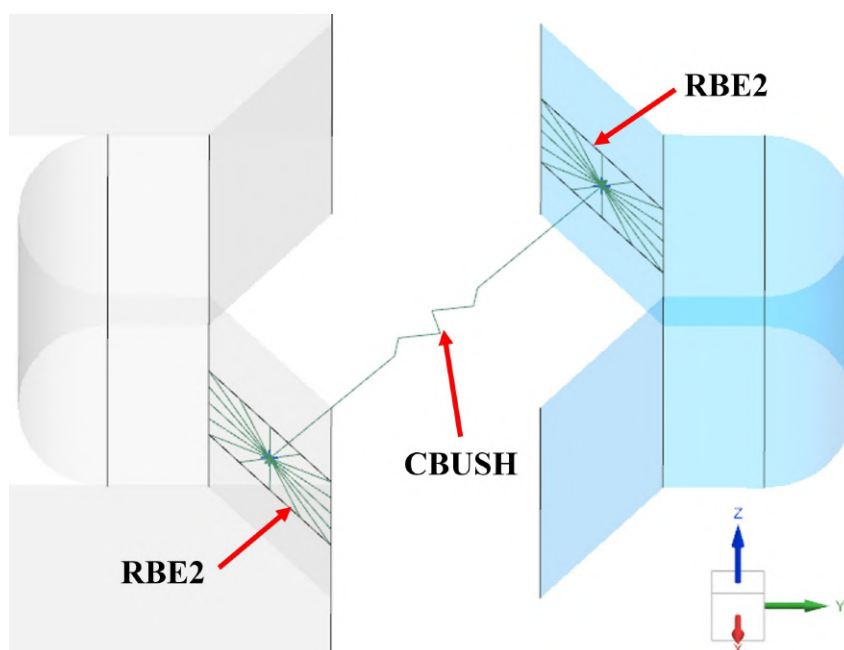
Jako náhrada, u které byl odhadován největší potenciál na korektní popis dynamických vlastností valivých prvků lineárních vedení, byla zvolena náhrada primárně stavějící na využití prvku CBUSH. Řez kolejnicemi lineárního vedení s náhradou 2 válečků je zobrazen na obr. 5.20, kde jsou zřetelné také lokální souřadné systémy. Ty je nutné pro prvek CBUSH definovat, a ke směřům zvoleného souřadného systému se následně vztahují definované tuhosti či tlumení. Lokální souřadné systémy tedy byly nastaveny shodně jako u statické analýzy tuhosti prvků, kdy osa X je totožná s osou X globálního souřadného systému, osa Y odpovídá směru přenosu zatížení a osa Z je na ni kolmá v rovině YZ globálního souřadného systému.

Pro přenos zatížení mezi body, mezi kterými je CBUSH definován, a plochou na kolejnici lineárního vedení, byl zvolen prvek RBE2. Schéma jedné náhrady je včetně popisu znázorněno na obr. 5.21.

Tuhosti prvku CBUSH musí být nastaveny ve všech 6 stupních volnosti. Pro tuhost ve směru osy Y lokálního souřadného systému je tedy dosazena tuhost spočítaná v předchozí části této kapitoly. Tuhosti ve směrech X a Z poté byly odhadnuty na základě informací



Obr. 5.20: Znázornění náhrady 2 válečků do kříže prvky CBUSH včetně příslušných lokálních souřadných systémů.



Obr. 5.21: Schéma náhrady 1) pro jeden váleček.

poskytnutých výrobcem. Ten uvádí tuhost pouze celého lineárního vedení (sestavy kolejnic včetně válečků) a ve směrech odpovídajících globálnímu souřadnému systému. V této návaznosti je údajně tuhost ve směrech Y a Z totožná, a tuhost ve směru osy X potom o 2 řády nižší. Dle těchto tvrzení tedy byly taky nastaveny parametry prvků CBUSH v lokálním souřadném systému, přičemž vzhledem k velmi odlišným výsledkům tuhosti z analytického a numerického řešení byly provedeny analýzy na základě obou těchto výpočtů – náhrada 1) má tedy varianty 1a) a 1b). Hodnoty translačních tuhostí k_X , k_Y , k_Z a rotačních tuhostí k_{RX} , k_{RY} , k_{RZ} použitých v analýzách jsou uvedeny v tab. 5.3. Rotační tuhosti výrobce nezmiňuje a hodnota dosazena v prezentovaných výsledcích analýz je nastavena pouze pro numerickou funkčnost nastavení prvku CBUSH, nicméně byly provedeny analýzy s rotačními tuhostmi až o 3 řády vyššími i nižšími a vliv na výsledky byl zanedbatelný. Je to nejpravděpodobněji způsobeno konfigurací náhrady (pružina na každý váleček), kdy se rotace vzájemně kompenzuje geometricky. Rotační tuhost by zřejmě bylo nutné řešit detailněji při větších zjednodušeních, např. při použití pouze dvou prvků CBUSH na přenášený směr zatížení po délce kolejnice.

Tab. 5.3: Materiálové vlastnosti vybraných materiálů

Náhrada	k_X [N mm ⁻¹]	k_Y [N mm ⁻¹]	k_Z [N mm ⁻¹]	k_{RX} [N mm rad ⁻¹]	k_{RY} [N mm rad ⁻¹]	k_{RZ} [N mm rad ⁻¹]
1 a)	717	71 742	71 742	1	1	1
1 b)	234	23 356	23 356	1	1	1

Náhrada 2)

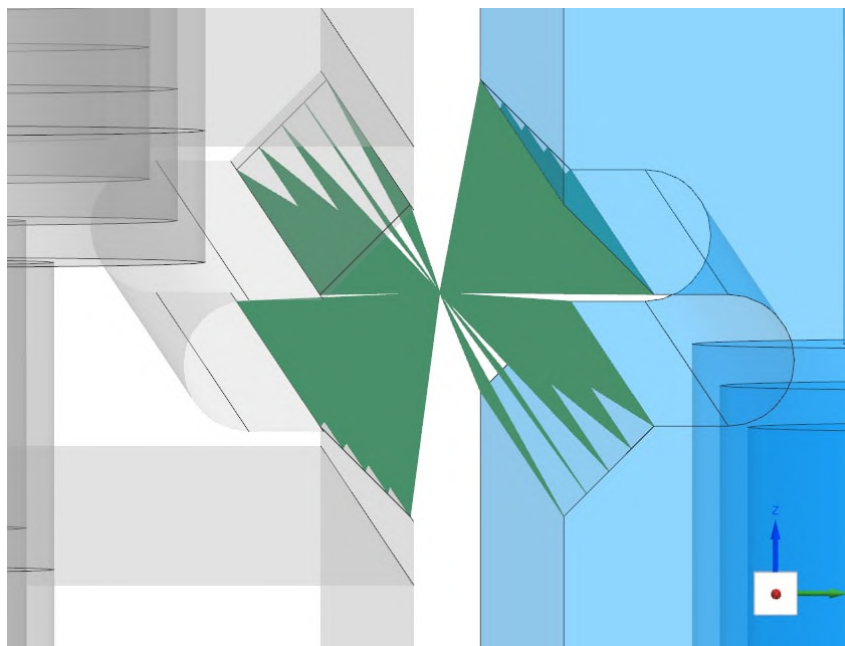
Náhrada 2) je tvořena prvkem CBUSH1D, přičemž geometricky je tedy shodná s náhradou 1) a také jí odpovídají obr. 5.20 a 5.21. Prvek CBUSH1D nicméně definuje tuhost (resp. tlumení) pouze v jednom směru a nevyžaduje definici specifického souřadného systému – ve výchozím nastavení určuje směr přenosu zatížení ze zvolených bodů, což bylo vhodné i pro tento případ. Náhrada má opět 2 varianty, nastavení tuhosti pro obě varianty je potom následující:

- **Náhrada 2 a):** tuhost $k = 71\,742\text{ N mm}^{-1}$.
- **Náhrada 2 b):** tuhost $k = 23\,356\text{ N mm}^{-1}$.

Prvek CBUSH1D podporuje také definici hmotnosti, nastavena byla tedy každému prvku hmotnost 0,153 g, odpovídající hmotnosti jednoho válečku.

Náhrada 3)

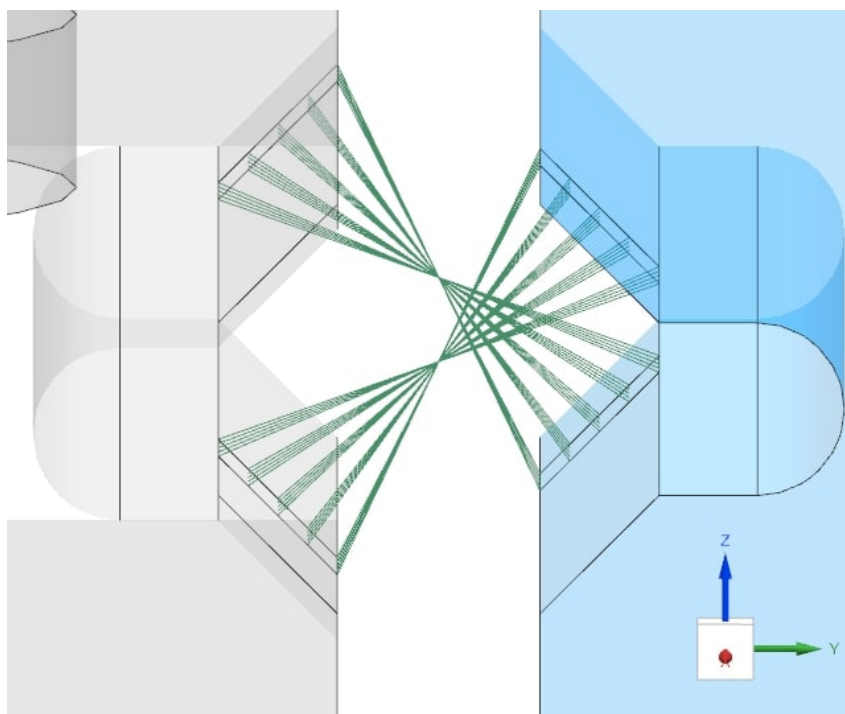
Náhrada 3) představuje referenční model – tato náhrada byla v minulosti používána firmou TFS pro modální analýzy velkých sestav. Nahrazení je poměrně jednoduché, uzly každé kontaktní plochy kolejnic jsou svázány prvkem RBE2 (dohromady tedy 4 prvky RBE2 na jeden pár kolejnic), které mají shodný řídicí bod. Vzhledem k absolutní tuhosti prvku RBE2 je celá tato náhrada velmi tuhá a v analýzách většinou zcela neodpovídala naměřeným odezvám sestav. Náhrada 3) je zobrazena na obr. 5.22.



Obr. 5.22: Model náhrady 3) pro jeden pár kolejnic lineárního vedení.

Náhrada 4)

Náhrada 4) kombinuje předchozí varianty, tedy nahrazuje valivé elementy pouze tuhými prvky RBE2, nicméně tentokrát je nahrazen zvlášť každý element. Na jeden váleček tedy připadají 2 RBE2, spojené společným řídicím uzlem.



Obr. 5.23: Model náhrady 4) pro dva válečky lineárního vedení.

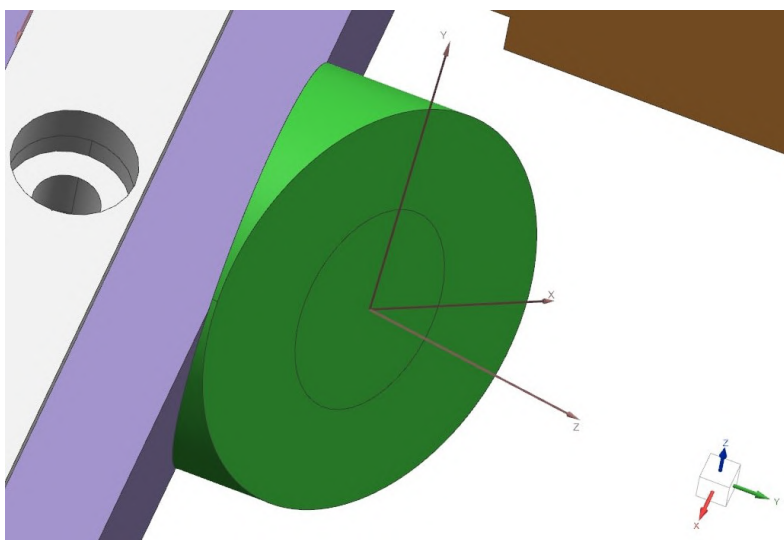
5.3.5 Okrajové podmínky a nastavení analýz

V práci byly prováděny 2 typy dynamických analýz: modální a harmonické. Modální analýzy byly prováděny v základním řešiči pro řešení problému vlastních čísel SOL 103 (angl. popis *Real Eigenvalue Analysis*), harmonické potom v přímém frekvenčním řešiči SOL 108 (angl. popis *Direct Frequency Response Analysis*).

Pro oba typy analýz byly kontakty a předpětí šroubů aplikovány pomocí statického dílčího kroku výpočtu (v *Simcenter Nastran* angl. popis *Static Subcase*, definováno pojmem *STATSUB*). Stav struktury po provedení zatížení předpětím a iniciaci kontaktů odpovídá výchozímu stavu pro výpočet dynamických analýz.

Pro modální analýzu nebyly definovány žádné okrajové podmínky tak, aby nalezené vlastní tvary odpovídaly volnému kmitání.

Buzení v harmonické analýze bylo definováno jako vynucené zrychlení (*Enforced Acceleration Constraint*) o konstantní velikosti 1 m s^{-2} na řídicím uzlu prvku RBE2 příslušného tělesa (viz obr. 5.15), a to ve směru osy Z lokálně definovaného souřadného systému. Osa Z odpovídá normále plochy, na kterou působí buzení vibrátorem. Lokální souřadný systém je zobrazen na obr. 5.24. Rozsah analýzy je definován intervalem frekvencí, odpovídajícím experimentálnímu měření, tedy od 80 do 2000 Hz.



Obr. 5.24: Lokální souřadný systém buzení.

Harmonická analýza vyžaduje také stanovení tlumení. V tomto případě bylo zvoleno tlumení strukturální G (angl. *Structural Damping*), a to na základě výsledků experimentálního měření varianty 2. Vzhledem k poměrně stabilním hodnotám poměru kritického tlumení ζ , zjištěného programem *BK Connect*, bylo pro vstup do analýzy použito průměru hodnot ζ , určených pro jednotlivé vlastní frekvence. Průměr hodnot činí $\bar{\zeta} = 1,56 \%$, což lze pomocí vztahu $G = 2 \cdot \zeta$ převést na hodnotu strukturálního tlumení, použitou v analýze – $G = 2 \cdot \bar{\zeta} = 2 \cdot 1,56 = 3,12 \%$ [33].

5.3.6 Výsledky modálních analýz

Výsledky vlastních frekvencí z modálních analýz pro náhrady 1 a) a 1 b) jsou uvedeny v tab. 5.4, pro náhrady 2 a) a 2 b) v tab. 5.5 a pro náhrady 3 a 4 v tab. 5.6. Prvních 6 vlastních frekvencí odpovídajících volnému pohybu celé sestavy v 6 stupních volnosti byly pominuty (frekvence blízké či rovny 0 Hz). Animace odpovídajících vlastních tvarů pro náhrady 1 a) a 1 b) jsou k dispozici v elektronické příloze.

Tab. 5.4: Vlastní frekvence z modální analýzy – Náhrada 1.

Mód	Náhrada 1 a) Frekvence [Hz]	Náhrada 1 b) Frekvence [Hz]
1	952	543
2	1410	1133
3	1518	1469
4	1605	1495
5	1756	1690

Tab. 5.5: Vlastní frekvence z modální analýzy – Náhrada 2.

