

České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Ústav výrobních strojů a zařízení

Disertační práce

# Vliv nekonvenčních materiálů na dynamické vlastnosti nosných dílců obráběcích strojů

Obor: Konstrukční a procesní inženýrství

Školitel: Ing. Jan Smolík, Ph.D.

Školitel specialista: Prof. Ing. Milan Růžička, CSc.

Ing. Viktor Kulíšek

Praha 2021



# Anotace

Disertační práce se zabývá přínosem vláknových kompozitů do konstrukce nosných dílců obráběcích strojů, u kterých jsou kladeny vysoké požadavky na statickou a dynamickou tuhost. Je zaměřena na analýzu smykadel, která jsou navržena jako celokompozitní konstrukce nebo jako hybridní konstrukce, jež jsou tvořené vnějším kovovým pláštěm a vnitřní kompozitní výztuží. S využitím metod experimentální modální analýzy jsou zkoušeny různé typy konstrukcí smykadel a analyzovány jejich vlastnosti v podobě samotných smykadel i v sestavě obráběcího stroje, nebo uzlu stroje, případně alespoň s vlivem spojovacích rozhraní. Pro vyhodnocení jsou použita referenční celokovová tělesa stejných vnějších rozměrů a přípojovacích rozhraní. Spolu s výsledky experimentálních zkoušek byly provedeny výpočtové práce založené na metodě konečných prvků. Jejich výstupem jsou postupy pro relevantní modelování a výsledky možné hmotnostní redukce dílů. Výsledky ukazují vliv vstupní tuhosti, tlumení a hmotnosti při změně materiálové struktury na vlastnosti nosného tělesa – smykadla. Zároveň je zde zkoumán vliv daných změn na dynamické chování sestavy nosných těles obráběcího stroje.

**Klíčová slova:** obráběcí stroj; vláknové kompozity; dynamické chování obráběcího stroje; tlumení; metoda konečných prvků; light-weight design; hybridní struktury

# Anotation

The dissertation thesis Influence on Non-Conventional Materials on Dynamic Behaviour of Machine Tool Structural Part is focused on application of fibre composites to structural parts with high static and dynamic stiffness demands. Z-axis glides or spindle rams are analysed when designed as composite designs or hybrid material structures, which combine metal designs with inner composite reinforcements. Using methods of experimental modal analysis, different designs were analysed both in terms of structural body and in the assembly of machine tool or simplified assembly with the influence of machine tool connection interfaces. For the results evaluation, a comparison with isotropic reference parts of corresponding outer dimensions and connection interfaces positioning is used. Together with experimental analysis, finite element based analysis were performed with aim to analyse possible weight reduction of new light weight designs with static stiffness corresponding to the reference steel or ductile cast iron based parts. Results demonstrate the influence of the stiffness, mass and damping change on the behaviour of Z-axis glides, and also on the behaviour of the machine tool structural parts assembly.

**Keywords:** machine tool; fibre composites; dynamic behavior of machine tool; damping, finite element analysis, light-weight design; hybrid structures



# Poděkování

Nejprve bych rád poděkoval vedoucímu práce, panu ing. Janu Smolíkovi, Ph.D. za jeho odborné vedení a konzultace, za jeho nápady, které vedly k vzniku zkoumaného tématu, a trpělivost při řešení práce. Dále bych poděkoval školiteli – specialistovi, panu Prof. Ing. Milanu Růžičkovi, CSc. za jeho odbornou pomoc při řešení tématu. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat panu Ing. Miroslavu Janotovi, Ph.D. za jeho pomoc při experimentálních zkouškách modální analýzy a panu Doc. Ing. Petru Kolářovi, Ph.D. za cenné rady při analýze výsledků a možných dalších kroků.

Velké poděkování patří rodině, partnerce Marii, synovi Matějovi a rodičům, za jejich podporu, dodávání radosti a ochotu k omezením, ke kterým došlo při tvorbě předložené práce.



# Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou disertační práci vypracoval samostatně a použil jsem zde podklady uvedené v příloženém seznamu použité literatury.

Nemám závažný důvod pro použití tohoto školního díla ve smyslu Zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne:





# Obsah

|     |  |     |
|-----|--|-----|
| 1   | Úvod .....   | 1   |
| 2   | Aplikace vláknových kompozitů ve výrobních strojích: úvod a přehled současného stavu problematiky .....                              | 3   |
| 2.1 | Požadavky na konstrukční materiály nosných dílců obráběcích strojů .....   | 3   |
| 2.2 | Nasazení vláknových kompozitů v nosných rámech obráběcích strojů .....   | 5   |
| 2.3 | Vláknové kompozity pro aplikaci ve výrobních strojích .....  | 11  |
| 2.4 | Výpočtové modely spojené s posouzením vlivu změny materiálové struktury na dynamické chování stroje .....                            | 19  |
| 2.5 | Shrnutí rešerše .....  | 21  |
| 3   | Cíle disertační práce .....  | 22  |
| 4   | Postup řešení cílů disertační práce .....  | 23  |
| 4.1 | Schéma řešení práce .....  | 23  |
| 4.2 | Nástroje použité při řešení cílů disertační práce .....  | 26  |
| 4.3 | Nosné dílce s aplikací kompozitních materiálů zkoumané v rámci disertační práce .....  | 36  |
| 5   | Vlastnosti kompozitních materiálů pro výrobní stroje .....   | 39  |
| 5.1 | Popis modelových vzorků .....  | 39  |
| 5.2 | Výsledky experimentálních zkoušek .....  | 41  |
| 5.3 | Výpočtová analýza zkušebních vzorků nosných těles .....  | 50  |
| 5.4 | Shrnutí modelových vzorků nosných těles a dílčí závěry .....   | 53  |
| 6   | Silnostěnná nosná tělesa pro obráběcí stroje s uplatněnými vláknovými kompozity .....  | 56  |
| 6.1 | Studie modelových navíjených smykadel z vláknových kompozitů .....   | 57  |
| 6.2 | Studie modelových deskových smykadel z vláknových kompozitů .....  | 67  |
| 6.3 | Modelová hybridní smykadla .....   | 76  |
| 6.4 | Prototyp hybridního smykadla kov – kompozit pro TAJMAC – ZPS .....   | 82  |
| 6.5 | Dílčí shrnutí z analýzy tuhosti silnostěnných těles .....  | 87  |
| 7   | Experimentální posouzení vlivu tuhosti, hmotnosti a tlumení nosných dílců na dynamické vlastnosti sestavy nosných dílců stroje ..... | 89  |
| 7.1 | Navíjené kompozitní smykadlo .....   | 89  |
| 7.2 | Modelová hybridní smykadla .....   | 93  |
| 7.3 | Hybridní smykadlo – prototyp obráběcího stroje .....   | 99  |
| 7.4 | Vyhodnocení dalších kompozitních smykadel .....  | 103 |

|     |  |     |
|-----|--|-----|
| 7.5 | Závěry z experimentálního vyhodnocení vlivu zvýšeného tlumení komponenty na tlumení a dynamickou poddajnost sestavy .....      | 107 |
| 8   | Výpočtové posouzení vlivu tuhosti, hmotnosti a tlumení nosných dílců na dynamické vlastnosti sestavy nosných dílců stroje..... | 111 |
| 8.1 | Metoda analýzy vlivu tlumení a tuhosti nosných komponent na dynamické chování sestavy obráběcího stroje .....                  | 111 |
| 8.2 | Vliv kompozitní výztuže hybridního smykadla obráběcího centra .....  | 114 |
| 8.3 | Studie vlivu kompozitní výztuže modelového hybridního smykadla na zkušebním zařízení ETB-1 .....                               | 126 |
| 8.4 | Závěry z výpočtového vyhodnocení vlivu změny tuhosti a tlumení komponenty na sestavu – přínos práce.....                       | 133 |
| 9   | Závěr a diskuze .....  | 136 |
| 9.1 | Shrnutí výsledků a splnění cílů práce.....   | 136 |
| 9.2 | Přínos pro vědu a praxi .....  | 140 |
| 9.3 | Možnosti dalšího výzkumu problematiky .....  | 140 |
|     | Seznam citované literatury.....  | 142 |
|     | Soupis prací vztažených k disertační práci.....  | 149 |
|     | Soupis dalších publikací autora .....  | 151 |
|     | Seznam příloh.....   | 154 |
|     | Seznam obrázků .....   | i   |
|     | Seznam tabulek .....   | x   |

# Seznam použitých symbolů

| Symbol                            | Jednotka                              | Popis veličiny  |
|-----------------------------------|---------------------------------------|---|
| $\zeta$                           | [-], [%]                              | parametr poměrného tlumení                                    |
| K                                 | [N/mm],<br>[N/ $\mu$ m]               | parameter statické tuhosti                                    |
| f                                 | [Hz]                                  | frekvence   |
| H1                                | [ $\mu$ m/N]                          | absolutní hodnota dynamické poddajnosti                       |
| E <sub>1</sub>                    | [GPa]                                 | modul pružnosti vrstvy kompozitu ve směru osy 1               |
| E <sub>2</sub>                    | [GPa]                                 | modul pružnosti vrstvy kompozitu ve směru osy 2               |
| E <sub>fL</sub>                   | [GPa]                                 | modul pružnosti vláken ve směru vláken                        |
| E <sub>fT</sub>                   | [GPa]                                 | modul pružnosti vláken ve směru kolmém na vlákna              |
| E <sub>m</sub>                    | [GPa]                                 | modul pružnosti matrice                                       |
| G <sub>12</sub>                   | [GPa]                                 | smykový modul vrstvy kompozitu v rovině kompozitu (in-plane)  |
| G <sub>13</sub> , G <sub>23</sub> | [GPa]                                 | smykový modul vrstvy kompozitu kolmo na rovinu laminy         |
| G <sub>fLT</sub>                  | [GPa]                                 | smykový modul vlákna v podélno-příčném směru                  |
| G <sub>fTT'</sub>                 | [GPa]                                 | smykový modul vlákna v rovině kolmém na směr vlákna           |
| G <sub>m</sub>                    | [GPa]                                 | smykový modul matrice   |
| V <sub>f</sub>                    | [-]                                   | objemový podíl vláken ve vrstvě kompozitu                     |
| $\alpha_{fL}$                     | [K <sup>-1</sup> ]                    | součinitel teplotní roztažnosti vlákna ve směru vlákna        |
| $\alpha_{fT}$                     | [K <sup>-1</sup> ]                    | součinitel teplotní roztažnosti vlákna v příčném směru vlákna |
| $\varepsilon_{fLt}$               | [-]                                   | mezní deformace vlákna ve směru vlákna                        |
| $\lambda_{fL}$                    | [W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ] | součinitel tepelné vodivosti vlákna ve směru vlákna           |
| $\sigma_{fLt}$                    | [MPa]                                 | tahová pevnost vlákna ve směru vlákna                         |
| $\rho_f$                          | [kg.m <sup>-3</sup> ]                 | měrná hmotnost vlákna   |
| $\nu_{fLT}$                       | [-]                                   | Poissonova konstanta vlákna v rovině podélno-příčné           |
| $\nu_{12}$                        | [-]                                   | Poissonova konstanta kompozitu v rovině laminy                |
| $\nu_{13}$ , $\nu_{12}$           | [-]                                   | Poissonovy konstanty kompozitu kolmo na rovinu laminy         |
| <b>C</b>                          |                                       | matice tlumení  |
| <b>K</b>                          |                                       | matice tuhosti  |
| <b>M</b>                          |                                       | matice hmotnosti  |
| <b>F</b>                          |                                       | vektor sil  |
| x                                 | [m]                                   | vektor polohy   |
| d                                 | [N]                                   | vektor tlumicí síly   |
| A, B                              |                                       | matice vstupů do popisu ve stavovém prostoru                  |
| C, D                              |                                       | matice výstupů do popisu ve stavovém prostoru                 |



# Seznam použitých zkratk

| Symbol | Popis   |
|--------|---|
| MKP    | Metoda konečných prvků  |
| OS     | Obráběcí stroj(e)   |
| EMA    | Experimentální modální analýza  |
| HSC    | Vysoko-pevnostní uhlíková vlákna (High-strength Carbon fibre)                                 |
| UHM    | Ultra-vysoko-modulová uhlíková vlákna (Ultra-high-modulus Carbon fibre)                       |
| CK-SVT | Centrum kompetence – Strojírenská výrobní technika (výzkumný program Technologické agentury Č |
| FRF    | Frekvenční přenosová funkce (Frequency response function)                                     |



# 1 Úvod

Nosné dílce výrobních strojů jsou tradičně vyráběny z litiny (šedé nebo tvárné), v posledních desetiletích se používají i provedení z ocelových svařenců. Tyto materiály umožňují díky vysokému modulu pružnosti dosáhnout vysoké statické tuhosti, na druhou stranu jejich vysoká měrná hmotnost omezuje dynamické chování výrobních strojů. Z hlediska stavby nosných dílců, je při užití těchto materiálů při návrhu nového stroje vhodné se zaměřit na dosažení optimálního poměru mezi statickou tuhostí dílce a dynamickým chováním dílce, respektive celého stroje. S rozvojem výpočetní techniky se při návrhu nosných dílů výrobních strojů začaly používat metody topologické a parametrické optimalizace založené na metodě konečných prvků využívající výpočtových modelů nosného dílce nebo celého stroje. Účelem použití těchto metod je efektivní rozmístění nosného materiálu v návrhovém prostoru nosného dílce, a to například tak, aby bylo v daných okrajových podmínkách úlohy nalezeno optimálního rozložení s cílem zvyšovat tuhost při snižování hmotnosti.

Další možnost změny mechanických parametrů nosných dílců výrobních strojů je částečně nebo zcela nahradit tradiční konstrukční materiál (litina, ocel) materiálem novým, jehož aplikace by přinesla zvýšení užitečných vlastností stroje. V úvahu připadá použití vláknových kompozitů, a to zejména vláknových kompozitů z vysoko-modulových uhlíkových vláken. Vláknové kompozity na bázi uhlíkových vláken obecně umožňují dosáhnout směrově orientované tuhosti, která převyšuje tuhost komponent ekvivalentní tloušťky z oceli nebo litiny, a to zároveň při výrazně nižší hmotnosti, vyšším strukturálním tlumení a menší směrově orientované teplotní roztažnosti.

Aplikace vláknových kompozitů do výrobních strojů je ale v současné době komplikována řadou faktorů. Jedním z nich je vysoká cena vláknových kompozitů, kdy cena za objem materiálu několiknásobně převyšuje cenu tradičních konstrukčních materiálů (litina, ocel). Vyšší cena komponenty by nemusela představovat zásadní problém při aplikaci vláknových kompozitů, pokud by u nového produktu bylo dosaženo vyšších užitečných vlastností, například vyšší produktivity stroje.

Další komplikaci představuje samotná anizotropie materiálových vlastností. Je otázkou, do jaké míry mohou vláknové kompozity se směrově orientovanou tuhostí představovat tuhostní ekvivalent nosným dílcům výrobních strojů s extrémními požadavky na vysokou statickou tuhost v případě kombinovaného namáhání. Dále je nutno uvažovat nalezení technických řešení otázek jako je tvorba připojovacích rozhraní pro montáž do sestavy stroje, časová stálost vlastností, nebo odolnost komponenty v pracovním prostředí výrobního stroje. Pro úspěšný vývoj komponent výrobních strojů s aplikací vláknových kompozitů je nutné řešit výše zmíněné technické problémy a posuzovat přínos nových materiálů jak na chování komponenty, tak na chování celého výrobního systému. Řešení obou oblastí je úzce spojeno s dostupností výpočetních modelů, které by spolehlivě predikovaly chování komponenty, chování konstrukčních uzlů a chování sestavy stroje.

Z hlediska **globálního cíle práce** je u obráběcích strojů vhodné analyzovat nasazení lehkých vláknových kompozitů do stavby jejich nosné struktury s cílem posoudit možnosti zvyšování dynamického chování nosné struktury. Za tímto účelem budou v práci analyzovány vlastnosti vláknových kompozitů se zaměřením na statickou tuhost a modální vlastnosti (vlastní tvary kmitů, vlastní frekvence, tlumení daných módů). Dále bude rozvíjena schopnost a přesnost predikce jejich vlastností pomocí výpočtových nástrojů založených na metodě konečných prvků, se zahrnutím velmi specifické aplikace vláknových kompozitů do silnostěnných komponent s vysokými nároky na statickou tuhost, která se běžně neprovádí a je odlišná od standardních kompozitních aplikací

do převážně tenkostěnných konstrukcí. Cílem této práce je analyzovat možnost zvyšování dynamických vlastností sestavy nosných dílců obráběcích strojů pomocí uplatnění vláknových kompozitů. Je otázkou, do jaké míry může prospět změna tuhosti, tlumení nebo hmotnosti jednotlivých nosných komponent k celkovým dynamickým vlastnostem obráběcího stroje. Je třeba vyhodnotit, jaký je potenciál změny materiálových vlastností ke změně užitečných vlastností celého stroje (produktivita, přesnost a jakost povrchu obrobku).



## 2 Aplikace vláknových kompozitů ve výrobních strojích: úvod a přehled současného stavu problematiky

### 2.1 Požadavky na konstrukční materiály nosných dílců obráběcích strojů

Zvyšování užitečných vlastností výrobních strojů (přesnost výrobku, jakost povrchu, výrobní výkon, spolehlivost, hospodárnost a spotřeba energie) je nutnou podmínkou vyšší konkurenceschopnosti nových výrobních strojů uváděných na trh. Z hlediska potřeb průmyslu České republiky byly možnosti dosažení vyšších užitečných vlastností výrobních strojů zpracovány v Strategické výzkumné agendě oboru strojírenské výrobní techniky [1]. Jednou z možných cest je aplikace nekonvenčních materiálů do stavby strojů. Příspěvek tohoto bodu k užitečným vlastnostem výrobních strojů je ve strategické výzkumné agendě hodnocen následujícím způsobem (škála 0 – bez příspěvku, +, ++, +++ - maximální příspěvek) [1]:

- Přesnost: ++
- Jakost: ++
- Výkon: +
- Spolehlivost: 0
- Hospodárnost: +
- Spotřeba energie: +++

Z analýzy uvedené v [1] vyplývá přínos nekonvenčních materiálů pro přesnost, jakost, snížení spotřeby energie, v menší míře i pro výrobní výkon. Strategická výzkumná agenda dále vymezuje nejdůležitější směry a kroky výzkumu a vývoje pro aplikaci nekonvenčních materiálů ve výrobních strojích. A to:

- a) „Využití lehkých (málo hmotných) materiálů s vysokou tuhostí a vyšším tlumením. Cílené zvyšování dynamické tuhosti a tlumení strojů a jejich komponentů při snížení spotřeby energie. Využití nekonvenčních materiálů a materiálových struktur (lamináty, keramika, sendviče, lehčený polymerbeton, hybridní materiály).“
- b) „Predikce vlastností dílců z nekonvenčních materiálů a vývoj metod pro testování těchto materiálů (zkoušky relevantní pro oblast OS).“
- c) „Vývoj metod pro zpracování nekonvenčních materiálů a návrh směrnic, doporučení a postupů pro jejich použití v konstrukci OS.“

Výzkum a vývoj aplikací nekonvenčních materiálů (v porovnání s litinou a ocelí) tedy představuje významný úkol pro možnost zvyšování užitečných vlastností strojů. Prostředkem pro dosažení tohoto cíle je analýza vhodných materiálů, vývoj výpočetních modelů a vývoj technologických postupů.

Možností zvýšení užitečných vlastností pomocí nekonvenčních materiálů (z hlediska výrobních strojů) se v disertační práci zabýval Smolík [2], který formuloval následující vazby a vztahy mezi mechanickou stavbou a užitečnými vlastnostmi obráběcího stroje:

- „Vlastnosti konstrukce nosné struktury stroje mají vliv především na přesnost stroje při obrábění a na produktivitu stroje.“
- „Produktivita stroje je z hlediska konstrukce ovlivněna maximální dosažitelnou dynamikou pohybových os. Maximální dosažitelná dynamika pohybových os je určena jednak maximálním dosažitelným zrychlením, a jednak maximálním únosným nastavením hodnoty ryvu pro ještě klidný chod stroje.“ Tj., nosná struktura zde vstupuje modálními vlastnostmi stroje a hmotností pohybových os.
- „Přesnost stroje při obrábění je určována geometrickou přesností stroje, statickou tuhostí a přesností dráhového řízení. Stavba nosné struktury stroje významně ovlivňuje všechny tyto důležité vlastnosti.“
- Obecně lze charakterizovat požadavky na nosný rám obráběcího stroje:
  - Maximalizovat statickou tuhost v celém silovém řetězci komponent
  - „Optimalizovat modální vlastnosti stroje. Je vhodné, aby vlastní tvary kmitů, které jsou výrazně afinní s buzením servopohonem, vykazovaly vysoké hodnoty vlastních frekvencí a především vysoké hodnoty vlastních tlumení.“ [2]
  - U vřetenových jednotek zvyšovat první vlastní frekvenci – dosažení vyšších výkonů.
  - Minimalizovat setrvačné hmoty komponent pohybových os. Menší pohybující se hmoty vedou k potřebě menšího silového působení pro dosažení shodné dynamiky pohybových os jako u hmotnějšího provedení.

Z této analýzy tudíž vyplývá, že aplikace materiálů o vyšší tuhosti, nižší měrné hmotnosti a případně vyšším tlumením může vést ke zvýšení užitečných vlastností. V případě dosažení zvýšení dynamické tuhosti u nosných dílců obráběcích strojů aplikací nekonvenčních materiálů je možné očekávat i další příspěvek k užitečným vlastnostem – zvýšení produktivity výroby. To vychází z poznatků o mezní třísce a limitech obrábění, viz Tlustý a Poláček [3], [4], Altintas [5]. Tlustý a Poláček [3] představili vztah pro výpočet meze stability – mezní šířku třísky, v jehož jmenovateli vystupuje minimální hodnota reálné složky dynamické poddajnosti sestavy obráběcího stroje, nástroje a obrobku. Případné snížení dynamické poddajnosti pomocí zvýšení statické tuhosti, nebo tlumení sestavy stroje, se příznivě projeví v možnosti stabilně odebírat třísku větší tloušťky a tím zvyšovat produktivitu.

Skupina vhodných materiálů pro stavbu pohybových os je určena požadavkem na zvyšování vlastních frekvencí a snižování setrvačných hmot. Z těchto požadavků plyne nutnost použití materiálů, jejichž modul pružnosti je přibližně stejný nebo vyšší než modul pružnosti litiny nebo oceli. Jelikož je většina nosných komponent výrobních strojů zatížena ohybovým namáháním, použití materiálu nižšího modulu by znamenalo nutnost aplikace většího množství materiálu pro dosažení stejné tuhosti. To by ale v případě dodržení vnějších rozměrů komponenty znamenalo umístovat materiál blíže neutrální ose, a tudíž méně efektivně vzhledem k ohybové tuhosti.

Jednou z cest dosažení vyšších dynamických vlastností je použití vláknových kompozitů pro stavbu nosných dílců, neboť tyto materiály umožňují splnit podmínky vysoké tuhosti při snížené hmotnosti. Druhou možnou cestou je využít stávajících konstrukčních materiálů (ocel, litina, pro nepohyblivé dílce betony) a dalších materiálů pro tvorbu hybridních struktur, které kombinují výhody obou struktur. A to například struktur kompozit-kov, nebo sendvičových struktur typu kov-pěna. Aplikace vláknových kompozitů, jako lehkých a tuhých materiálů, je ve shodě s budoucími trendy ve vývoji nosných struktur strojů, kde dle Zulaiky [6] bude hlavním trendem dematerializace dílců.

## 2.2 Nasazení vláknových kompozitů v nosných rámech obráběcích strojů

Vývoj aplikací vláknových kompozitů v obráběcích strojích je záležitost posledních desetiletí a probíhá ve výzkumných institucích ve světě (Německo, Korea, Japonsko, Itálie, Česká Republika i jiné). Vyvíjené aplikace jsou většinou motivovány zlepšením dynamického chování cíleným na vyšší produktivitu strojů, zvýšením útlumu nebo zvýšením rozměrové stability pro tepelně zatížené komponenty. Výzkum aplikací vláknových kompozitů pro obráběcí stroje probíhá jak pro dílce nosné struktury (smykadla, náhonové hřídele, hřídele vřeten, kuličkové šrouby), tak i pro nástroje, nebo například pro lehké krytování.

Analýzu přínosu „light-weight“ designu pro obráběcí stroje provedl Kroll [7], hlavními faktory pro vylepšení vlastností bylo snížení hmotnosti při zachování statické tuhosti, což je teoreticky možné pomocí vláknových kompozitů. Autor citoval výsledky studie, kdy 30% redukce hmotnosti pohybových os vedla k 5% zvýšení zrychlení a následnému zvýšení produktivity stroje. Velký přehled kompozitních aplikací pro obráběcí stroje provedl Möhring [8] a [10], který analyzoval přínosy statické tuhosti a nízké hmotnosti vzhledem k požadavkům obráběcích strojů, možnosti přesnosti a kapacity jejich výroby a k ceně materiálových vstupů, s tím, že poslední dva faktory v současné době představují limity k hromadnému nasazení daných materiálových struktur. Möhring dále ve svém přehledu o materiálech pro obráběcí stroje [9] uvedl, že velký potenciál, respektive technologie budoucnosti, je v uplatnění hybridních struktur s potahy z oceli nebo vláknových kompozitů a výplní z pěnových jader nebo betonů

Mimo přínosy z hlediska statické tuhosti a hmotnosti umožňují vláknové kompozity i další benefity k užitným vlastnostem obráběcích strojů. Kono [11] a Kondo [12] prezentovali ve dvou na sebe navazujících článcích možnost zvýšení přesnosti hybridních ocelovo-kompozitních vřeten z hlediska teplotně-mechanického chování, které bylo dosaženo snížením teplotní roztažnosti vřetene. U prezentované studie hybridního vřetene došlo ke snížení teplotních deformací o přibližně 30 % v porovnání s ocelovým řešením, a to při podobných vlastních frekvencích soustavy. Přes pozitivní výsledky zde ale bylo konstatováno, že optimální návrh z vláknového kompozitu může narazit na problém dosažení potřebné hodnoty statické tuhosti, pokud jsou dodrženy vnější rozměry izotropního řešení.

Z hlediska nosných komponent provedl Lee [13] výzkum aplikace hybridní sendvičové struktury kompozit-kov pro stavbu osy X a osy Y vysoko-rychlostního obráběcího centra s výslednou 30% redukcí hmotnosti pohybových os při 1,5násobném až 5,7násobném zvýšení tlumení. Studii experimentálního celo-kompozitního smykadla prezentoval Uher [14] s 54% hmotnostní úsporou a 1,9násobným zvýšením dynamické tuhosti oproti referenčnímu ocelovému smykadlu. Případové studie „light-weight“ designu do obráběcích strojů prezentoval Merlo [15], který se zabýval

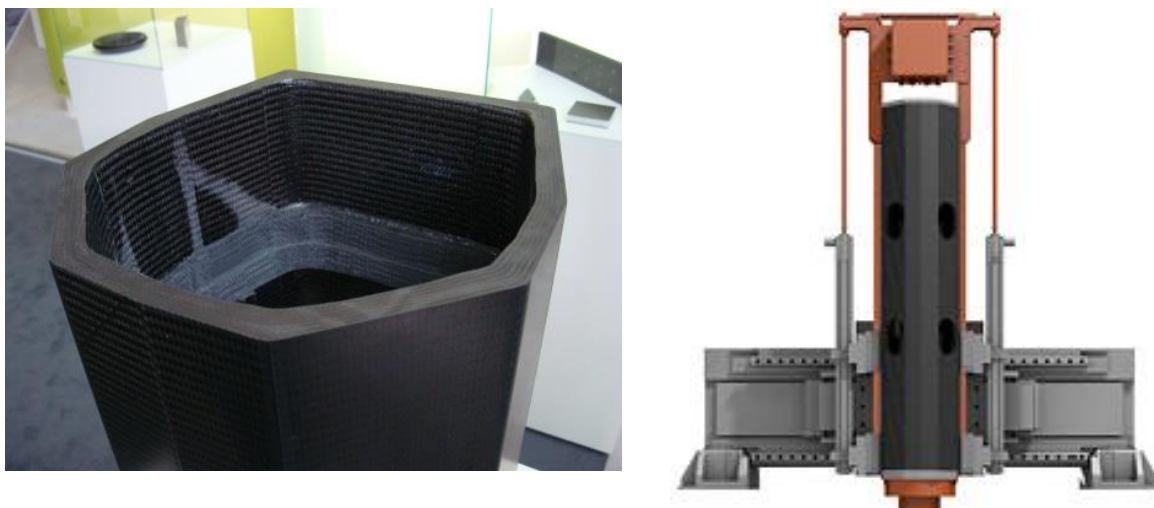
lehkými a tlumenými strukturami – vláknovými kompozity a hliníkovou pěnou. Na případové studii kompozitního smykadla kruhového průřezu, s hliníkovými přírubami a dalšími spojovacími rozhraními ukázal možnost hmotnostní redukce až o 40 % při zvýšení tlumení. Příkladem další studie aplikace kompozitů pro stavbu smykadel prezentovala společnost Roschiwal [16] u experimentálního kompozitního smykadla. Většina aplikací kompozitů do nosných komponent pohybových os typu smykadel byla zatím zveřejněna pouze ve fázi konstrukčních, technologických a výpočtových studií.

Další studií smykadel představil Mohring [17], kde představil několik kompozitových variant smykadel, u kterých navíc využil integrace senzorů do jejich struktury. Cena smykadel byla 4,5 až 10násobně vyšší oproti tradičním strukturám, zároveň u nich dosáhl 30% až 50% hmotnostní redukce a snížení teplotních deformací.

Mimo komponent typu smykadel probíhá výzkum aplikace kompozitů i do dalších nosných prvků. Hybridní kuličkový šroub představil Neugebauer [18], u kuličkového šroubu bylo pomocí kombinace vnějšího ocelového pláště a vnitřní kompozitní výztuže dosaženo 10násobně menší teplotní roztažnosti v porovnání s tradičním kuličkovým šroubem. Vývoj probíhá také u hřídelí vřeten Brecher [19], Bang [20]. Shrnutí vývoje vláknových kompozitů v německých výzkumných ústavech v daném období prezentoval Mráz v [21] a [22], kde jsou uvedeny kompozitní suporty soustruhů, ramena robotů a hřídele elektrovřeten vyvinuté ve Fraunhoferově IPT institutu a RWTH Aachen.

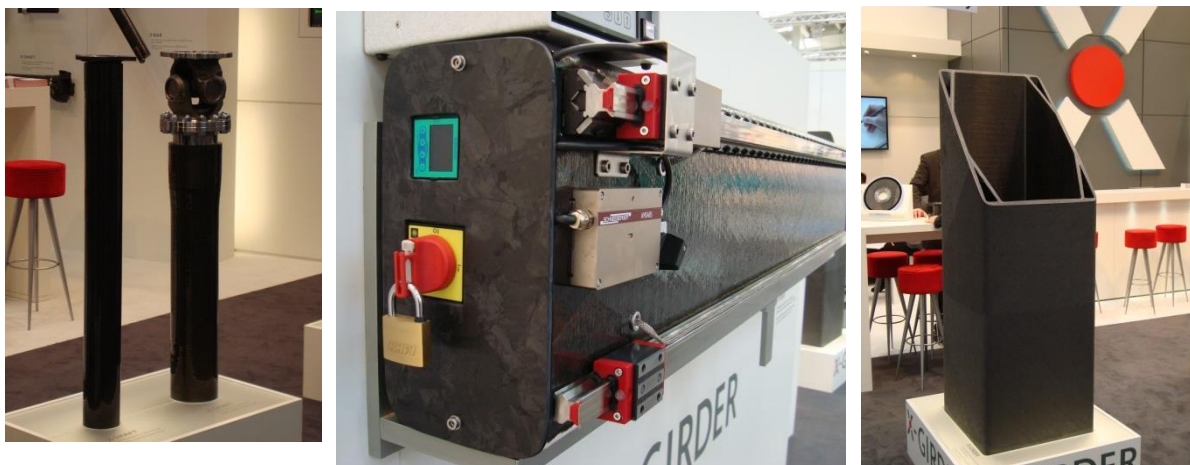
Mimo nosné struktury dochází k uplatnění vláknových kompozitů i do krytování, výzkum aplikace hybridních struktur (kompozit z uhlíkových vláken přilepený na ocel) provedl Suh [23] u krytování smykadla, s výsledným troj až pětínásobným zvýšením útlumu v porovnání s tradičním krytovaním. Zároveň se začínají vláknové kompozity uplatňovat i ve výrobě nástrojů. A to například u vyvrtávacích tyčí, viz [24], držáků nástrojů [25], nebo vysoko-rychlostních brousicích kotoučů [26]. Z hlediska průmyslových realizací vláknových kompozitů do stavby výrobních strojů v České Republice byly společností TAJMAC-ZPS a.s. aplikovány vláknové kompozity do náhonových hřídelí vícevřetenového soustružnického automatu [27].

Přehledy světových výstav obráběcích strojů, například výstavy EMO Milano a EMO Hannover, které proběhly v letech 2009 až 2019 [28], [29], [30] a [31], ukazují, že vývoj kompozitních komponent pro obráběcí stroje nabývá na významu, o čemž svědčí vzrůstající nabídka dodavatelů kompozitních komponent, s omezenou propagací vlastních průmyslových realizací. Podobný trend v obráběcích strojích byl ukázán i na výstavě EMO Hannover 2013. Bylo vystaveno celokompozitní smykadlo společnosti MAP Werkzeugmaschinen, které pracovalo na stroji PRO.X1000, viz [32]. U smykadla bylo konstatováno 45% redukce hmotnosti vůči duralovému smykadlu a tudíž značné zvýšení dynamického chování pohybové osy. Oproti tradičním strojům byly tyto údaje ale vztaheny k referenčnímu duralovému smykadlu, tj. dílci s netypickým materiálem ve strojích s výrazně nižší tuhostí.

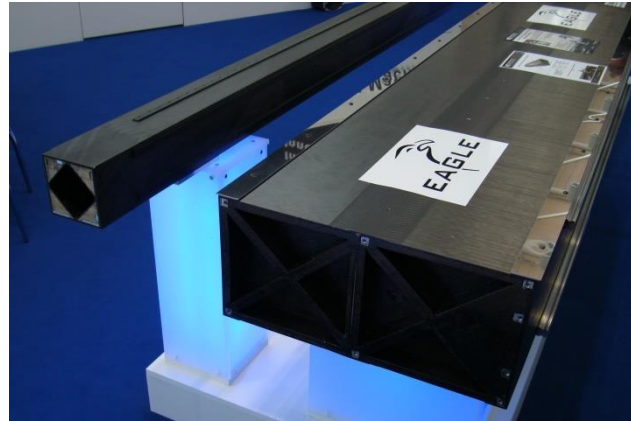
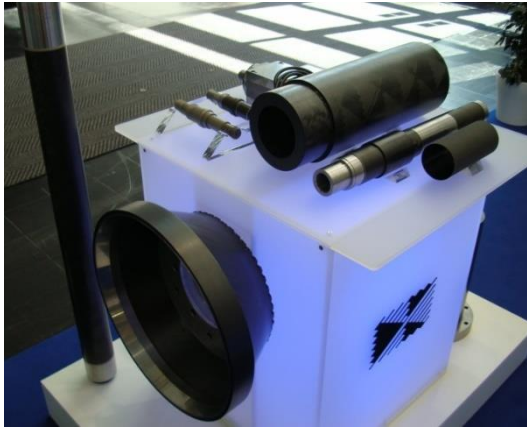


Obr. 1: Kompozitní smykadlo PRO.X1000. Foto - EMO Hannover 2013 [32]

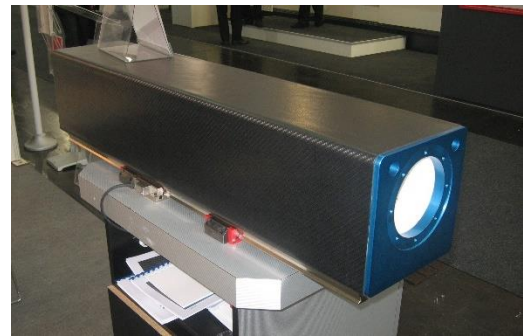
Z průmyslových aplikací byly dále prezentovány celokompozitní náhonové hřídele umožňující práci při vyšších otáčkách, než hřídele z tradičních materiálů. Dále byly prezentovány hřídele elektrovřeten, upínače obrobků, držáky nástrojů, upínače nástrojů. Ve stadiu vývojových studií byla prezentována příčnicka a smykadla obráběcích strojů a dále nosníky pro robotické manipulátory. Například společnost Roschiwal Partner prezentovala modelové kompozitní smykadlo o hmotnosti 30 kg, ceně 5000 Euro, včetně porovnání jeho vlastností s ocelovým kusem (75 kg, 3000 Euro) a litinovým kusem (155 kg, 2000 Euro). V porovnání s litinovým tělesem (max. zrychlení  $10 \text{ m.s}^{-2}$ , max. posuv  $60 \text{ m.min}^{-1}$ ) bylo u kompozitního tělesa dosaženo dvojnásobných parametrů ( $20 \text{ m.s}^{-2}$ ,  $120 \text{ m.min}^{-1}$ ) [33]. Příklady vyvíjených aplikací jsou zobrazeny na Obr. 1 až Obr. 5.



Obr. 2: Kompozitní náhonové hřídele, vzorky smykadel a příčnicku – Společnost Xperion. Foto - EMO Hannover 2013



Obr. 3: Kompozitní hřídele vřeten, upínač soustruhu, držák nástroje (vlevo), modelový nosník a smykadlo (pravo). Společnost Compotech Plus s.r.o. Foto - EMO Hannover 2013.



Obr. 4: Kompozitní HSK držák. Společnost Roschiwal Partner. Foto [34]

Obr. 5: Modelové kompozitní smykadlo. Společnost Roschiwal Partner. Foto [29]

Další příklad aplikace vláknových kompozitů představila společnost DMG na výstavě JEC Paris 2015, kde prezentovala lehký stroj pro úpravy leteckých konstrukcí – DMG Mobile Ultrasonic [35], viz Obr. 6. Tento stroj je určen pro upnutí na jinak obtížně dostupné konstrukce pomocí vakuových upínek, stroj je tudíž koncipován s důrazem na nízkou hmotnost. Pro konstrukci nosného rámu bylo tudíž použito vláknových kompozitů.



Obr. 6: DMG Mobile Ultrasonic. Foto JEC Paris 2015.

Jak už bylo uvedeno v úvodu kapitoly globální přehled aplikací nekonvenčních materiálů (včetně vláknových kompozitů) do stavby nosných struktur publikoval v roce 2015 Möhring [8]. Vyjma aplikací zaměřených na zvýšení statické tuhosti nebo dynamické tuhosti jsou zaznamenány i aplikace, které byly motivovány nutností snížit hmotnost komponenty, například pro umožnění ruční manipulace s dílci.

Jednou z mála publikací, ve které je aplikace vláknových kompozitů vztažena nejen na mechanické vlastnosti, ale i na užité vlastnosti stroje, je [36], ve které Lee publikoval zvýšení výrobního výkonu dosažením o 23 % většího rozměru mezní třísky, zvýšení výkonu bylo dosaženo pomocí kompozitního vřetena. Další příklad prezentoval Lee [37] na kompozitní vyvrtávací tyči, díky které došlo k 33% zvýšení meze stability vůči porovnávací tyči z karbidů wolframu.

Obecně dochází k zvyšování podílu materiálů založených na vláknových kompozitech do stavby nosných dílců obráběcích strojů. Cílem je redukce hmotností pohybových skupin, zvýšení dynamických vlastností (vyšší otáčky, vyšší dynamická tuhost), nebo dosažení jiných parametrů, například zvýšení přesnosti vlivem vyšší teplotní stability.

Mimo kompozitní struktury, nebo hybridní struktury založené na kombinaci vláknový kompozit – kov jsou také zkoumány další materiálové kombinace, jejichž cílem je snížit hmotnost při zachování statické tuhosti komponent pohybových os. Příkladem jsou například aplikace sendvičových panelů, které kombinují ocelové svařence s hliníkovou pěnou, viz například Neugebauer [38], kde je zmíněn i další benefit v podobě zvýšeného tlumení struktury. Aplikace a přínosy změny ocelového svařence v sendvičovou strukturu na bázi ocelového pláště a hliníkové pěny popsal výpočtově ve své disertační práci Smolík [2], který popsal možnost odstranění hmotného žebrování pomocí lehké hliníkové pěny, s možným zvýšením tuhosti pokud by došlo k přesunu materiálu ze žebrování do vnějšího pláště. Aggogeri [39] publikoval porovnání sendvičové struktury na bázi hliníkové pěny, vláknových kompozitů a tradičních materiálů na modelu strukturálního tělesa, sendvičová struktura s hliníkovou pěnou zde dosáhla 20 až 30násobného zvýšení tlumení oproti tradičnímu materiálu, vláknový kompozit pouze 2-3násobného zvýšení tlumení.

Hybridní konstrukci na bázi jádra z polymerního kompozitu a potahu z vláknového kompozitu prezentoval Cho [40] s výslednou 36% redukcí hmotnosti a zvýšením schopnosti útlumu. Jinou aplikací s výsledkem –zvýšením tlumení prezentoval Kepczak [41], který analyzoval vliv aditivních částic u polymerních kompozitů na tlumení těles. Vrba [42] ve své disertační práci prezentoval vliv částicových kompozitů na bázi kameniva a pryže a epoxidového pojiva v hybridních strukturách kov – kompozit na dynamické vlastnosti nosných dílců. Vlivem aplikace částicových kompozitů došlo k násobnému zvýšení tlumení nosných těles. Vliv výplňového materiálu na dynamické chování nosného dílce publikoval také Sonawane [43], který za pomoci výpočtů MKP a experimentálních zkoušek navrhl hybridní vyplňované stojany se zvýšenými vlastními frekvencemi, nicméně bez většího komentáře směrem k vlivu na dynamické chování stroje s danou strukturou.

### **2.2.1 Dílčí závěry z nasazení vláknových kompozitů ve výrobních strojích**

Obecně lze říct, že v současné době existuje řada publikací, která popisuje výsledky aplikace vláknových kompozitů, hybridních struktur na bázi kompozit – kov, případně i jiných typů kompozitních materiálů (částicové kompozity, betony) do oblasti konstrukce nosných dílců obráběcích strojů. Autoři publikací většinou analyzují přínos samotného tělesa, a to s ohledem na redukci jeho hmotnosti nebo zvýšení tlumení. Existuje velmi málo publikací, ve kterých je

diskutován přínos změny materiálu na dynamické chování komplexní sestavy nosných dílců, nebo případně na užité vlastnosti stroje. Vliv zvýšeného tlumení nosné struktury není analyzován s ohledem na vlastnosti sestavy nosných dílců. Je tak velmi obtížné posoudit například, jestli lze navrhnout novou nosnou komponentu v rámci „light-weight“ postupu například se sníženou statickou tuhostí, sníženou hmotností a zvýšeným tlumením, které by vedlo k vyšší dynamické tuhosti a tak bylo schopno kompenzovat redukovanou statickou tuhost. Je velmi obtížné využít data prezentovaná v literatuře a odvodit obecná pravidla pro návrh nových materiálových struktur nosných dílců, která by vedla k zvýšení hlavních užitečných vlastností obráběcích strojů. Stav můžeme shrnout takto:

- Přehled nasazení vláknových kompozitů ve stavbě výrobních strojů ukázal, že ve výrobních strojích jsou v současné době kompozity ve fázi výzkumu a vývoje, s postupným odrazem v průmyslovém nasazení.
- Většina vyvíjených kompozitní aplikací byla podmíněna požadavkem na zvýšení dynamického chování komponenty – zvýšením otáček (náhonové hřídele, hřídele elektrovřeten, HSK nástrojové držáky), snížením hmotnosti komponenty pohybové osy (smykadla, příčníky), zvýšením dynamické tuhosti (smykadla). Dále jsou vyvíjeny aplikace plnící speciální požadavky zákazníka – například držáky nástroje – umožnění ruční manipulace s nástrojem, nebo upínače obrobků na soustruhu – zvýšení otáček a razantní snížení spotřeby elektrické energie. Většina vyvíjených komponent má tvar dlouhého tělesa uzavřeného profilu, s požadavkem vysoké statické tuhosti, nízké hmotnosti a případně vysokého tlumení.
- Z hlediska průmyslového nasazení, v porovnání s výrobou komponent z tradičních materiálů, je nutno zcela nově řešit problémy konstrukce, technologie výroby a výpočtového návrhu komponent. Je nutno řešit i vlastní tvarový návrh komponenty, její vyrobitelnost s požadovanými vlastnostmi (vyrobitelnost s požadovanými materiály a kompozitní skladbou), tvorbu připojovacích rozhraní v přesnosti a kvalitě běžné výrobních strojů (například smykadla – plochy pro připojení lineárních vedení, hřídele – plochy pro ložiska).
- Tvar většiny komponent pro výrobní stroje (malý poměr délky komponenty k tloušťce stěny) je odlišný od dnes již běžně používaných kompozitních komponent pro dopravní průmysl (kompozitní konstrukce, jejichž tloušťka je podstatně menší než ostatní rozměry). Odlišný tvar komponent a odlišné požadavky (výrobní stroje: tuhost a nízká hmotnost, dopravní průmysl: pevnost a nízká hmotnost) znamenají nutnost použití odlišných výrobních technologií a odlišných materiálů. Zároveň také způsobují komplikace s použitím výpočetních modelů, vyvinutých původně pro tenkostěnné kompozity, které vycházejí z předpokladu rovinné napjatosti.
- Požadavky na funkčnost, dynamické vlastnosti, ochranu před vlivy pracovního prostředí a smontovatelnost vedou na vývoj hybridních komponent, kombinující kompozity s dalšími materiály. Jednou z možností je integrace tlumících materiálů mezi vrstvy kompozitu pro zvýšení útlumu struktury. Další možností je kombinace kov-kompozit, která umožňuje kombinovat výhody kompozitu (vysoká tahová, ohybová tuhost, útlum, nízká hmotnost) s výhodami kovů (vysoká tuhost u prostorového namáhání, dobrá obrobitelnost pro tvorbu přesných spojovacích rozhraní, nízká cena). Hybridní struktury se objevily například ve formě upínače pro soustruh



(kombinace ocel + kompozit), nebo smykadla (kombinace vnější litinový plášť, vnitřní kompozitní výztuž).

- Dostupné informace o uplatnění vláknových kompozitů v nosných dílcích obráběcích strojů, respektive hybridních struktur na bázi kompozit-kov v těchto dílcích, jsou velmi omezené z hlediska zobecnění přínosu aplikace těchto materiálů na užité vlastnosti. Publikace se omezují pouze na srovnání dílce vůči referenční komponentě z hlediska mechanických vlastností (tuhost, hmotnost, vlastní frekvence, tlumení). Převážně ale chybí, jakým způsobem se změna nosných materiálů projevila v užitečných vlastnostech stroje. Možnosti a informace, jak hodnotit přínos nasazení kompozitů do komponent obráběcích strojů, jsou velmi omezené.

## 2.3 Vláknové kompozity pro aplikaci ve výrobních strojích

### 2.3.1 Možnosti použití vláknových kompozitů ve výrobních strojích

Jak vyplývá z rešerše nasazení vláknových kompozitů ve výrobních strojích, vláknové kompozity jsou aplikovány do komponent, u nichž je požadavek na vysokou statickou a dynamickou tuhost. Ve většině případů se jednalo o silnostěnné komponenty tvaru uzavřených profilů vytažených do délky (hřídele, smykadla, vyvrtávací tyče, držáky nástrojů). Nikoliv charakteru plošných komponent (skořepin), které jsou typické pro většinu aplikací vláknových kompozitů v leteckém, potažmo dopravním průmyslu. Danému charakteru komponent musí být uzpůsoben i výběr výrobní technologie.

Obecně lze pro výrobu komponent z vláknových kompozitů použít jedné z níže uvedených výrobních technologií. Použití jednotlivých technologií je určeno rozměry a tvarem produktu, požadavky na kvalitu, produktivitu, opakovatelnost a cenu, zvoleným typem vláken, matrice a případného výrobního polotovaru.

Základními výrobními technologiemi jsou pro kompozity s termosetovou matricí, viz [44]:

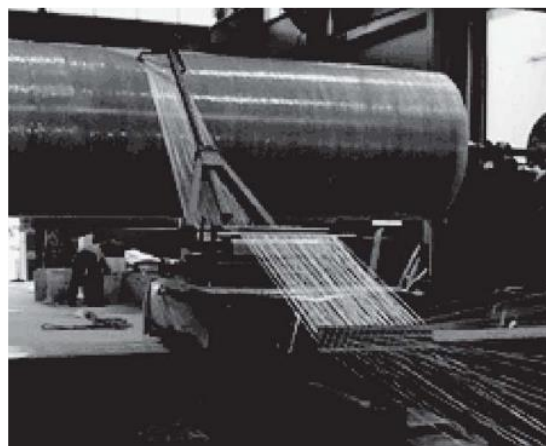
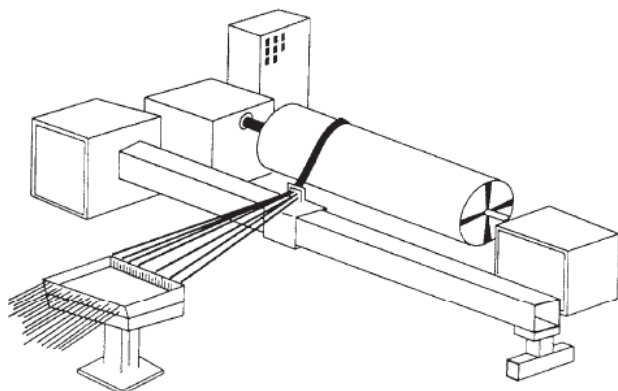
- Kontaktní laminace.
- Autoklávové techniky.
- Navíjení a kladení.
- Pultruze.
- RTM (resin transfer moulding).

Pro výrobu struktur složitých tvarů nebo vnitřní struktury je třeba mnohdy kombinovat více technologií (navíjení a kladení dílčích částí, lisování sub-komponent do celku, ovíjení výsledné tvarově komplikované struktury, atd.). Požadavky na komponenty výrobních strojů použití některých výrobních technologií zásadně omezují, nebo si vynucují jejich specifickou úpravu.

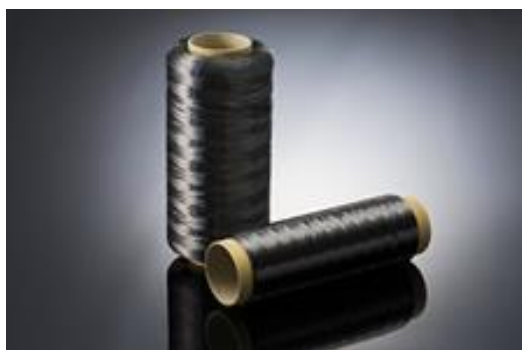
Požadavky na vysokou tuhost komponent vyvozují potřebu dosahovat vysokého objemového podílu vláken v objemu kompozitu a ideálně potřebu použít vysokomodulových vláken. Požadavky na vysokou tuhost v ohybu nebo tahu určují vhodnost použití výrobních polotovarů s jednosměrovou orientací vláken. Pro vysokou tuhost ve smyku je možno použít i textilí – biaxiálních tkanin.

Požadavek na vysoký objemový podíl vláken v kompozitu (50 % až 70 %) jsou schopny splnit autoklávové technologie, technologie navíjení a kladení vláken, dále RTM techniky. Obecně je možno všechny tyto technologie použít pro výrobu komponent, které mají tvar uzavřeného profilu. Nicméně z hlediska produktivity výroby a možnosti aplikovat vysokomodulová vlákna je z této skupiny technologií vhodné použít technologie navíjení a kladení vláken nebo prepregů.

Technologie navíjení a kladení je schematicky znázorněna na Obr. 7. U této technologie je možné komponentu vyrábět s použitím svazku vláken, které jsou před samotným navinutím prosycené matricí, viz Obr. 8, nebo prepregů - jednosměrových polotovarů obsahující matrici i svazky vláken, viz Obr. 9.



Obr. 7: Technologie navíjení vláken. Převzato z[44].



Obr. 8: Polotovar – svazek vláken pro navíjení/kladení. Převzato z [45].



Obr. 9: Polotovar - jednosměrový kompozit pro navíjení/kladení – vrstva vláken s matricí. Převzato z [44].

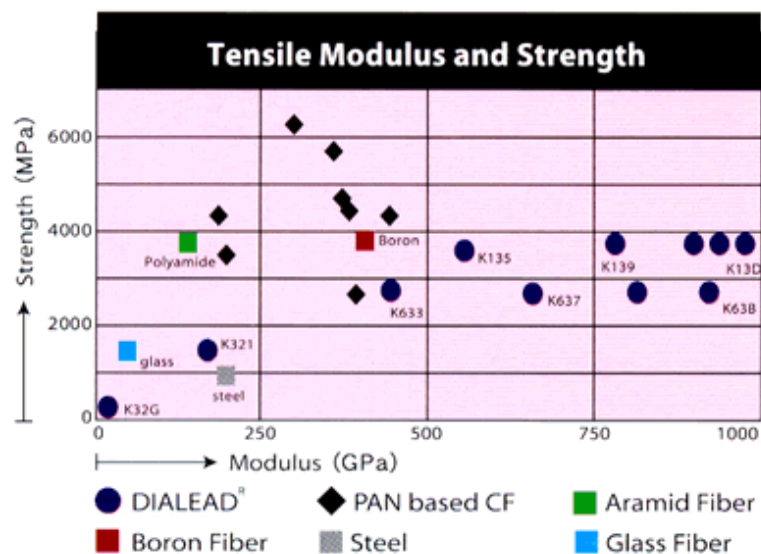
Prepregy jsou dostupné jak pro vláknové kompozity s reaktoplastovou (termosetovou) matricí, tak pro vláknové kompozity s termoplastovou matricí. Jejich použití umožňuje, v porovnání s navíjením prosycovanými vlákny, dosahovat vyšší rovnoměrnosti tloušťky vrstev, nižší přítomnosti dutin a celkové lepší kontroly výrobní technologie a opakovatelnosti. Z hlediska výroby komponent výrobních strojů je však vhodnější použít technologie využívající pro navíjení a kladení svazků vláken sycených matricí. Hlavním důvodem je možnost použití ultra-vysokomodulových vláken a širších technologických možností při výrobě silnostěnných komponent 3D typu, než je tomu při použití prepregů. Požadavek na ultra-vysokomodulová vlákna téměř zcela eliminuje možnost použití termoplastických matric, neboť u nich převládají kompozity s vlákny vysoko-pevnostními (v případě uhlíkových vláken). Nabídka kompozitů s (ultra)vysokomodulovými

vlákny existuje, nicméně jedná se o okrajové materiály s mnohonásobně vyšší cenou než u běžně dostupných prepregů z vysoko-pevnostních vláken. V dalších částech práce budou uvažovány pouze vláknové kompozity s epoxidovou maticí, jako zástupcem nejčastěji používané kombinace vysoko-modulových vláken a matrice.

### 2.3.2 Vlastnosti vláken

Zásadním požadavkem pro materiál komponent výrobních strojů je vysoká tuhost materiálu. Z daného důvodu byla z širokého spektra výztuží vláknových kompozitů vybrána uhlíková vlákna, neboť další materiály (například vlákna skleněná nebo aramidová) mají tuhost ve srovnání s tradičními materiály nízkou, anebo jsou problematické z důvodů jiných (technologie zpracování, omezená dostupnost – bórová vlákna).

Nejčastějším typem uhlíkového vlákna jsou vlákna vyrobená z polyacrylonitrilu (PAN). Tato vlákna jsou dostupná ve formě vysoko-pevnostních vláken (HS) nebo vysoko-modulových vláken (HM). Druhým typem uhlíkových vláken jsou vlákna vyrobená z PITCH prekurzoru. Vlákna z PITCH prekurzoru nedosahují pevností jako vlákna typu PAN, na druhou stranu jsou tato vlákna dostupná nejen ve vysoko-modulové podobě (HM), ale také i v ultra-vysoko-modulové podobě (UHM). Oba typy vláken jsou na trhu dostupné v širokém spektru mechanických vlastností, jak je demonstrováno na Obr. 10, kde je vyneseno modulu pružnosti a tahová pevnost ve směru vláken pro odlišné materiály. V Obr. 10 jsou uhlíková vlákna na bázi PITCH prekurzoru označena obchodním názvem DIALEAD. Vlastnosti základních typů vláken typu HS, HM a UHM jsou uvedeny v Tab. 1.



Obr. 10: Tuhost a pevnost ve směru vláken – porovnání materiálů. Převzato z [45].

Tab. 1: Vlastnosti uhlíkových vláken získaná z podkladů výrobců.

| Vláknno | $E_{fL}$<br>[GPa] | $\sigma_{fLt}$<br>[MPa] | $\varepsilon_{fLt}$<br>[%] | $\rho_f$<br>[kg.m <sup>-3</sup> ] | $\alpha_{fL}$<br>[10 <sup>-6</sup> /K] | $\lambda_{fL}$<br>[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ] | Výrobce       | Zdroj |
|---------|-------------------|-------------------------|----------------------------|-----------------------------------|--|---|---------------|-------|
| T700S   | 230               | 4900                    | 2,1                        | 1800                              | -0,38                                  | 9,4   | Torayca       | [46]  |
| 34-700  | 234               | 4830                    | x                          | 1800                              | x                                      | x   | Mitsubishi R. | [47]  |
| M46J    | 436               | 4210                    | 1,0                        | 1840                              | -0,9                                   | 8,5   | Torayca       | [48]  |
| K63712  | 634               | 2620                    | 0,4                        | 2120                              | x                                      | 140   | Mitsubishi R. | [45]  |
| CN60    | 620               | 3430                    | 0,6                        | 2120                              | -1,4                                   | 180   | Nippon Gr.    | [49]  |
| CN80    | 780               | 3430                    | 0,5                        | 2170                              | -1,5                                   | 320   | Nippon Gr.    | [49]  |

První tři značky vláken v Tab. 1 jsou zástupci vláken typu PAN, poslední tři značky vláken jsou zástupci vláken typu PITCH. Vláknna typu PAN dosahují vyšší tahové pevnosti a vyšší tažnosti vláken. Oproti vláknům typu PITCH mají značně nižší modul pružnosti, nižší teplotní roztažnost a značně nižší schopnost vedení tepla. Vláknna typu PITCH vynikají ve vysoké tuhosti ve směru vláken. V porovnání s tradičními materiály (ocel, litina) je modul pružnosti až 4násobně vyšší, a to zároveň při téměř čtyřnásobně nižší měrné hmotnosti. Samotné vlastnosti UHM vláken, tj. vysoká tuhost, nízká měrná hmotnost, mají potenciál pro zvýšení užitečných vlastností výrobních strojů. Jejich aplikace je ale podmíněna zvládnutím technologie zpracování těchto křehkých vláken.

Z hlediska výpočtových modelů vláknových kompozitů vyrobených technologií navíjení a kladení svazku vláken je nutno zdůraznit, že mechanické vlastnosti vláken z Tab. 1 neumožňují kompletní popis mechanických vlastností vrstvy jednosměrového kompozitu ve 3D ortotropních modelech. A to z důvodu chybějících charakteristik vláken ve směru kolmém na směr vlákna ( $E_{fT}$ ,  $\alpha_{fT}$ ,  $\lambda_{fT}$ ,  $\nu_{fLT}$ ,  $\nu_{fTT}$ ,  $G_{fTT}$ ). Tyto hodnoty většina výrobců neuvádí, jejich měřitelnost je obtížná, ale přitom mohou mít významný vliv v mechanických vlastnostech kompozitu.

Z hlediska většinově používaných polotovarů (textílie, prepregy) nedostupnost některých konstant vláken nepředstavuje významnou komplikaci, neboť je u těchto vzorků možné vyrobit reprezentativní zkušební vzorky kompozitního materiálu, a tyto vzorky použít pro získání materiálových konstant. Případně je již výrobci uvádějí (viz [45], [47], [49]), nebo se používá jejich přibližný odhad. Z hlediska technologie navíjení ze svazku vláken sycených v matrici je omezená dostupnost materiálových vlastností vlákna komplikací pro návrh komponenty, neboť se projevuje v přesnosti parametrů jednotlivých navrhovaných vrstev návinu. A tím ovlivňuje výsledné vlastnosti komponenty.

Vlastnosti vláken napříč směr vlákna lze pro některé typy nejčastěji používaných vláken nalézt v literatuře, nicméně obecně lze říct, že parametry vláken ve směru napříč vlákny je problematické získat. I u rozšířených typů vláken lze nalézt odlišné hodnoty dle různého zdroje. Příkladem je porovnání vlastností v Tab. 2 pro uhlíková vlákna Torayca T300 a T700. Ve shodě jsou uvedeny pouze parametry  $E_{fL}$  a  $\rho_f$ , u ostatních mechanických konstant je uváděn i často výrazný rozptyl ( $G_{fLT}$ ). Případně konstanty jsou téměř nedostupné ( $G_{fTT}$ ,  $\alpha_{fT}$ ). V případě použití směšovacíh pravidel nebo mikromechanických modelů k určení vlastností vrstvy kompozitu tudíž dochází

k ovlivnění přesnosti výpočtů, a to jak nejistotou vstupních konstant do výpočtu, tak kvalitou a možnostmi výroby kompozitu.