Mód	Náhrada 2 a) Frekvence [Hz]	Náhrada 2 b) Frekvence [Hz]
1	129	88
2	742	630
3	996	966
4	1126	1121
5	1247	1222
6	1492	1344
7	1942	1931

Tab. 5.6: Vlastní frekvence z modální analýzy – Náhrada 3 a 4.

Mód	Náhrada 3 Frekvence [Hz]	Náhrada 4 Frekvence [Hz]
1	1655	1525
2	1763	1557
3	1941	1772

Jak je z výsledků zřejmé, náhrady 3 a 4 nebyly schopny u této poměrně malé a tuhé sestavy prakticky vůbec postihnout správné vlastní frekvence. Dalo se očekávat, tyto náhrady nebudou postihovat rezonance od kmitání spojeného s valivými prvky lineárních vedení, nicméně náhrady 3 a 4 nejsou spolehlivé ani ve výpočtu strukturálních vlastních

frekvencí. Hodnoty by sice vzdáleně odpovídaly některým z vyšších vlastních frekvencí z EMA, nicméně po kontrole vlastních tvarů se nezdá být ve výsledcích prakticky žádný průnik. Vzhledem k takto neodpovídajícím výsledkům z modální analýzy nebudou vyhodnoceny harmonické analýzy s využitím těchto náhrad.

Výsledky náhrady 2 se hodnotami vlastních frekvencí zdají být značně lepší a ve zvoleném intervalu bylo nalezeno více vlastních frekvencí, nicméně je zde problém opět v neodpovídajících vlastních tvarech.

Výsledky modální analýzy s využitím náhrady 1 jsou z navržených náhrad nejlepší. Modální analýza sice postihuje jen jednu vlastní frekvenci, spojenou s posuvem od válečků (mód 1, posuv tělesa Y vůči tělesu X ve směru X), kdežto během měření se projevily minimálně 3 vlastní módy tohoto charakteru, nicméně stále je to mnohem lepší než u zbylých variant a nabízí to potenciál dalšího ladění výpočtového modelu.

Zároveň výsledky modální analýzy zdánlivě napovídají, že odhad tuhosti pomocí analytického přístupu je vhodnější. Nicméně do srovnání výsledků z harmonických analýz budou využity obě varianty, aby bylo zřejmé, jaký vliv na odezvu bude mít tlumení. Náhrady 1 a) a 1 b) tedy budou použity také k přímému srovnání výsledku modálních a harmonických analýz v další kapitole.

5.3.7 Výsledky harmonických analýz

Výsledky FRF z harmonických analýz náhrad 1 a) a 1 b) jsou vyneseny do grafů v příloze C podobně, jako tomu bylo u experimentálně naměřených odezev. Data na vertikální ose jsou opět vyneseny v logaritmickém měřítku.

Vybrané průběhy FRF budou také srovnány s výsledky měření v další kapitole.

6 Srovnání výsledků experimentu a analýz

Tato kapitola srovnává výsledky experimentálního měření a dynamických analýz pomocí MKP pro sestavu představené části stolku SEM. Pro dynamické analýzy byly vytvořeny 4 modely náhrad válečkových elementů lineárního vedení, z nichž ale nadějně výsledky vykazuje pouze jedna – náhrada použitím CBUSH prvků. V této kapitole tedy budou srovnány výsledky modálních i harmonických analýz dvou variant této náhrady s výsledky

6.1 Výsledky modálních analýz

V této podkapitole budou shrnuty rozdíly v nalezených vlastních frekvencích pomocí EMA a netlumené modální analýzy MKP. Uvedeny budou také nalezené vlastní tvary modální analýzou včetně komentáře jejich srovnání s vlastními tvary, které z měření poskytl program *BK Connect*.

6.1.1 Srovnání hodnot vlastních frekvencí

V tab. 6.1 jsou přiřazeny odpovídající nalezené vlastní frekvence na základě vlastních tvarů kmitání – čísla módů tedy nemusí odpovídat číslování uvedenému pro jednotlivé výsledky dříve. Srovnávány jsou výsledky měřené varianty 2 a výpočtového modelu s náhradami 1 a) a 1 b) válečků lineárních vedení. Ve sloupcích *Rozdíl* jsou pak v % uvedeny rozdíly hodnot vlastních frekvencí z analýz vůči vlastní frekvenci získané z EMA.

Tab. 6.1: Srovnání hodnot vlastních frekvencí.

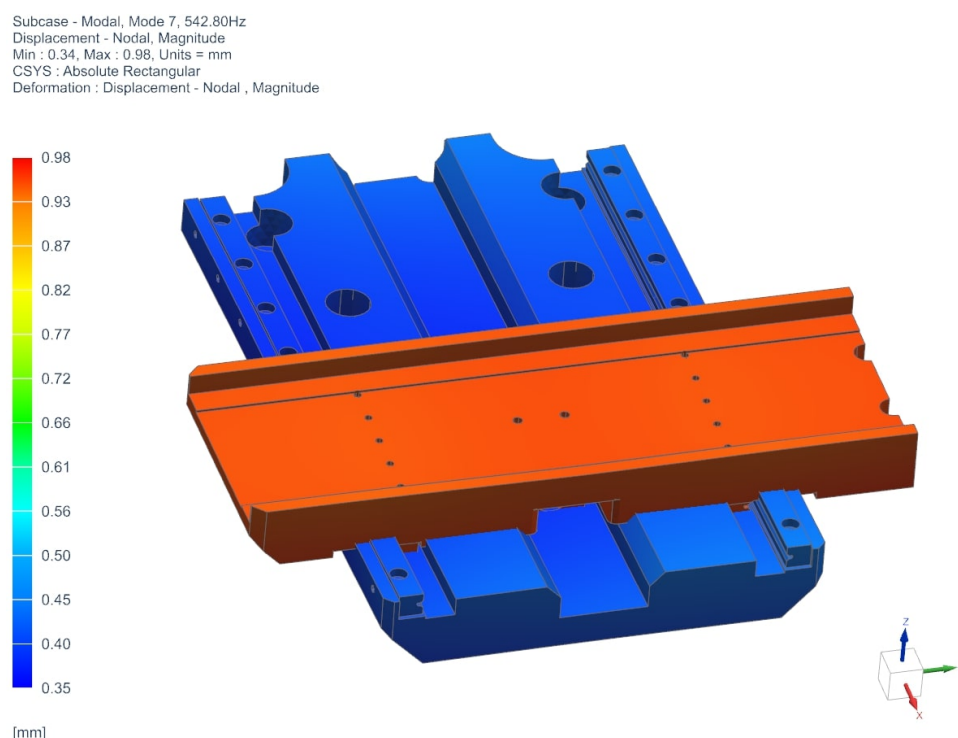
Mód	EMA Frekvence [Hz]	Náhrada 1 a) Frekvence [Hz]	Rozdíl	Náhrada 1 b) Frekvence [Hz]	Rozdíl
1	283	952	+236,4 %	543	+91,9 %
2	549	–	–	–	–
3	729	–	–	–	–
4	1064	1410	+32,5 %	1133	+6,5 %
5	1474	1518	+3,0 %	1469	–0,3 %
6	–	1605	–	1495	
7	–	1756	–	1690	

Jak lze z dat v tab. vidět, problematické stále zůstávají první 3 vlastní frekvence, které se na měřené sestavě projeví. Ačkoliv je rezonance alespoň tvarem zachycena, hodnota vlastní frekvence je i u lepší varianty náhrady 1 b) stále o téměř 92 % nadsazena. Znatelně lepší je to ale ve strukturálních módech, kdy konkrétně módy 4 a 5 uvedené v tab. jsou modelem s náhradou s tuhostí určenou analyticky spočteny s odchylkou +6,5 %, resp. –0,3 %. To představuje již velmi uspokojivou přesnost, která, pokud se potvrdí i v jiných analýzách podobných sestav, bude představovat velmi dobrý základ pro další zpřesňování dynamických analýz struktur, osazených lineárním vedením.

6.1.2 Vlastní tvary z numerické modální analýzy

Vlastní tvary zobrazené v této sekci představují výsledky absolutních deformací z modální analýzy výpočtového modelu s náhradou 1 b). Čísla módů v titulcích jednotlivých obr. jsou uvedena v referenci na tab. 6.1.

Na obr. 6.1 lze vidět první nalezený vlastní tvar modální analýzy, ten zřetelně tvarem odpovídá také prvnímu vlastnímu tvaru z EMA, nicméně hodnota vlastní frekvence neodpovídá. Ta je ale ovlivněna zejména tuhostí prvků CBUSH ve směru osy X, a poměrně jednoduše by tedy mohla být naladěna.



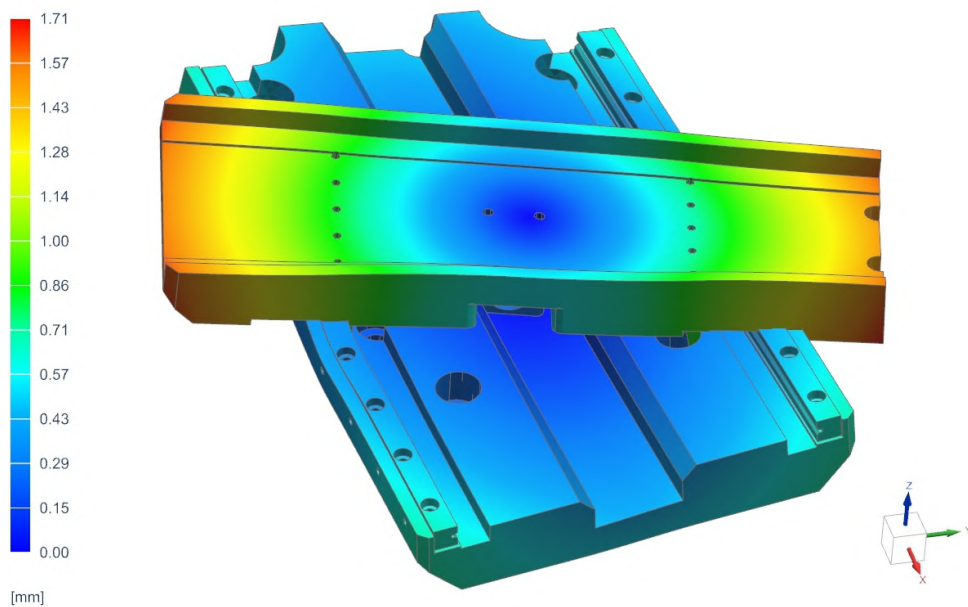
Obr. 6.1: Mód 1 – frekvence 543 Hz – náhrada 1 b).

Módy 2 a 3 z EMA v rámci numerické modální analýzy vůbec nebyly zachyceny. Dalším společným módem je mód 4, znázorněný na obr. 6.2. Z výsledku vlastního tvaru tohoto výpočtu je již více zřetelné, že se nejpravděpodobněji jedná o kombinaci strukturálního tvaru tělesa Y a uvolnění v lineárních vedeních.

Módy 5 a 6, viditelné na obr. 6.3 a 6.4, jsou hodnotou vlastní frekvence poměrně blízko sebe a je těžké identifikovat, který odpovídá vlastnímu tvaru, získanému z EMA. Jak bylo ale poznamenáno již u experimentálního měření, na některých průbězích FRF byly také zřetelné dva vrcholky, je tedy vzhledem k tvarům kmitání možné, že tyto tvary splynuly do jednoho a použitá metoda vyhodnocení modálních parametrů je nebyla schopna rozlišit. Vlastní tvar 5 odpovídá převážně torznímu kmitání tělesa X, vlastní tvar 6 potom hlavně ohybu tělesa Y, ale oba se poměrně překrývají.

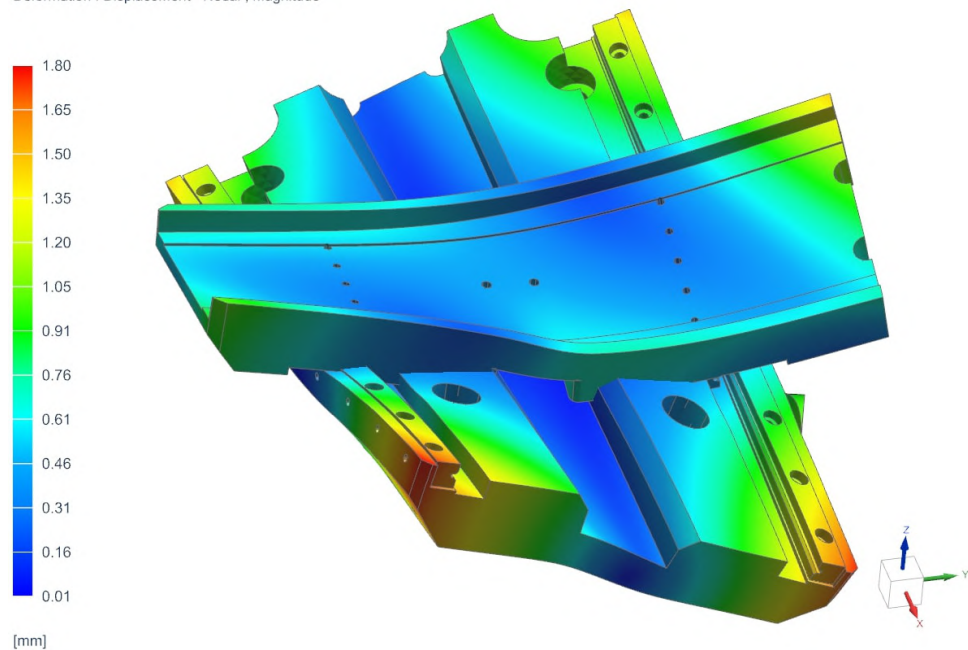
Vlastní tvar na obr. 6.5 se sice neshoduje s žádným vlastním tvarem identifikovaným EMA, ale hodnotou vlastní frekvence odpovídá vrcholům, zřetelným na některých grafech odezvy z EMA – např. z akcelerometru ACC16 ve směru osy Z, viz obr. 4.21. Ty byly komentovány již dříve v kapitole o experimentálním měření. Vzhledem k tomu, že se tato

Subcase - Modal, Mode 8, 1133.08Hz
 Displacement - Nodal, Magnitude
 Min : 0.00, Max : 1.71, Units = mm
 CSYS : Absolute Rectangular
 Deformation : Displacement - Nodal , Magnitude



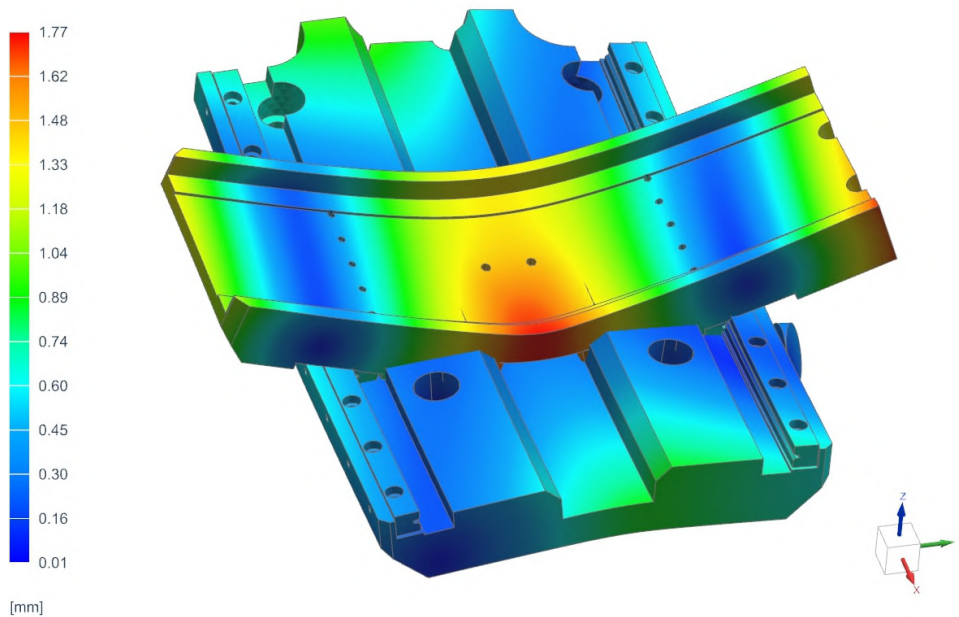
Obr. 6.2: M3d 4 – frekvence 1133 Hz – n3hrada 1 b).