Z hlediska vláken PITCH je situace s konstantami mimo směr vlákna totožná, parametry vlákna jsou velmi špatně dostupné nebo měřitelné. Maurin [57] prezentoval porovnání příčného modulu pružnosti vysoko-modulových vláken určeného pomocí nano-intendace a pomocí mikromechanických modelů, pro UHM vlákno K63712 vyhodnotil  $E_{fT}=10,7$  GPa pomocí nano-intendace, zatímco mikro-mechanické modely určovaly modul pružnosti v rozmezí:  $E_{fT}=5,79\div 7,78$  GPa. Podklady výpočtového programu LamiEx [55] uvádí pro dané vlákno parametry  $E_{fT}=5$  GPa,  $G_{fLT}=20$  GPa,  $\nu_{fLT}=0,35$ , tyto vlastnosti jsou používány i pro další UHM vlákna. Získání přesnějších dat vláken je obtížné.

Tab. 2: Vlastnosti vysokopevnostních uhlíkových vláken  
(\* - značení obecného vysoko-pevnostního uhlíkového PAN vlákna).

|       | $E_{fL}$<br>[GPa] | $E_{fT}$<br>[GPa] | $\nu_{fLT}$<br>[-] | $G_{fLT}$<br>[GPa] | $G_{fTT}$<br>[GPa] | $\rho_f$<br>[kg.m <sup>-3</sup> ] | $\alpha_{fL}$<br>[10 <sup>-6</sup> /K] | $\alpha_{fT}$<br>[10 <sup>-6</sup> /K] | Zdroj |
|-------|-------------------|-------------------|--------------------|--------------------|--------------------|-----------------------------------|--|--|-------|
| T300S | 230               | -                 | -                  | -                  | -                  | 1760                              | -0,41                                  | -                                      | [51]  |
| T300  | 233               | 23                | 0,2                | 8,96               | -                  | -                                 | -0,54                                  | 10                                     | [52]  |
| T300  | 230               | 15                | 0,2                | 15                 | 7                  | -                                 | -0,7                                   | 12                                     | [53]  |
| HS    | 230               |                   | 0,35               | 50                 | -                  | 1750                              | 0,2                                    | -                                      | [54]* |
| HS    | 230               | 15                | 0,3                | 50                 | -                  | 1750                              | 0,2                                    | -                                      | [55]* |
| T700S | 230               | -                 | -                  | -                  | -                  | 1760                              | -0,38                                  |  | [46]  |
| T700  | 230               | 17                | 0,31               | -                  | -                  | 1800                              | -                                      | -                                      | [56]  |

### 2.3.3 Mechanické vlastnosti vláknových kompozitů

Pro základní výpočtový model – tenkou vrstvu kompozitu s jednosměrově orientovanými vlákny jsou v Tab. 3 uvedeny základní nominální vlastnosti v rovině laminátu – moduly pružnosti, koeficienty teplotní roztažnosti a tepelné vodivosti. A to pro základní skladby kompozitu z HS vláken a UHM vláken a epoxidové matrice. Pro výpočet byla použita vlákna typu T700S pro HS vlákna a K63712 pro UHM vlákna.

Vlastnosti, uvedené v Tab. 3, byly vypočteny z vlastností vláken a matrice pomocí směšovacíh pravidel a laminační teorie [58]. Koeficienty tepelné vodivosti byly určeny pomocí rovnic uvedených v [59]. Vlastnosti vláken, které nebyly uvedeny výrobcem, byly získány z výpočtových podkladů společnosti Compotech Plus, s.r.o., spolu s vlastnostmi epoxidové matrice [55].

Z porovnání vypočtených vlastností je patrné, že při požadavku na tuhost v jednom definovaném směru mají kompozity z UHM vláken významně vyšší tuhost než tradiční materiály – ocel, litina. U kompozitu s jednosměrově orientovanými vlákny (UD) je ve směru vláken dosaženo téměř dvojnásobně vyššího modulu pružnosti  $E_1$  než u oceli. Kompozit se symetrickou skladbou pod úhly  $+45^\circ$  a  $-45^\circ$  dosahuje mírně vyššího smykového modulu  $G_{12}$  než ocel stejné tloušťky. Problémem je, pokud je požadována tuhost pro tahový – ohybový i smykový mód

zároveň. V daném případě nemůže kompozitní komponenta z výše zmíněných materiálů, při stejné tloušťce jako u oceli/litiny, dosáhnout tuhosti v tahu a smyku ekvivalentní s tradičními materiály na bázi železa.

Tab. 3: Mechanické vlastnosti základních kompozitních struktur, vypočteno pro 60% objemový podíl vláken v kompozitu.

|               | $\rho$             | $E_1$ | $E_2$ | $G_{12}$ | $\alpha_1$                       | $\alpha_2$                       | $\lambda_1$                        | $\lambda_2$                        |
|---------------|--------------------|-------|-------|----------|----------------------------------|----------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
|               | kg.m <sup>-3</sup> | GPa   | GPa   | GPa      | 10 <sup>6</sup> .K <sup>-1</sup> | 10 <sup>6</sup> .K <sup>-1</sup> | W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> | W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> |
| Ocel          | 7850               | 210   | 210   | 80       | 13                               | 13                               | 50                                 | 50                                 |
| Tvárná litina | 7050               | 169   | 169   | 66       | 10                               | 10                               | 55                                 | 55                                 |
| HS UD         | 1550               | 140   | 6     | 4        | 0,9                              | 27                               | 4,3                                | 0,6                                |
| HS [0/90]s    | 1550               | 73    | 73    | 3,8      | 2,5                              | 2,5                              | 2,5                                | 2,5                                |
| UHM UD        | 1750               | 380   | 5     | 3        | -1,2                             | 31,4                             | 83                                 | 0,6                                |
| UHM [0/90]s   | 1750               | 192   | 192   | 3        | 1,4                              | 1,4                              | 42                                 | 42                                 |
| UHM [45/-45]s | 1750               | 13    | 13    | 97       | 1,4                              | 1,4                              | 59                                 | 59                                 |

Požadavek na tuhost kompozitu ekvivalentní s ocelí v případě kombinovaného zatížení tah a smyk v rovině laminátu lze splnit kompozitem složeným z vrstev pod orientací 0° a ±45°. Pro materiál uvedený v Tab. 3 by daný kompozit měl přibližně 1,4násobku tloušťky vrstvy z oceli pro ekvivalentní tuhost oceli. 40% zvýšení tloušťky komponenty by ale stále znamenalo 70% snížení hmotnosti a tudíž velký potenciál pro zvýšení dynamického chování. Použitím vláken s vyšším modulem pružnosti v tahu (například CN80) by bylo možno navýšení tloušťky dále snížit. Namáhání komponent výrobních strojů ale obecně nelze zjednodušit pouze na případy rovinné napjatosti, komponenty výrobních strojů jsou namáhány zejména ohybem s vlivem posouvající síly a krutem.

Vzhledem ke geometrickým poměrům komponent výrobních strojů (poměr délka/tloušťka) je nutné, v případě ohybu od posouvající síly, uvažovat významný vliv deformace od příčného smykového namáhání na celkovou poddajnost komponenty. V případě rovinné kompozitní komponenty, s vlastnostmi v rovině kompozitu  $E_1$ ,  $E_2$ ,  $G_{12}$ , lze smykový modul pro příčné smykové namáhání  $G_{13}$  přibližně odhadnout o stejné velikosti jako modul  $G_{12}$  kompozitní vrstvy s jednosměrově orientovanými vlákny. V případě UHM materiálu z Tab. 3, který je namáhán kombinací ohybu a příčného smyku, je poddajnost v ohybu kompozitu výrazně nižší než u oceli (modul pružnosti  $E_1=380$  GPa vs ocel  $E=210$  GPa), poddajnost v příčném smykovém namáhání je ale u kompozitu mnohonásobně vyšší (příčný smykový modul  $G_{13}\sim 3$  GPa vs ocel  $G_{13}\sim 80$  GPa).

Hodnota příčného smykového modulu  $G_{13}$  je pro rovinou vrstvu uhlíkového kompozitu vždy podstatně nižší než smykový modul izotropní oceli a litiny, To platí nezávisle na typu uhlíkového vlákna. Cestou pro zvýšení tuhosti v případě namáhání příčným smykem není zvyšování tloušťky komponenty. Jednou z možností je změna prostorové orientace kompozitu, tj. využití vysokého modulu  $G_{12}$  vláknového kompozitu pro příčné smykové namáhání. Další možností je tvorba

hybridních struktur kompozit-kov, kdy kov bude použit pro tuhost v příčném smykovém namáhání a torzi, kompozit pro vysokou tuhost v ohybu/torzi. Toto řešení je ale nutné navrhnout tak, aby nedošlo k nežádoucímu chování komponenty vlivem rozdílných teplotně-mechanických vlastností kompozitu a kovu.

V porovnání s tradičními materiály (ocel, litina) dosahují vláknové kompozity vyššího strukturálního tlumení – viz kompozitní aplikace z kapitoly 2.2 nebo poznatky zkušeností s vývojem kompozitních aplikací v IPT Aachen, který popsal Mráz [22], případně porovnání materiálů pro stavbu obráběcích strojů, které prezentoval Zulaika [6]. Také výrobci vláken prezentují vyšší útlum vláknových kompozitů, a zejména kompozitů s PITCH vlákny [60], nicméně většina podobných porovnání je problematická z důvodu nejasnosti metodiky zkoušení a vyhodnocovaných veličin. Martinásková ve své diplomové práci [61] provedla porovnání poměrného útlumu  $\zeta$  shodně uložených základních materiálových vzorků materiálových struktur používaných ve výrobních strojích. Bylo vyhodnoceno výsledné porovnání následujících materiálů a jejich poměrných útlumů: ocel –  $\zeta=0,01$  %, litina –  $\zeta=0,11$  %, polymerbeton –  $\zeta=0,41$  %, vysokopevnostní cementový beton –  $\zeta=0,49$  %, vláknové kompozity s epoxidovou pryskyřicí  $\zeta=0,21-0,57$  %. Rozptyl tlumení je dán vlivem odlišných typů vláken nebo odlišné skladby kompozitních laminátů.

Strukturální tlumení materiálu z vláknových kompozitů na bázi epoxidové pryskyřice je tedy vyšší než u materiálů tradičních, což je pro zamýšlené aplikace pozitivní efekt. **Je otázkou, jakým způsobem se projeví zvýšení tlumení komponenty v celkovém tlumení stroje.** Weck [62] uvedl, že význam tlumení komponenty na tlumení stroje je 10 až 100násobně menší než význam tlumení ve spojích. Padmanbhan [63] uvedl, že 90 % celkového tlumení se odehrává ve spojích. Tj., i razantní zvýšení tlumení komponenty se na výsledném chování stroje nemusí výrazně projevit. **Objasnění tlumení nosných komponent, případně objasnění vztahu mezi tlumením stroje a tlumením nosné komponenty s vláknovými kompozity by pomohlo ve vývoji komponent z nekonvenčních materiálů, neboť by umožnilo efektivněji navrhovat komponenty a omezovat počet experimentálních zkoušek na celém stroji.**

Viv aplikace vláknových kompozitů na tlumení nosné struktury (jak v kompozitní, tak hybridní formě kompozit-kov) se projevil při měření nosných dílců, jak prezentoval Kim [64], který dosáhl zvýšení tlumení až o 530 % oproti referenčnímu duralovému dílci. Lee [13] prezentoval 1,5 až 5,7krát vyšší tlumení hybridního dílce oproti kovu.

Nevýhodou vláknových kompozitů je vysoká cena materiálu, která výrazně převyšuje cenu tradičních materiálů (ocelové svařence, odlitky). Zulaika [6] porovnal ceny materiálů používaných v obráběcích strojích, a uvádí hodnoty pro ocelové svařence (3,5÷7 Euro/kg), odlitky z šedé litiny (2÷4 Euro/kg), odlitky z tvárné litiny (3÷6 Euro/kg), kompozitní desky z HM vláken (110÷150) Euro/kg. Při použití UHM vláken lze čekat i cenu vyšší (přibližně 200 Euro/kg a více). I při zohlednění přibližně 4násobně nižší hmotnosti vláknového kompozitu pro zaplnění stejného objemu je cena kompozitní komponenty v porovnání s ocelovou/litinovou komponentou stále výrazně vyšší. Současné cenové porovnání tudíž vyvíjí tlak na efektivní aplikaci vláknových kompozitů do výrobních strojů tam, kde to přinese zvýšení užitečných vlastností stroje. Požadavek na efektivitu využití nákladných kompozitních materiálů znamená také vysoké nároky na výpočtové modely pro predikci chování navrhované komponenty a stroje.

### 2.3.4 Dílčí závěry z hlediska tuhosti vláknových kompozitů pro výrobní stroje

- Mechanické vlastnosti vláknových kompozitů, vyhodnocené v Tab. 3, ukazují potenciál pro náhradu oceli nebo litiny v aplikacích zaměřených na vysoké statické a dynamické vlastnosti.
- Z hlediska aplikace v dílcích výrobních strojů, u kterých by převládalo namáhání v rovině laminátu, dosáhne při použití UHM vláken komponenta z vrstveného vláknového kompozitu stejné nebo vyšší tuhosti jako komponenta z oceli. A to při výrazné redukci hmotnosti.
- Nasazení vláknových kompozitů do silnostěnných dílců výrobních strojů je komplikováno nízkými mechanickými vlastnostmi kompozitu v případě příčných smykových namáhání. Vzhledem ke geometrii a namáhání dílců ve stavbě strojů je tento typ namáhání nutno zohlednit.
- Zvýšením tuhosti v příčném směru je možné návrhem kompozitní komponenty s odlišnou prostorovou orientací vrstev. Druhou možností je tvorba hybridních struktur kompozit-kov, u kterých bude část izotropního materiálu zajišťovat tuhost v namáháních nevýhodných pro vláknový kompozit.
- Finanční náročnost vláknových kompozitů vede k vysokým nárokům na přesnost výpočtových modelů, konstrukčních a technologických znalostí pro návrh a posouzení vlastností nosného dílce a stroje.
- Z hlediska technologie navíjení a kladení svazků vláken sycených v matici vstupují do návrhu komponent s vysokou tuhostí mechanické parametry vlákna, které jsou obtížně zjistitelné nebo ověřitelné. Analýza, jakým způsobem ovlivňují tyto parametry přesnost a použitelnost návrhového výpočtu, je klíčová pro rozvoj výpočtových modelů a vývoj kompozitních komponent výrobních strojů, které umožní zvýšit užité vlastnosti stroje.
- Znalosti, jaké dynamické vlastnosti (zejména tlumení) bude mít kompozitní dílec a jakým způsobem se vyšší tlumení projeví v dynamickém chování sestavy stroje, jsou velmi omezené.
- Blízká budoucnost vláknových kompozitů v obráběcích strojích může být v použití hybridních struktur, tj. struktur skládající se z vláknových kompozitů a kovů, případně dalších materiálů (například tlumicí vrstvy). Kromě provozních důvodů (ochrana před pracovním prostředím obráběcího stroje, vlastnosti spojovacích rozhraní) nabízí hybridní struktury (kompozit-kov) menší finanční náklady než u celokompozitního řešení, možnost vysoké tuhosti pro prostorové namáhání (kompozit – ohyb, torze, kov – příčný smyk), možnost vysokého tlumení (kompozit-tlumicí materiály). Vlastní návrh hybridní struktury klade vysoké nároky na popis chování jednotlivých složek a chování celku, tj. nároky na výpočtové modely a návrhovou metodiku.
- Návrh hybridních struktur je komplikován odlišnými teplotně-mechanickými vlastnostmi, v případě nevhodného složení může dojít k nežádoucím deformacím, poruchám kompozitu, kovu nebo spojovacího rozhraní kompozit – kov.



- Návrh kompozitních struktur pro nosné dílce je komplikován velkým množstvím vstupních parametrů

## 2.4 Výpočtové modely spojené s posouzením vlivu změny materiálové struktury na dynamické chování stroje

S rozvojem metody konečných prvků došlo k jejímu výraznému použití v oblasti návrhu obráběcích strojů, optimalizace jejich nosných struktur – topologické i parametrické, a to s cílem zvýšit efektivitu rozmístění nosného materiálu při dosažení co nejvyšší statické tuhosti a vhodné hmotnosti. Přístupy tohoto typu k návrhu strojů popisuje například Kolář [65].

### 2.4.1 Predikce dynamického chování stroje

#### Přístup se stanovením proporcionálního tlumení ve stavovém prostoru

Pro modelování dynamického chování sestavy nosné struktury stroje bývá často použito metody modálního rozkladu. Tato metoda umožňuje provést redukci výsledků modální analýzy MKP modelu do modálních souřadnic a následně tyto výsledky převést do popisu ve stavovém prostoru. Následně každému tvaru přiřadit parametry proporcionálního tlumení a vypočítat dynamickou charakteristiku sestavy. Přístup popsal například Veselý [66] a Sulitka [67] z hlediska vývoje obráběcích strojů na FS ČVUT v Praze, kde je zároveň popsáno i další doplnění modelu o spojení s parametry pohonů. Nevýhoda tohoto, jinak efektivního postupu, spočívá v nemožnosti specifikace vlivu tlumení jednotlivých komponent na celkové tlumení stroje. Jeho použití na posouzení vlivu tuhosti a tlumení kompozitních komponent na celkovou dynamickou charakteristiku sestavy je tak možné pouze v případě, kdy by se prokázalo, že tlumení samotného dílce neovlivňuje výsledné tlumení sestavy. Tento způsob modelování byl částečně použit ve vlastním řešení práce jako jeden z nástrojů pro predikci dynamického chování stroje. Bližší popis je uveden v kapitole 4.2.3.

#### Sofistikovanější přístupy predikce dynamického chování stroje

V posledních letech byly provedeny rozsáhlé výzkumné a vývojové práce, zaměřené na vývoj schopnosti predikovat dynamické chování obráběcího stroje s využitím metody konečných prvků. Tímto tématem se zabývají především německé výzkumné týmy okolo Brechera [68], Zaeha a Semma [69], [70], [71], [72], [73]. V rámci těchto prací vznikají postupy, jak implementovat do modelu dynamického chování stroje, se zahrnutím lineárního i nelineárního projevu, tlumení komponent a spojovacích rozhraní včetně vlivu tření. Tyto metody používají experimentální identifikaci vlivu jednotlivých prvků tlumení (například tlumení kolejnic a hnízd lineárního vedení) a vyvíjí přístupy, jak tyto vlivy implementovat do globálního dynamického chování stroje. Tj., například jak sestojit matici tlumení modelu celého stroje. Výsledky těchto prací ukazují schopnost modelování dynamického chování sestavy stroje, nicméně zatím je stále otázkou, do jaké míry jsou dané výsledky prediktivní a do jaké míry je nutno výpočtové modely a jejich vstupy ladit pro jednotlivé stroje s využitím alespoň částečného experimentálního ověřování.

Z hlediska aplikace nových nosných struktur v rámci „light-weight“ designu by úspěšný vývoj těchto metod znamenal dostupnost efektivního nástroje pro vyhodnocení, jaký přínos má vyvíjená komponenta k dynamické tuhosti stroje, potažmo k užitným vlastnostem stroje.

## 2.4.2 Výpočtové modely kompozitů

Výpočtem vláknových kompozitů se zabývá řada základních publikací o vláknových kompozitech, viz například Tsai [80], Laš, [81], Kollar [82] nebo Barbero [83], který navíc popisuje i metodiku výpočtů vláknových kompozitů pomocí MKP. Tyto i další základní publikace řeší určení základních parametrů jednosměrového kompozitu, který se skládá z vláken a matrice (ve vlastní práci doplněny o modely Chamise [79]). Dále řeší mechanické vlastnosti vrstveného kompozitu, a to jak z hlediska tuhosti, tak z hlediska pevnosti. Existuje zde ale problém v přenositelnosti těchto poznatků do oblasti kompozitních nosných dílců pro obráběcí stroje. Ten je daný skutečností, že převážná většina kompozitních aplikací je v tenkostěnné podobě (kdy tloušťka je výrazně menší než další rozměry součástí), zatímco vyvíjené kompozitní nebo hybridní aplikace nosných dílců obráběcích strojů jsou silnostěnné. Zároveň jsou zde vysoké nároky na statickou tuhost součástí a nelze zde zanedbat vliv příčného smykového namáhání. Z daného důvodu je oblast obráběcích strojů specifická v požadavcích na výpočtové nástroje vláknových kompozitů a odlišná od nástrojů běžně používaných.

V rámci vývoje analytických nástrojů nebo nástrojů s podporou MKP bylo v minulých letech na Fakultě strojní ČVUT v Praze řešeno několik disertačních prací, které byly zaměřeny na silnostěnné struktury z vláknových kompozitů. Had [74] navrhnul výpočtové modely pro homogenizaci 3D kompozitních struktur a získání jejich efektivních homogenizovaných materiálových parametrů, které umožní zjednodušené modelování struktury. Výsledky této práce byly částečně využity u navíjeného smykadla, které je uvedeno v kapitole 6.1. Jiran [75] představil semi-analytický přístup pro modelování kompozitních těles z hlediska tuhosti, který umožňuje predikovat tuhost tenko i silnostěnných vláknových kompozitů, které jsou namáhány na ohyb a příčný smyk. Výsledky umožňují návrh kompozitní struktury nosníkového typu, nicméně ukázalo se zde problematická predikce výsledků pro některé specifické orientace kompozitní skladby. Hybridní struktury kompozit – kov prezentoval Pošvář [76], který řešil možnosti analytických výpočtů light-weight designu kompozitních nosníků pro robotická ramena a ramena manipulátorů do automobilového průmyslu. Modely umožňují relativně rychlý návrh kompozitní struktury, která je ale oproti obráběcím strojům stále málo silnostěnná a s podstatně nižšími nároky na statickou tuhost.

V rámci metody konečných prvků jsou nejběžněji dostupnými prvky pro vláknové kompozity skořepinové prvky plošného charakteru. Ty jsou vhodné zejména pro tenkostěnné struktury, případně i struktury s větší tloušťkou a umožňují popsat chování jak při ohybovém namáhání, tak při zahrnutí vlivu příčného smykového namáhání. Takto koncipované modely ale nenabízí požadovanou přesnost predikce tuhosti komponenty obráběcího stroje, u kterého může být výrazný vliv lokální deformace v oblasti připojovacích rozhraní, neboť nenabízejí možnost podrobnějšího modelování silnostěnného kompozitu přes jeho tloušťku. Postupem času začali výrobci komerčních MKP řešičů nabízet nový typ prvků, tzv. objemové skořepiny (ABAQUS – continuum shell - [77], ANSYS – solidshell [78]). Ty mají tvar klasických lineárních objemových prvků při kinematickém chování uzpůsobeným tenko až silnostěnným strukturám a umožňují zadat vrstvenou kompozitní skladbu, nebo i lokálně zvýšit počet prvků po tloušťce stěny. Jejich použití je pravděpodobně nejvhodnějším nástrojem z hlediska výpočtů kompozitních komponent obráběcích strojů.

## 2.5 Shrnutí řešerše

V této řešerši bylo zmapováno rozšiřování vláknových kompozitů do nosných dílců obráběcích strojů. V posledních letech dochází k rozšiřování použití vláknových kompozitů do oblasti obráběcích strojů, motivací je zejména těmito lehkými materiály přispět k zvyšování dynamických vlastností stroje a tím k zvýšení hlavních užitných vlastností stroje, tj. přesnosti, dosahování jakosti obroběných povrchů a výkonu přeneseného do řezu.

Vláknové kompozity vynikají nízkou měrnou hmotností, v porovnání s litinou či ocelí výrazně vyšším útlumem a možností dosahovat vysoké směrově orientované tuhosti. Pro obráběcí stroje tak nabízejí řadu přínosů, nicméně jejich aplikace přináší řadu problémů a existuje řada otázek, které je nutné vyřešit. Například, do jaké míry lze uplatnit kompozity s nízkou příčnou tuhostí v nosných komponentech strojů s vysokými požadavky na tuhost. Jakým způsobem spojit komponenty kompozitní s komponenty kovovými v přesnosti obvyklé pro komponenty obráběcích strojů. Jaké je teplotně-mechanické chování hybridních struktur či sestav kombinující materiály s odlišnými teplotně-mechanickými vlastnostmi (teplotní roztažnost, tepelná vodivost, modul pružnosti, pevnost, houževnatost). Jak je přínosná aplikace velmi drahých materiálů do stavby obráběcích strojů a do kterého segmentu strojů se to vyplatí. Jakým způsobem navrhovat nosné dílce a jaká je přesnost výpočtových modelů a opakovatelnost jejich výsledků.

Obecně existuje tedy celá řada témat, které je nutno řešit. Například Möhring v [8] podmiňuje úspěšné uplatnění těchto materiálů systematickým uplatněním metod pro návrh a optimalizaci, které musí být vyvinuty, zároveň musí dojít k výraznému poklesu ceny materiálů a struktur.

Jednou z klíčových otázek pro přínosné a hospodárné uplatnění vláknových kompozitů je, jak se projeví zvýšený útlum a snížená hmotnost komponenty (kompozitní či hybridní) při možné změně statické tuhosti (oproti dílci z oceli) na dynamických vlastnostech stroje – zejména na dynamické tuhosti. A z ní odvozených užitných vlastností stroje – například možné zvýšení mezní třísky vlivem změny dynamické tuhosti. Spolehlivé zodpovězení této otázky by umožnilo již ve fázi návrhu zohlednit, do jaké míry je náhrada konstrukčního materiálu – litiny nebo oceli pomocí kompozitní nebo hybridní struktury (o výrazně vyšší ceně) přínosná z hlediska mechanických vlastností i z hlediska finančních nákladů. Jak ukázal přehled literatury, tato otázka není téměř řešena, respektive publikována. Většina publikací se omezuje na porovnání mechanických parametrů dílce, bez dalšího přesahu pro užité vlastnosti stroje. Jednotlivé publikace řeší částečná témata, například porovnávají, o kolik může být vybraný díl lehčí než díl z oceli, případně jestli má lepší tlumení. Výsledky nejsou vztaženy až na úroveň vlivu na celkové chování stroje.

Otevírá se zde tedy téma pro experimentální výzkum i vývoj výpočtových modelů nosné struktury stroje, který by umožnil posuzovat vliv jednotlivých komponent a jejich mechanických vlastností (tuhost, hmotnost, útlum) na celkové dynamické vlastnosti stroje. Pak by bylo možné takový model využít pro určení, do jaké míry se přínosy nekonvenčních materiálů – zde vláknových kompozitů či hybridních struktur s kompozity projeví na vlastnostech stroje jako je zvýšení zrychlení pohybových os, limitů rychloposuvů pohybových os (vlivem odlehčení), zvýšení přesnosti (teplotně – mechanickou stabilitou a také dynamickými vlastnostmi v interakci s pohony a řízením) a produktivity obrábění (vlivem zvýšení dynamické tuhosti). Spolu s tím je nutné provádět testování modelu na vhodných příkladech strojů a vyvozovat závěry dle výše zmíněných cílů. Důležitou otázkou je i přesnost výpočtových modelů a jejich použitelnost pro dílce z ortotropních vláknových kompozitů, jejichž výpočtové modely jsou komplikované a s řadou nejistých vstupů.

### 3 Cíle disertační práce

Hlavním cílem disertační práce je objasnit možný přínos aplikace vláknových kompozitů do nosných struktur obráběcích strojů s ohledem na dynamické chování sestavy nosných dílců stroje a dále určit přímo pro hlavní užité vlastnosti stroje, tj. produktivitu obrábění nebo přesnost a jakost povrchů obrobku. Řešení by mělo přispět k objasnění přínosu uplatnění odlehčených nebo zatlučených nosných dílců pohybových os obráběcích strojů, k řešení stále rostoucích nároků na produktivitu obrábění a dalších parametrů strojů.

Jak prokázala rešerše z předchozí kapitoly, aplikace vláknových kompozitů do stavby obráběcích strojů je zatím převážně výzkumné a vývojové téma s okrajovými aplikacemi do sériové produkce obráběcích strojů. Existuje zde řada neznámých oblastí z hlediska metod návrhu tlustostěnných kompozitů, technologie výroby silnostěnných – vysoce tuhých komponent a jejich integrace do sestavy stroje. Zejména zde existuje řada otázek v postupu, jak navrhnout kompozitní díl s vlastnostmi, které by splňovaly požadavky obráběcích strojů, jak vychází porovnání daného dílce vůči referenční komponentě z izotropního materiálu a jak stanovit přínos vláknových kompozitů do stavby obráběcích strojů. Obecně nejsou dostupné postupy, jak dané struktury navrhovat, a to jak z hlediska samotného postupu s uplatněním MKP a výrobních technologií, tak z hlediska potenciálu těchto lehkých materiálových vlastností ke zlepšení celkových užitečných vlastností stroje.