Subcase - Modal, Mode 9, 1468.87Hz
 Displacement - Nodal, Magnitude
 Min : 0.01, Max : 1.80, Units = mm
 CSYS : Absolute Rectangular
 Deformation : Displacement - Nodal , Magnitude



Obr. 6.3: M3d 5 – frekvence 1469 Hz – n3hrada 1 b).

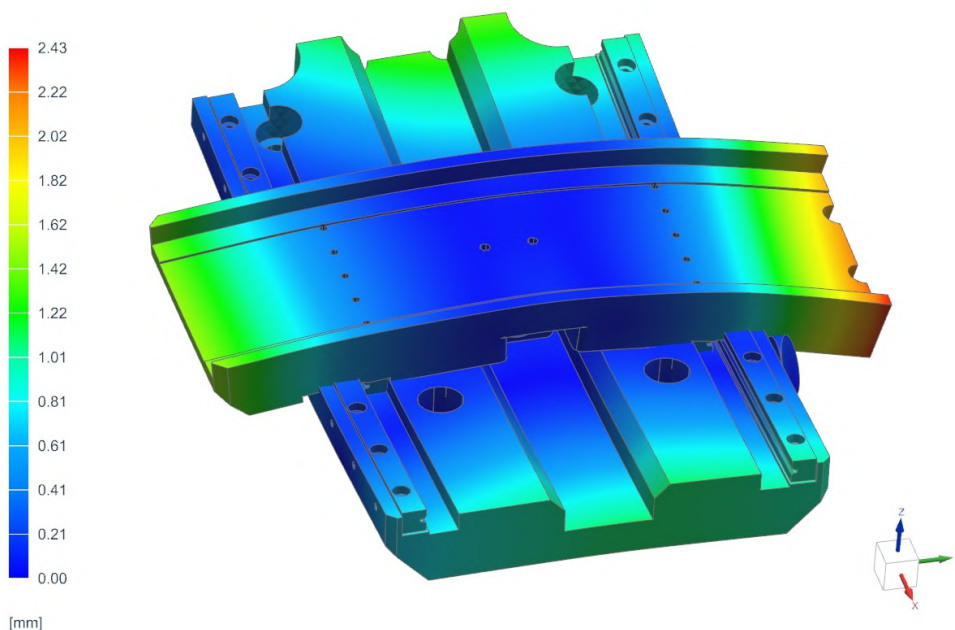
Subcase - Modal, Mode 10, 1494.54Hz
 Displacement - Nodal, Magnitude
 Min : 0.01, Max : 1.79, Units = mm
 CSYS : Absolute Rectangular
 Deformation : Displacement - Nodal, Magnitude



Obr. 6.4: M3d 6 – frekvence 1495 Hz – n3dhrada 1 b).

amplituda projevila pr3dve např. na ACC16 ve směru osy Z a z vlastní3dho tvaru na obr. je zřejmé, že se jedná o ohybový tvar tělesa Y, je pravděpodobné, že vlastní tvar opravdu odpovídá rezonanci vystupující i v měření, která ale nebyla identifikována použitou metodou vyhodnocení modálních parametrů v programu *BK Connect*.

Subcase - Modal, Mode 11, 1689.64Hz
 Displacement - Nodal, Magnitude
 Min : 0.00, Max : 2.43, Units = mm
 CSYS : Absolute Rectangular
 Deformation : Displacement - Nodal, Magnitude

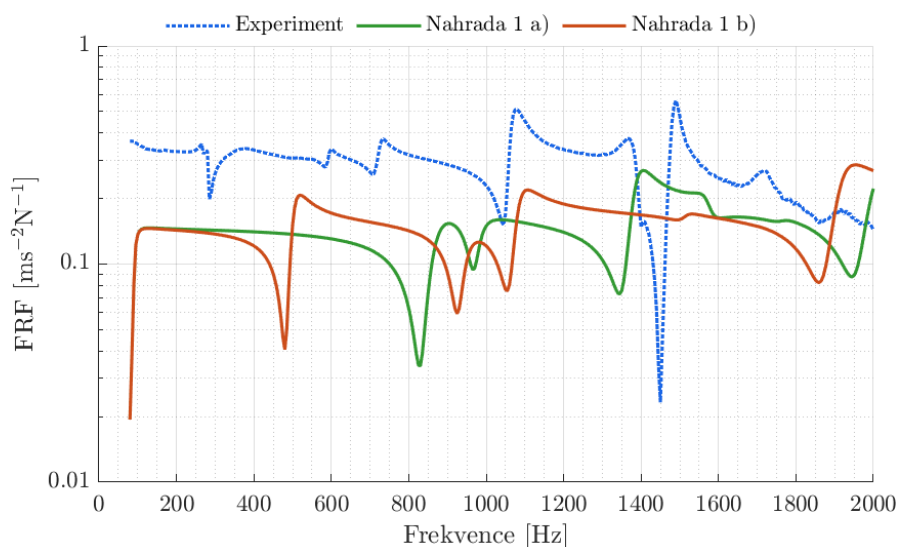


Obr. 6.5: M3d 7 – frekvence 1690 Hz – n3dhrada 1 b).

6.2 Výsledky harmonických analýz

Poslední sekce srovnávání výsledků vykreslí rozdíly mezi naměřenými odezvami během experimentu a odezvami z harmonických numerických analýz. Pro vyhodnocení je využito závislosti FRF na frekvenci, kde vertikální osa je v logaritmickém měřítku.

Na obr. 6.6 je vykreslena FRF ve směru osy Z v místě ACC01. Jak je z grafu zřejmé, průběhu analýz obou náhrad jsou poměrně podobné. U obou se první vrcholek objevuje okolo 185 Hz, který zdánlivě připomíná první rezonanci z měření na frekvenci 283 Hz. Dále je odezva ve srovnání s měřenou prakticky značně zatlumená až do okolí 1000 Hz, kde se analýza začíná odezvou blížit výsledkům měření. Frekvenčně je poměrně dobrý popis také 2 antirezonancí na úrovních okolo 800 Hz a 1000 Hz, zároveň výsledek z modelu s náhradou 1 b) trefuje velmi přesně vrcholky měření v oblastech okolo 1080 Hz, 1520 Hz a 1910 Hz.

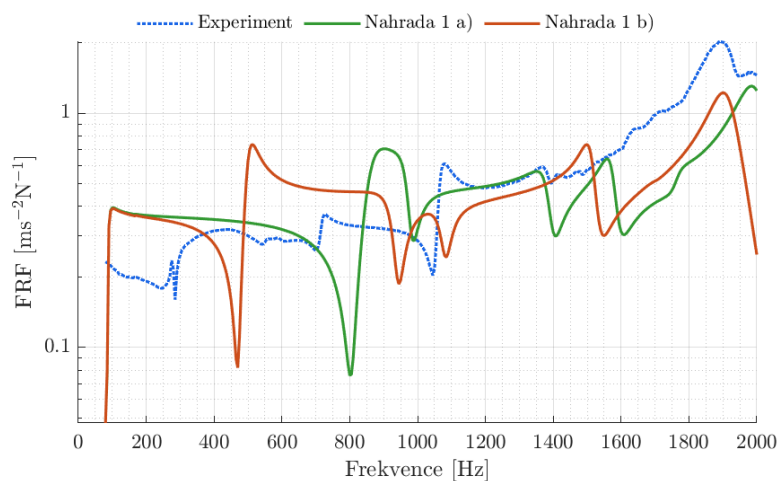


Obr. 6.6: Srovnání výsledků FRF z experimentu a analýz – ACC01, směr Z.

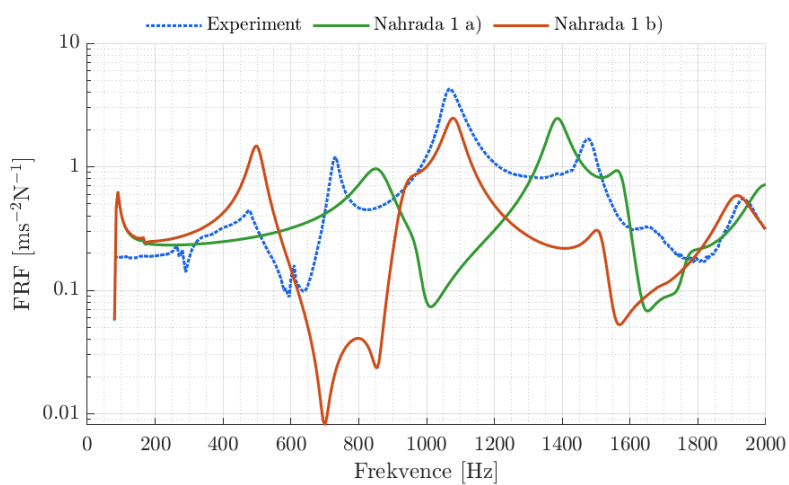
Graf na obr. 6.7 vykresluje odezvu v místě ACC04 a směru osy Y. FRF opět vykazuje poměrně věrohodný popis amplitud odezev, zejména v druhé polovině intervalu frekvencí, ačkoliv vrcholky jednotlivých rezonancí se tentokrát s měřením velmi neshodují.

Odezvy na tělese Y jsou o něco zajímavější, např. graf na obr. 6.8 vykresluje odezvu na lokaci akcelerometru ACC13 ve směru osy X. Tentokrát je opět přesnější odezva modelu s náhradou 1 b), velmi dobře jsou popsány zejména lokální maxima na 490 Hz, 1060 Hz a 1910 Hz. Zajímavým jevem je výskyt antirezonance přesně v lokaci vrcholku na měřené odezvě mezi 700 až 750 Hz.

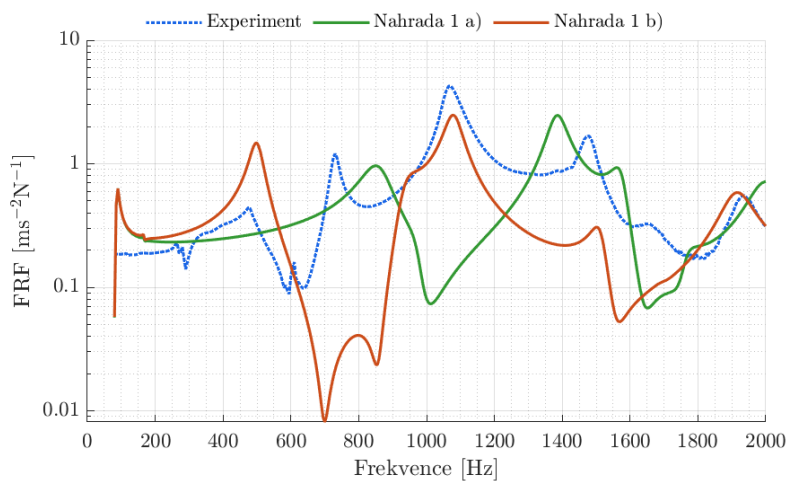
Podobných charakteristik si lze povšimnout také na grafech odezev ACC14 ve směru Y (viz obr. 6.9), ACC15 ve směru Y (viz obr. 6.10) či ACC16 ve směru Z (6.11), které všechny věrně popisují jak úroveň amplitudy FRF, tak často i samotné lokální maxima.



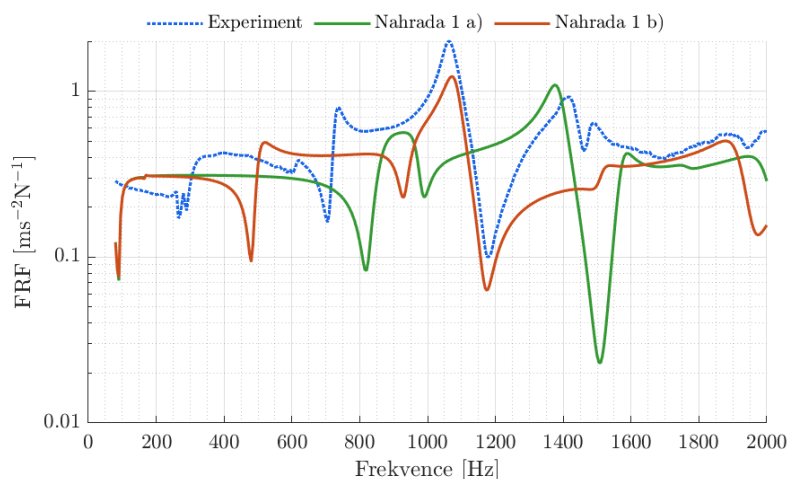
Obr. 6.7: Srovnání výsledků FRF z experimentu a analýz – ACC04, směr Y.



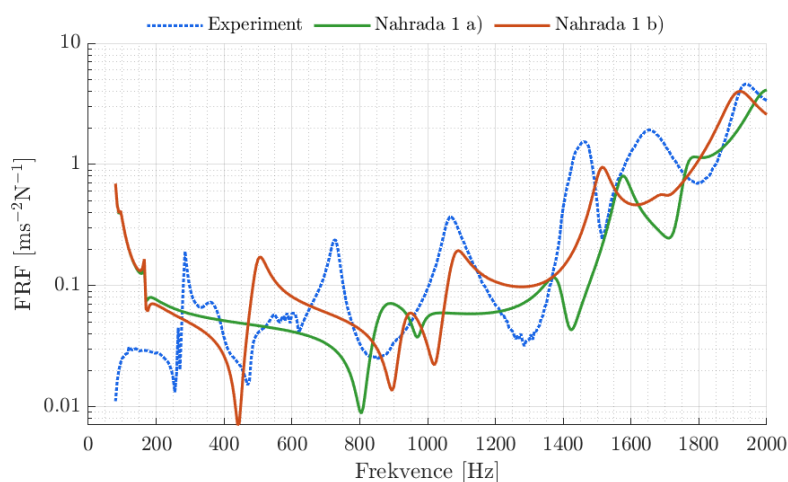
Obr. 6.8: Srovnání výsledků FRF z experimentu a analýz – ACC13, směr X.



Obr. 6.9: Srovnání výsledků FRF z experimentu a analýz – ACC14, směr X.



Obr. 6.10: Srovnání výsledků FRF z experimentu a analýz – ACC15, směr Y.



Obr. 6.11: Srovnání výsledků FRF z experimentu a analýz – ACC16, směr Z.

6.3 Shrnutí srovnání a diskuze nad výsledky

Na základě srovnání výsledků modálních i harmonických analýz byla nalezena vhodná náhrada valivých částí lineárního vedení. Konkrétně se jedná o náhradu pružinovým prvkem CBUSH, dostupným v *Simcenter Nastran*. Pro určení tuhosti, dosažených do nastavení tohoto prvku, lze jako vhodnější postup doporučit analytický výpočet pomocí vztahů pro Hertzovy kontaktní tlaky. Příp. lze tuto spočítanou tuhost brát jako výchozí bod pro další optimalizaci této náhrady ve smyslu přesnosti výsledků.