Dílčí cíle disertační práce lze shrnout do následujících bodů:

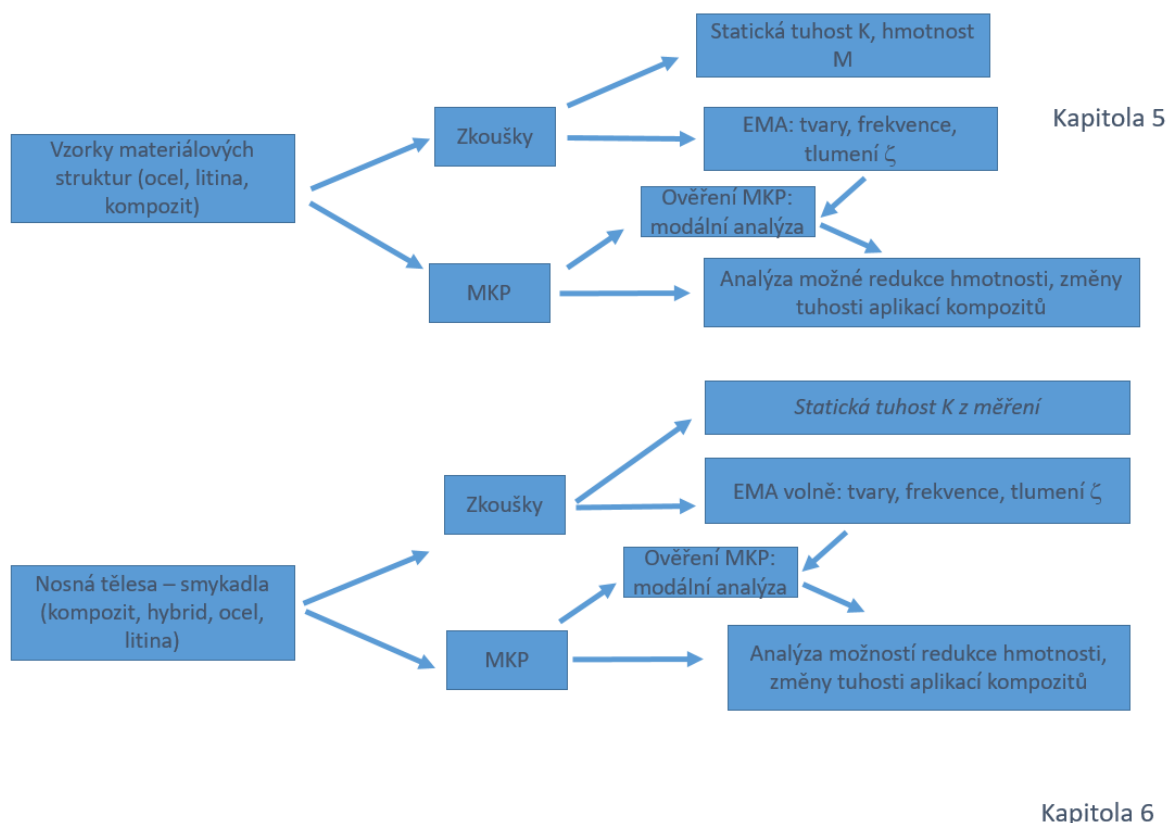
1. Určit **reálně dosažitelné parametry statické tuhosti a hmotnosti silnostěnných kompozitních struktur** vůči nosným dílcům z izotropního materiálu na vhodných zkušebních vzorcích, které reprezentují vzorky a nosná tělesa obráběcích strojů
2. Navrhnout a ověřit metodiku výpočtového modelování, tj. určit jakým způsobem lze v rámci **metody konečných prvků** modelovat **silnostěnné dílce** z vláknových kompozitů pro obráběcí stroje a jaká je přesnost výpočtových modelů vůči výsledkům experimentálních zkoušek reálných těles.
3. Určit **modální vlastnosti** (vlastní frekvence, tvary a tlumení) modelových nosných těles z **vláknových kompozitů** i hybridní konstrukce kompozit – kov a určit možnosti **změny tlumení** nosného dílce vlivem změny materiálové struktury.
4. Realizací **experimentálních zkoušek** určit vliv **změny tlumení a tuhosti nosných dílců** na celkové vlastnosti **sestavy nosných dílců** obráběcích strojů.
5. Sestavit postupy a metodiku výpočtu pro vytvoření komplexního **výpočtového modelu**, který umožní **analyzovat** statické a dynamické vlastnosti sestavy části nebo celého stroje ve vazbě na **vliv tuhosti a tlumení** jednotlivých nosných dílců a spojovacích rozhraní. Cílem je zjistit, do jaké míry je přínosná změna tuhosti a zejména změna tlumení nosného dílce.
6. Určit **potenciál přínosu vláknových kompozitů** z hlediska jejich tuhosti, hmotnosti a tlumení na dynamickou tuhost obráběcího stroje a jeho užité vlastnosti

## 4 Postup řešení cílů disertační práce

V této kapitole je představeno schéma řešení, které vede k naplnění cílů disertační práce. Dále jsou zde představeny metody řešení disertační práce, které jsou založené na experimentálním výzkumu a výpočtových simulacích.

### 4.1 Schéma řešení práce

Užitné vlastnosti obráběcího stroje – produktivita výroby, přesnost a kvalita povrchů obrobku jsou určeny kompletní strukturou stroje – stavbou nosných dílů, pohony a jejich naladěním, řídicím systémem a jeho nastavením, atd. Samotná práce je zaměřena na stavbu nosných dílců a možnosti zlepšení užitných vlastností stroje uplatněním lehkých nosných materiálových struktur z vláknových kompozitů. Tj. dílců, u kterých lze měnit jejich tuhost, hmotnost a tlumení, přičemž tyto změny ovlivňují výsledné chování sestavy nosných dílů stroje. Vlastní práce byla zaměřena do několika oblastí, které jsou zde stručně vysvětleny. Schéma řešení práce je pro lepší porozumění zobrazeno na Obr. 11 pro základní zjištění k materiálovým vzorkům a reálným tělesům a Obr. 12 pro analýzu změny dynamických vlastností sestavy nosných dílců.



Obr. 11: Schéma řešení cílů práce s využitím materiálových vzorků a zkušebních těles.

Nejprve byly navrženy vhodné **materiálové vzorky**, které reprezentovaly silnostěnné kompozity a referenční tělesa z izotropních materiálů ekvivalentní tuhosti nebo ekvivalentních vnějších rozměrů. Při návrhu těles byla snaha použít vlákna s maximální možnou tuhostí ( $E_f \sim 780$  GPa), která jsou běžně dostupná na trh, aniž by cena vláken byla extrémně vysoká.

- Tyto vzorky byly použity pro zkoušky statické tuhosti a zkoušky modálních vlastností, ze závěrů těchto zkoušek byly odvozeny závěry o možnosti redukce hmotnosti

náhradou oceli nebo litiny pomocí vláknových kompozitů, a to s přihlédnutím k ohybové tuhosti i celkové statické tuhosti. Zároveň byly posouzeny modální parametry kompozitů vůči referenčním vzorkům a vyhodnocena změna frekvencí a tlumení.

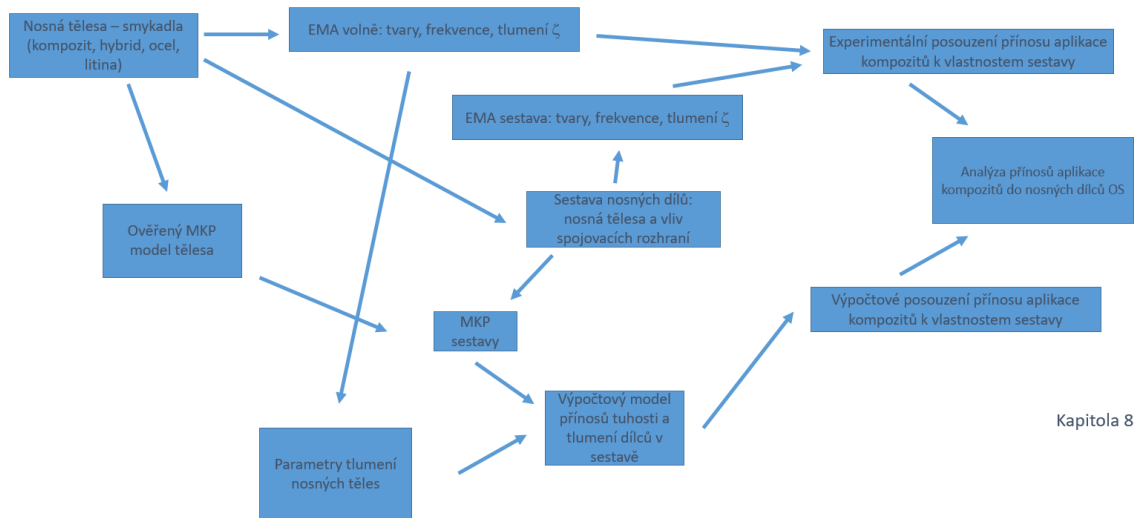
- Tyto vzorky byly zároveň použity pro ověření přístupů modelování pomocí MKP a posouzení shody výsledků predikce MKP s výsledky experimentálních zkoušek.
- Zkušební tělesa jsou popsána v kapitole 5.

Dále byla navržena vhodná **tělesa nosných dílců obráběcích strojů** s uplatněním vláknových kompozitů, případně využita existující vhodná tělesa z dostupných výzkumných projektů. Všechna tělesa, která jsou v disertační práci analyzována, představují smykadla (modelová nebo reálná) obráběcích strojů (pohybová osa Z), jejichž tuhost, hmotnost a tlumení může významně ovlivňovat chování celého stroje. Oproti zkušebním materiálovým vzorkům měla tělesa nosných dílců vyřešena spojovací rozhraní pro kolejnice lineárního vedení, připojení vřetene, nebo alespoň náhrady daných rozhraní, aby mohly být provedeny zkoušky nejen samotných těles, ale i zkoušky sestavy stroje, nebo alespoň dílčí sestavy dílců s vlivem spojovacích rozhraní.

- Na tělesech dílců byly provedeny experimentální zkoušky modálních vlastností pro popis vlastních frekvencí, tvarů a tlumení a porovnání vlastností reálných kompozitních dílců s vlastnostmi referenčních těles stejných vnějších rozměrů z izotropního materiálu.
- Dále byly vhodným postupem sestaveny výpočtové modely MKP silnostěnných kompozitních těles, výsledky modelů byly porovnány s výsledky experimentálních zkoušek pro ověření modelů.
- Ověřené MKP modely byly použity pro analýzu statické tuhosti a porovnání kompozitních nebo hybridních dílců vůči jejich referenčním kovovým dílcům pro definici reálné hmotnostní úspory nebo změny tuhosti použitím kompozitu.
- Tyto body provedené na modelových nebo reálných nosných tělesech jsou popsány v kapitole 6.

Poznatky z kapitoly 5 a 6 vedou k odvození závěrů o reálně dosažitelné hmotnostní úspoře, nebo změně statické tuhosti, pokud se při konstrukci kompozitní nebo hybridní struktury použije stejný stavební prostor jako u ocelového nebo litinového dílce. Následně bylo v práci řešeno ovlivnění dynamických vlastností sestavy stroje nebo sestavy uzlu stroje tělesy z kapitoly 6.

Posouzení vlivu změny materiálu nosných těles na dynamické vlastnosti sestav bylo provedeno dvěma způsoby: pomocí experimentálních zkoušek v kapitole 7 a pomocí výpočtového posouzení v kapitole 8. Schéma řešení cílů pomocí obou postupů je uvedeno na Obr. 12.



Obr. 12: Schéma řešení cílů práce s využitím experimentálních zkoušek a výpočtů vlivu těles na sestavu nosných dílců.

Dále bylo provedeno vyhodnocení vlivu tuhosti, hmotnosti a tlumení dílce na sestavu nosných dílců experimentálním způsobem:

- Byly provedeny zkoušky pomocí experimentální modální analýzy, při kterých byly vyhodnoceny změny modálních vlastností nosných dílců vlivem změny materiálové struktury.
- Dále byly provedeny zkoušky modálních vlastností sestav nosných dílců s využitím zkušebních strojů, reálného stroje nebo alespoň uložení nosných dílců pomocí provizorních spojovacích rozhraní.
- Z obou typů experimentálních zkoušek byly následně vyvozeny závěry pro přínos změny tuhosti a tlumení komponenty na celkové dynamické chování sestavy.
- Dále byly ze zkoušek samotných nosných dílců určeny parametry tlumení těchto dílů a porovnán efekt změny materiálu.
  - Tyto hodnoty byly dále pak použity ve výpočtové analýze.
- Popis výsledků je uveden v kapitole 7.

Nakonec bylo provedeno vyhodnocení vlivu tuhosti, hmotnosti a tlumení dílce na sestavu nosných dílců výpočtovým způsobem:

- Bylo použito ověřených výpočtových modelů MKP nosných dílů s uplatněním vláknových kompozitů, které byly následně implementovány do výpočtového modelu sestavy nosných těles.
- Byl sestaven výpočtový model (popis kapitola 4.2.4), do kterého byly použity identifikované parametry tlumení nosných těles se zohledněním změny tlumení tělesa při náhradě litiny / oceli vláknovým kompozitem, dále v modelu byly odhadnuty parametry tlumení spojovacích rozhraní a to tak, aby výsledná dynamická charakteristika stroje na zvoleném vlastním tvaru sestavy odpovídala modelu využívajícího proporcionálního tlumení. Následně byly vyhodnoceny závěry o vlivu změny tuhosti, hmotnosti a tlumení jednotlivého nosného dílce na dynamické chování celého stroje.

- Byly použity standardní výpočtové modely (popis kapitola 4.2.3) využívající zadání proporcionálního tlumení na celou sestavu nosných dílců a porovnáno dynamické chování stroje při použití tradičních materiálů a kompozitních materiálů s odlišnou tuhostí a hmotností.

Vlastní práce je rozdělena do dvou oblastí – první, která se věnuje dílcům, je popsána zejména v kapitole 5 a 6, druhá, která se věnuje sestavám, je popsána v kapitole 7 a 8.

Cílem první oblasti je ukázat, do jaké míry lze změnit statickou a dynamickou tuhost nosné komponenty výrobního stroje změnou konstrukčního materiálu. A to tak, aby nová komponenta měla stále výhodný poměr tuhosti k hmotnosti, a tudíž aby mohla být používána v nosných dílcích pohybových os výrobních strojů. Tato analýza byla provedena pomocí experimentálních zkoušek komponent z oceli, litiny, z vláknových kompozitů, nebo hybridních struktur kombinujících kompozit – kov, případně kov – kovové pěny. Současně s experimentálními zkouškami byly průběžně rozvíjeny i výpočtové modely pro metodu konečných prvků. Tyto modely byly ověřovány s výsledky experimentálních zkoušek. Zároveň byly výsledky určitých dat z experimentálních zkoušek (parametry poměrného útlumu komponent odlišných materiálů) použity pro doplnění výpočtových modelů nosných komponent, a to tak, aby bylo možno výpočtově predikovat dynamické chování komponent. Zejména pak, aby bylo výpočtově možno predikovat dynamickou tuhost komponenty výrobního stroje.

Cílem druhé oblasti je odpovědět na klíčovou otázku – do jaké míry se změna dynamického chování nosné komponenty projeví v nosné struktuře celého stroje. Tj., posoudit reálný přínos komponenty k parametrům stroje a určit, jestli může změna konstrukčního materiálu vést nejen k výraznému vylepšení dynamických vlastností komponenty, ale i zlepšení vlastností sestavy nosných dílců stroje. Za tímto účelem byla provedena řada experimentálních zkoušek využívajících modální analýzu, při které byly zkoušeny nosné dílce s malým vlivem uložení a nosné dílce v sestavě pohybové skupiny modelového nebo celého obráběcího stroje. Dále byl sestaven výpočtový model, který využívá metodu konečných prvků pro sestavení matice tuhosti a hmotnosti. Následně je sestavena matice tlumení tak, aby každý prvek skupiny nosných dílců (nosný díl, náhrada pohonu nebo spojovacího rozhraní) měl individuálně definovaný vliv na matici tlumení. Výsledek – výpočet přenosové frekvenční křivky dynamické poddajnosti pak ukazuje, jak velký vliv na dynamickou poddajnost – tuhost stroje má tlumení spojovacích rozhraní nebo tlumení nosných dílců

## 4.2 Nástroje použité při řešení cílů disertační práce

Následuje výčet nástrojů, které byly použity pro řešení cílů disertační práce. Tyto nástroje jsou zde podrobněji popsány.

- Metoda použitá pro výpočet vlastností vrstvy jednosměrového kompozitu z parametrů vláken, matrice a předpokládaného objemového podílu, která byla použita pro určení vlastností kompozitních struktur, které vstupují do výpočtových modelů kompozitních vzorků a dílců.
- Metody vyhodnocení tlumení, které byly použity pro vyhodnocení modálních vlastností jak zkušebních dílců, nosných vzorků, tak vlastností měřených sestav nebo dílců uložených přes připojovací rozhraní.



- Metoda výpočtu dynamických vlastností stroje – frekvenční přenosové funkce dynamické poddajnosti, která je založena na modální redukci a exportu vlastností vybraných míst sestavy nosných dílců do stavového prostoru, kde je připojeno proporcionální tlumení celé sestavy.
- Metoda sestavení výpočtového modelu stroje, který v zjednodušené formě umožňuje sestavit matici tlumení sestavy nosných dílců, do které vstupují parametry tlumení jednotlivých dílců i spojovacích rozhraní. Ve spojení s maticí tuhosti a hmotnosti sestavy následně umožňuje výpočet dynamického chování stroje.

#### 4.2.1 Použité postupy při modelování vláknových kompozitů

Pro výpočty, které byly provedeny v rámci disertační práce, bylo nutno řešit otázku stanovení mechanických parametrů jednotlivých vrstev kompozitní skladby těles. Pro výpočty metodou konečných prvků je, při přístupu pomocí modelování jednotlivých vrstev, nutno zadat následující konstanty charakterizující materiál jednosměrového kompozitu následujícím způsobem:

- Model \*Lamina, Abaqus [77] pro stav rovinné napjatosti – plošné a objemové skořepinové prvky.
  - Parametry v rovině laminátu:  $E_1$ ,  $E_2$ ,  $G_{12}$ ,  $\nu_{12}$ .
  - Příčné smykové moduly:  $G_{13}$ ,  $G_{23}$ .
- Ortotropní model pro obecné namáhání, Abaqus [77], Ansys [78] – objemové prvky, objemové skořepiny.
  - Parametry v rovině laminátu:  $E_1$ ,  $E_2$ ,  $G_{12}$ ,  $\nu_{12}$ .
  - Příčné smykové moduly:  $G_{13}$ ,  $G_{23}$ .
  - Parametry  $E_3$ ,  $\nu_{13}$ ,  $\nu_{23}$ .

U jednosměrové výztuže lze z důvodu ortotropie materiálových vlastností předpokládat, že konstanty  $E_3$ ,  $G_{13}$ ,  $\nu_{13}$  lze určit shodně jako konstanty v rovině vrstvy ( $E_2$ ,  $G_{12}$ ,  $\nu_{12}$ ). – viz Chamis [79]. Výpočtem mechanických parametrů vrstvy jednosměrového vláknového kompozitu se zabývá řada základních publikací o vláknových kompozitech, viz například Tsai [80], Laš, [81], Kollar [82]. V následujícím přehledu jsou uvedeny jednotlivé vztahy pro výpočet mechanických konstant vrstvy jednosměrového kompozitu, které byly použity pro definici materiálu výpočtových konečnoprvkových modelů.

##### Modul $E_1$

Pro stanovení modulu pružnosti jednosměrového kompozitu ve směru vláken bylo použito základního vztahu ( 1 ), který vychází ze směšovacích pravidel. Vlastnosti kompozitu ve směru vlákna jsou určeny převážně vlastnostmi vlákna. Do vztahu ( 1 ) vstupují konstanty dobře dostupné od výrobců vláken a matrice –  $E_{fl}$  a  $E_m$  a předpokládaný objemový podíl.

$$E_1 = E_{fL} \cdot V_f + E_m \cdot (1 - V_f) . \quad ( 1 )$$

##### Modul $E_2$ , $E_3$

Pro stanovení modulu pružnosti v rovině jednosměrového kompozitu ve směru napříč vláken bylo použito vztahu ( 2 ) dle Chamise [79]. Mimo parametrů dostupných od výrobců a

předpokládaných z technologie výroby, vstupuje do vztahu ( 2 ) modul pružnosti vlákna  $E_{fT}$ , jehož stanovení nebo obtížná dostupnost byla diskutována v rešeršní části práce.

$$E_2 = \frac{E_m}{1 - \left(1 - \frac{E_m}{E_{fT}}\right) \cdot \sqrt{V_f}} = E_3 . \quad ( 2 )$$

### Modul $G_{12}$ , $G_{13}$

Pro stanovení smykového modulu v rovině jednosměrového kompozitu bylo použito vztahu ( 3 ) dle Chamise [79]. Ve vztahu ( 3 ) mimo dobře dosažitelné parametry ( $G_m$ ), a parametry technologie výroby ( $V_f$ ) vystupuje smykový modul uhlíkových vláken  $G_{fLT}$ .

$$G_{12} = \frac{G_m}{1 - \sqrt{V_f} \cdot \left(1 - \frac{G_m}{G_{fLT}}\right)} = G_{13} . \quad ( 3 )$$

### Poissonovo číslo $\nu_{12}$ , $\nu_{13}$

Pro výpočet Poissonova čísla pro namáhání v rovině laminátu bylo užito vztahu ( 4 ), který vychází ze směšovacích pravidel. Poissonovo číslo vlákna  $\nu_{f12}$ , které vstupuje do vztahu ( 4 ), je výrobci vláken v drtivé většině případů neudáván.

$$\nu_{12} = V_f \cdot \nu_{f12} + (1 - V_f) \cdot \nu_m = \nu_{13} . \quad ( 4 )$$

### Poissonovo číslo $\nu_{23}$

U většiny kompozitních konstrukcí nemá, díky geometrii a namáhání, Poissonova konstanta  $\nu_{23}$  velký význam na přesnost výpočtu. Klasická laminační teorie, stejně jako materiálové modely pro výpočty metodou konečných prvků, které využívají skořepinových prvků, zadání konstanty  $\nu_{23}$  nevyžadují. V případě, že typ analýzy její zadání vyžaduje, je přesné určení této konstanty obtížné, Například Kollar a Springer [82] uvádí možnost určení  $\nu_{23}$  z konstant  $E_2$  a  $G_{23}$ , Chamis [79] používá do výpočtu hodnotu Poissonova čísla v příčných směrech  $\nu_{f23}$ . Tyto i další modely jsou ale ovlivněné chybami při určení vstupních materiálových konstant. Pro zjednodušení byla, v případě potřeby modelování u všech modelovaných těles použita konstanta  $\nu_{23}=0,40$ , která bývá často pro materiály tohoto typu udávána – například Hinton [53].

Výše zmíněné vztahy byly použity k určení parametru jednosměrového kompozitu, který byl následně zadán do výpočtového modelu pro MKP. V rámci vstupů byly použity parametry vláken a matrice, které byly specifikované od výrobce nebo určeny odhadem. Zároveň byla použita hodnota předpokládaného objemového podílu vláken v kompozitu, která byla odhadnuta na základně použité technologie výroby kompozitu.

## 4.2.2 Použité postupy při experimentální modální analýze

Měření a vyhodnocení modálních vlastností kompozitních komponent byly provedeny pracovníky akreditované zkušební laboratoře VÚstavu výrobních strojů a zařízení FS ČVUT v Praze ve spolupráci s autorem předložené práce. Pro všechna měření bylo použito ústředny Brüel & Kjær

3560C, modálního kladiva Brüel & Kjær 8206-003 a jednoosých nebo tříosých akcelerometrů z produkce společnosti Brüel & Kjær.

Z experimentálních měření modálních vlastností byly vyhodnocovány frekvenční přenosové funkce, frekvence a tlumení, případně vlastní tvary. Pro popis tlumení byl zvolen parametr poměrného útlumu  $\zeta$ . Všechna měření byla vyhodnocena za předpokladů platných pro lineární modální analýzu, pro tlumení byl použit viskózní model tlumení – viz [84]. Viskózní model tlumení (6) popisuje vektor tlumicí síly  $\mathbf{d}$ , který vstupuje do popisu kmitání systému (5).

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{d} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f}(t), \quad (5)$$

kde  $\mathbf{M}$  je matice hmotnosti,  $\mathbf{K}$  je matice tuhosti,  $\mathbf{x}$  je vektor polohy,  $\mathbf{f}$  je vektor silového zatížení a  $\mathbf{d}$  je vektor tlumicí síly.

$$\mathbf{d}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}) = 2 \cdot \zeta \cdot \omega_n \cdot \dot{\mathbf{x}}, \quad (6)$$

kde  $\zeta$  je poměrný útlum,  $\omega_n$  je vlastní frekvence systému,  $\dot{\mathbf{x}}$  je rychlost.

V případě jednohmotového systému, jehož kmitání je určeno vztahem

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = 0, \quad (7)$$

lze poměrný útlum  $\zeta$  vyjádřit vztahem

$$\zeta = \frac{c}{c_{krit}} = \frac{c}{2 \cdot \omega_n \cdot m}. \quad (8)$$

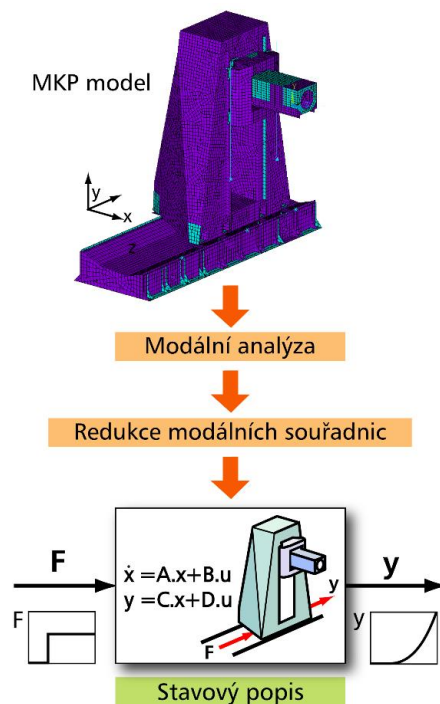
Pro odhad parametrů tlumení existuje několik metod odhadu modálních parametrů. Pro vyhodnocení modálních parametrů bylo použito jednoho nebo více z modelů: CMIF (Complex Mode Indicator Function), metody LSCE (Least Squares Complex Function), metody RFP (Rational Fraction Polynomial) a metody CFit (Circle Fit). Jejich podrobnější popis je uveden v [85], [86], [87]. Výsledné tlumení bylo vyhodnoceno jako průměrná hodnota z parametrů vyhodnocených výše zmíněnými metodami.

Z důvodu odlišných rozměrů a tvarů jednotlivých typů vzorků (zkušební vzorky materiálu, zkušební vzorky komponent, zkušební nosné dílce) se uložení jednotlivých těles lišilo. Okrajové podmínky uložení těles má přitom výrazný vliv na identifikované modální parametry, zejména na parametry tlumení, viz [88], [89]. Pro minimalizaci vlivu okrajových podmínek byla u jednotlivých zkušebních vzorků (materiál, vzorky, dílce) snaha provést měření ve „volném uložení“, tj. v uložení, kdy byly vzorky zavěšeny pomocí dílu s výrazně menší tuhostí, nebo byly vzorky uloženy v uzlech kmitání prvního ohybového tvaru. Druhou konfigurací zkoušky bylo měření upnutých dílců. Pro měření modálních vlastností bylo využito identické konfigurace jako při měření statické tuhosti dílců.

Konfigurace jednotlivých experimentů je podrobněji popsána v příslušných částech u jednotlivých měření.

### 4.2.3 Výpočtové modely – predikce dynamického chování stroje se zadáním proporcionálního tlumení sestavy ve stavovém prostoru

Metody modálního rozkladu byla v rámci Ústavu výrobních strojů a zařízení při FS ČVUT v Praze použita na modely dynamického chování nosné struktury obráběcího stroje, případně pro tvorbu případně propojený model nosné struktury stroje s parametry pohonů. Schéma postupu popisu dynamických vlastností nosné struktury stroje postupným modálním rozkladem je na Obr. 13. Dále je možné doplnění s mechanickou strukturou parametry pohonů, které je provedeno ve formě silových interakcí mezi stavovým popisem nosné struktury a stavovým popisem pohonů, více ve Veselý [66]. Podrobnější popis metody byl uveden v Sulitka [67] a Veselý [66].



Obr. 13: Schéma tvorby popisu dynamických vlastností nosné struktury stroje. [67]

Stavový prostor je obecně definován následujícím způsobem:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{D} \cdot \mathbf{u} \end{aligned} \quad (9)$$

kde  $\mathbf{x}$  je stavový vektor systému,  $\mathbf{u}$  je vektor sil,  $\mathbf{y}$  je vektor výstupů,  $\mathbf{A}$  a  $\mathbf{B}$  jsou matice vstupů,  $\mathbf{C}$  a  $\mathbf{D}$  jsou matice výstupů. Z modální analýzy konečnoprvkového modelu lze získat matici normalizovaných vlastních vektorů  $\mathbf{V}$  a matici vlastních čísel  $\mathbf{\Lambda}$  (spektrální matici).

$$\mathbf{V} = [\mathbf{v}_1 \quad \mathbf{v}_2 \quad \dots \quad \mathbf{v}_m] = \begin{bmatrix} v_{11} & v_{12} & \dots & v_{1m} \\ v_{21} & v_{22} & \dots & v_{2m} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ v_{n1} & v_{n1} & \dots & v_{nm} \end{bmatrix}. \quad (10)$$

$$\mathbf{\Lambda} = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \omega_2^2 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & \omega_m^2 \end{bmatrix}. \quad (11)$$

Základní diferenciální rovnice popisující dynamické chování mechanické soustavy je:

$$\mathbf{E} \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}_q \cdot \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{\Lambda} \cdot \mathbf{q} = \mathbf{V}^T \cdot \mathbf{f}, \quad (12)$$

kde  $\mathbf{E}$  je jednotková matice,  $\mathbf{C}_q$  je diagonální matice tlumení,  $\mathbf{q}$  je vektor modálních souřadnic,  $\mathbf{f}$  vektor sil,  $\mathbf{V}$  vektor normalizovaných vlastních tvarů. Ve stavovém prostoru lze matice  $\mathbf{A}$ ,  $\mathbf{B}$ ,  $\mathbf{C}$ ,  $\mathbf{D}$  po dosazení vyjádřit následujícím způsobem:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{E} \\ -\mathbf{\Lambda} & -\mathbf{C}_q \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{V}^T \end{bmatrix}, \quad (13)$$

$$\mathbf{C} = [\mathbf{V} \quad \mathbf{0}], \quad \mathbf{D} = [\mathbf{0}]$$

Metoda vychází z modální analýzy výpočtového konečnoprvkového modelu, převodu vypočtené normalizované matice vlastních tvarů a spektrální matice do stavového prostoru a následného doplnění diagonální maticí tlumení  $\mathbf{C}_q$ . Následně je výpočtem dle rovnice (12) možno určit přenosovou funkcí mezi požadovanou výchylkou a zadanou budící silou.

Diagonální matici tlumení  $\mathbf{C}_q$  je možno sestavit z modelu Rayleighova tlumení:

$$\mathbf{C}_q = \mathbf{V}^T \cdot \mathbf{B}_V \cdot \mathbf{V}, \quad (14)$$

kde  $\mathbf{B}_V$  je matice tlumení (při použití fyzikálních souřadnic). Při užití Rayleighova tlumení lze diagonální matici tlumení vyjádřit vztahem:

$$\mathbf{C}_q = a \cdot \mathbf{E} + b \cdot \mathbf{\Lambda}, \quad (15)$$

kde  $a$ ,  $b$  jsou Rayleighovy konstanty tlumení. V případě zanedbání tlumení od matice hmotnosti ( $a=0$ ) lze konstantu  $b$  vyjádřit ze vztahu (16), viz [67], s využitím hodnoty poměrného tlumení  $\zeta_i$  a vlastní frekvence  $\omega_i$ .

$$b = \frac{2 \cdot \zeta_i}{\omega_i}, \quad (16)$$

Po dosazení (16) do (15) bude matice tlumení mít tvar (17). Výhodou tohoto postupu je možnost přiřadit každému tvaru odlišnou hodnotu parametru  $\zeta_i$ .

$$\mathbf{C}_q = \begin{bmatrix} C_{q1} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & C_{q2} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & C_{qm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2\zeta_1\omega_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 2\zeta_2\omega_2 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 2\zeta_m\omega_m \end{bmatrix}. \quad (17)$$

Metoda postupného modálního rozkladu a exportu do stavového prostoru je pro posuzování dynamických vlastností kompozitních vzorků zvolena z důvodu podstatně nižší časové a výpočetní náročnosti než například provedení harmonické analýzy konečnoprvkového modelu. Zároveň tento postup umožňuje v případě budoucího vývoje nových strojů s kompozitními komponentami tvorbou propojených modelů nosné struktury s parametry pohonů. Je tedy vhodnější než současné postupy pro posouzení dynamických vlastností, které jsou obsaženy v komerčních programech pro výpočty metodou konečných prvků.

Na druhou stranu, tento přístup neumožňuje zahrnout vliv změny tlumení dílčí nosné komponenty na celkové tlumení, respektive dynamickou tuhost celého stroje, neboť využívá zadání výsledného tlumení jednotlivých tvarů modelované sestavy.

#### 4.2.4 Výpočtová analýza dynamického chování stroje se zahrnutím vlivu tlumení a tuhosti jednotlivých komponent na chování sestavy stroje

Pro výpočet dynamické tuhosti je třeba vyřešit základní mechanickou rovnici (18), která řeší vztah mezi vektorem sil  $F$ , maticí hmotnosti  $M$ , tlumení  $C$  a tuhosti  $K$  a vektorem fyzikálních souřadnic  $x$ .

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\}. \quad (18)$$

Z hlediska použití výše zmíněné rovnice pro predikci dynamického chování s využitím výpočtových modelů metody konečných prvků je výhodnější transformace z fyzikálních souřadnic  $x$  do modálních souřadnic  $y$ , viz rovnice (19), kdy  $\phi_i$  je vektor  $i$ -tého vlastního tvaru.

$$\{x\} = \sum_1^n \{\phi_i\}y_i, \quad (19)$$

Následně je možno rovnici (19) transformovat do tvaru (20), který lze s využitím výhod zápisu v modálních souřadnicích zjednodušit do podoby vztahu (21):

$$\{\phi_i\}^T [M] \{\phi_i\} \{\ddot{y}_i\} + \{\phi_i\}^T [C] \{\phi_i\} \{\dot{y}_i\} + \{\phi_i\}^T [K] \{\phi_i\} \{y_i\} = \{\phi_i\}^T \{F\} \quad (20)$$

$$[I]\{\ddot{y}\} + \{\Phi\}^T [C] \{\Phi\} \{\dot{y}\} + [\Omega^2]\{y\} = [\Phi]^T \{F\}, \quad (21)$$

kde  $I$  je diagonální jednotková matice, a  $\Omega^2$  je matice vlastních čísel. V případě použití redukovaného modelu v modálních souřadnicích je tedy pro dynamické chování nutno mít matici vlastních čísel, vektory vlastních tvarů v dostatečném množství pro vystižení dynamického chování a matici tlumení  $C$ .

Stěžejní otázkou je sestavení matice tlumení  $C$  tak, aby v sobě obsahovala vliv jednotlivých komponent sestavy nosných dílů stroje. Tj. aby byly v matici tlumení  $C$  obsaženy vlivy tlumení jednotlivých nosných komponent z odlišných materiálů, valivých hnízd a kolejnic lineárních vedení (nebo kluzných vedení, či hydrostatických kapes), pevných spojení, apod.“

Kompletní popis matice tlumení  $C$  v modálních souřadnicích je uveden vztahem ( 22 ), viz například [90]. První dva členy rovnice ( 22 ) představují model Rayleighova tlumení.

$$[\Phi]^T [C] [\Phi] = \alpha + \beta [\Lambda^2] + [\Phi]^T \sum_{j=1}^m \beta_j [K_j] [\Phi] + [\Phi]^T \sum_{j=1}^m \left( \frac{2\zeta_j}{\Omega} \right) [K_j] [\Phi] + [\Phi]^T \sum_{k=1}^n [C_K] [\Phi] + 2\zeta [\Lambda] + 2\zeta_i^m [\Lambda] \quad ( 22 )$$

#### 4.2.4.1 Sestavení matice tlumení

V rámci výpočtového modelu byla matice tlumení zjednodušena na sestavení vztahem:

$$[\Phi]^T [C] [\Phi] = [\Phi]^T \sum_{j=1}^m \left( \frac{2\zeta_j}{\Omega} \right) [K_j] [\Phi]. \quad ( 23 )$$

Tento přístup používá poměrné tlumení  $\zeta_j$  každé komponenty modelu a pro vyčíslení matice  $C$  je nutné znát příspěvek  $K_j$  jednotlivé komponenty modelu do globální matice tuhosti a jeho poměrné tlumení  $\zeta_j$ .

Nevýhody tohoto přístupu jsou následující:

- Zjednodušování tlumení komponent na průměrnou hodnotu poměrného útlumu  $\zeta$ , , přičemž měření ukazují, že každý vlastní tvar kmitání každé komponenty má své vlastní poměrné tlumení.
- Obtížná platnost podmínky diagonálnosti matice tlumení  $C$ . Zatímco použití Rayleighova modelu tlumení vede k diagonální matici tlumení, pro které lze následně použít proporcionální tlumení (tj. jednotlivé tlumení každému módu). Tento způsob nemusí vést k tvorbě diagonální matice tlumení, z čehož by plynulo ovlivňování tlumení jednotlivých módů mezi sebou.
- Je zde zanedbán vliv hmotnosti na tlumení sestavy.
- Je zde zanedbáno nelineární chování tlumení spojovacích rozhraní, které jsou zjednodušeny do podoby jejich lineární tuhostní náhrady a parametru poměrného tlumení.

Výhody přístupu:

- Umožňuje zahrnout vliv tlumení i tuhosti jednotlivé složky modelu na globální matici tlumení  $C$ .
- Sice ve zjednodušené – zprůměrované podobě, ale na základě experimentálních výsledků umožňuje přiřadit charakteristické hodnoty tlumení materiálů nosných dílců

– atak odlišit tlumení litiny, oceli, vláknových kompozitů hodnotami založenými na experimentech.

- Umožňuje naladit tlumení náhrad spojovacích rozhraní tak, aby při zadaných parametrech tlumení nosných materiálů bylo tlumení vybraného módu stroje z predikce dynamického chování shodné s tlumením očekávaným (změřeným).

#### 4.2.4.2 Algoritmus sestavení výpočtového modelu je následující:

- Tvorba modelu MKP sestavy stroje včetně náhrad spojovacích rozhraní, uložení stroje a náhrad pohonů
- Export globální matice tuhosti K a hmotnosti M
- Výpočet vlastních tvarů a čísel modelu pro redukci – změnu z fyzikálních do modálních souřadnic úlohy
  - Identifikace hodnot v matici tuhosti K, které přísluší jednotlivým prvkům sestavy modelu (například K1 – prvky matice K určené tuhostí smykadla, K2 – prvky matice K určené tuhosti stolu, K3 – prvky matice K určené náhradou valivého hnízda lineárního vedení vybrané osy, atd).
  - Nutno tvořit tak, aby rozměr matice K1, K2, ... Kn byl stejný – měl rozměr globální matice tuhosti K (s odlišným počtem nulových prvků)
  - Nutno tvořit tak, aby se některé hodnoty v maticích K1, K2, ... Kn neopakovaly, tj. aby se tuhost jakékoliv komponenty nepromítala do složky matice Ki komponenty jiné.
- Sestavení globální matice tuhosti C dle uvedeného způsobu, viz ( 23 ).
- Výpočet dynamické tuhosti ve vybraných bodech sestavy řešením rovnice ( 24 ).

$$[I]\{\ddot{y}\} + [\Phi]^T [C] [\Phi]\{\dot{y}\} + [A^2]\{y\} = [\Phi]^T\{F\}. \quad ( 24 )$$

Výše popsaný model byl použit pro predikci dynamického chování stroje v místě polohy obráběcího nástroje.

#### 4.2.5 Metodika pro ověření výpočtových MKP modelů

V práci jsou ověřovány výpočtové modely na bázi MKP s výsledky experimentálních zkoušek – s výsledky experimentální modální analýzy (EMA). Výsledky EMA jsou většinou dobře použitelné, pokud se srovnávají výsledky experimentálních zkoušek a MKP výpočtů u dlouhých štíhlých těles, u kterých převažují na prvních vlastních tvarech ohybové tvary kmitání.

Nosná tělesa, která tvoří hlavní náplň výzkumu této práce, dosahují parametru poměru délky k rozměru průřezu o hodnotě přibližně 10 nebo méně. Jejich vlastní tvary, s malým vlivem uložení, tak mohou být jiného charakteru než ohybového kmitání. Tvary kmitání stěn, nebo torzní tvary obecně kladou podstatně větší nároky nejen na přesné modelování materiálové struktury kompozitu, ale také na modelování geometrie tělesa zejména v oblasti rohů stěn. To je demonstrováno studií prostého kompozitního profilu o průřezu 100 x 100 (mm), délce 927 mm a nominální tloušťce stěny 8 mm, který je na Obr. 14.



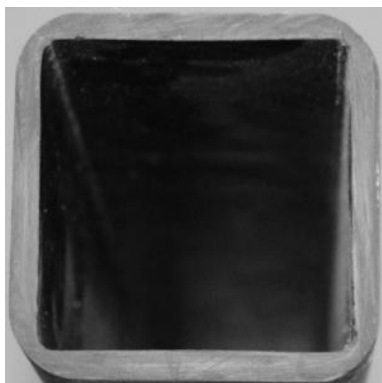
Zkušební nosník byl vyroben z UHM vláken ( $E_{fl} \sim 640$  GPa) a epoxidové pryskyřice, materiálové konstanty vrstvy jednosměrového kompozitu byly stanoveny dle vztahů z kapitoly 4.2.1 a jsou uvedeny v Tab. 4. Skladba stěny byla tvořena kombinací vrstev s úhly návinu  $\pm 45^\circ$ ,  $0^\circ$  a  $\pm 30^\circ$ .

Tab. 4: Materiálové konstanty vrstvy jednosměru z UHM vláken a epoxidu.

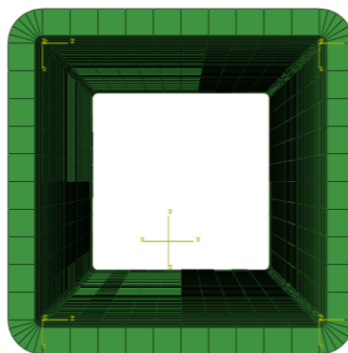
| Materiál | $\rho$             | $E_1$   | $E_2$ | $\nu_{12}$ | $G_{12}$ | $G_{13}$ | $G_{23}$ |
|----------|--------------------|---------|-------|------------|----------|----------|----------|
| -        | $\text{kg.m}^{-3}$ | MPa     | MPa   | -          | MPa      | MPa      | MPa      |
| UHM      | 1 655              | 342 568 | 3 672 | 0.372      | 3 179    | 3 179    | 3 179    |

Byly vytvořeny dva modely pro MKP výpočet, oba model byly sestaveny se stejnými materiálovými parametry kompozitní skladby, jež byla specifikována objemovým skořepinám

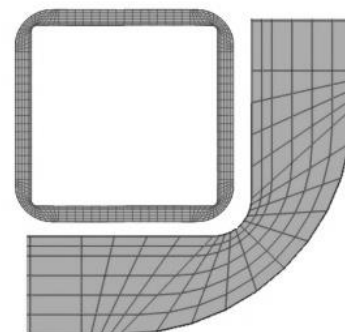
- Model 1
  - Tvořený 1 objemovou skořepinou po tloušťce stěny, viz Obr. 15.
  - Geometrie rohů zjednodušena do konstantní tloušťky stěny s vnitřním a vnějším rádiusem.
- Model 2
  - Rohy s nekonstantní tloušťkou stěny, snaha o vystižení reálné geometrie, viz Obr. 16.
  - 7 prvků objemové skořepiny po tloušťce, specifikace kompozitní skladby rozdělena mezi jednotlivé prvky



Obr. 14: Kompozitní profil 100x100,  $t=8$  mm.



Obr. 15: Kompozitní profil 100x100, MKP – model 1.



Obr. 16: Kompozitní profil 100x100, MKP – model 2.

Porovnání mezi výsledky EMA a výsledky MKP analýzy je uvedeno v Tab. 5, kde jsou výsledky seřazeny tak, aby specifikované frekvence odpovídaly stejnému vlastnímu tvaru. Výsledky vlastních tvarů z experimentu a MKP jsou uvedeny v Příloze na Obr. 184 až Obr. 195.

- Z porovnání je patrné, že model 1 vedl k predikci vlastních frekvencí vyšších, než byly výsledky experimentální zkoušky. U torzních tvarů a vibrací stěn byla predikce pomocí MKP vyšší až o 41 %, u ohybového tvaru byl rozdíl mezi MKP a EMA přibližně 6 %.
- Model 2 s velmi detailně modelovanou geometrií struktury má výsledky téměř totožné jako byly výsledky experimentální modální analýzy, rozdíl se pohyboval do

4 %. A to i u prvního tvaru, který byl modelem s jednoduchou geometrií predikován o více než 40 % vyšší frekvenci.

- Lze předpokládat, že při použití klasických plošných skořepin by byly závěry podobné – ohybový tvar by mohl být predikován s dostatečnou přesností (rozdíl MKP – EMA okolo 10 %), další tvary by byly zcela mimo požadovanou přesnost.

Tab. 5: Porovnání vlastních frekvencí stejných tvarů kompozitního profilu: EMA vs MKP s různou úrovní detailů modelování geometrie.

| $f_{EMA}$ [Hz] | $f_{Model1}$ [Hz] | $\Delta f_{Model1}/f_{EMA}$ [%] | $f_{Model2}$ [Hz] | $\Delta f_{Model2}/f_{EMA}$ [%] | Pozn. |
|----------------|-------------------|---------------------------------|-------------------|---------------------------------|-------|
| 690            | 970               | 41                              | 688               | -1                              |       |
| 1285           | 1503              | 17                              | 1252              | -3                              |       |
| 1398           | 1476              | 6                               | 1338              | -4                              | ohyb  |
| 1451           | 1597              | 10                              | 1434              | -1                              |       |

Z hlediska reálného nasazení těles dochází vlivem uložení k frekvenčnímu posunu. V sestavách obráběcích strojů nebo i dílčích podsestavách převažují ohybové módy kmitání na prvních tvarech. Z tohoto důvodu i model s nepřiliš podrobným modelováním geometrických detailů může vyhovovat pro použití v globální sestavě, i když při zkoušce samotného tělesa jeho výsledky fungují pouze na omezeném spektru vlastních tvarů. Tyto skutečnosti jsou zohledněny při posuzování výsledků výpočtových modelů a experimentálních zkoušek samotných těles, které jsou prezentovány v kapitole 5 a 6.

### 4.3 Nosné dílce s aplikací kompozitních materiálů zkoumané v rámci disertační práce

Předložená disertační práce je zaměřena na studium přínosu aplikace vláknových kompozitů do nosných dílců obráběcích strojů. Z této oblasti byla vybrána smykadla jako vhodné dílce pro náhradu tradičních hmotných izotropních materiálů (litiny, ocel) kompozitem s výrazně sníženou měrnou hmotností. Smykadla, viz Obr. 17, obecně představují člen sestavy nosných dílců stroje, který je v řetězci základ – lože – příčník – smykadlo – frézovací vřeteno / hlava – nástroj jako poslední z rozměrově významných dílců. Smykadla nebo obdobná tělesa výsuvných vřeteníků mají většinou výrazně převyšující rozměr délky, oproti průřezovým rozměrům a v sestavách strojů vykazují významnou ohybovou poddajnost. V příkladu z Obr. 17 výsuv smykadla ze saně zajišťuje pohyb stroje v ose Z, zároveň podsestava saně – smykadlo zajišťuje pohyb stroje po příčníku (osa Y) a podsestava příčník – saně – smykadlo zajišťuje pohyb po loži (osa X).

Statická tuhost a modální vlastnosti smykadla tak výrazně ovlivňují tuhost i modální vlastnosti sestavy nosných dílců v místě řezného nástroje. Zvýšení dynamické tuhosti sestavy vlivem zvýšené tuhosti nebo tlumení smykadla umožňuje zvýšit produktivitu obrábění i přesnost a jakost obrobku. Redukce hmotnosti smykadla při zachování jeho statické tuhosti se dále může projevit na vyšší dynamice pohybových os a zvýšení produktivity výroby alespoň schopností dosáhnout zkrácení neproduktivních časů výroby pomocí vyšších zrychlení a rychloposuvů při polohování stroje.







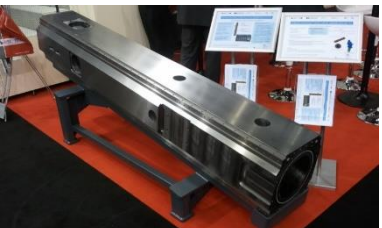


Obr. 17: Nosná struktura obráběcího stroje s detailem na smykadlo (stroj MCV společnosti TAJMAC – ZPS).

V rámci disertační práce byla podrobně zkoumána modelová nebo prototypová smykadla pro obráběcí stroje. Ve všech případech se jedná o tělesa, jejichž délka je několikanásobně větší než parametry průřezu těles. Pro konstrukci kompozitu bylo, ať už u celokompozitních smykadel, nebo smykadel kompozit – kov, použito kombinace vysoko-pevnostních a vysoko-modulových uhlíkových vláken s epoxidovou pryskyřicí jako materiálu s výchozími předpoklady pro dosažení vysoké tuhosti a nízké hmotnosti.

Přehled hlavních zkušebních těles je uveden v Tab. 6 spolu se základními rozměry geometrie. Vlastnosti těchto těles byly vždy porovnány s odpovídajícími referenčními ocelovými nebo litinovými smykadly stejné vnější geometrie a připojovacích rozhraní. Podrobný popis těles je uveden v kapitole 6.

Tab. 6: Přehled hlavních zkušebních těles s aplikací vláknových kompozitů

|  |   |  |  |
|--|---|--|--|
| <p>Kompozitní<br/>smykadlo<br/>navíjené</p>                    |    |    | <p>Rozměr (mm)<br/>350x350x1200</p> <p>Hmotnost 130<br/>kg</p> |
| <p>Kompozitní<br/>smykadlo<br/>deskové<br/>struktury</p>       |    |    | <p>Rozměr (mm)<br/>275x230x1100</p> <p>Hmotnost 45 kg</p>      |
| <p>Modelové<br/>hybridní<br/>smykadlo kov -<br/>kompozit</p>   |    |    | <p>Rozměr (mm)<br/>170x170x1265</p> <p>Hmotnost 104<br/>kg</p> |
| <p>Prototyp<br/>hybridního<br/>smykadla kov -<br/>kompozit</p> |  |  | <p>Rozměr (mm)<br/>420x400x2530</p>                            |

## 5 Vlastnosti kompozitních materiálů pro výrobu stroje

Cílem této kapitoly je provést experimentální porovnání mechanických vlastností (statická tuhost, modální vlastnosti) modelových nosných těles, které jsou vytvořeny z tradičních materiálů (ocel, šedá litina) a vláknových kompozitů z kombinace vysoko-pevnostních a vysoko-modulových vláken. Zároveň bylo cílem ověřit, jakým způsobem lze silnostěnné kompozitní vzorky modelovat s využitím MKP a jaká je přesnost výsledků predikce MKP vůči výsledkům experimentálních zkoušek. Modelová nosná tělesa byla navržena se stejnými vnějšími rozměry a s cílem, aby měla velmi podobnou stejnou statickou tuhost při ohybovém namáhání. Oproti reálným tělesům zde chybí spojovací rozhraní, nicméně tělesa byla navržena ve stejných vnějších rozměrech se snahou o dosažení vysoké a mezi vzorky srovnatelné ohybové tuhosti.

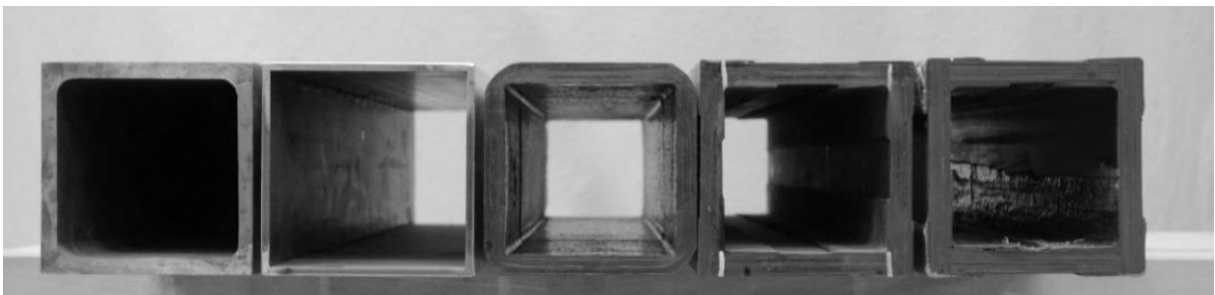
Výstupem této kapitoly je:

- porovnání dosažitelné statické tuhosti a hmotnosti při zachování vnějších rozměrů modelových vzorků,
- porovnání tlumení modelových vzorků,
- posouzení použitelnosti výpočtových modelů pro predikci chování silnostěnných struktur z vláknových kompozitů.

Výsledky této kapitoly jsou shrnuty zejména v těchto publikacích autora [A1], [A4], [A5].

### 5.1 Popis modelových vzorků

Celkově bylo porovnáno 5 profilů vnějších rozměrů 130x130x1170 (vše mm). Profily se lišily v materiálu a tloušťce stěny, jejich popis je dán v Tab. 7, vizuálně jsou zobrazeny na Obr. 18. Při výrobě kompozitních těles bylo použito standardních vysoko-pevnostních uhlíkových vláken (HSC) o modulu pružnosti 230 GPa a také ultra-vysoko-modulových grafitových vláken (UHM) o modulu pružnosti 780 GPa. Oba typy vláken byly prosyceny epoxidovou pryskyřicí. Přítomnost HSC vláken je nutná alespoň v nějaké minimální míře z technologických důvodů výroby kompozitů. Cena HSC vláken se pohybuje v rozmezí 10-20 Euro/kg, zatímco cena UHM vláken se pohybuje v rozmezí 60-70 Euro/kg. Existují i vlákna s vyšší tuhostí, například vlákna s modulem pružnosti 960 GPa, nicméně cena takových vláken je výrazně vyšší (přibližně 200 Euro/kg). Tudíž lze říct, že nosná tělesa byla vyrobena z kompozitních materiálů s nejvyšší „ekonomicky přijatelnou“ hodnotou tuhosti.



Obr. 18: Modelová tělesa pro porovnávací zkoušky. [A1]  
(zleva: litina, ocel, kompozit 1, kompozit 2, kompozit 3)

Tab. 7: Přehled zkušebních těles základních vzorků 120x120x1170. [A1]

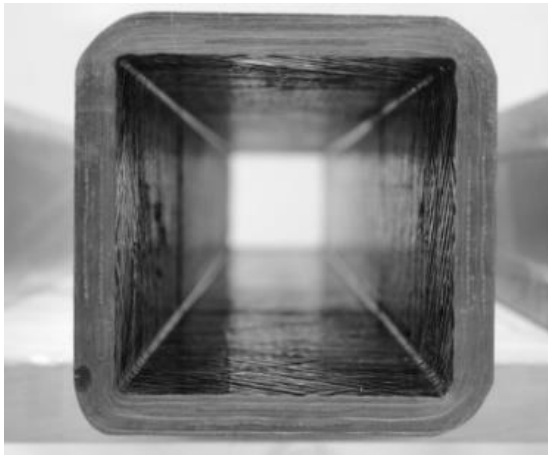
| Vzorek                             | Hmotnost [kg] | Tloušťka stěny [mm] | Značení                    |
|------------------------------------|---------------|---------------------|----------------------------|
| Šedá litina                        | 43,4          | 10                  | Cast iron                  |
| Ocelový svařenec                   | 23,2          | 5                   | Steel                      |
| Navíjený tlumený kompozitní profil | 11,2          | 13                  | Kompozit 1/<br>Composite 1 |
| Kompozitní deskový profil          | 11,9          | 14                  | Kompozit 2/<br>Composite 2 |
| Kompozitní tlumený deskový profil  | 11,5          | 14                  | Kompozit 3/<br>Composite 3 |

Kompozitní skladba nosníků kompozit 1 – 3 byla tvořena tak, aby obsahovala vrstvy orientované pro získání ohybové tuhosti ( $0^\circ$  vůči podélné ose), vrstvy s orientací cca  $\pm 45^\circ$  pro získání tuhosti v torzi a příčném smykovém namáhání a vrstvy s orientací cca  $88^\circ$  pro zlepšení stability stěny. Skladba byla přibližně dle specifikace v Tab. 8.

Tab. 8: Podíl orientace vláken na kompozitní skladbě těles.

|                          | Kompozit 1 [%] | Kompozit 2/3 [%] |
|--------------------------|----------------|------------------|
| Orientace $0^\circ$      | 33             | 27               |
| Orientace $\pm 45^\circ$ | 60             | 69               |
| Orientace $88^\circ$     | 7              | 4                |

V případě těles Kompozit1 a Kompozit3 byly do stěn integrovány pásy poddajného materiálu ( $E \sim 40-50$  MPa) o tloušťce 1 mm a šířce 50 mm, které měly za cíl zvyšovat tlumení součásti. Na druhou stranu vlivem své poddajnosti mohly přispívat ke snížení tuhosti součásti. Rozdíl mezi skladbou tělesa Kompozit1, který je tvořen jako celistvý navíjený profil, a tělesy Kompozit2/3, které jsou z lepených kompozitních desek s vyztužením spojů, je zobrazen na Obr. 19 a Obr. 20. Přímé srovnání vlivu tlumících vrstev nabízí porovnání těles Kompozit2 (netlumené) a Kompozit3 (tlumené).



Obr. 19: Kompozit 1: Celistvý kompozitní profil s tlumícími vrstvami.

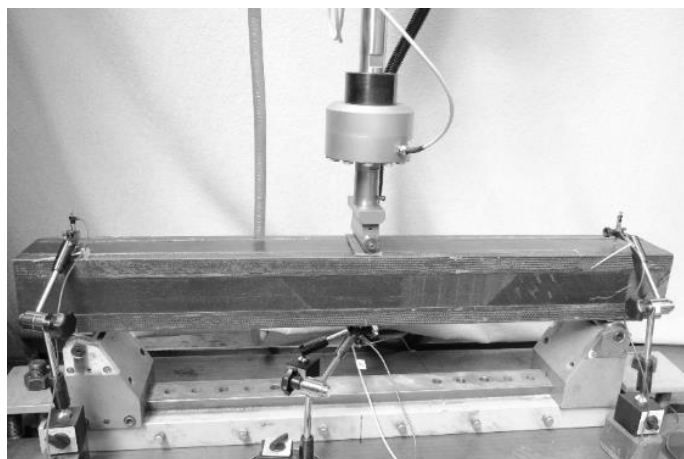


Obr. 20: Kompozit 2: Kompozitní profil z lepených desek s vyztužením rohů.

## 5.2 Výsledky experimentálních zkoušek

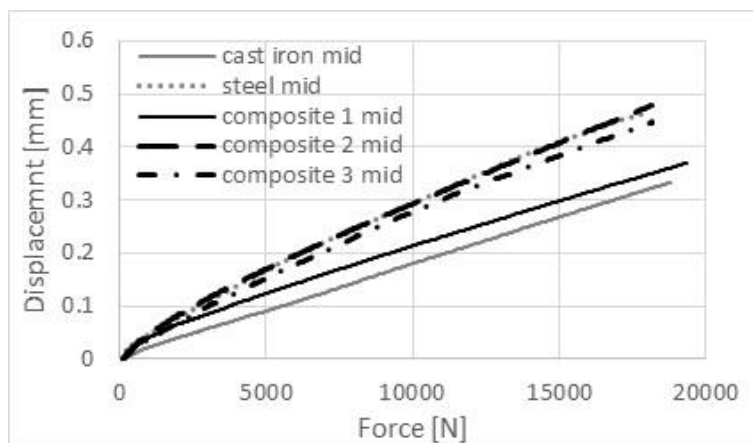
### 5.2.1 Měření statické tuhosti

Pro porovnání statické tuhosti bylo provedeno měření třibodovým ohybem na rozteči podpor  $L=1000$  mm. Kvazistatickým zatěžováním pomocí hydraulického válce bylo vyvozeno namáhání modelových vzorků. Pro danou geometrii se namáhání skládá z ohybu a příčného smyku, což jsou hlavní složky namáhání, které by neměly být zanedbány při navrhování nosných těles výrobních strojů (spolu s torzním namáháním). Tělesa byla zatěžována silou v rozsahu 0 – 20 kN. Spolu se silou aktuátoru byly měřeny hodnoty průhybu na dolním povrchu v místě pod aktuátorem a na horním povrchu těles v místě nad podporami uložení, dále byl měřen posuv aktuátoru. Zároveň byly na spodní stěně těles v místě pod aktuátorem aplikovány tenzometry. Schéma zatěžování je na Obr. 21.



Obr. 21: Zkouška modelových těles pomocí 3bodového ohybu. [A1]

První porovnání statické tuhosti je ukázáno v podobě závislosti síla – průhyb, která byla získána ze sondy průhybu na spodní stěně nosníku pod zatěžujícím aktuátorem, viz Obr. 22.