Nelineární kontaktní analýzy bezpochyby mohou přinést další vhled do chování těchto prvků a lepší pochopení přenosu zatížení sestavou, nicméně postupem uvedeným v této práci nebylo dosaženo žádných praktických přínosů.

Nezpochybnitelnou výhodou identifikované náhrady je také úspora výpočtového času oproti referenční náhradě 3. Úspora je zřetelná zejména u harmonické analýzy. Např. harmonická analýza modelu s náhradou 3 potřebovala 343 min výpočtového času, s náhradou 4 již pouze 191 min, a s náhradou 1 b) byl potřebný čas k získání výsledků 160 min – to znamená úsporu 53 % oproti referenci.

Závěr

Tato diplomová práce se zabývá problematikou výpočtového modelování křížových válečkových lineárních vedení, která tvoří klíčovou část manipulačních stolků elektronových mikroskopů. Cílem práce bylo navrhnout zjednodušený model vedení, který by byl snadno použitelný v rámci rozsáhlých výpočtových sestav a zároveň zachoval dynamické vlastnosti rozhraní, zejména pro aplikaci v modálních a harmonických analýzách. V rámci řešení byla provedena rešerše existujících přístupů k modelování lineárních vedení, experimentální modální analýza reálné sestavy a návrh několika náhrad lineárního vedení, jejichž výsledky byly porovnány s experimentem.

Nejpřesnějších výsledků bylo dosaženo při použití náhrady pomocí pružinového prvku CBUSH dostupného ve výpočetním softwaru *Simcenter Nastran*, s tuhostí určenou na základě analytického výpočtu podle Hertzovy teorie kontaktních tlaků. Tato náhrada umožňuje spolehlivě zachytit strukturální vlastní tvary ve vyšších frekvencích, a v omezené míře také rezonanční frekvence pocházející od pohybu na lineárních vedeních. Tato oblast nadále ponechává prostor na zlepšení a závěrem práce jsou také doporučení pro další vývoj této náhrady, nicméně ve srovnání s referenčním modelem náhrady, používaným ve firmě TFS v minulosti, představuje zvolená náhrada výrazné zlepšení.

V rámci experimentální části byl rovněž potvrzen významný vliv předpětí stavěcích šroubů lineárního vedení na výsledné dynamické chování. Změna momentu dotažení z 15 N cm na 25 N cm vedla k výraznému posunu hodnot vlastních frekvencí a kompletní změně dynamických vlastností v některých frekvenčních oblastech. Pro budoucí návrhy by tedy mohlo být vhodné se touto problematikou také zabývat a pokusit se detailněji poznat závislost předpětí lineárního vedení a dynamických charakteristik sestavy, ve které se toto vedení nachází. Zároveň může být prozkoumán vliv použití náhrad šroubových spojů a samotné modelování předpětí pro účely těchto analýz.

Z hlediska dalšího rozvoje tématu by bylo možné navázat výzkumem náhrad pro jiné typy lineárních vedení, zahrnutím nelineárních jevů a využitím modifikované náhrady s frekvenčně závislými parametry, případně zvažovat použití metody strojového učení pro predikci tuhostních (případně i tlumících) parametrů na základě geometrie a zatížení.

Celkově lze konstatovat, že cíle práce byly splněny a výstupy této diplomové práce mohou mít přímý a praktický přínos pro zefektivnění návrhového procesu sestav, zahrnujících lineární vedení. Zároveň práce poskytuje pevný základ pro další výzkum v této oblasti a nabízí prostor pro optimalizaci a rozvoj navržené náhrady lineárního vedení.

Literatura

- [1] SOUBUSTA, Jan. *Elektronová mikroskopie transmisní a rastrovací*. Online. Společná laboratoř optiky. [2004]. Dostupné z: https://jointlab.upol.cz/soubusta/OSYS/El_mikr/El_mikr.html. [cit. 2025-03-02].
- [2] REICHL, Jaroslav. *Skenovací elektronový mikroskop*. Online. Encyklopedie fyziky. 2019. Dostupné z: <http://fyzika.jreichl.com/main.article/view/1675-skenovaci-elektronovy-mikroskop>. [cit. 2025-03-02].
- [3] GÄRTNEROVÁ, Viera a JÄGER, Aleš. *Elektronovým mikroskopem do nitra materiálů aneb jak vypadá jejich struktura*. Online. In: Fyzikální ústav Akademie věd České republiky. 9/8/2017. Dostupné z: <https://www.fzu.cz/en/news/elektronovym-mikroskopem-do-nitra-materialu-aneb-jak-vypada-jejich-struktura>. [cit. 2025-03-15].
- [4] THERMO FISHER SCIENTIFIC INC. *Helios 5 DualBeam*. Online. Thermo Fisher Scientific. C2006-2025. Dostupné z: <https://www.thermofisher.com/cz/en/home/electron-microscopy/products/dualbeam-fib-sem-microscopes/helios-5-dualbeam.html>. [cit. 2025-03-15].
- [5] JÄGER, Aleš. *Mikroobrábění fokusovaným iontovým svazkem*. Online. In: Fyzikální ústav Akademie věd České republiky. 2017. Dostupné z: <https://www.fzu.cz/aktuality/mikroobrabeni-fokusovany-m-iontovym-svazkem>. [cit. 2025-03-26].
- [6] S. SIDHU, Mehra a DHINGRA, Nitish. Ablation of Materials Using Femtosecond Lasers and Electron Beams. Online. In: WADI HARUN, Sulaiman (ed.). *Terahertz, Ultrafast Lasers and Their Medical and Industrial Applications*. IntechOpen, 2022. ISBN 978-1-80356-263-6. Dostupné z: <https://doi.org/10.5772/intechopen.106198>. [cit. 2025-03-15].
- [7] ECHLIN, McLean P.; STRAW, Marcus; RANDOLPH, Steven; FILEVICH, Jorge a POLLOCK, Tresa M. The TriBeam system: Femtosecond laser ablation in situ SEM. Online. *Materials Characterization*. 2015, roč. 100, s. 1-12. ISSN 10445803. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.matchar.2014.10.023>. [cit. 2025-03-15].
- [8] THERMO FISHER SCIENTIFIC INC. *FIB-SEM and Laser Ablation*. Online. Thermo Fisher Scientific. C2006-2025. Dostupné z: <https://www.thermofisher.com/cz/en/home/electron-microscopy/products/dualbeam-fib-sem-microscopes/fib-sem-laser-ablation.html>. [cit. 2025-03-15].
- [9] FIEDLER, Kevin R; OLSZTA, Matthew J; YANO, Kayla H; DOTY, Christina; HOPKINS, Derek et al. Evaluating Stage Motion for Automated Electron Microscopy. Online. *Microscopy and Microanalysis*. 2023, roč. 29, č. 6, s. 1931-1939. ISSN 1431-9276. Dostupné z: <https://doi.org/10.1093/micmic/ozad108>. [cit. 2025-04-01].

- [10] KOUŘIL, Roman. *Rastrovací elektronová mikroskopie*. Online. In: UNIVERZITA PALACKÉHO V OLOMOUCI. Přírodovědecká fakulta. 12/11/2024. Dostupné z: https://www.prf.upol.cz/files/PrF/katedry/kbf/materialy/MRSA_-07-SEM-konstrukce-priprava_vzorku.pdf. [cit. 2025-04-02].
- [11] 王, 伟才. 绿色为底, 能源高地壮丽画卷徐徐展-. Online. In: 青海新闻网(qhnews). 2025. Dostupné z: <http://www.qhnews.com/newscenter/system/2025/03/26/030371311.shtml>. [cit. 2025-04-16].
- [12] HAMANN, Gernot. *Electron Microscopy: Nonmagnetic Drives and Stages for Vacuum*. Online. In: PI (PHYSIK INSTRUMENTE) L.P. PI. Dostupné z: <https://www.pi-usa.us/en/tech-blog/electron-microscopy-nonmagnetic-drives-and-stages-for-vacuum>. [cit. 2025-04-27].
- [13] *Electron Microscope Vibration: An Increasing Issue in Today-s Laboratories*. Online. In: VEC. 2020. Dostupné z: <https://www.vibeng.com/blogs-and-case-studies/electron-microscope-vibration/>. [cit. 2025-04-26].
- [14] *Active vs. Passive Vibration Isolation*. Online. In: VEC. 2020. Dostupné z: <https://www.vibeng.com/blogs-and-case-studies/active-vs-passive-vibration-isolation/>. [cit. 2025-04-26].
- [15] SHIN, Yun-Ho; MOON, Seok-Jun; KIM, Yong-Ju a OH, Ki-Yong. Vibration Control of Scanning Electron Microscopes with Experimental Approaches for Performance Enhancement. Online. *Sensors*. 2020, roč. 20, č. 8. ISSN 1424-8220. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/s20082277>. [cit. 2025-05-09].
- [16] JUNG, Kwang Oh; KIM, Seung Jae a KIM, Dong Hwan. An approach to reducing the distortion caused by vibration in scanning electron microscope images. Online. *Nuclear Instruments and Methods in Physics Research Section A: Accelerators, Spectrometers, Detectors and Associated Equipment*. 2012, roč. 676, s. 5-17. ISSN 01689002. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.nima.2012.01.061>. [cit. 2025-04-27].
- [17] *Cross roller guideways with roller cages*. Online. SCHNEEBERGER. c2025. Dostupné z: <https://www.schneeberger.com/en/products/linear-bearings-linear-roller-guideways/cage-guideways-with-limited-stroke/cross-roller-guideways-with-roller-cages/>. [cit. 2025-04-29].
- [18] *What is a Linear Motion Guide?* Online. In: Technico. 2020. Dostupné z: <https://technico.com/blog/what-is-a-linear-motion-guide?srsltid=AfmB0op9ZA61yHtf56vY5AKWcahK6M0kTH8JQqvpfHWLjoT5rCAI10fG>. [cit. 2025-04-29].
- [19] *Linear guides, overview and applications of use*. Online. In: PM. Dostupné z: <https://www.pm.nl/en/resources/learning-center/linear-guides-slide-way>. [cit. 2025-04-29].

- [20] *RSD Size 2 Bearing Sets*. Online. In: TPA Motion. 2025. Dostupné z: <https://tpamotion.com/product/rsd-size-2-bearing-sets/>. [cit. 2025-04-29].
- [21] WEI, Jiayong; LI, Cancan a MA, Yali. Finite element model for static characteristic analysis of rolling linear guide. Online. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2022, roč. 236, č. 3, s. 1721-1732. ISSN 0954-4062. Dostupné z: <https://doi.org/10.1177/09544062211021443>. [cit. 2024-10-15].
- [22] SUN, Wei; KONG, Xiangxi a WANG, Bo. Precise finite element modeling and analysis of dynamics of linear rolling guideway on supporting direction. *Journal of Vibroengineering*. 2013, roč. 15, č. 3, s. 1330-1340. ISSN 1392-8716.
- [23] DADALAU, A.; GROH, K.; REUSS, M. a VERL, A. Modeling linear guide systems with CoFEM: equivalent models for rolling contact. Online. *Production Engineering*. 2012, roč. 6, č. 1, s. 39-46. ISSN 0944-6524. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s11740-011-0349-3>. [cit. 2025-05-03].
- [24] JENSEN, Adrian a ANDERSON, Nathan. *NX Nastran Connection Elements (RBE2, RBE3 and CBUSH) and How Amazingly Useful They Are For FEA Modeling*. Online. In: Predictive Engineering. 3/10/2015. Dostupné z: https://www.predictiveengineering.com/sites/default/files/predictive_engineering_white_paper_on_nx_nastran_connection_elements_rbe2_rbe3_and_cbush_rev-1.pdf. [cit. 2024-10-15].
- [25] *Celas,cbush*. Online. SDTOOLS. SDT-base. C1991-2024. Dostupné z: <https://www.sdtools.com/help/celas.html>. [cit. 2025-05-09].
- [26] COBURN, Todd. *Finite Element Analysis: L-21 NASTRAN Gap Elements (FEA)*. Online. In: Youtube. 2021. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=9hYtC4CLWqU&>. [cit. 2025-05-10].
- [27] ADOLFSSON, Erik. *Simplified finite element bearing modeling: with NX Nastran*. Independent thesis Basic level. Lagerhyddsvägen 1, 752 37 Uppsala: Uppsala universitet, Teknisk- naturvetenskaplig fakultet UTH-enheten, Institutionen för teknikvetenskaper, Tillämpad mekanik, 2015.
- [28] CHANG, Jyh-Cheng; HUNG, Jui-Pin a YAU, Her-Terng. Analytical and Finite Element Modeling of the Dynamic Characteristics of a Linear Feeding Stage with Different Arrangements of Rolling Guides. Online. *Mathematical Problems in Engineering*. 2014, roč. 2014, č. 1. ISSN 1024-123X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1155/2014/454156>. [cit. 2024-10-15].
- [29] MARTÍN, Iñigo; AGUIRREBEITIA, Josu; HERAS, Iker a ABASOLO, Mikel. Efficient Finite Element modelling of crossed roller wire race slewing bearings. Online. *Tribology International*. 2021, roč. 161. ISSN 0301679X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107098>. [cit. 2024-02-23].

- [30] JIRÁK, Luboš. *Přeladitelný model dynamických vlastností stroje*. Diplomová práce. Horská 3, 128 00 Praha 2 — Albertov: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení, 2020.
- [31] QIN, Yi; LI, Chengcheng; CAO, Folin a CHEN, Haizhou. A fault dynamic model of high-speed angular contact ball bearings. Online. *Mechanism and Machine Theory*. 2020, roč. 143. ISSN 0094114X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2019.103627>. [cit. 2025-05-12].
- [32] XI, Songtao; CAO, Hongrui; CHEN, Xuefeng a NIU, Linkai. A Dynamic Modeling Approach for Spindle Bearing System Supported by Both Angular Contact Ball Bearing and Floating Displacement Bearing. Online. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. 2018, roč. 140, č. 2. ISSN 1087-1357. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/1.4038687>. [cit. 2025-05-12].
- [33] HOTTINGER BRÜEL & KJAER. *Introduction to Modal Testing and Analysis*. PDF. 2022. Dokument byl poskytnut firmou Thermo Fisher Scientific Brno.
- [34] GANDE, Svend; HERLUFSEN, Henrik a KONSTANTIN-HANSEN, Hans. *How to Determine the Modal Parameters of Simple Structures*. PDF. 1999. Dokument byl poskytnut firmou Thermo Fisher Scientific Brno.
- [35] BRÜEL & KJÆR SOUND & VIBRATION MEASUREMENT A/S. *Tri-axial CCLD Accelerometer Types 4535-B, 4535-B-001 and 4535-B-003: General-purpose Accelerometers with TEDS*. Online, PDF. 2020. Dostupné také z: <https://media.hbkworld.com/m/e504dc135be39b12/original/Triaxial-CCLD-Accelerometer-Types-4535-B-4535-B-001-and-4535-B-003.pdf>.
- [36] *Multistep SOL 401/402*. Online. In: Femto engineering. 2021. Dostupné z: <https://www.femto.eu/multistep-sol-401-402/>. [cit. 2025-05-21].
- [37] *NX Nastran SOL 402 versus SOL 601: Hyperelasticity*. Online. In: SIEMENS. Siemens Digital Industries Software. 2019. Dostupné z: <https://community.sw.siemens.com/s/question/0D540000061xndsSAA/nx-nastran-sol-402-versus-sol-601-hyperelasticity>. [cit. 2025-05-21].
- [38] SCHNEEBERGER. *LINEAR BEARINGS and Recirculating Units: Product catalog*. PDF. 2024. Dostupné také z: https://www.schneeberger.com/fileadmin/documents/downloadcenter/01_product_catalogues_company_brochures/01_Linear_and_profiled_guideways/03_Linear_bearings_and_recirculating_units/Linearbearings_-_Product_catalogue_EN.pdf. [cit. 2025-02-12]
- [39] SIEMENS. *Simcenter Nastran Multi-Step Nonlinear User's Guide (SOL 401 and SOL 402): Simcenter Nastran 2412 Series*. Online. SIEMENS. Siemens Digital Industries Software: Support Center. Dostupné z: https://docs.sw.siemens.com/en-US/doc/289054037/PL20240507092465854.multi_step_nonlinear.pdf?dest=M8.newlink.xid1201101. [cit. 2025-02-12].