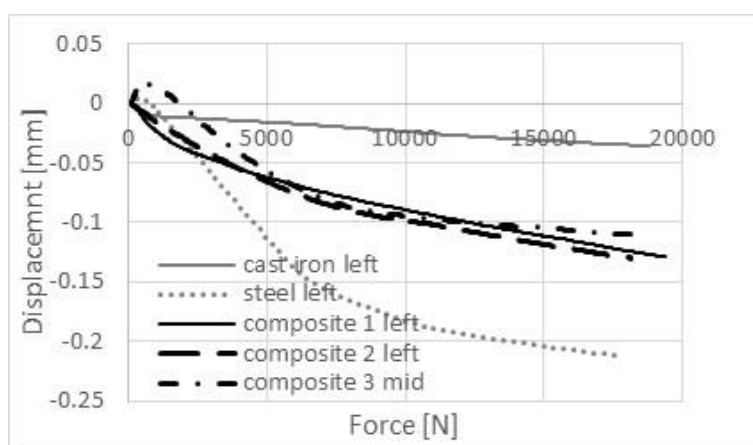


Obr. 22: Třibodový ohyb referenčních profilů – průhyb spodní stěny pod aktuátorem. [A1]

Z výsledků analýzy tuhosti dané poměrem síly a průhybu středové části nosníku jsou patrné dvě skupiny těles:

- Nejvyšší tuhost má referenční litinový profil hmotnosti 43,4 kg a tloušťce 10 mm, následovaný celistvým navíjeným profilem Kompozit1 o hmotnosti 11,2 kg a tloušťce 13 mm.
- V druhé skupině jsou profily Kompozit2 a Kompozit3 o hmotnosti 11,5-11,9 kg a tloušťce 14 mm a referenční ocelový profil hmotnosti 23,2 kg o tloušťce 5 mm, který má shodnou tuhost jako Kompozit2. I přes přítomnost tlumicích vrstev u profilu Kompozit3, nebyla jeho tuhost vůči profilu Kompozit2 snížena, v daném měření bylo dosaženo dokonce mírně vyšší tuhosti.

Cílem druhého měření bylo analyzovat chování zkušebních vzorků nad podporou nosníku, kde vlivem lokální poddajnosti kompozitu mohou vznikat vyšší deformace než u izotropních nosníků. Porovnávací měření bylo provedeno vyhodnocením závislosti síla – průhyb na horní stěně nosníků v místě nad podporou, viz Obr. 23. Chování nad podporou je výrazně nelineární, a to zejména u ocelového a kompozitních nosníků.



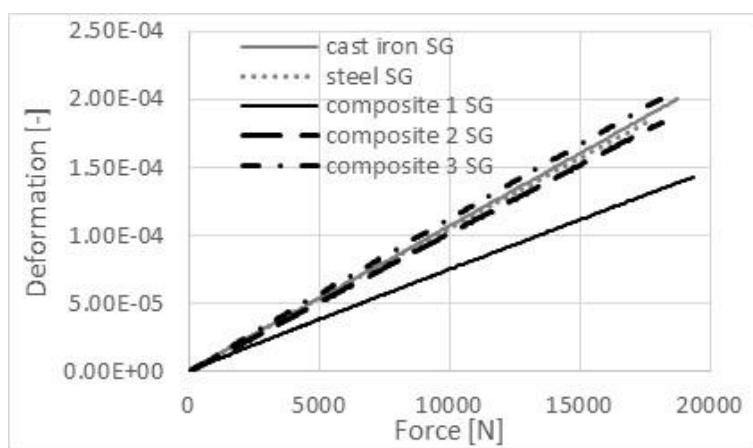
Obr. 23: Třibodový ohyb referenčních profilů – průhyb horní stěny nad levou podporou uložení vzorku při třibodovém ohybu. [A1]

Nejvyšší tuhost zde opět měl referenční litinový profil s tloušťkou stěny 10 mm, výsledky všech kompozitních nosníků tloušťky 13-14 mm si jsou velmi blízké a výrazně horší než u litiny. Nejhorší výsledek měl 5 mm tlustý ocelový nosník. Malá lokální tuhost v místě podpor u kompozitu



způsobuje výrazné zhoršení průhybu součásti, které se zároveň projevuje na snížené tuhosti, která byla vyhodnocena ve středové části nosníku, viz Obr. 22. Tento efekt bude zároveň způsobovat problémy při modelování okrajových podmínek úlohy v MKP.

Třetí typ porovnání je učiněn ze závislosti síla – deformace, která byla změřena z tenzometru na spodní stěně nosníku pod aktuátorem, viz Obr. 24. Oproti závislosti síla – posuv, kde se projevovaly nelinearity v oblasti začátku zatěžování, je naměřená závislost síla – deformace lineární. Ukazuje, že všechna tělesa s výjimkou vzorku Kompozit1 měly přibližně stejnou tuhost v ohybu (jelikož tenzometr na povrchu tělesa nemůže měřit deformaci vzniklou od příčného smykového namáhání). Vzorek Kompozit1 měl ohybovou tuhost výrazně tužší než všechny ostatní vzorky.



Obr. 24: Tříbodový ohyb referenčních profilů – deformace z tenzometru na spodní stěně pod aktuátorem. [A1]

Výsledky průhybů jsou zpracovány v Tab. 9 pro všechny varianty a měřená tělesa. V Tab. 10 je následně uvedeno porovnání ohybové tuhosti, která byla vypočtena ze závislosti síla – deformace s využitím vztahu pro tříbodový ohyb při zanedbání vlivu příčného smykového namáhání.

Tab. 9: Průhyby nosníků pod aktuátorem nebo nad podporami pro zatěžující sílu 10 000 N [A1].

|               | Litina [mm] | Ocel [mm] | Kompozit 1 [mm] | Kompozit 2 [mm] | Kompozit 3 [mm] |
|---------------|-------------|-----------|-----------------|-----------------|-----------------|
| Střed         | 0,181       | 0,293     | 0,213           | 0,293           | 0,278           |
| Levá podpora  | -0,02       | -0,18     | -0,09           | -0,10           | -0,10           |
| Pravá Podpora | -0,02       | -0,09     | -0,09           | -0,11           | -0,11           |

Tab. 10: Ohybová tuhost EJ nosníku vyhodnocená z průběhu síla – poměrná deformace.

| Litina [N.mm <sup>2</sup> ] | Ocel [N.mm <sup>2</sup> ] | Kompozit 1 [N.mm <sup>2</sup> ] | Kompozit 2 [N.mm <sup>2</sup> ] | Kompozit 3 [N.mm <sup>2</sup> ] |
|-----------------------------|---------------------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|
| 1,52e12                     | 1,57e12                   | 2,22e12                         | 1,61e12                         | 1,47e12                         |

Z výsledného porovnání měření statické tuhosti lze učinit následující závěry, které byly odvozeny za předpokladu stejných vnějších rozměrů nosných těles.

- Ohybová tuhost kompozitních nosníků se je srovnatelná s izotropními vzorky.
  - U deskových lepených vzorků (Kompozit2, kompozit 3) byla dosažena stejná ohybová tuhost EJ při tloušťce stěny 14 mm a hmotnosti 12 kg jako u litiny s tloušťkou stěny 10 mm a hmotností 43 kg, případně svařence s tloušťkou stěny 5 mm a hmotností 23 kg.
  - Se stejnou ohybovou tuhostí byla hmotnostní redukce 50 % při porovnání s ocelovým svařencem ( $E \sim 210$  GPa), nebo 70 % při porovnání se šedou litinou ( $E \sim 110$  GPa) pro deskové lepené vzorky z kompozitu, který obsahuje HSC vlákna ( $E_{FL} \sim 230$  GPa) i UHM vlákna ( $E_{FL} \sim 760$  GPa), a to v kompozitní skladbě s orientací pro kombinaci ohybového a smykového namáhání.
  - Celistvý navíjený vzorek prokázal vyšší tuhost než lepený deskový kompozit, celkově bylo zjištěno 30% zvýšení statické tuhosti oproti deskovému profilu, a to při menší tloušťce stěny (13 mm vs 14 mm).
- Porovnání průhybu v místě podpor uložení a v místě zavedení síly ukazuje výrazný nedostatek ortotropního vláknového kompozitu – nižší „lokální“ tuhost v místě spojovacího rozhraní kompozitní konstrukce.
  - Jak ukazuje Tab. 9, hodnoty průhybů v místě podpor jsou výrazně vyšší u kompozitních nosníků než u silnostěnné litiny, která symbolizuje reprezentativní těleso konstrukce blížící se nosným dílům výrobních strojů.
  - Lokální deformace způsobuje, že i vzorek Kompozit 1 s výrazně vyšší ohybovou tuhostí má statickou tuhost síla/posuv nižší než litinový vzorek.
  - **Výsledek limituje výše platné tvrzení o možnosti 50% respektive 70% hmotností redukcí s použitím kompozitu, neboť problém zavedení sil / spojení konstrukce bez významných lokálních deformací je stěžejní při aplikaci nových materiálových struktur v obráběcích strojích.**
  - Případné vyřešení problémů s lokální tuhostí v místě spojovacích rozhraní umožní více efektivní návrh lehké kompozitní struktury s dostatečnou statickou tuhostí. U reálných těles řešeno například výrobou spojovacích rozhraní z kovů pro roznesení síly a minimalizaci lokálních deformací.
- Integrace poddajných tlumicích vrstev se během zkoušek výrazně neprojevila z hlediska charakteristiky síla-posuv. U ohybové tuhosti EJ vyhodnocené z tenzometru došlo vlivem přítomnosti poddajných tlumicích vrstev k poklesu hodnoty EJ o 9 % (porovnání kompozit 2 a 3 v Tab. 10).

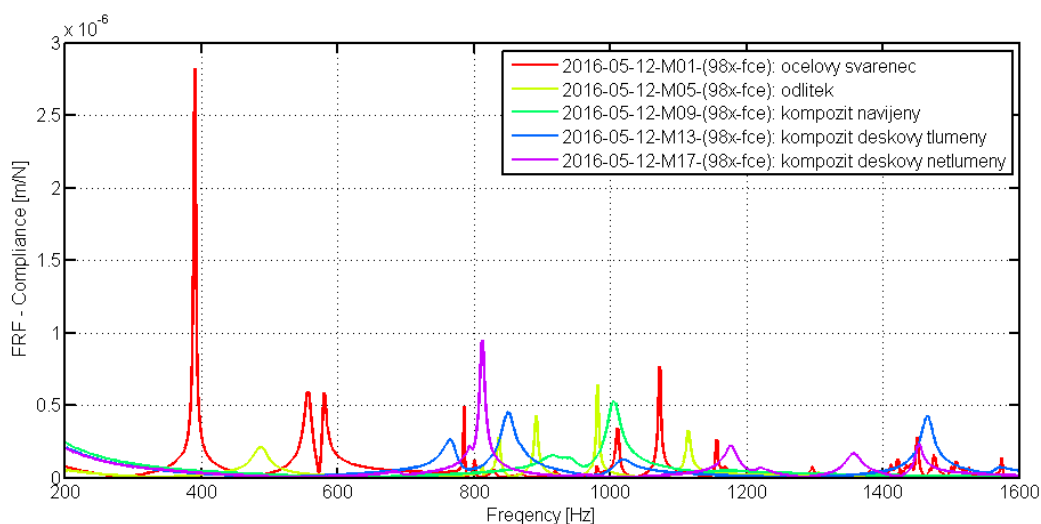
### 5.2.2 Zkoušky pomocí experimentální modální analýzy

Pro zjištění modálních vlastností zkušebních vzorků byla s pomocí pracovníků akreditované laboratoře při Ú12135 a pracovníků Odboru mechaniky a mechatroniky U12105 provedena zkouška pomocí experimentální modální analýzy.

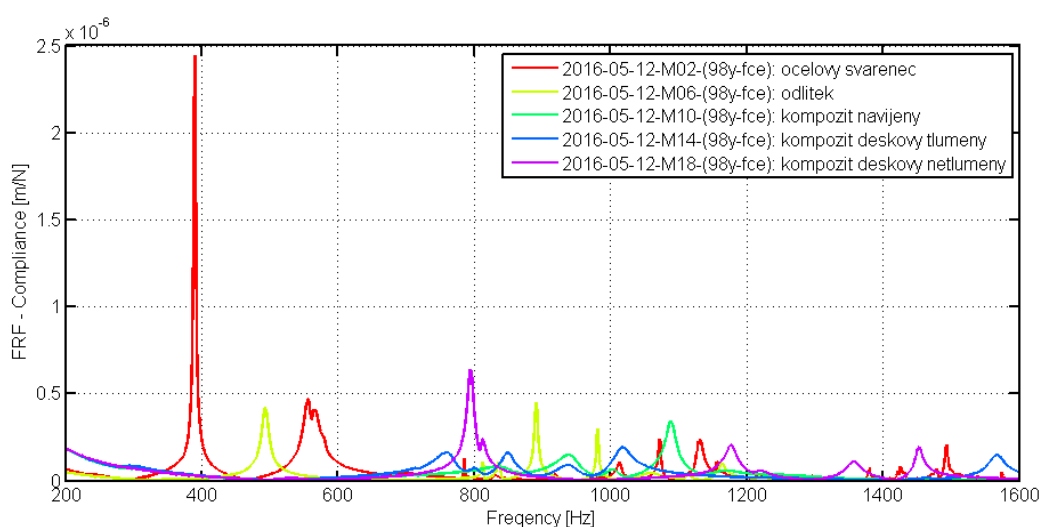
Hlavní porovnání modálních vlastností bylo provedeno v konfiguraci, kdy vzorek byl pomocí svorky přes stěnu upevněn na jednom konci a zavěšen na popruh, viz Obr. 25. V rámci této konfigurace byly vyhodnoceny frekvenční přenosové křivky dynamické poddajnosti, viz Obr. 26 a Obr. 27, které byly vyhodnoceny pro buzení v předozadním a pravolevém směru z důvodu možné nesymetrie nosníku. Následně byly vyhodnoceny frekvence a tlumení jednotlivých tvarů (které nebyly identifikovány). Pro dané okrajové podmínky byla spodní strana tělesa buzena modálním kladivem a odezva snímána pomocí tříosého akcelerometru. Z přenosových křivek byly vyhodnoceny hodnoty vlastních frekvencí a poměrných tlumení, tyto parametry pro prvních 5 tvarů jsou uvedeny v Tab. 11, která vychází z dat publikovaných v [A1] a [A4].



Obr. 25: Uložení modelového vzorku přes popruh a svorku na stěnu. [A1]



Obr. 26: Porovnání dynamické poddajnosti pomocí frekvenční přenosové funkce modelových vzorků – buzení – směr 1. [A1]



Obr. 27: Porovnání dynamické poddajnosti pomocí frekvenční přenosové funkce modelových vzorků – buzení směr 2.

Tab. 11: Hodnoty frekvencí a poměrných útlumů prvních 5 tvarů modelových těles. [A1], [A4]

| Mód | Litina |             | Svařenec |             | Kompozit 1 |             | Kompozit 2 |             | Kompozit 3 |             |
|-----|--------|-------------|----------|-------------|------------|-------------|------------|-------------|------------|-------------|
|     | f [Hz] | $\zeta$ [%] | f [Hz]   | $\zeta$ [%] | f [Hz]     | $\zeta$ [%] | f [Hz]     | $\zeta$ [%] | f [Hz]     | $\zeta$ [%] |
| 1   | 487    | 2,13        | 390      | 0,28        | 915        | 1,63        | 687        | 1,30        | 741        | 0,99        |
| 2   | 493    | 0,93        | 556      | 1,00        | 937        | 1,91        | 794        | 0,57        | 766        | 1,41        |
| 3   | 813    | 0,09        | 566      | 0,75        | 1 004      | 0,85        | 812        | 0,37        | 799        | 1,02        |
| 4   | 836    | 0,22        | 580      | 0,39        | 1 089      | 0,67        | 961        | 2,09        | 848        | 1,13        |
| 5   | 891    | 0,21        | 699      | 1,57        | 1 160      | 2,04        | 1 177      | 0,76        | 938        | 1,45        |

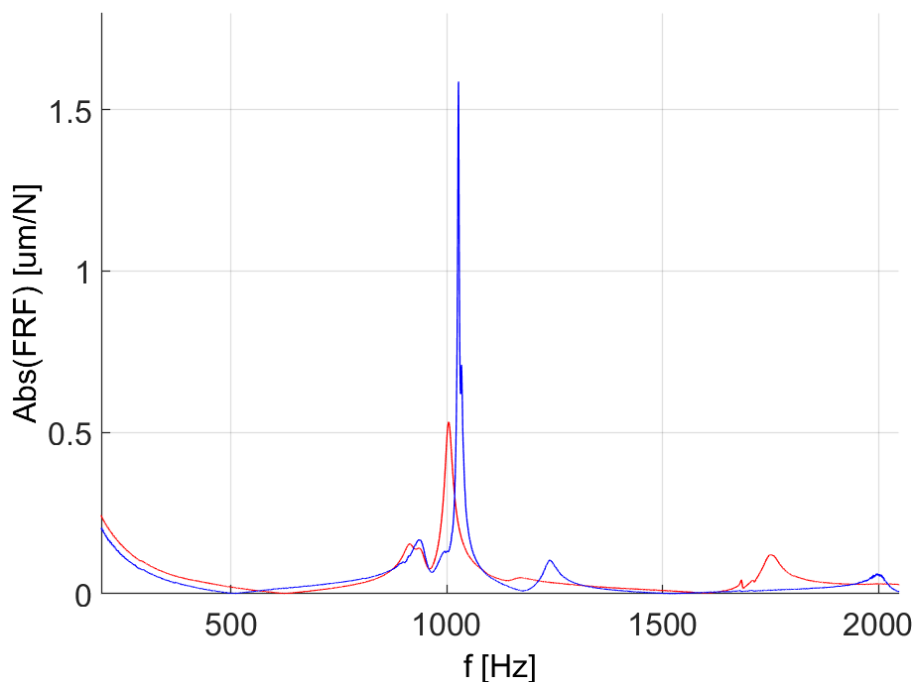
Tab. 12: Porovnání maximální poddajnosti z frekvenčních přenosových křivek vzorků.

|                             | Litina  | Ocel    | Navíjený tlum. | Deskový netlum. | Deskový tlum |
|-----------------------------|---------|---------|----------------|-----------------|--------------|
| X: max(FRF) -1. ohyb. [m/N] | 2,11e-7 | 2,82e-6 | 1,55e-7        | 9,50e-7         | 2,67e-7      |
| X: max(FRF) - celkově [m/N] | 6,39e-7 | 2,82e-6 | 5,33e-7        | 9,50e-7         | 4,52e-7      |
| Y: max(FRF) -1. ohyb. [m/N] | 4,17e-7 | 2,44e-6 | 8,07e-8        | 6,35e-7         | 1,64e-7      |
| Y: max(FRF) - celkově [m/N] | 4,47e-7 | 2,44e-6 | 3,39e-7        | 6,35e-7         | 1,91e-7      |

Hodnoty tlumení  $\zeta$ , které jsou uvedeny v Tab. 11, umožňují relativní porovnání tlumení odlišných materiálových vzorků ve stejných okrajových podmínkách. Při měření v odlišných okrajových podmínkách lze očekávat změnu frekvencí i tlumení. Příkladem je ověřovací měření, které bylo provedeno s uložením nosníku na pružiny, které byly přibližně umístěny do pozice uzlových bodů prvního ohybového tvaru, viz Obr. 28. Porovnání frekvenční přenosové funkce dynamické poddajnosti pro konfiguraci z Obr. 28 a Obr. 30 je na Obr. 29. Z daného důvodu je změna tlumení hodnocena zejména jako relativní porovnání struktur z vláknového kompozitu vůči tlumení struktur izotropních materiálů při shodném uložení a buzení.



Obr. 28: Uložení vzorku Kompozit 1 přes pružiny v poloze uzlových bodů prvního ohybového tvaru.



Obr. 29: Kompozit 1: Porovnání FRF dynamické poddajnosti při uložení za sevřenou stěnu (červeně) a na pružiny (modře).

Další měřená konfigurace je na Obr. 30 a znázorňuje uložení nosíkových vzorků bez lokálního svěrného spoje jedné ze stěn na dva popruhy, které byly umístěny přibližně do uzlových bodů tělesa. Tato konfigurace byla použita pro určení prvního ohybového a prvního torzního tvaru – jejich frekvence a tlumení u všech těles. Měření provedli pracovníci Ústavu mechaniky, biomechaniky a mechatroniky za pomoci 2D laserového vibrometru. Výsledky pro první ohybový a torzní tvar jsou uvedeny v Tab. 13, grafické zobrazení prvního ohybového a torzního tvaru je pro všechny vzorky s výjimkou litiny na Obr. 31 až Obr. 38. Zároveň byly tyto hodnoty použity pro srovnání experimentální zkoušky s výsledky MKP, neboť zvolené okrajové podmínky podstatně méně ovlivňovaly výsledky než okrajové podmínky zkoušky, kdy byly vzorky upnuty svorkou na stěnu.



Obr. 30: Uložení modelového vzorku přes dva popruhy v uzlových bodech prvního ohybového tvaru.

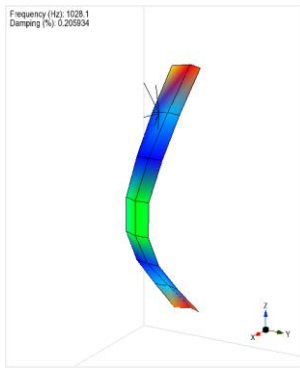
Tab. 13: Parametry prvního ohybového a torzního tvaru vzorků v konfiguraci 2.

| Mód      | Litina |             | Svařenec |             | Kompozit 1 |             | Kompozit 2 |             | Kompozit 3 |             |
|----------|--------|-------------|----------|-------------|------------|-------------|------------|-------------|------------|-------------|
|          | f [Hz] | $\zeta$ [%] | f [Hz]   | $\zeta$ [%] | f [Hz]     | $\zeta$ [%] | f [Hz]     | $\zeta$ [%] | f [Hz]     | $\zeta$ [%] |
| 1. ohyb  | 493    | 0,10        | 582      | 0,19        | 1028       | 0,21        | 809        | 0,39        | 822        | 0,24        |
| 1. torze | 845    | 0,17        | 382      | 0,17        | 991        | 1,41        | 1220       | 0,89        | 861        | 1,54        |

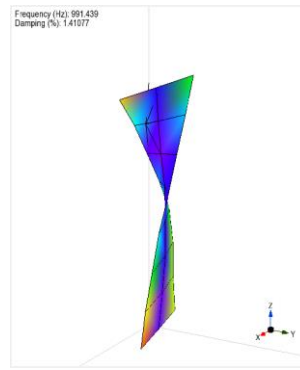
Z porovnání modálních vlastností lze učinit následující závěry:

- Vlivem nejmenší statické tuhosti a tlumení ocelového nosníku byly nejhorší dynamické tuhosti dosaženy u ocelového svařence. Při porovnání dynamické poddajnosti z FRF byly u daného vzorku vyhodnoceny hodnoty řádově vyšší než u ostatních zkušebních těles.
- U litinového vzorku byla vlivem jeho dobrého tlumení a vysoké tuhosti vyhodnocena dynamická poddajnost nízkých hodnot, která byla lepší než u vzorku Kompozit 2 (bez tlumicích vrstev). Z hlediska provedeného měření byly na prvních ohybových tvarech vyhodnoceny poddajnosti menší než na dalších tvarech tělesa.
- Nejmenší hodnota dynamické poddajnosti byla vyhodnocena u vzorku Kompozit 1 (navíjený nosník s tlumicími vrstvami). Tento vzorek měl nejvyšší statickou tuhost v ohybu a zároveň velmi vysoký útlum.
- U vzorku Kompozit 3 (deskový s tlumicími vrstvami) byla dynamická poddajnost přibližně 2 až 3krát nižší než u stejného vzorku bez tlumicích vrstev. Zde se efekt přidavných vrstev projevil podstatně více než při pouhém vyhodnocení vlastních frekvencí a útlumu.

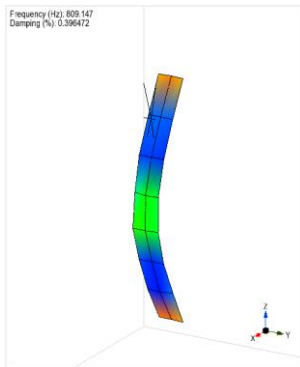
Porovnání průměrného tlumení a tlumení na prvním vlastním tvaru je uvedeno v dílčím shrnutí kapitoly, viz 5.4 - Tab. 16.



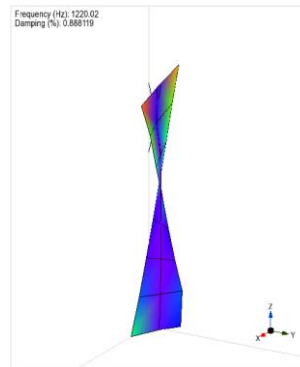
Obr. 31: Kompozit 1, ohyb, 1028 Hz.



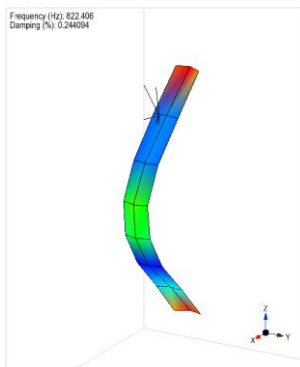
Obr. 32: Kompozit 1, torze, 991 Hz.



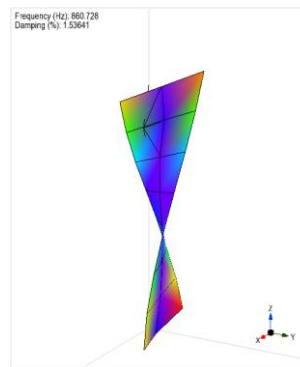
Obr. 33: Kompozit 2, ohyb, 809 Hz.



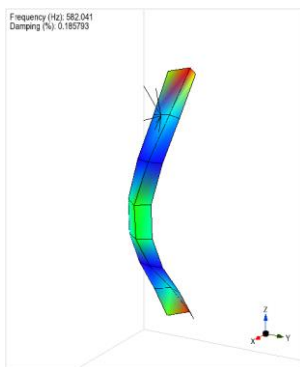
Obr. 34: Kompozit 2, torze, 1220 Hz



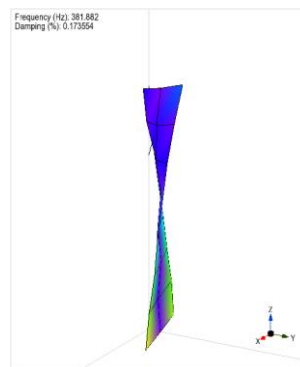
Obr. 35: Kompozit 3, ohyb, 822 Hz.



Obr. 36: Kompozit 3, torze, 861 Hz.



Obr. 37: Ocel, ohyb, 582 Hz.



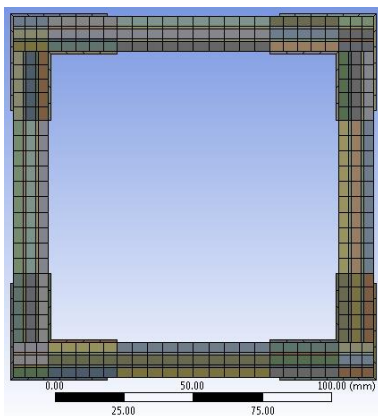
Obr. 38: Ocel, torze, 382 Hz.

## 5.3 Výpočtová analýza zkušebních vzorků nosných těles

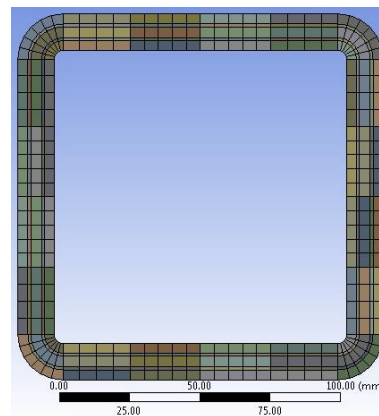
### 5.3.1 Popis modelu

Pro predikci vlastností těles byly vytvořeny výpočtové modely na bázi MKP. Výpočty smykadel byly provedeny v programu ANSYS. Pro modelování těles byly zvoleny lineární 8uzlové objemové skořepiny SOLS190. Tyto prvky jsou vhodné pro modelování tenkých i tlustých konstrukcí z vláknových kompozitů, umožňují zadat strukturu kompozitu specifikací jednotlivých vrstev (materiál vrstvy, tloušťka vrstvy a její orientace) nebo pomocí homogenizovaných efektivních vlastností specifikovat vláknový kompozit jako jednu vrstvu. Oproti způsobu modelování klasickým „plošným“ skořepinovým elementem umožňuje využití objemových skořepin modelování kompozitní struktury s využitím více prvků po tloušťce tělesa. To může být zejména výhodné, pokud jsou ve stěně kompozitu vrstvy s výrazně odlišnou tuhostí, než je tuhost vrstvy kompozitu, jako je v případě integrovaných tlumicích vrstev. Případně, pokud je nutné mít zpřesněný model geometrie součásti vzhledem k povaze úlohy (například u modální analýzy silnostěnných těles s převahou torzních tvarů by zanedbání geometrických detailů v oblasti rohů vedlo k naprosté nepřesnosti výpočtového modelu).

Pro deskové modelové těleso je model zobrazen na Obr. 39. Vzhledem k přítomnosti dvou tlumicích vrstev přes stěnu desky bylo nutno rozdělit jednotlivé desky na 5 částí (3x deska 3,5 mm, 2x 1 mm deska tlumicí vrstvy nebo spojovaného materiálu). Dále byly v modelu obsaženy výztuže tvaru L, které pomáhaly spojení smykadla z vnitřní a vnější části. Model byl tvořen celkově 4 deskami, 4 vnitřními příložkami a 4 vnějšími. Tyto komponenty byly vzájemně spojeny pomocí vazeb typu „MPC bonded“. MKP model navíjeného tlumeného smykadla je na Obr. 40. Analogicky, vzhledem k přítomnosti 2 tlumicích vrstev po stěně smykadla, bylo smykadlo rozděleno na 5 vrstev (3x hlavní stěna tloušťky 3,5 mm, 2x 1 mm tlusté tlumicí vrstvy nebo spojovací výztuže s axiální orientací 0°). Vzhledem k tvorbě sítě bylo nutné vytvořit na vnitřní stěně rádius v místě rohů. Pro daný model byla zvolena velikost poloměru 3 mm.



Obr. 39: MKP model smykadla deskové tlumené / netlumené. [A5]

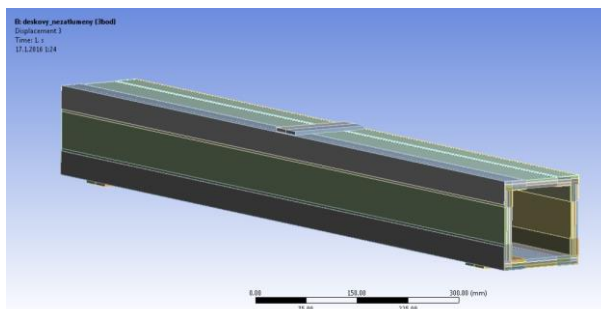


Obr. 40: MKP model smykadla navíjené tlumené [A5]

Modely ocelového smykadla a modely odlitku byly vytvořeny analogicky za pomocí objemových skořepin. Všechny modely byly použity pro výpočty vlastních frekvencí a tvarů volně uloženého smykadla. Dále pro výpočty deformace smykadla při testu tříbodovým ohybem s roztečí podpor 1 000 mm. V rámci výpočtu statické tuhosti v tříbodovém ohybu byly ke všem smykadlům



připojený ocelové příložky, viz Obr. 41. Tato konfigurace s příložkami odpovídala experimentům. Připojení příložek k tělesům bylo opět provedeno pomocí vazeb typu „MPC bonded“.



Obr. 41: Příložky v místě zavedení síly a uložení nosníku při testu tříbodovým ohybem.

### 5.3.2 Ověření výpočtových modelů

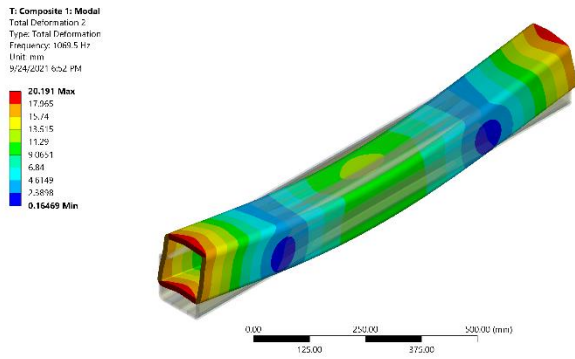
Výpočtové modely všech modelových smykadel byly pro ověření porovnány s výsledky zkoušek – experimentální modální analýzou. Pro ověření bylo použito měření a vyhodnocení modálních vlastností modelových smykadel, které bylo provedeno s uložení konce smykadla přes poddajné provazy, viz Obr. 30. Tato konfigurace se blížila „volnému uložení“ smykadla, která byla použita u výpočtů MKP. Výsledné porovnání vypočtených a naměřených vlastních frekvencí je pro kompozitní smykadla uvedeno v Tab. 14. Výsledky analýzy MKP pro kompozitní vzorky jsou na Obr. 42 až Obr. 47.

Tab. 14: Porovnání frekvence 1. ohybu a krutu kompozitních vzorků (relativní nárůst MKP vždy uveden vůči experimentální hodnotě daného tvaru a smykadla).

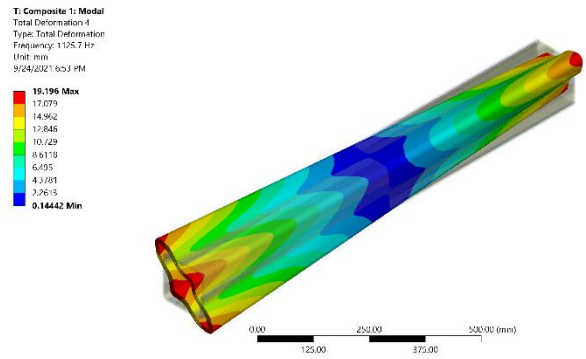
| mód [-] | Kompozit 1       |                | Kompozit 2       |                | Kompozit 3       |                |
|---------|------------------|----------------|------------------|----------------|------------------|----------------|
|         | $f_{MKP}$ [Hz]   | $f_{EXP}$ [Hz] | $f_{MKP}$ [Hz]   | $f_{EXP}$ [Hz] | $f_{MKP}$ [Hz]   | $f_{EXP}$ [Hz] |
| 1. ohyb | 1 070<br>(+4 %)  | 1 028          | 908<br>(+12 %)   | 809            | 914<br>(+11 %)   | 822            |
| 1. krut | 1 126<br>(+14 %) | 991            | 1 381<br>(+13 %) | 1 220          | 1 003<br>(+17 %) | 861            |

Z provedeného porovnání lze konstatovat, že výpočtové modely všech tří variant modelových smykadel jsou pro predikci strukturálních tvarů použitelné. Z hlediska ohybu je odchylka mezi MKP a experiment 4 % u navíjeného smykadla a přibližně 11 ÷ 12 % u smykadel deskových. Ohybový tvar je velmi důležitý z hlediska nasazení nosných těles do výrobních strojů. Lze očekávat, že v sestavě OS bude vlivem okrajových podmínek frekvence výrazně nižší než při výpočtu s „volným uložení“. Zároveň lze očekávat, že daný tvar bude mít dominantní vliv na chování sestavy, více viz kapitola 4.2.5. Modely na bázi objemových skořepin s tvorbou mechanických vlastností vrstev zde predikují chování s **dostatečnou přesností**. [A5]

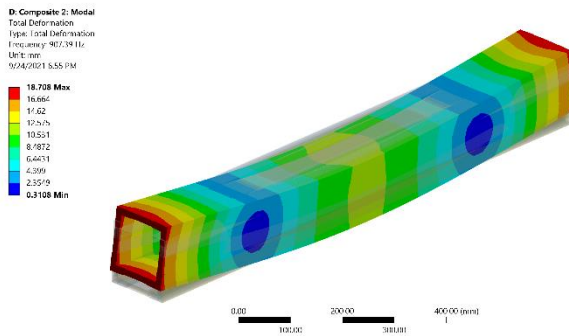
U torzních tvarů se odchylka MKP – experiment pohybuje okolo 14 až 18 %. Z hlediska rozsahu vstupních neznámých, materiálových nejistot, odchylek výrobní technologie od ideálního návrhu lze tyto odchylky považovat za přijatelné. Způsob modelování pomocí objemových skořepin se specifikovanou kompozitní skladbou lze tak považovat za **přijatelný** pro predikci chování těles.



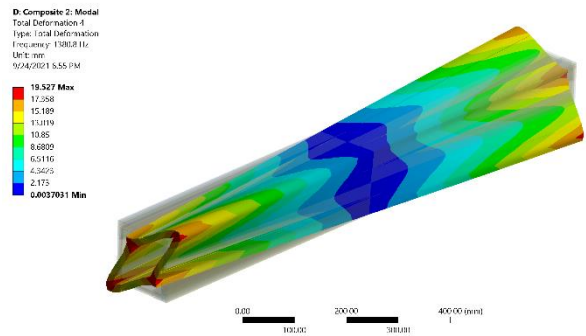
Obr. 42: Vzorek Kompozit 1 – 1. ohyb.



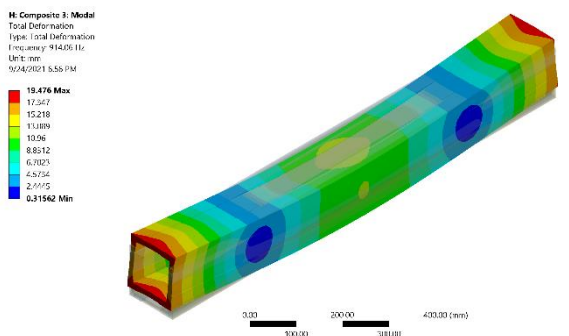
Obr. 43: Vzorek Kompozit 1 – 1. torze.



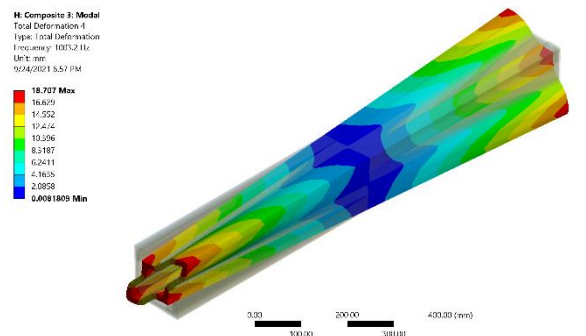
Obr. 44: Vzorek Kompozit 2 – 1. ohyb.



Obr. 45: Vzorek Kompozit 2 – 1. torze.



Obr. 46: Vzorek Kompozit 3 – 1. ohyb.



Obr. 47: Vzorek Kompozit 3 – 1. torze.

### 5.3.3 Výsledky výpočtových modelů – porovnání nosných těles

Byly provedeny 2 typy simulací:

- výpočty statické tuhosti smykadel při testu tříbodovým ohybem s roztečí podpor 1000 mm,
- výpočty vlastních frekvencí a tvarů volně uložených smykadel.

Porovnání vlastností modelových smykadel, které bylo provedeno výpočty MKP, je uvedeno v Tab. 15. Výpočtové prostředky na bázi MKP byly zároveň použity pro analýzu statické tuhosti. Pro analýzu byla zvolena zkouška 3bodovým ohybem, která odpovídala experimentální zkoušce ohybem. Výsledné porovnání statické tuhosti, která byla určena jako podíl působící síly a maximálního posuvu v místě působíště, je uvedeno v Tab. 15.

Tab. 15: Porovnání vlastností vzorků nosných těles dle MPK.

|                | Odlitek | Svařenec | Komp. 1 | Komp. 2 | Komp. 3 |
|----------------|---------|----------|---------|---------|---------|
| k [N/mm]       | 56 957  | 48 688   | 64 918  | 54 437  | 53 553  |
| k [%]          | 100     | 85       | 114     | 96      | 94      |
| $m_{exp}$ [kg] | 43,4    | 23,2     | 11,2    | 11,9    | 11,5    |
| $m_{exp}$ [%]  | 100     | 53       | 26      | 27      | 26,5    |
| f1 [Hz]        | 459     | 451      | 1070    | 908     | 914     |
| f2 [Hz]        | 922     | 582      | 1105    | 1368    | 991     |
| f3 [Hz]        | 968     | 595      | 1126    | 1381    | 1003    |

Z porovnání ocelového svařence tloušťky stěny 5 mm, odlitku tloušťky stěny 10 mm a kompozitních smykadel tloušťky stěny 13,5 mm lze učinit následující závěry srovnání smykadel vůči litinovému základnímu tělesu:

- Statická tuhost ocelového smykadla byla nejnižší, přibližně o 15 % nižší než vůči referenčnímu smykadlu ze šedé litiny.
- Statická tuhost obou deskových smykadel je téměř totožná s tuhostí litinového tělesa (u kompozitů pokles o 4 %, respektive 6 %). Vzhledem k výrazně nižší hmotnosti (téměř  $\frac{1}{4}$  hmotnosti vůči litině) došlo k výraznému zvýšení vlastních frekvencí. První ohybová frekvence je u obou deskových smykadel o 100 % výše, než je hodnota ohybu u litinového smykadla.
- Nejlepších vlastností dosáhlo smykadlo navíjené, které nemělo přídavnou poddajnost vlivem spojovacích rozhraní desek a příložek. Při velmi podobné hmotnosti s hmotností deskových smykadel dosáhlo navíjené smykadlo vyšší tuhosti (o 14 % vyšší vůči litinovému referenčnímu tělesu) i vyšších vlastních frekvencí.
- Porovnání statické tuhosti mezi MKP a experimentální zkouškou ukazuje nepřesnost výpočtového modelu z hlediska lokální deformace kompozitních vzorků v místě uložení. Z daného důvodu je MKP predikce odlišná od experimentu.

## 5.4 Shrnutí modelových vzorků nosných těles a dílčí závěry

Souhrn porovnání mechanických vlastností modelových silnostěnných profilů – výsledku experimentálních i výpočtových prací je uveden v Tab. 16.

Tab. 16: Porovnání mechanických vlastností profilů 120x120x1170. [A1]

|  | cast iron | steel    | composite<br>1 | composite<br>2 | composite<br>3 |
|--|-----------|----------|----------------|----------------|----------------|
| Hmotnost [kg]                          | 43,4      | 23,2     | 11,2           | 11,9           | 11,5           |
| Tloušťka stěny [mm]                    | 10        | 5        | 13             | 14             | 14             |
| 1. frekvence [Hz]                      | 493       | 390      | 915            | 687            | 762            |
| $\zeta_1$ [%]                          | 2,1       | 0,3      | 1,6            | 1,30           | 1,0            |
| $\zeta_{avg}$ [%]                      | 0,45      | 0,38     | 1,37           | 0,70           | 1,32           |
| Ohybová tuhost EJ [N.mm <sup>2</sup> ] | 1,523e12  | 1,568e12 | 2,215e12       | 1,606e12       | 1,470e12       |
| Exp. Tuhost F/y [N/mm]                 | 55 503    | 34 068   | 46 903         | 34 123         | 35 953         |
| MKP Tuhost F/y [N/mm]                  | 56 957    | 48 688   | 64 918         | 54 437         | 53 553         |

Z provedené experimentálně-výpočtové studie jsou stanoveny následující závěry, které popisují výhody a nevýhody aplikace vláknových kompozitů do silnostěnných materiálových vzorků, které jsou zaměřeny na vysokou tuhost a vysoké tlumení:

- Při zachování stejných vnějších rozměrů lze s využitím komerčně dostupných a cenově přijatelných uhlíkových vláken dosáhnout **50% hmotnostní úspory při porovnání s ocelovým svařencem** a **70% hmotnostní úspory** při porovnání se šedou litinou, pokud je dílec srovnáván z hlediska **ohybové tuhosti EJ**. Toto srovnání platí pro případ kombinované skladby, která je tvořena kombinací orientací vláken pro ohybovou tuhost 0° a smykovou tuhost ( $\pm 45^\circ$ ), která bude očekávána ve většině aplikací do obráběcích strojů
- Pro velmi podobný parametr ohybové tuhosti EJ byla získána ale naprosto odlišná statická tuhost, která byla vyhodnocena z poměru posouvající síly a vyhodnoceného průhybu, tj. při kombinovaném namáhání skládající se z ohybu a příčného smyku.
  - Zde byl jednoznačně nejlepší vzorek z šedé litiny, kdy při  $t=10$  mm byla zjištěna tuhost 55,5 N/ $\mu\text{m}$ , zatímco navíjený kompozit měl při  $t=13$  mm tuhost 47 N/ $\mu\text{m}$ .
  - U reálných konstrukcí lze čekat, že by problém s lokální deformací nemusel být tak významný v závislosti na možnosti řešení připojovacích rozhraní. Nicméně, závěry ohledně 50% hmotnostní úspory náhradou oceli vláknovým kompozitem, respektive 70% hmotnostní úspory náhradou šedé litiny kompozitem jsou příliš optimistické z hlediska reálných očekávání dosažení statické tuhosti.
- Tyto závěry platí za předpokladu dodržení stejných vnějších rozměrů. Ve všech případech to ale znamenalo nutnost zvýšení tloušťky stěny při aplikaci vláknového kompozitu.

- Modální vlastnosti byly u kompozitních vzorků výrazně lepší. Z důvodu výrazně nižší hmotnosti a vysoké tuhosti došlo k výraznému nárůstu vlastních frekvencí. Zároveň vzrostlo tlumení. Tlumení kompozitních vzorků bylo 2 až 4násobně vyšší než tlumení ocelového a litinového tělesa.
- Z hlediska výpočtových modelů lze běžně dostupné nástroje považovat za použitelné, u ohybových tvarů byl nalezen rozdíl mezi MKP a experimentálními zkouškami přibližně do **12 %**. Tuto shodu lze u silnostěnných struktur z vláknových kompozitů považovat jako **dobrou**.

## 6 Silnostěnná nosná tělesa pro obráběcí stroje s uplatněnými vláknovými kompozity

V této kapitole je provedena studie několika odlišných aplikací vláknových kompozitů do nosných dílců obráběcích strojů – smykadel, jakožto nosných dílců s velkým vlivem na jeho celkovou dynamickou tuhost a obecně s významným vlivem na dynamické chování stroje a přesnost a jakost obrobku. Jsou zde analyzována smykadla s uplatněním vláknových kompozitů. Celkově je zde analyzováno:

- Kompozitní navíjená smykadla
  - Celokompozitní navíjené smykadlo s minimem přidaných kovových prvků
  - Hybridní smykadlo tvořené kompozitně-korkovým pláštěm a lepenými ocelovými výztuhami
- Kompozitní deskové smykadlo s minimem přidaných kovových prvků
- Hybridní smykadla na bázi vnějšího kovového pláště a vnitřní kompozitní výztuže
  - Modelové vzorky
  - Prototyp smykadla obráběcího stroje

V těchto studiích smykadel jsou zkoumány dvě možné aplikace vláknových kompozitů do oblasti obráběcích strojů

- Celokompozitová smykadla (smykadla s minimem ocelových dílů).
- Hybridní smykadla na bázi vnějšího kovového pláště a vnitřní kompozitní výztuže.

Účelem celokompozitových smykadel je dosáhnout co největší hmotnostní redukce oproti referenčním izotropním smykadlům a z tohoto důvodu byly navrženy s minimem kovových částí. Kovové prvky celokompozitových těles jsou použity na tvorbu přípojovacích rozhraní jako dosedové plochy pro kolejnice lineárního vedení, místa pro připojení náhrad hlav a vřeten, apod. Oproti maximální hmotnostní redukci je ale nutno zvážit možnost dosažení dostatečné statické tuhosti a té odpovídající množství kompozitního materiálu, jehož cena se pohybuje v násobcích ceny oceli nebo litiny.

Hybridní tělesa kombinují nosnou část dílce jak z izotropního materiálu (ocel nebo litina), tak z vláknového kompozitu. Pro zaručení dostatečné statické tuhosti tak není potřeba velkého množství kompozitu a cena řešení se tak nepohybuje v násobcích ceny tělesa tradiční konstrukce. Na druhou stranu, tělesa této koncepce obecně neumožňují výraznou redukci hmotnosti. V rámci této kapitoly jsou zde představena modelová hybridní smykadla, jejichž kovový plášť byl vůči referenčnímu smykadlu z tvárné litiny redukován a zevnitř vyztužen kompozitní výztuží, s tím, že výsledná smykadla mají nižší hmotnost, srovnatelnou statickou tuhost a zcela jiné tlumení. Další aplikace – prototyp hybridního smykadla byla provedena s motivací ne hmotnostní redukce, ale zvýšení statické a dynamické tuhosti, kdy do pláště (stejného jako u smykadel reálného stroje) byla vlepena kompozitní výztuž za cílem zvýšení statické i dynamické tuhosti tělesa.

Oproti modelovým nosným vzorkům z kapitoly 4 je zde posun v konstrukci těles daný skutečností, že modelová smykadla jsou zde konstrukčně navržena a vyrobena tak, že obsahují přípojovací rozhraní. Nejedná se tak o prosté uzavřené profily materiálových struktur, které byly

představeny v předchozí kapitole. Z hlediska připojovacích rozhraní byla tělesa navržena tak, aby k nim mohly být připojeny kolejnice lineárního vedení nebo alespoň náhrady upnutí. Dále byla tělesa navržena, aby v oblasti čela smykadla existovalo připojovací rozhraní pro upevnění náhrady vřetene nebo frézovací hlavy. Oproti modelovým materiálovým vzorkům z kapitoly 4 lze tudíž modelová smykadla zkoušet v okrajových podmínkách blížící se reálnému nasazení v obráběcích strojích, například s využitím upnutí přes hnízda lineárního vedení k testovacím standům, nebo zkoušet přímo v reálných sestavách nosných dílců stroje nebo jeho podsestavě.

Cílem demonstrováných studií bylo provedení následujících úkolů:

- Experimentálně a výpočtově popsat mechanické vlastnosti při náhradě kovových materiálu nosných dílců vláknovým kompozitem s analýzou změny dosažené statické tuhosti a hmotnosti
- Ověřit schopnost predikce mechanických vlastností dílů pomocí MKP a dalších nástrojů s komentářem na shodu predikovaných vlastností s výsledky experimentálních zkoušek

Výstupem této kapitoly jsou zde poznatky, jakým způsobem modelovat silnostěnná nosná tělesa z vláknových kompozitů pomocí MKP, jaká je shoda vhodných model s výsledky experimentálních měření (zde experimentální modální analýza). Dalším výstupem jsou zde výpočtově určené porovnání statické tuhosti a hmotnosti, u kterého jsou vždy srovnány kompozitní nosné dílce s vhodným referenčním dílcem z izotropního materiálu. Jelikož jsou prezentované kompozitní dílce vyrobené z kombinace vysoko-pevnostních a ultra-vysoko-modulových vláken, lze očekávat, že prezentované výsledky možné hmotnostní redukce při zachování nebo změně statické tuhosti odpovídají zhruba dosažitelným hodnotám. Nicméně, je zde nutno připustit, že u případně nových návrhů lze podrobnou optimalizací kompozitní skladby (například zacílení na vhodný poměr ohybové a příčné tuhosti) dosáhnout i lepších výsledků. Na kapitole 6 následně v kapitole 7 naváže analýza experimentálně zjištěných modálních vlastností, která je zacílena na porovnání parametrů tlumení, vlastních frekvencí a dynamické tuhosti nosných dílů samotných a nosných dílů v sestavě s vlivem spojovacích rozhraní.

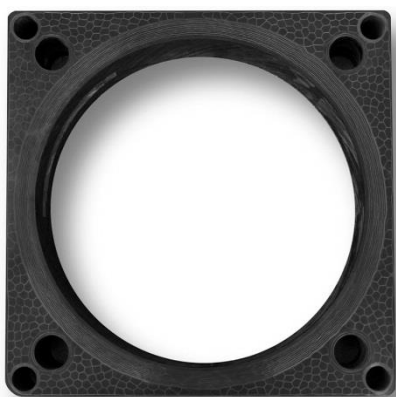
Výsledky této kapitoly byly shrnuty zejména v těchto publikacích autora - [A3], [A6], [A10], [A11].

## 6.1 Studie modelových navíjených smykadel z vláknových kompozitů

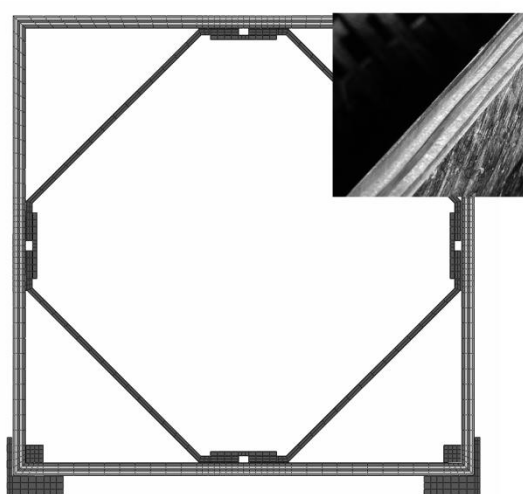
V této studii je provedeno porovnání mechanických vlastností silnostěnných navíjených kompozitních smykadel s ocelovými referenčními variantami. Tělesa zde uvedená vznikla v rámci vývojových projektů na Ústavu výrobních strojů a zařízení fakulty strojní ČVUT v Praze v letech 2007-2012. Všechny vzorky měly v základu stejné vnější rozměry 350 x 350 x 1200 (vše v mm), drobná odchylka byla u hybridního smykadla s kompozitním tělem, u kterého se po lepení vnější ocelové výztuže zvětšil průřez tělesa. Připojovací rozhraní byla umístěna ve stejných pozicích. Odchytkou v konstrukci připojovacích rozhraní bylo uchycení čelních desek u kompozitních smykadel. Ty byly šroubovány-lepeny ke kompozitnímu tělu, zatímco u ocelových verzí byly čelní desky svařeny s vlastním tělem smykadla.

Celkem byly ve studii porovnávány následující vzorky smykadel:

- Navíjené kompozitní smykadlo, jehož struktura byla tvořena centrální trubkou, rohovými trubkami, axiálně orientovanou výplní z 3D vláknových svazků a vyztužena vnějším ovinem, viz Obr. 48,
  - hmotnost 130 kg.
- Hybridní smykadlo tvořené kompozitně-korkovým pláštěm (tloušťka 10 mm) s vyztuženým vnitřními ocelovými profily (4 mm tloušťka) a vnějšími ocelovými plechy (2 mm tloušťka) lepenými na kompozitní strukturu, viz Obr. 49,
  - hmotnost 98 kg bez krytování, 124 kg s krytováním.
- Ocelové smykadlo bez žebrování o tloušťky stěny 10 mm, viz Obr. 50,
  - hmotnost 150 kg.
- Ocelové smykadlo tloušťky stěny 10 mm s vnitřním žebrováním (tloušťky 8 mm) a vysokou statickou tuhostí, viz Obr. 51,
  - hmotnost 220 kg.

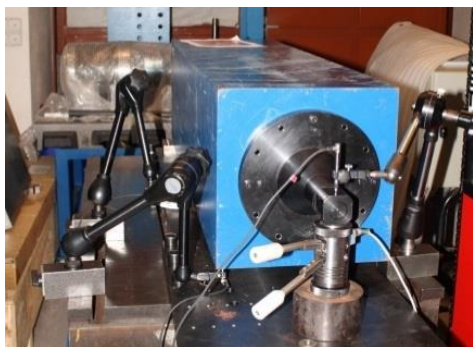


Obr. 48: Schematické zobrazení kompozitního smykadla. [A3]

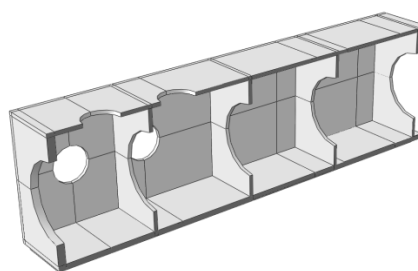


Obr. 49: Schematické zobrazení hybridního smykadla s kompozitně korkovým pláštěm. [A3]





Obr. 50: Ocelové smykadlo 1 bez vnitřního žebrování.



Obr. 51: Řez ocelovým smykadlem 2 s vysokou tuhostí. [A3]

Kompozitní skladba obou těles byla tvořena kombinací vysoko-pevnostních uhlíkových vláken a ultra-vysoko-modulových uhlíkových vláken. Z hlediska výroby byly použity vlákna o modulu  $E \sim 640$  GPa, tj. o tuhosti nižší než u materiálových vzorků z kapitoly 5. Důvod pro použití „horšího“ typu vláken byl historický – výroba těchto těles předcházela výrobě zkušebních vzorků z kapitoly 5 a v dané době ještě nebyly velké technologické zkušenosti se zpracováním vláken o  $E 780$  GPa v takových tělesech. Kompozitní skladba byla tvořena kombinací vláken s orientací  $0^\circ$ ,  $\pm 45^\circ$  a  $85^\circ$  a to tak, aby ve všech případech mělo těleso tuhost orientovanou jak na ohybové namáhání, tak na namáhání od příčného smyku.

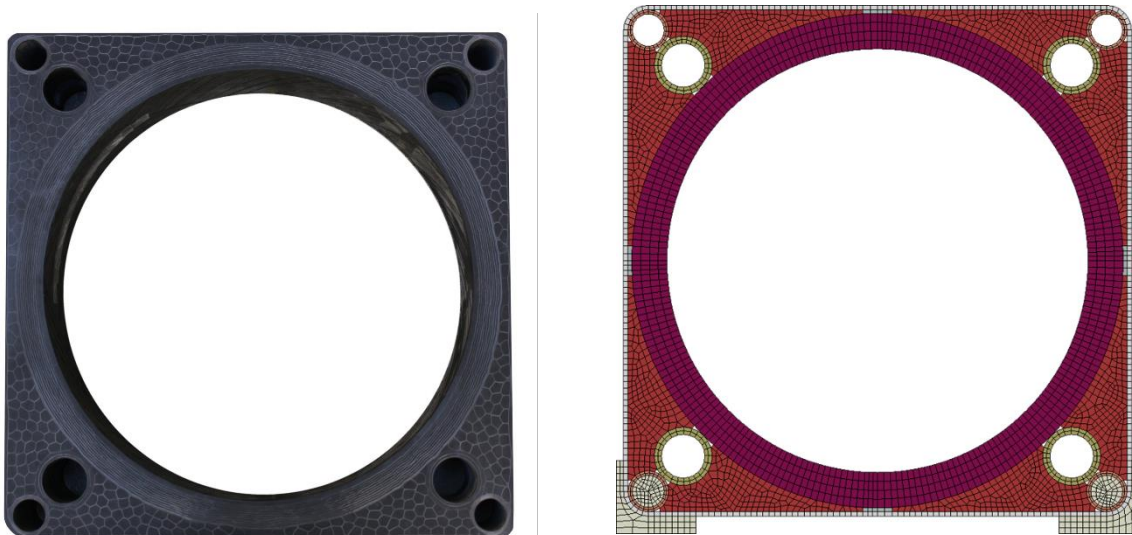
Autor předložené práce se podílel na návrhu kompozitního a hybridního smykadla, podílel se na přípravě experimentálních zkoušek, provedl výpočtové práce na všech tělesech a vyhodnocení výsledků jak výpočtových prací, tak experimentálních zkoušek.

### 6.1.1 Popis výpočtových modelů MKP

V rámci této kapitoly jsou diskutovány výpočtové modely kompozitního navíjeného smykadla a navíjeného hybridního smykadla s kompozitně-korkovým pláštěm a lepenou ocelovou výztuží. Přesnost MKP modelů samotných izotropních těles zde není řešena z důvodu obecně známých postupů řešení výpočtu.