- [40] FESPERMAN, Ronnie. *Hertzian Contact: Cylinder Between Two Flats*. Online. Precision Mindset. 2017. Dostupné z: <https://precisionmindsetllc.com/Calculators/HertzianContact/cylinder-between-two-flats.html>. [cit. 2025-04-17].
- [41] *Bolt Torque Calculator: Loads & Preloads Data and Calculator*. Online. The Engineering ToolBox. 2018. Dostupné z: https://www.engineeringtoolbox.com/bolt-torque-load-calculator-d_2065.html. [cit. 2025-04-21].

Seznam zkratek

BSE	zpětně odražené elektrony - z angl. <i>backscattered electrons</i>
EDS	energieově disperzní spektrometrie
EMA	experimentální modální analýza
FIB	fokusuovaný iontový svazek - z angl. <i>focused ion beam</i>
FFT	rychlá Fourierova transformace - z angl. <i>fast Fourier transform</i>
FRF	frekvenční přenosová funkce - z angl. <i>Frequency Response Function</i>
HBK	Hottinger Brüel & Kjær
MIMO	více vstupů, více výstupů - z angl. <i>Multiple Input, Multiple Output</i>
MISO	více vstupů, jeden výstup - z angl. <i>Multiple Input, Single Output</i>
MKP	metoda konečných prvků
RTG	rentgen
SE	sekundární elektrony
SEM	skenovací elektronový mikroskop
SIMO	jeden vstup, více výstupů - z angl. <i>Single Input, Multiple Output</i>
SISO	jeden vstup, jeden výstup - z angl. <i>Single Input, Single Output</i>
TEM	transmisní elektronový mikroskop
TFS	Thermo Fisher Scientific

Seznam obrázků

2.1	Základní schéma fungování SEM [2].	13
2.2	Schéma záření ve dvousvazkovém mikroskopu [5].	14
2.3	Porovnání principu SEM a TEM stolku – upraveno z [9].	15
2.4	Konstrukce stolku SEM s vyznačenými osami pohybu – upraveno z [11]. . .	16
3.1	Křížové válečkové lineární vedení od výrobce PM – upraveno z [20].	19
3.2	Nahrazení valivých prvků dokonale tuhými tělesy a ekvivalentního modulu pružnosti, a) model původní, b) s použitím náhrady – upraveno z [23]. . . .	22
3.3	Řez lineárním vedením s detailem na okolí jedné kuličky- upraveno z [28]. .	22
3.4	Navržená náhrada kuličky lineárního vedení [28].	23
3.5	a) Řez modelem ložiska, b) detail sítě referenčního i detailního MKP modelu – upraveno z [29].	23
3.6	Náhrada valivé části pomocí a) MATRIX27, b) COMBIN39 prvku [29]. . .	23
3.7	Náhrada kuličky lineárního vedení pomocí a) jedné pružiny, b) dvou pružin a hmotného bodu – upraveno z [22].	24
3.8	Schématický náskres pružinových náhrad a) po délce, b) v řezu lineárního vedení – upraveno z [22].	24
4.1	Schéma přenosové funkce mezi vstupem a výstupem [33].	27
4.2	Schéma zpracování naměřených dat v programu <i>BK Connect</i> – upraveno z [33].	28
4.3	a) 3D model celé sestavy poskytnuté firmou, b) měřená část sestavy. . . .	31
4.4	3D model měřené sestavy včetně popisu těles.	31
4.5	Měřená sestava a) bez závaží, b) se závažím přilepeným k tělesu Y.	32
4.6	Kompletní měřicí sestava s popisem zařízení 1, 3 a 6 měřícího řetězce. . . .	34
4.7	Měřená sestava s popisem zařízení 2, 4 a 5 měřícího řetězce.	34
4.8	Číslování akcelerometrů pro měření na tělese X – ACC01 až ACC06.	35
4.9	Číslování akcelerometrů pro měření na tělese Y – ACC11 až ACC16.	35
4.10	Sít akcelerometrů, vytvořena v programu <i>BK Connect</i>	36
4.11	Odchylka směru buzení vůči rovinám a) YZ a b) XY globálního souřadného systému v místě buzení.	36
4.12	Vlastní tvar č. 1 – frekvence 283 Hz – varianta 3.	39
4.13	Vlastní tvar č. 2 – frekvence 547 Hz – varianta 3.	39
4.14	Vlastní tvar č. 3 – frekvence 726 Hz – varianta 3.	40
4.15	Vlastní tvar č. 4 – frekvence 908 Hz – varianta 3.	40
4.16	Vlastní tvar č. 5 – frekvence 1079 Hz – varianta 3.	41
4.17	Vlastní tvar č. 6 – frekvence 1489 Hz – varianta 3.	41
4.18	Srovnání FRF mezi jednotlivými variantami – ACC01, směr Y.	42
4.19	Srovnání FRF mezi jednotlivými variantami – ACC01, směr Z.	42
4.20	Srovnání FRF mezi jednotlivými variantami – ACC15, směr X.	43
4.21	Srovnání FRF mezi jednotlivými variantami – ACC16, směr Z.	43
5.1	3D model poskytnuté sestavy s popisem materiálů jednotlivých těles. . . .	46
5.2	Lokální model pro zjištění tuhosti válečků.	46
5.3	Sít konečných prvků lokálního modelu.	47

5.4	Detail sítě a) válečku, b) v okolí kontaktní plochy kolejnice.	47
5.5	Příklad kontaktních oblastí jednoho kontaktu na a) válečku, b) kolejnici. . .	48
5.6	Okrajové podmínky lokálního výpočtového modelu.	50
5.7	Lokální souřadné systémy.	51
5.8	Rozklad sil na kontaktu válečku s kolejnicí.	53
5.9	Kontaktní tlak na válečku, nižší předpětí stavěcích šroubů.	53
5.10	Kontaktní tlak na válečku, vyšší předpětí stavěcích šroubů.	54
5.11	Skupiny uzlů liniového kontaktu válečku s kolejnicí.	54
5.12	Sít konečných prvků na výpočtovém modelu pro dynamické analýzy.	57
5.13	Detail na sít konečných prvků na kolejnici lineárního vedení.	58
5.14	Plošky pro definici náhrad lineárních vedení na jedné z vodících ploch vnější kolejnice.	58
5.15	RBE2 prvek pro přenos buzení.	59
5.16	Kombinace prvků RBE3 a CONM2, které nahrazují akcelerometry ve vý- počtovém modelu.	59
5.17	Kombinace dvou RBE2 prvků a prvku CBEAM jako náhrada šroubového spoje.	60
5.18	Kontaktní plochy třecích kontaktů ve výpočtovém modelu.	61
5.19	Kontaktní plochy pro kontakt <i>Face Gluing</i>	62
5.20	Znázornění náhrady 2 válečků do kříže prvky CBUSH včetně příslušných lokálních souřadných systémů.	63
5.21	Schéma náhrady 1) pro jeden váleček.	63
5.22	Model náhrady 3) pro jeden pár kolejnic lineárního vedení.	65
5.23	Model náhrady 4) pro dva válečky lineárního vedení.	65
5.24	Lokální souřadný systém buzení.	66
6.1	Mód 1 – frekvence 543 Hz – náhrada 1 b).	70
6.2	Mód 4 – frekvence 1133 Hz – náhrada 1 b).	71
6.3	Mód 5 – frekvence 1469 Hz – náhrada 1 b).	71
6.4	Mód 6 – frekvence 1495 Hz – náhrada 1 b).	72
6.5	Mód 7 – frekvence 1690 Hz – náhrada 1 b).	72
6.6	Srovnání výsledků FRF z experimentu a analýz – ACC01, směr Z.	73
6.7	Srovnání výsledků FRF z experimentu a analýz – ACC04, směr Y.	74
6.8	Srovnání výsledků FRF z experimentu a analýz – ACC13, směr X.	74
6.9	Srovnání výsledků FRF z experimentu a analýz – ACC14, směr X.	74
6.10	Srovnání výsledků FRF z experimentu a analýz – ACC15, směr Y.	75
6.11	Srovnání výsledků FRF z experimentu a analýz – ACC16, směr Z.	75

Seznam tabulek

4.1	Identifikované modální parametry měřené sestavy – Varianta 1.	37
4.2	Identifikované modální parametry měřené sestavy – Varianta 2.	38
4.3	Identifikované modální parametry měřené sestavy – Varianta 3.	38
5.1	Materiálové vlastnosti vybraných materiálů	45
5.2	Výsledky tuhosti válečku lineárního vedení z výpočtu MKP.	55
5.3	Materiálové vlastnosti vybraných materiálů	64
5.4	Vlastní frekvence z modální analýzy – Náhrada 1.	67
5.5	Vlastní frekvence z modální analýzy – Náhrada 2.	67
5.6	Vlastní frekvence z modální analýzy – Náhrada 3 a 4.	67
6.1	Srovnání hodnot vlastních frekvencí.	69

Seznam elektronických příloh

- Složka *Experiment - vlastní tvary*
 - Obsahuje podsložky jednotlivých měřených variant, v těchto složkách se ve formátu GIF nachází animované obrázky jednotlivých vlastních tvarů, identifikovaných během experimentálního měření.
- Složka *Modální analýza MKP - vlastní tvary*
 - Obsahuje podsložky jednotlivých výpočtových modelů dle náhrad lineárních vedení. V těch se nachází výsledky modálních analýz těchto modelů ve formě animací vlastních tvarů ve formátu GIF.

Seznam příloh

A	Zařízení měřicího řetězce	88
B	Naměřené odezvy	91
C	Výsledky harmonických analýz	97

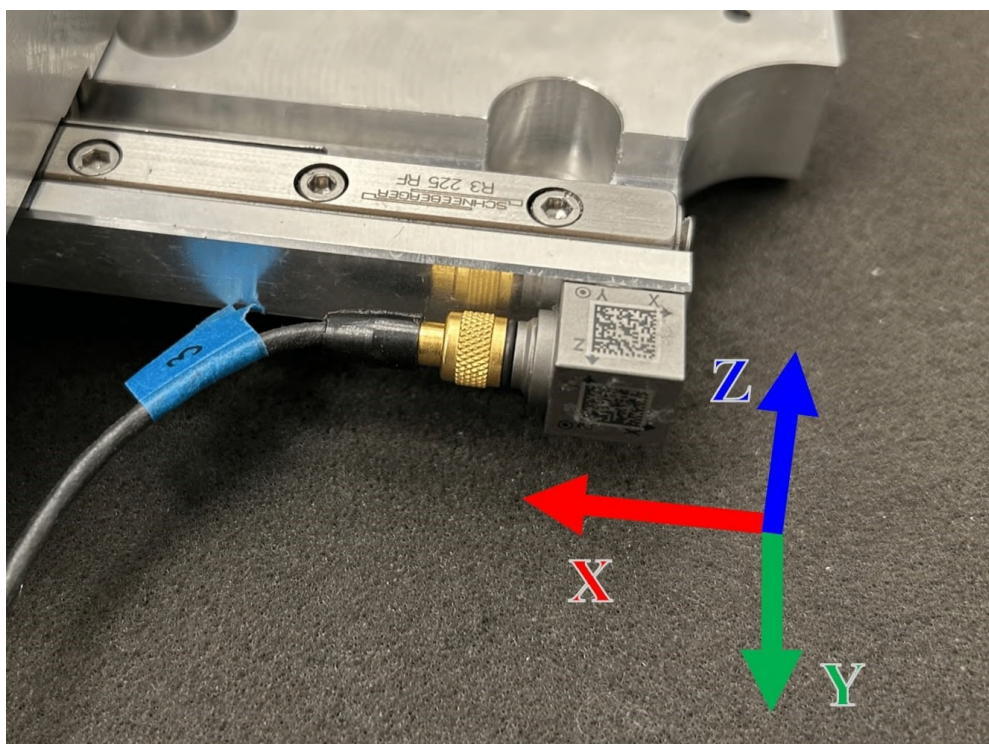
A Zařízení měřicího řetězce



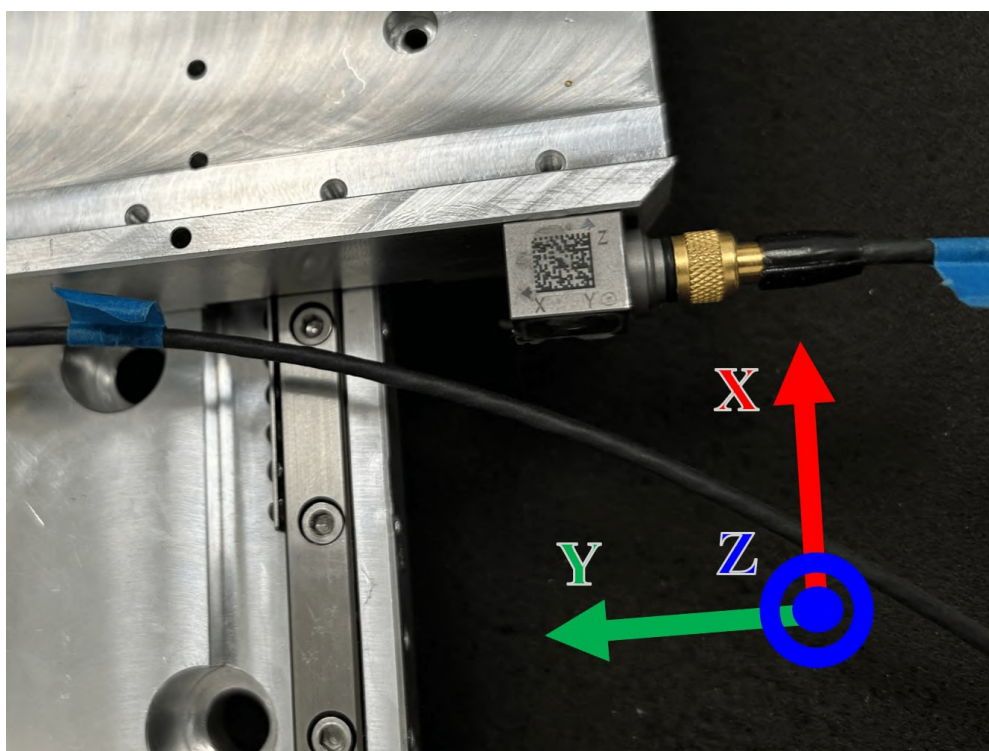
Obr. A.1: Modulární systém sběru dat s osazenými moduly.



Obr. A.2: Zapojení akcelerometrů, vibrátoru a siloměru v jednotlivých modulech systému sběru dat.



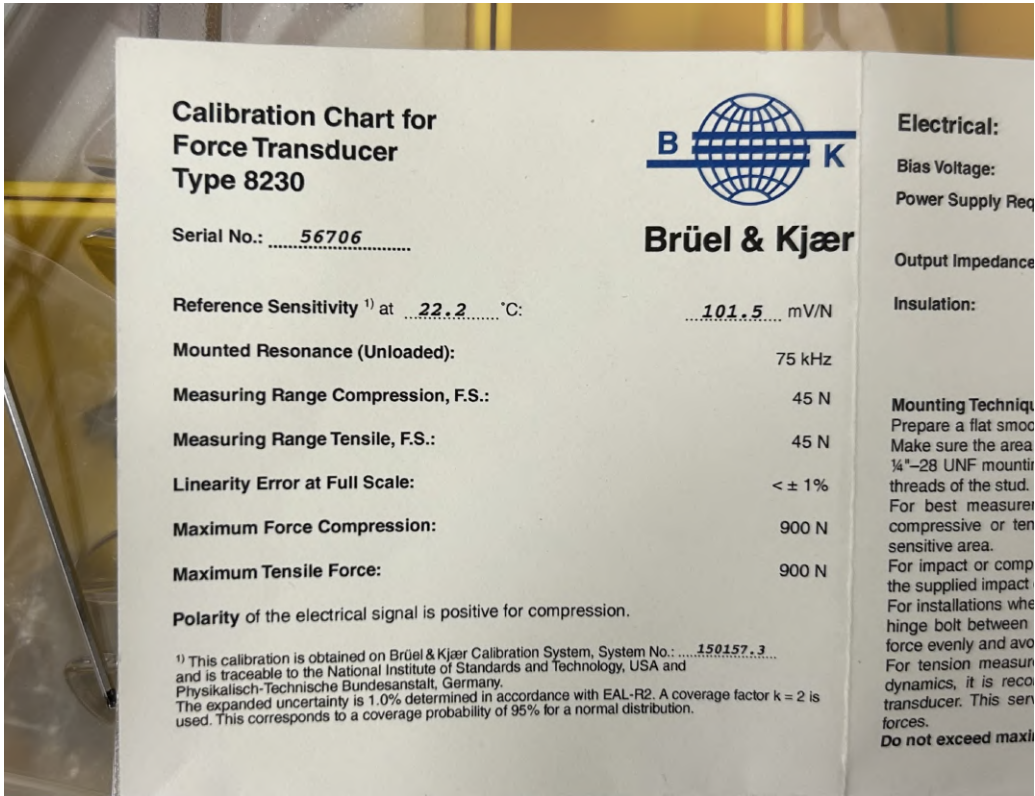
Obr. A.3: Detail na akcelerometr ACC03 na tělese X s viditelnou orientací měřících os akcelerometru vůči globálnímu souřadnému systému.



Obr. A.4: Detail na akcelerometr ACC13 na tělese Y s viditelnou orientací měřících os akcelerometru vůči globálnímu souřadnému systému.

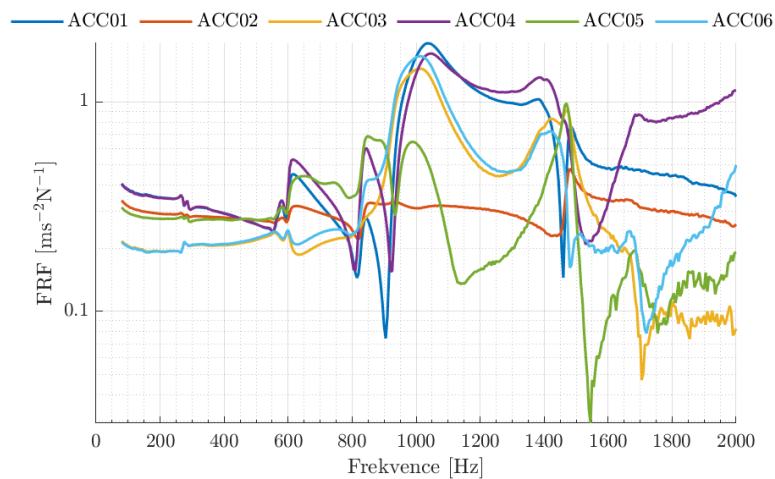


Obr. A.5: Vibrátor.

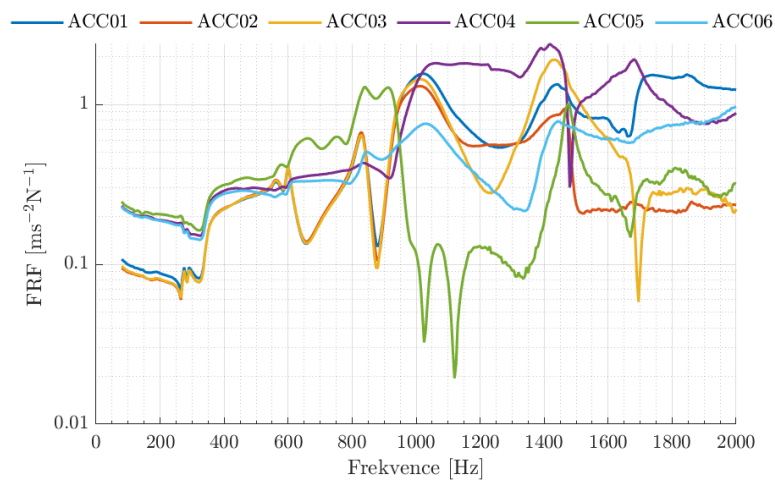


Obr. A.6: Kalibrační list použitého siloměru.

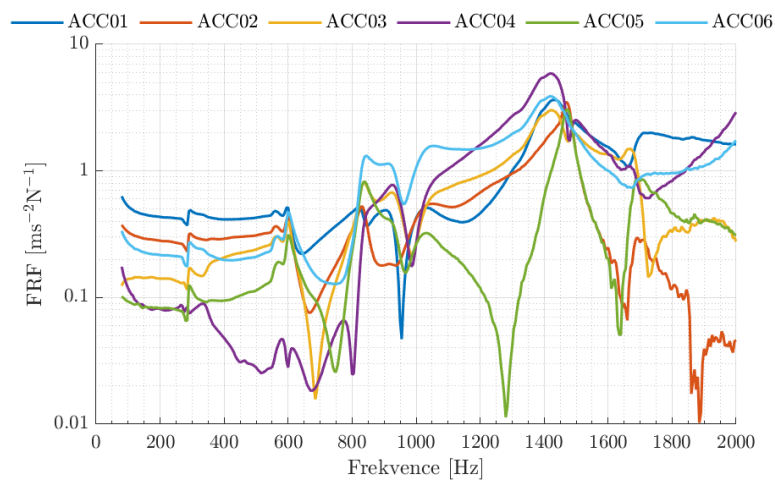
B Naměřené odezvy



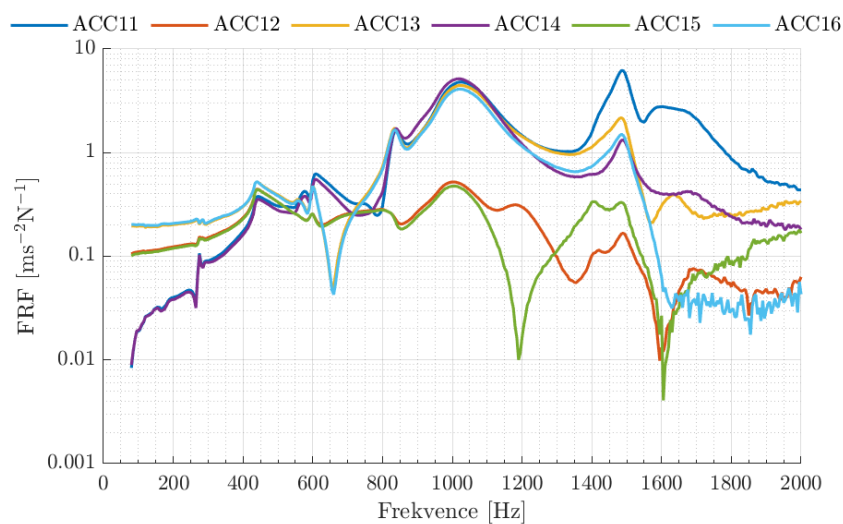
Obr. B.1: Závislost naměřených FRF na frekvenci - Varianta 1 - Těleso X - Směr X.



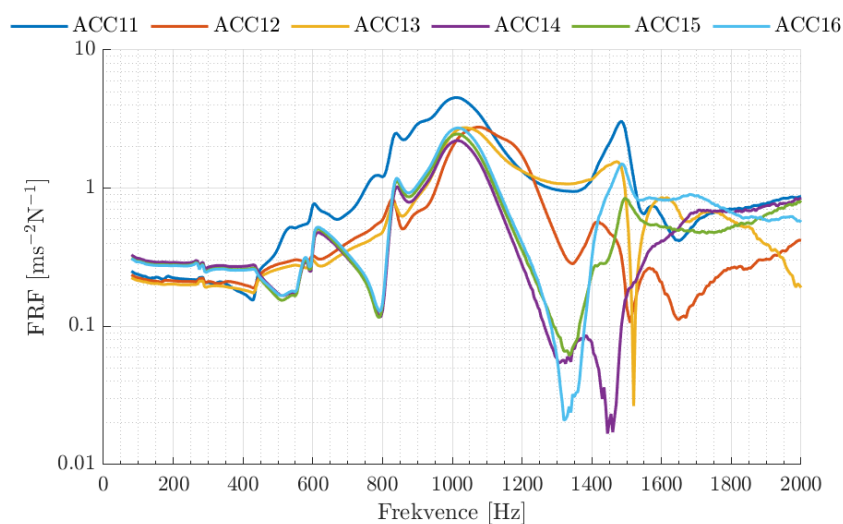
Obr. B.2: Závislost naměřených FRF na frekvenci - Varianta 1 - Těleso X - Směr Y.



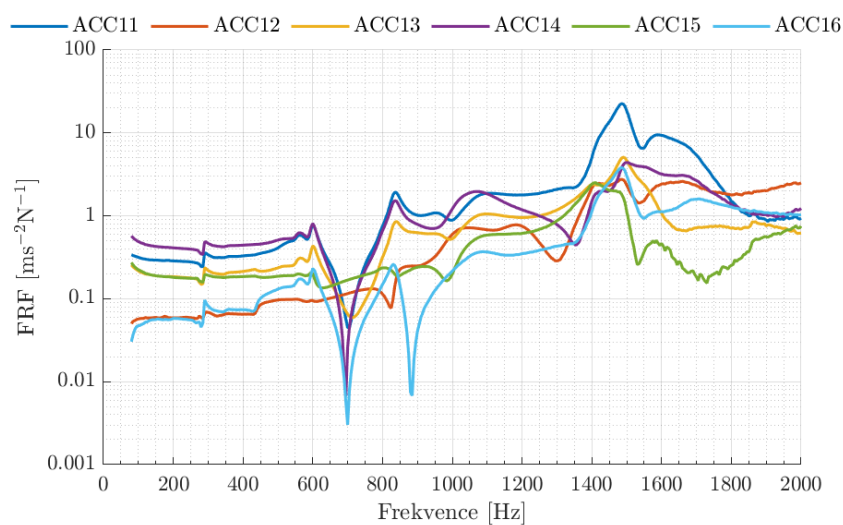
Obr. B.3: Závislost naměřených FRF na frekvenci - Varianta 1 - Těleso X - Směr Z.



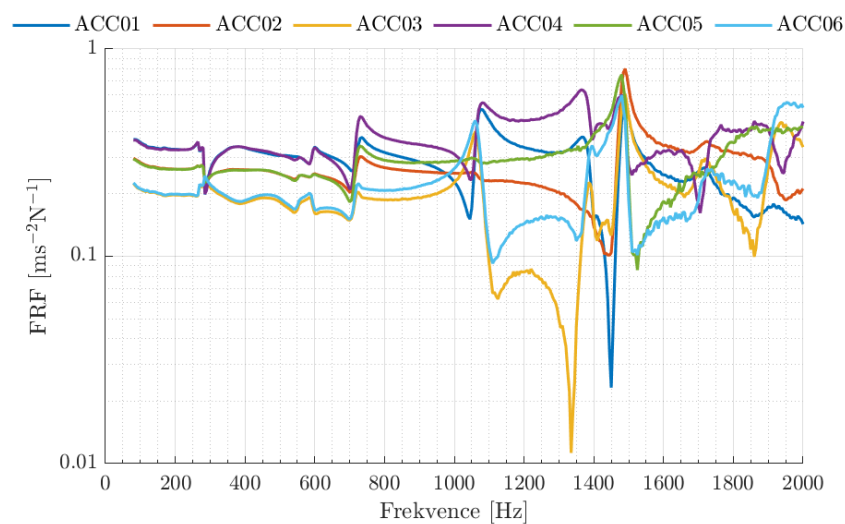
Obr. B.4: Závislost naměřených FRF na frekvenci - Varianta 1 - Těleso Y - Směr X.



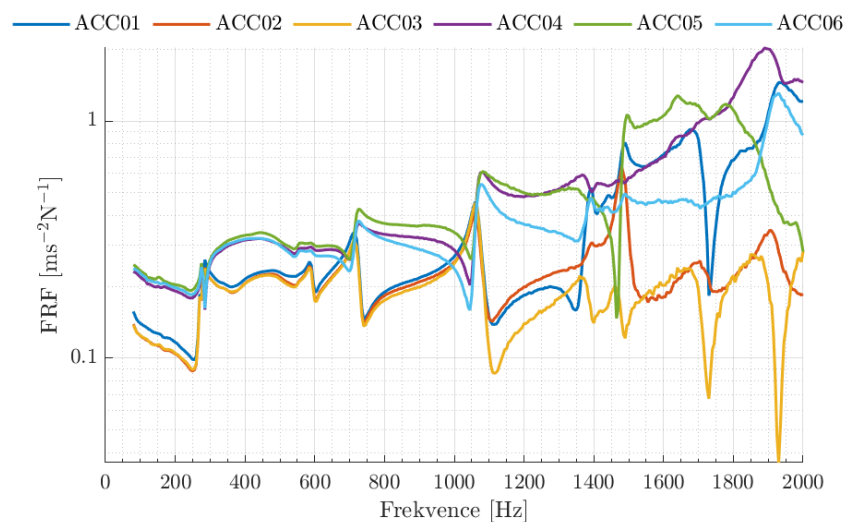
Obr. B.5: Závislost naměřených FRF na frekvenci - Varianta 1 - Těleso Y - Směr Y.



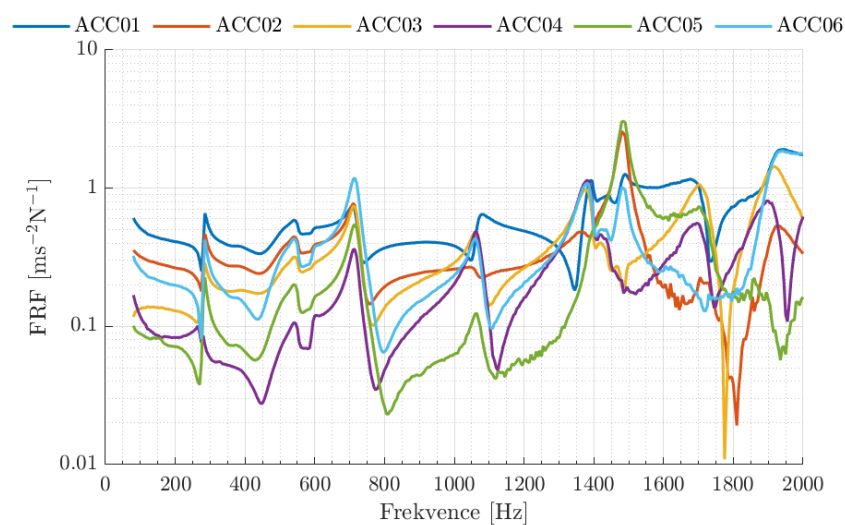
Obr. B.6: Závislost naměřených FRF na frekvenci - Varianta 1 - Těleso Y - Směr Z.



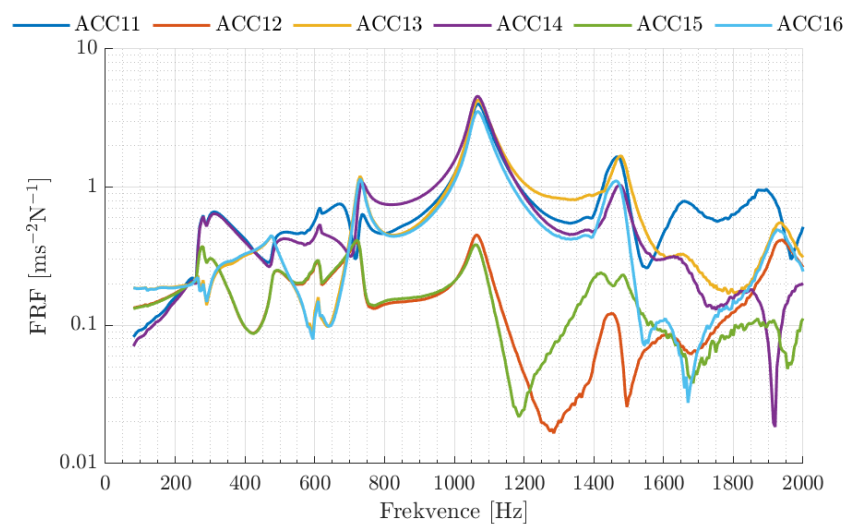
Obr. B.7: Závislost naměřených FRF na frekvenci - Varianta 2 - Těleso X - Směr X.



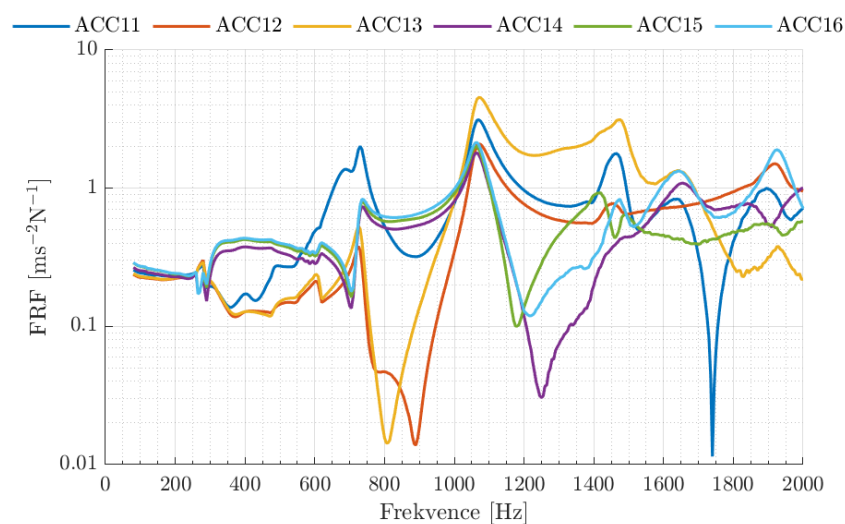
Obr. B.8: Závislost naměřených FRF na frekvenci - Varianta 2 - Těleso X - Směr Y.



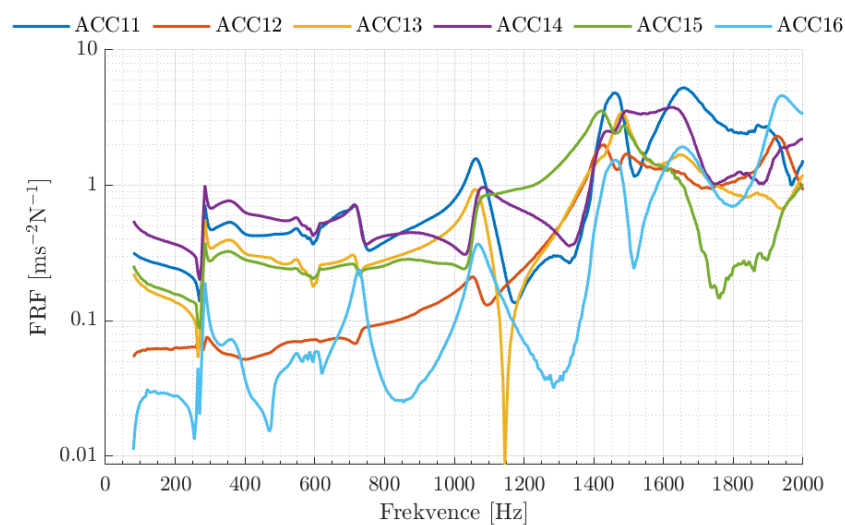
Obr. B.9: Závislost naměřených FRF na frekvenci - Varianta 2 - Těleso X - Směr Z.



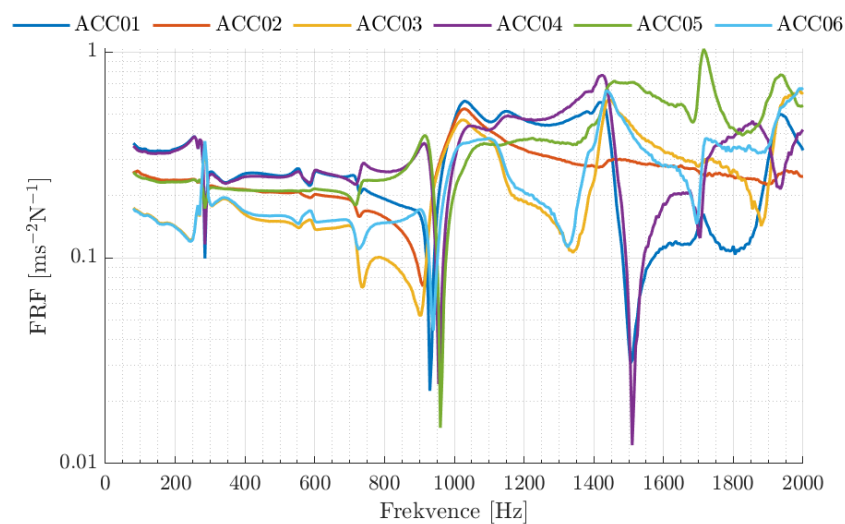
Obr. B.10: Závislost naměřených FRF na frekvenci - Varianta 2 - Těleso Y - Směr X.



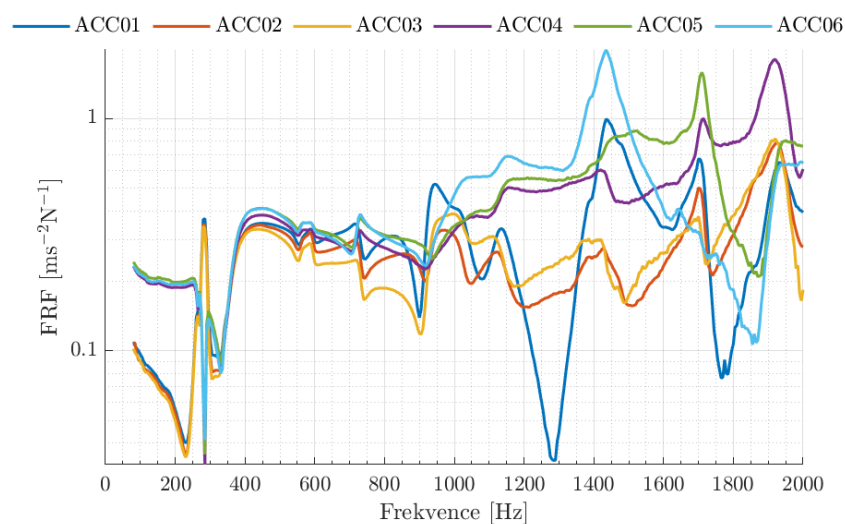
Obr. B.11: Závislost naměřených FRF na frekvenci - Varianta 2 - Těleso Y - Směr Y.



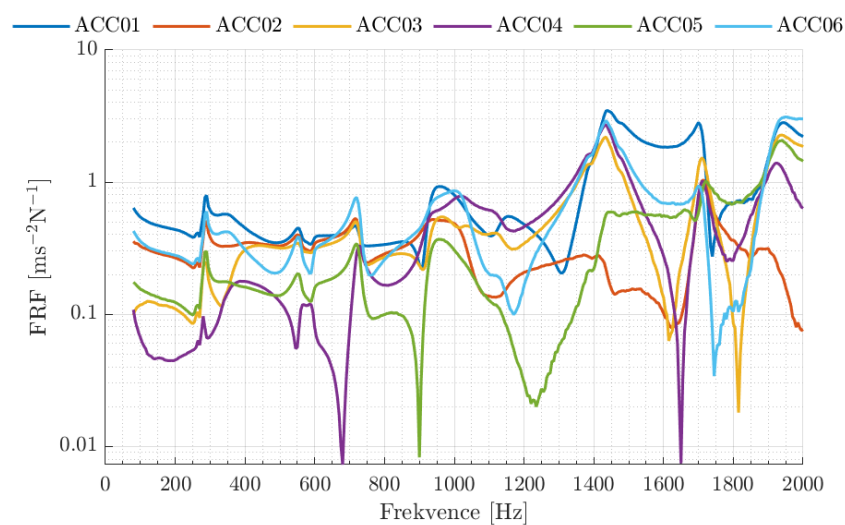
Obr. B.12: Závislost naměřených FRF na frekvenci - Varianta 2 - Těleso Y - Směr Z.



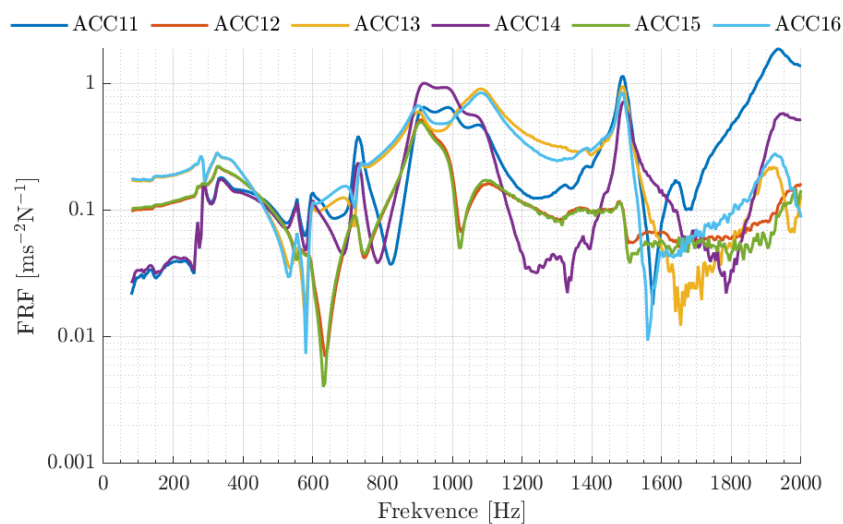
Obr. B.13: Závislost naměřených FRF na frekvenci - Varianta 3 - Těleso X - Směr X.



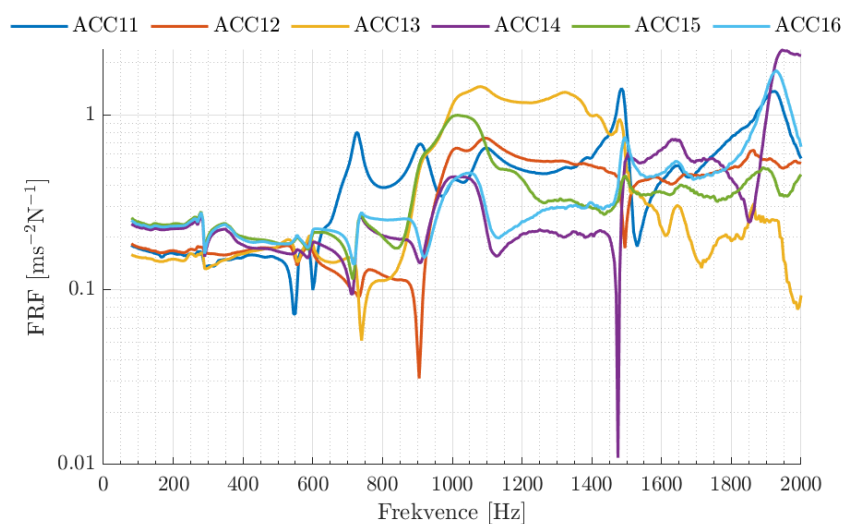
Obr. B.14: Závislost naměřených FRF na frekvenci - Varianta 3 - Těleso X - Směr Y.



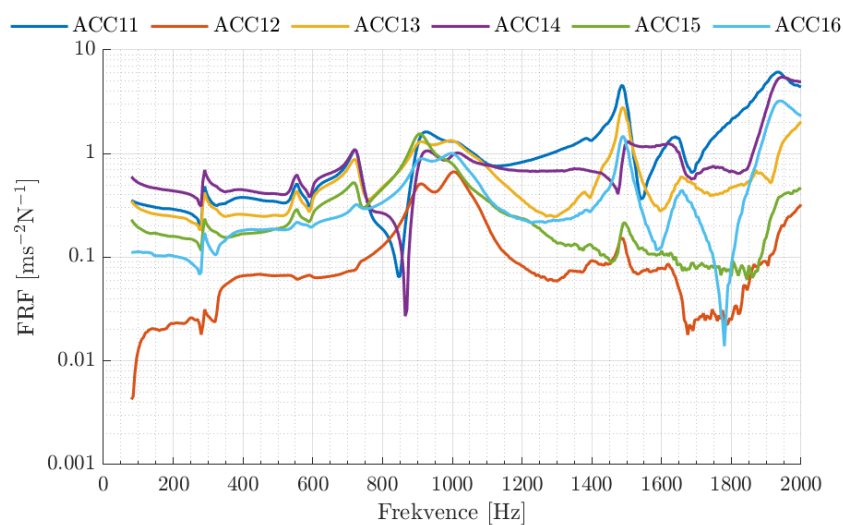
Obr. B.15: Závislost naměřených FRF na frekvenci - Varianta 3 - Těleso X - Směr Z.



Obr. B.16: Závislost naměřených FRF na frekvenci - Varianta 3 - Těleso Y - Směr X.

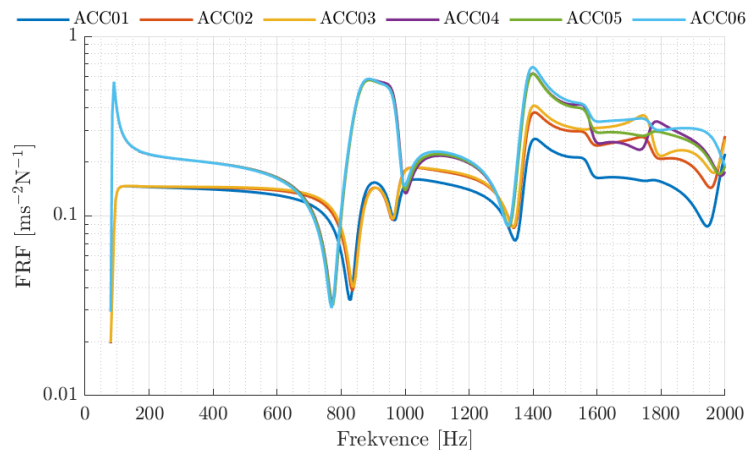


Obr. B.17: Závislost naměřených FRF na frekvenci - Varianta 3 - Těleso Y - Směr Y.

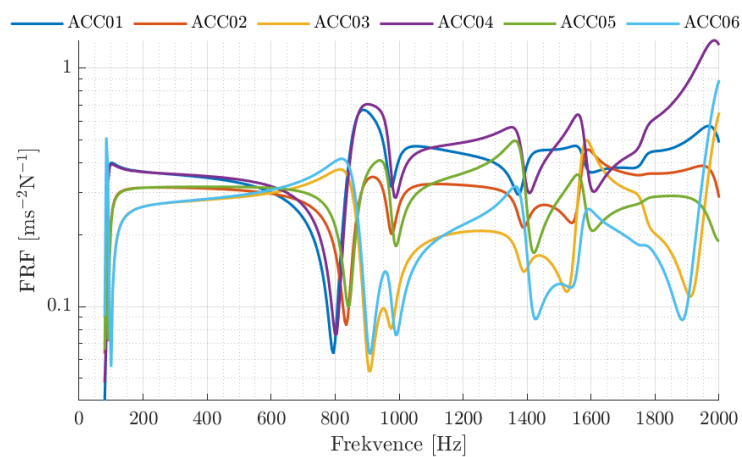


Obr. B.18: Závislost naměřených FRF na frekvenci - Varianta 3 - Těleso Y - Směr Z.

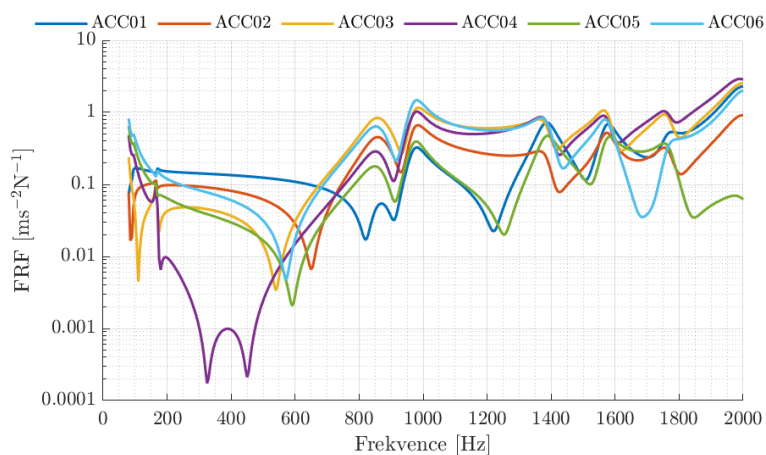
C Výsledky harmonických analýz



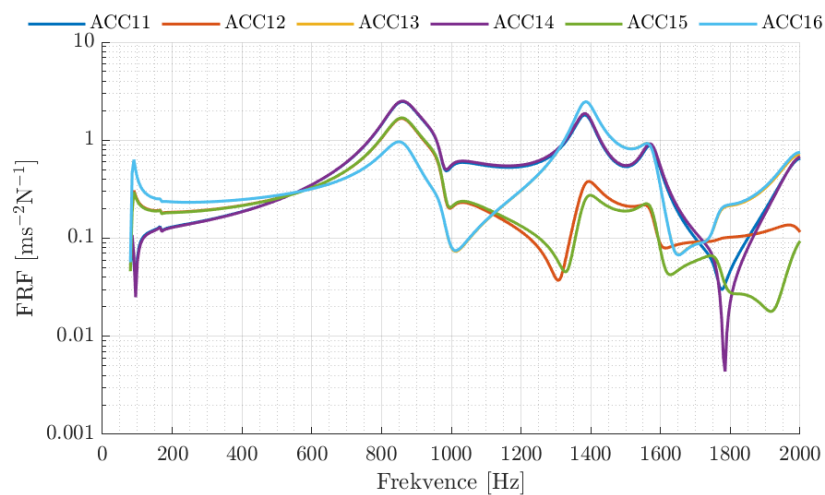
Obr. C.1: Závislost FRF z analýzy na frekvenci - Náhrada 1 a) - Těleso X - Směr X.



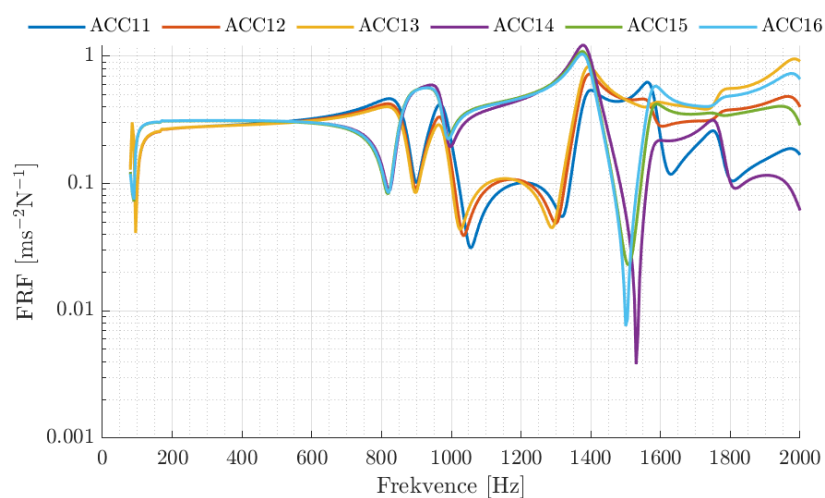
Obr. C.2: Závislost FRF z analýzy na frekvenci - Náhrada 1 a) - Těleso X - Směr Y.



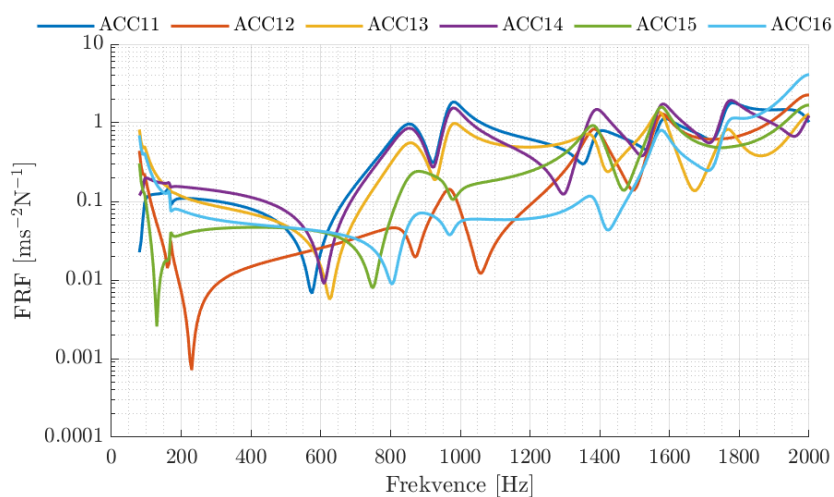
Obr. C.3: Závislost FRF z analýzy na frekvenci - Náhrada 1 a) - Těleso X - Směr Z.



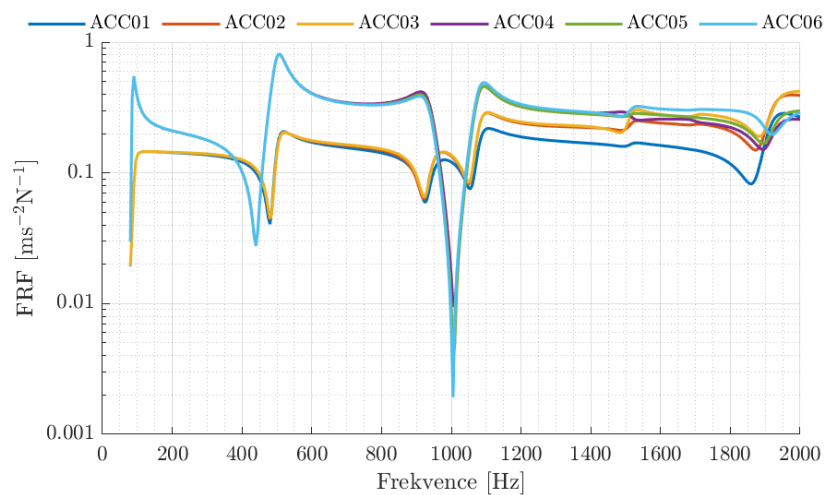
Obr. C.4: Závislost FRF z analýzy na frekvenci - Náhrada 1 a) - Těleso Y - Směr X.



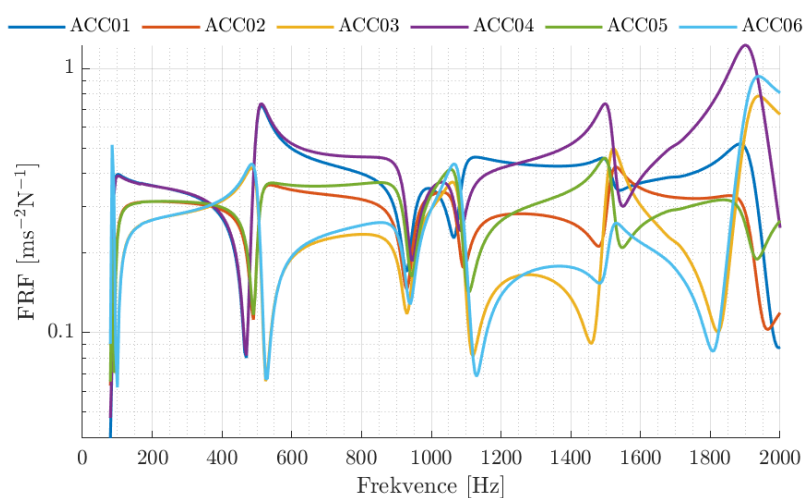
Obr. C.5: Závislost FRF z analýzy na frekvenci - Náhrada 1 a) - Těleso Y - Směr Y.



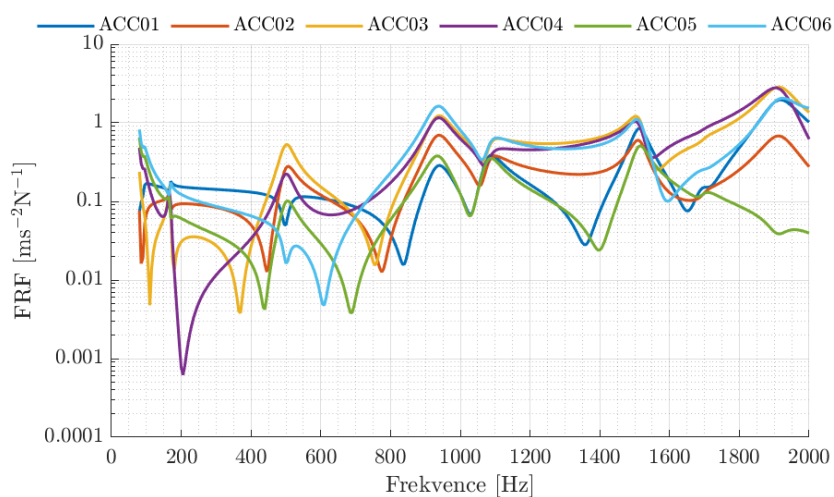
Obr. C.6: Závislost FRF z analýzy na frekvenci - Náhrada 1 a) - Těleso Y - Směr Z.



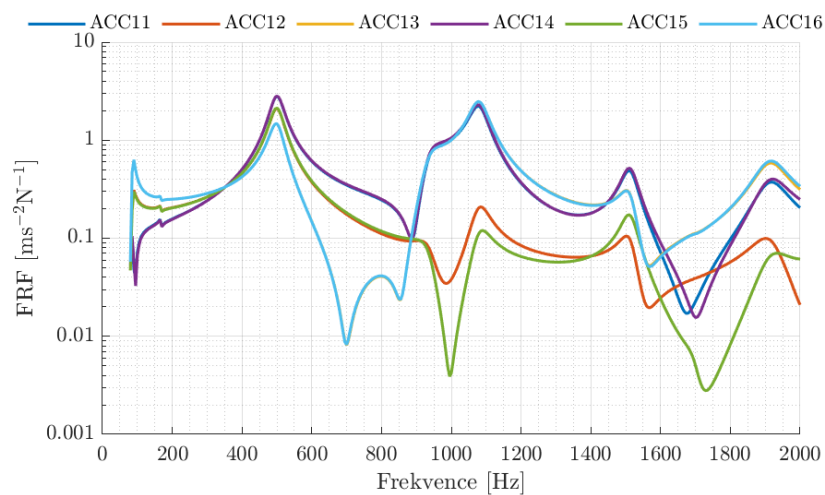
Obr. C.7: Závislost FRF z analýzy na frekvenci - Náhrada 1 a) - Těleso X - Směr X.



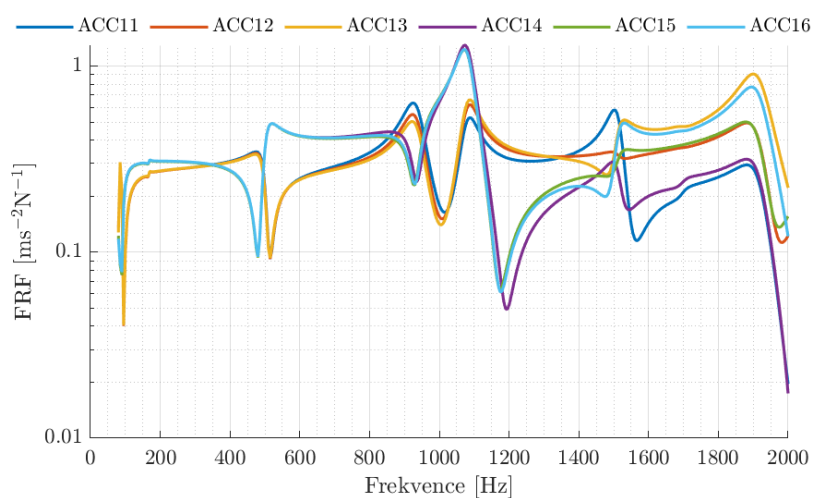
Obr. C.8: Závislost FRF z analýzy na frekvenci - Náhrada 1 a) - Těleso X - Směr Y.



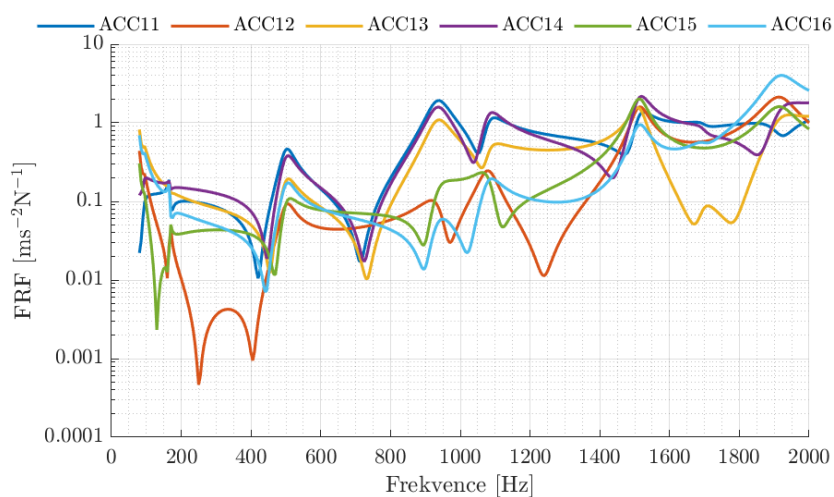
Obr. C.9: Závislost FRF z analýzy na frekvenci - Náhrada 1 a) - Těleso X - Směr Z.



Obr. C.10: Závislost FRF z analýzy na frekvenci - Náhrada 1 a) - Těleso Y - Směr X.



Obr. C.11: Závislost FRF z analýzy na frekvenci - Náhrada 1 a) - Těleso Y - Směr Y.



Obr. C.12: Závislost FRF z analýzy na frekvenci - Náhrada 1 a) - Těleso Y - Směr Z.