#### Silnostěnný navíjený vřeteník

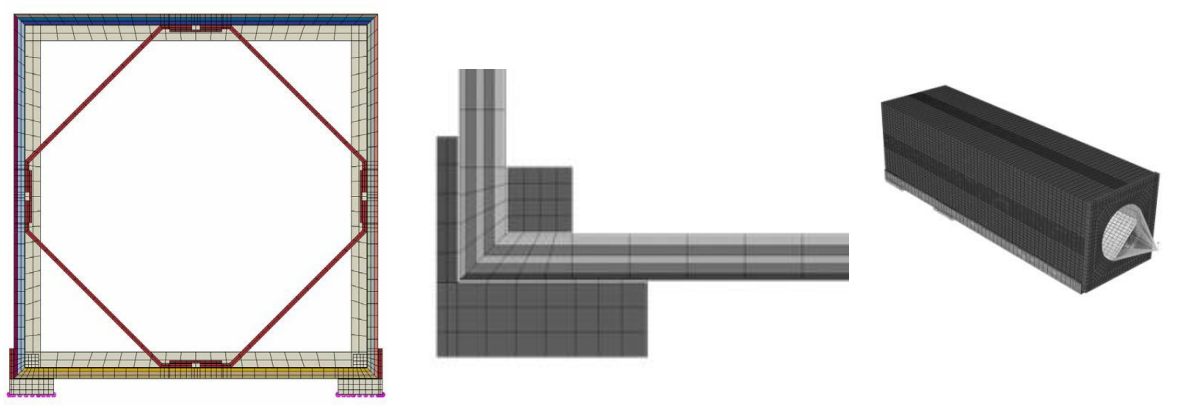
MKP model kompozitního vřeteníku s integrovanými ocelovými tyčemi a přidavnými připojovacími lištami je na Obr. 52. Vzhledem ke komplikované geometrii celku, kombinaci tří typů materiálů a k tvaru dílčích kompozitních prvků, bylo nemožné provést výrazná zjednodušení při modelování, popřípadě použít většiny nástrojů, zjednodušující výpočty kompozitů metodou konečných prvků. Problematická oblast modelu spočívala ve svazcích axiálních vláken, které byly spojeny lokálními oviny. Z daného důvodu byla provedena homogenizace vlastností a svazky modelovány objemově. Kompozitní trubky a byly modelovány pomocí objemových prvků se zadáním efektivních homogenizovaných vlastností. Vnější ovin byl modelován pomocí objemových skořepin. Jednotlivé části modelu byly k sobě spojeny pomocí vazbových podmínek. [A11][A12]



Obr. 52: Profil a MKP model kompozitního navíjeného smykadla. [A11] [A12]

### Hybridní smykadlo s korkovým-kompozitním pláštěm a ocelovou výztuží

MKP model hybridního smykadla je na Obr. 53. Vzhledem ke komplikované struktuře samotného navíjeného pláště (přítomnost tlumících vrstev s výrazně nižší poddajností než byla poddajnost kompozitu) i výskytu lepených ocelových výztuží (vnitřní ohýbané profily, vnější krytování) bylo nutno model vytvořit pomocí kombinace objemových skořepin a objemových prvků. Pro modelování bylo použito modulu pružnosti gumo-korkových vrstev  $E \sim 50$  MPa. Kompozitní části byly specifikovány se zadáním jednotlivých vrstev návinu. [A3]



Obr. 53: MKP model hybridního navíjeného smykadla s korkovo-kompozitním pláštěm a ocelovou výztuží. [A3]

## 6.1.2 Ověření výpočtových modelů MKP

Model navíjeného kompozitního smykadla i hybridního smykadla s kompozitně-korkovým pláštěm byl ověřen pomocí srovnání MKP výpočtu s experimentální modální analýzou. Pro ověření byla zvolena konfigurace, kdy těleso bylo zavěšeno na poddajném popruhu a provedena modální analýza. V daném případě byla v MKP modelována zkouška bez okrajových podmínek a z vyhodnocení vynecháno prvních 6 vlastních tvarů odpovídajícím módu tuhého tělesa. Další možnou konfigurací pro ověření výpočtového modelu byla konfigurace, kdy zkušební nosné těleso

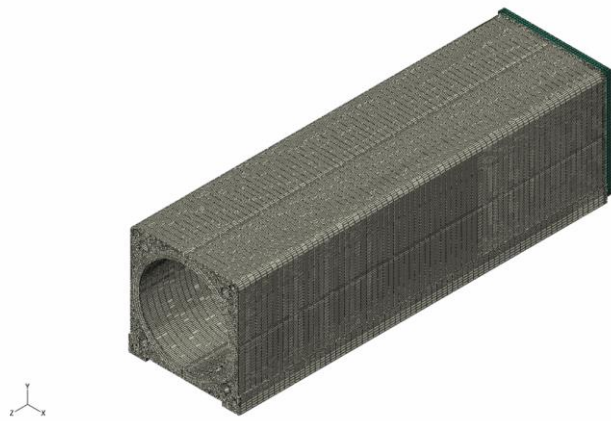
bylo uloženo přes náhradní ocelové patky ke zkušebnímu standu. V této konfiguraci byla provedena jak modální analýza v MKP, tak experimentálně, a porovnány vlastní tvary a frekvence.

### Silnostěnné navíjené smykadlo

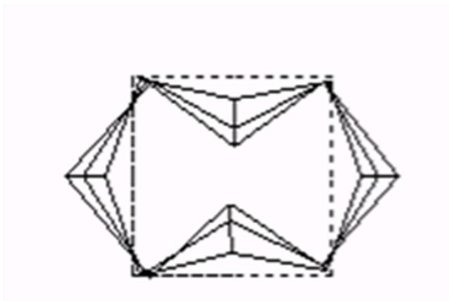
Silnostěnné navíjené kompozitní smykadlo bylo zkoušeno pomocí EMA v konfiguraci, kdy nosník byl zavěšen přes popruh za čelní desku. V dané konfiguraci byly identifikovány vlastní tvary, tlumení a frekvence a výsledky porovnány s výsledky MKP. Konfigurace zkoušky je na Obr. 54, výpočtový model – bez uložení na Obr. 55. Porovnání prvních tří módů z MKP a Experiment je uvedeno v Obr. 56 až Obr. 61, první dva módy byly sjednoceny a u MKP prohozeno pořadí, aby MKP odpovídalo experimentu. Číselné porovnání je v Tab. 17.



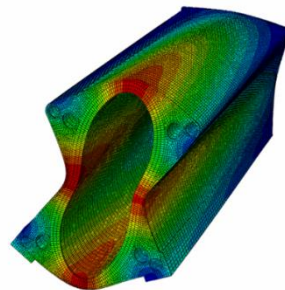
Obr. 54: Okrajové podmínky pro EMA navíjeného smykadla.



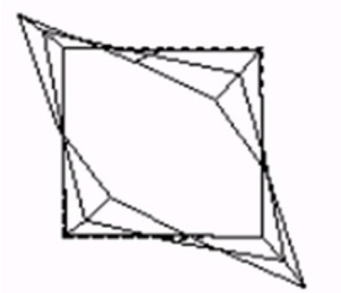
Obr. 55: Výpočtový model pro modální analýzu navíjeného smykadla.



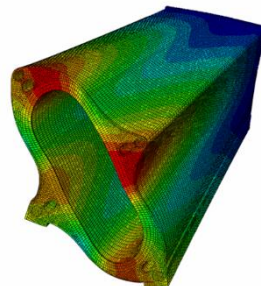
Obr. 56: EMA –  $f_1=533$  Hz.



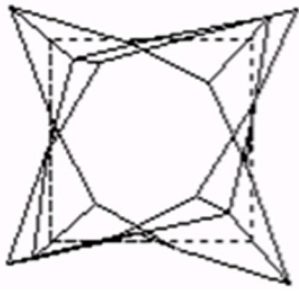
Obr. 57: MKP –  $f_2=690$  Hz.



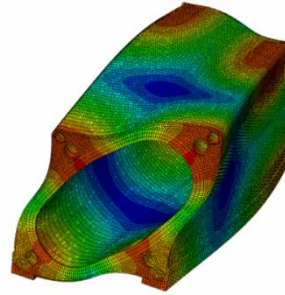
Obr. 58: EMA –  $f_2=553$  Hz.



Obr. 59: MKP –  $f_1=679$  Hz.



Obr. 60: EMA –  $f_3=722$  Hz.



Obr. 61: MKP –  $f_3=905$  Hz

U silnostěnného smykadla nebylo dosaženo přijatelně dobré shody mezi výsledky MKP a výsledky zkoušek. A to i přes to, že geometrie tělesa byla modelována s velkým množstvím geometrických detailů. Porovnání vlastních frekvencí tělesa na poddajném popruhu ukazuje, že MKP vedlo k přibližně o 30 % vyšším vlastním frekvencím, než byly parametry zjištěné experimentální modální analýzou. [A3], [A10], [A13]

Tab. 17: Porovnání vypočtených a naměřených frekvencí navíjeného kompozitního smykadla.

| Mód [-] | Experiment [Hz] | MKP [Hz] | $\Delta f_{\text{MKP}/f_{\text{EXP}}}$ [%] |
|---------|-----------------|----------|--|
| 1       | 533             | 690      | +29,4                                      |
| 2       | 553             | 679      | +22,8                                      |
| 3       | 722             | 905      | +25,3                                      |

Za velký rozdíl mezi MKP a výsledky experimentálních zkoušek může částečně spousta nejistot sestavy tělesa, které se skládá z 8 rohových trubek, 1 centrální trubky, vnějšího ovinu a výplně ze svazků axiálních vláken s dílčími oviny. Dále je nutno podotknout, že porovnání bylo provedeno ne na ohybových tvarech, ale na torzních tvarech, nebo tvarech, které odpovídají kmitání stěny. Jak ukázala analýza prostého kompozitního nosníku uzavřeného profilu v kapitole 4.2.5, pro přesnou predikci frekvence torzních tvarů je nutné modelovat dílec s vysokou mírou zachycení geometrických detailů, kterými jsou například přechody stěn dílce. Tento fakt pro shodu mezi MKP a experimentem u torzních tvarů platí nejen pro ortotropní kompozitní dílce, ale i pro izotropní struktury.

### Hybridní smykadlo s kompozitním-korkovým pláštěm a ocelovou výztuží

Druhý typ modelového smykadla byl z hlediska MKP modelování ověřen 2 způsoby:

- Porovnáním EMA a MKP modální analýzy samotné kompozitní výztuže, viz Obr. 62.
- Porovnáním EMA a MKP hybridního smykadla při upnutí na testovacím standu, viz Obr. 63.

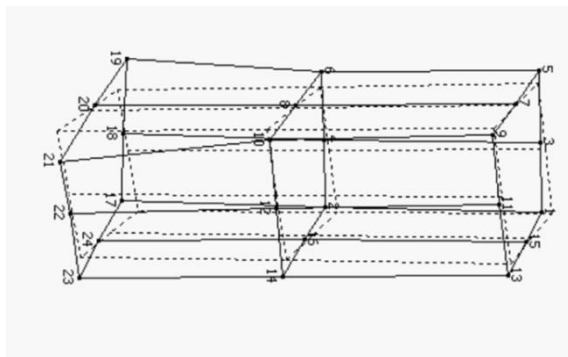


Obr. 62: Okrajové podmínky kompozitního-korkového tubusu smykadla při EMA.

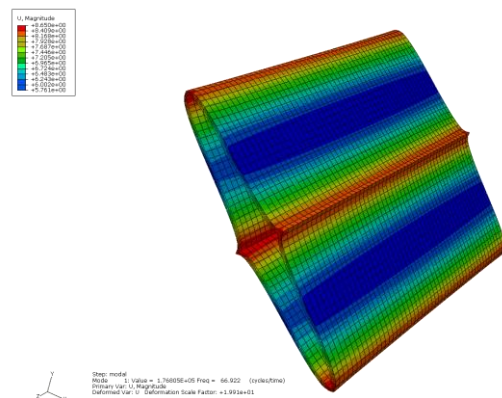


Obr. 63: Okrajové podmínky hybridního smykadla při EMA s uložením. [A3]

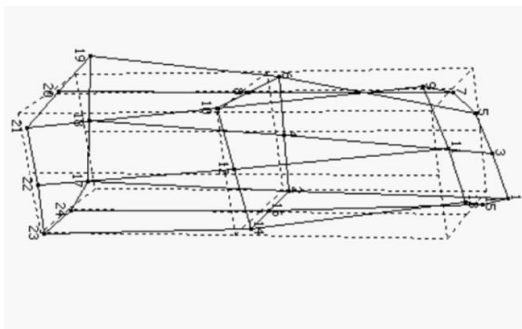
Při porovnání samotného kompozitního základu ukázal nejlepší shodu MKP vs Experiment výše představený model, který měl stěnu základu modelovanu s oddělením tlumicí vrstvy od vláknového kompozitu. Tj., kompozitní skladba část byla rozdělena do několika prvků objemové skořepiny po tloušťce stěny, mezi které byly zahrnuty tlumicí vrstvy modelované vždy 1 prvkem po tloušťce. Porovnání mezi MKP a EMA je na Obr. 64 až Obr. 69. Třetí tvar MKP simulace ukazoval hodnotu 185 Hz, nicméně neodpovídal 3. vlastnímu tvaru z experimentu, tudíž není v porovnání zahrnut. Oproti navíjenému kompozitnímu silnostěnnému tělesu se MKP model na bázi objemových skořepin ukázal jako dostatečně přesný pro predikci chování samotné výztuže.



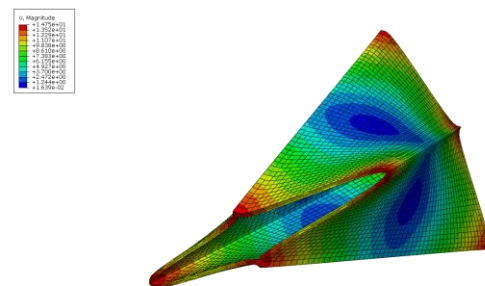
Obr. 64: Experiment: 1. tvar,  $f=63$  Hz.



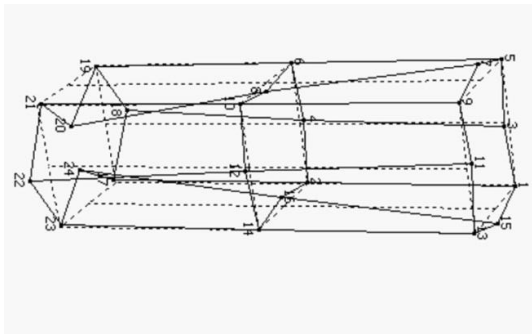
Obr. 65: Model: 1. tvar,  $f=66$  Hz.



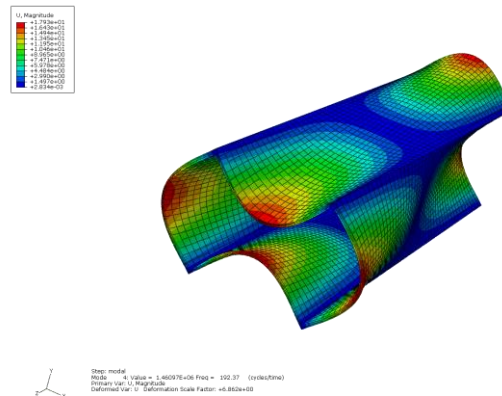
Obr. 66: Experiment: 2. tvar,  $f=76$  Hz.



Obr. 67: Model: 2. tvar,  $f=74$  Hz.



Obr. 68: Experiment: 3. tvar,  $f=180$  Hz.



Obr. 69: Model: 4. tvar,  $f=192$  Hz.

Výsledky druhé konfigurace, viz Obr. 63, pro ověření MKP – porovnání vlastních frekvencí a tvarů při uložení tělesa přes ocelové patky a šroubové spoje na zkušební základ jsou uvedeny v Tab. 18 pro variantu, kdy byla do smykadla vlepena pouze vnitřní ocelová výztuž, a pro variantu, kdy bylo navíc přilepeno vnější ocelové krytování. Vlastní tvary a porovnání frekvencí mezi výsledky EMA a výsledky MKP jsou uvedeny v Příloze na Obr. 206 až Obr. 217. [A15]

Tab. 18: Porovnání naměřených a vypočtených frekvencí hybridního smykadla v konfiguraci bez a s přidavným vnějším krytováním. [A3]

| Tvar | Hybridní kompozitů bez krytování |                |                | Hybridní kompozitů s krytováním |                |                |
|------|----------------------------------|----------------|----------------|---------------------------------|----------------|----------------|
|      | $f_{EXP}$ [Hz]                   | $f_{FEA}$ [Hz] | $\Delta f$ [%] | $f_{EXP}$ [Hz]                  | $f_{FEA}$ [Hz] | $\Delta f$ [%] |
| 1    | 99,5                             | 110,3          | +10,8          | 109,2                           | 122,7          | 12,3           |
| 2    | 107,0                            | 97,5           | -8,9           | 121,0                           | 105,2          | -13            |
| 3    | 167,0                            | 168,0          | 0,6            | 178,4                           | 180,7          | 1,3            |
| 4    | 345,0                            | 352,1          | 2,1            | 385,6                           | 367,7          | -4,7           |
| 5    | 413,0                            | 390,9          | -5,4           | 434,8                           | 415,2          | -4,5           |

Z porovnání MKP modelu hybridního smykadla s výsledky EMA při uložení modelu přes ocelové patky ukázala rozdíl mezi měřením a výpočtem do 12 % při porovnání prvních pěti vlastních tvarů. U většiny tvarů byla shoda mezi MKP a experimentální zkouškou výrazně lepší (do 5 %). [A3]

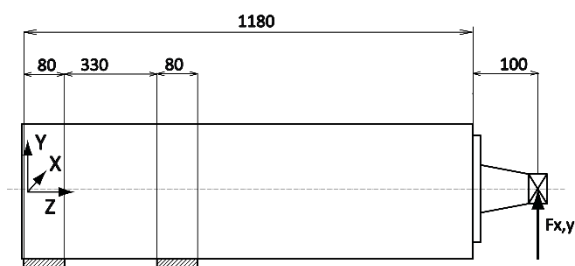
#### Dílčí shrnutí MKP

Modely pro predikci vlastností pomocí MKP prezentovaných silnostěnných kompozitních struktur byly ověřeny srovnáním výsledků MKP s výsledky experimentální modální analýzy. Z hlediska predikce vlastností je dosažitelná shoda mezi MKP a experimentem při odchylce do 15 %, a to se zahrnutím všech výrobních, materiálových a jiných nepřesností. Z hlediska povahy navržené kompozitní struktury byly ověřené modely provedeny za pomoci objemových skořepin, v případě přítomnosti tlumicích vrstev s výrazně nižší poddajností bylo nutno dané vrstvy rozdělit a tlumicí vrstvy modelovat zvlášť alespoň 1 prvkem přes tloušťku stěny. Za daných podmínek je pak i pro nejisté vstupy (parametry vláken) s popsáním postupem tvorby mechanických vlastností vrstvy jednosměrového kompozitu jednotlivého návinu, potažmo zadání skladby celé stěny, možné

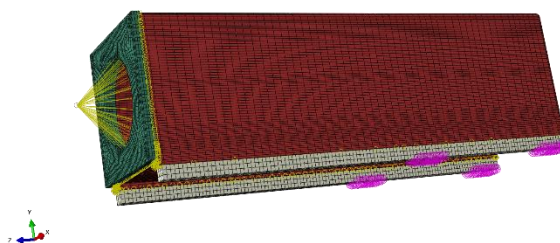
dosáhnout rozdílu mezi MKP a experimentální zkouškou do 15 %, v závislosti na uložení tělesa a okrajových podmínkách i s přesností lepší.

### 6.1.3 Statická tuhost – hmotnost

V této kapitole je provedena výpočtová analýza statické tuhosti představených smykadel, která byla provedena pomocí ověřených MKP modelů ve vhodně stanovených okrajových podmínkách. Základní schéma pro výpočtovou analýzu je na Obr. 70. Nosná tělesa byla uložena na modelových náhradách hnízd lineárního vedení. Ke všem modelům byly připojeny zjednodušené modely ocelových kolejnic, viz MKP model na Obr. 71. Smykadla byla zatížena silou 1000 N v horizontálním nebo vertikálním směru, která byla zavedena do bodu v místě těžiště náhrady vřetene a pomocí tuhých vazeb připojena k čelní desce smykadla. V daném místě byly následně vyhodnoceny poddajnosti, respektive tuhosti pro provedené zatížení. Náhrady hnízd kolejnic lineárních vedení pro uložení těles byly pomocí pružin o tuhosti  $1e6$  N/mm pro směr boční, normálový i osový. Přičemž uložení v osovém směru smykadel bylo provedeno pouze na zadní dvojici hnízd. A to z důvodu nutnosti uložit výpočtové modely, přičemž tělesa nebyla uložena přes běžný mechanismus pohonu (matice kuličkového šroubu, pastorek, atd.).



Obr. 70: Schéma konfigurace okrajových podmínek a zatížení smykadel.

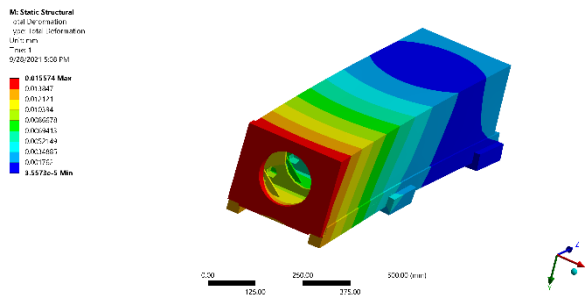


Obr. 71: Bod zatížení a okrajové podmínky MKP výpočtu statické tuhosti

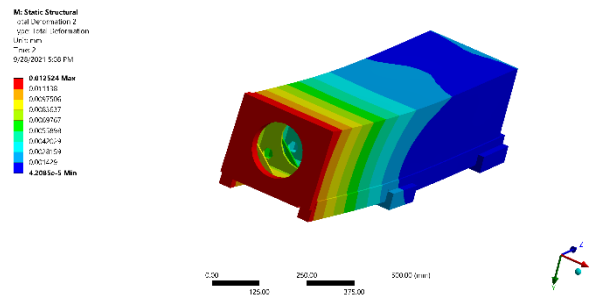
Výsledné porovnání nosných těles je uvedeno v Tab. 19. Z hlediska porovnání je nutné konstatovat, že jsou porovnávána tělesa o stejných vnějších rozměrech, která jsou uložena ve stejných bodech připojení smykadla ke zkušebnímu standu. Pole deformací jsou vykreslena na Obr. 72 až Obr. 79.

Tab. 19: Porovnání tuhosti kompozitních a referenčních izotropních smykadel.

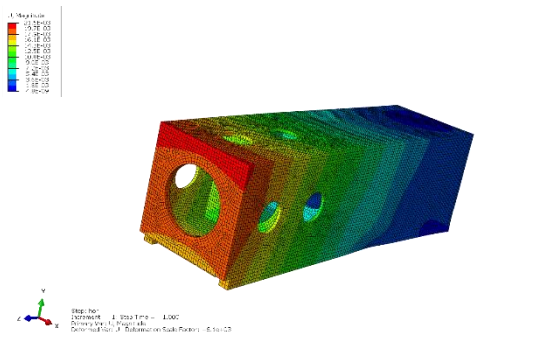
| Těleso                                      | Hmotnost | Kx-Khoriz.   | Ky-Kvert     |
|---|----------|--------------|--------------|
| [-]   | [kg]     | [N/ $\mu$ m] | [N/ $\mu$ m] |
| Ocelové duté sm.                            | 150      | 25,9         | 55,9         |
| Ocelové žebrované sm.                       | 220      | 46,5         | 56,1         |
| Navíjené kompozitní sm.                     | 130      | 43,0         | 57,5         |
| Hybridní kompozitní sm. s vnějším krytváním | 124      | 16,6         | 18,7         |



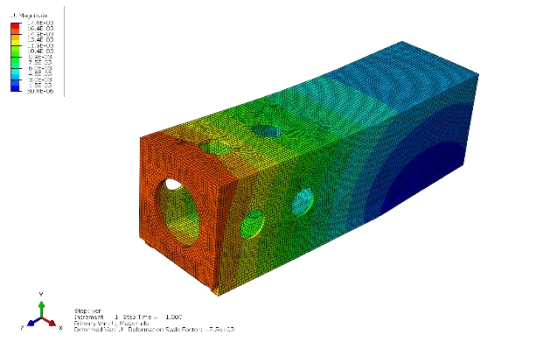
Obr. 72: Ocel I – pole deformací pro  $F_{hor}$ .



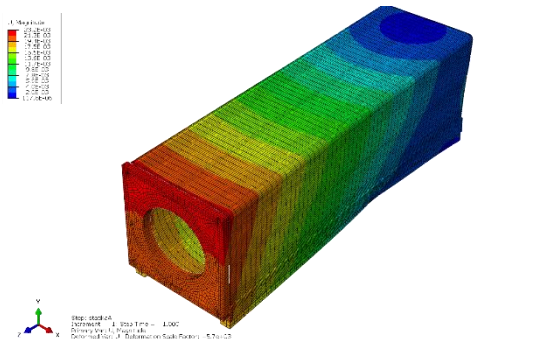
Obr. 73: Ocel I – pole deformací pro  $F_{ver}$ .



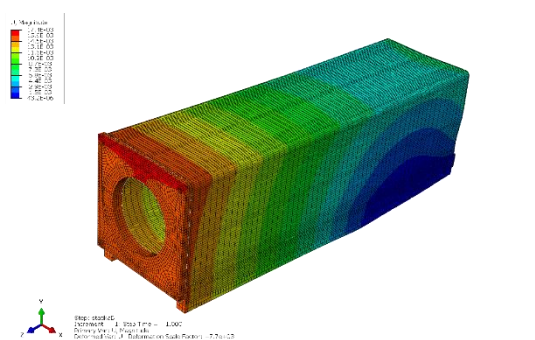
Obr. 74: Ocel II – pole deformací pro  $F_{hor}$ .



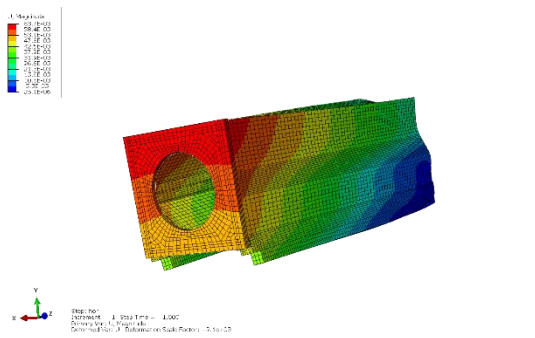
Obr. 75: Ocel II – pole deformací pro  $F_{ver}$ .



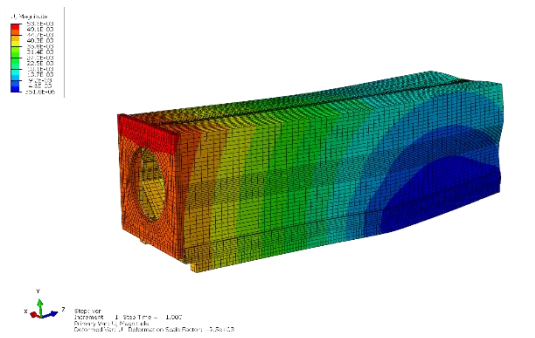
Obr. 76: Navíjený kompozit,  
pole deformací pro  $F_{hor}$ .



Obr. 77: Navíjený kompozit,  
pole deformací pro  $F_{ver}$ .



Obr. 78: Hybridní kompozit,  
pole deformací pro  $F_{hor}$ .



Obr. 79: Hybridní kompozit,  
pole deformací pro  $F_{ver}$ .



Hodnoty z Tab. 19 jsou v Tab. 20 prezentovány jako relativní porovnání statické tuhosti vůči základnímu ocelovému dutému smykadlu, které má stejné vnější rozměry jako ostatní tělesa. Z provedeného porovnání lze učinit následující závěry:

- Z hlediska statické tuhosti bylo za stanovených okrajových podmínek dosaženo stejné statické tuhosti pro ocelová smykadla i navíjené kompozitní smykadlo při namáhání ve vertikálním směru, kde hraje velkou roli ohyb i příčný smyk od posouvající síly. Pro daný návrh představovala ale **hmotnostní úspora** navíjeného kompozitu pouze 13 % vůči dutému ocelovému profilu a **42 % hmotnostní úsporu** navíjeného kompozitu vůči ocelovému profilu s reálně navrženým žebrováním.
- V daných okrajových podmínkách došlo k výraznému torznímu namáhání při zatěžování v horizontálním směru, což u dutého ocelového smykadla bez žebrování vedlo k výrazně vyšší deformaci než u hmotného ocelového smykadla se žebrováním. Kompozitní navíjený profil se tuhostně blížil chování žebrovaného ocelového profilu s o 8 % horší statickou tuhostí při dané 42 % hmotnostní redukci.
- Hybridní kompozitně-korkový profil s vlepenou výztuží představoval tuhostně neporovnatelný vzorek oproti zbylým tělesům, a to jak při zatížení v horizontálním i vertikálním směru.

Tab. 20: Relativní porovnání tuhosti kompozitních a referenčních izotropních smykadel.

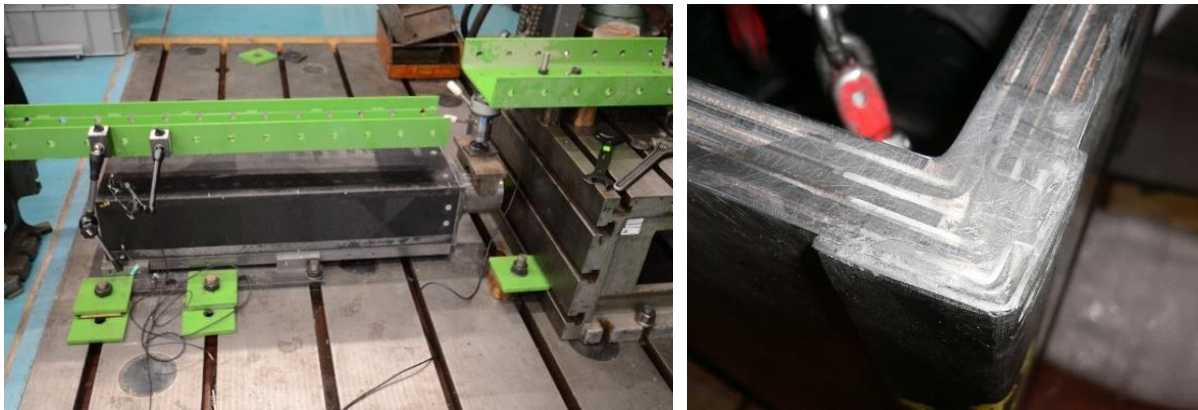
| Těleso  | Hmotnost | Kx-Khoriz. | Ky-Kvert |
|---|----------|------------|----------|
| [-]   | [%]      | [%]        | [%]      |
| Ocelové duté sm.                                | 68       | 55,6       | 99,7     |
| Ocelové žebrované sm.                           | 100      | 100        | 100      |
| Navíjené kompozitní sm.                         | 59       | 92,5       | 102,6    |
| Hybridní kompozitní sm.<br>s vnějším krytováním | 56       | 35,8       | 33,3     |

## 6.2 Studie modelových deskových smykadel z vláknových kompozitů

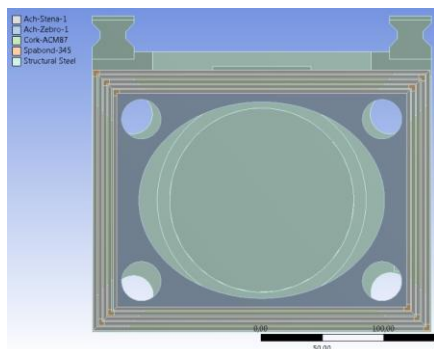
Dalším testovaným zkušebním tělesem bylo deskové kompozitní smykadlo, které bylo vyrobeno v rámci projektu TAČR, který v letech 2012 až 2015 probíhal mezi společností CompoTech Plus a Fakultou strojní ČVUT v Praze. Oproti smykadlům z přechozí kapitoly mělo těleso menší průřez, zároveň byl vyroben nový referenční model ocelového svařovaného smykadla stejných rozměrů. Stejně jako u předchozích smykadel bylo pro výrobu kompozitních desek použito ultra-vysokomodulových vláken o  $E_{fl} \sim 640$  GPa, nicméně, zcela se lišila vnitřní struktura smykadla vlivem odlišné výrobní technologie. Desková struktura smykadla zároveň umožnila výrobu žebrování a jeho polohování v místech odpovídajících žebrování ocelového referenčního tělesa. V rámci předložené práce se autor podílel na návrhu tělesa, vytvořil všechny výpočtové modely a vyhodnocoval výsledky experimentálních zkoušek.

## 6.2.1 Popis těles

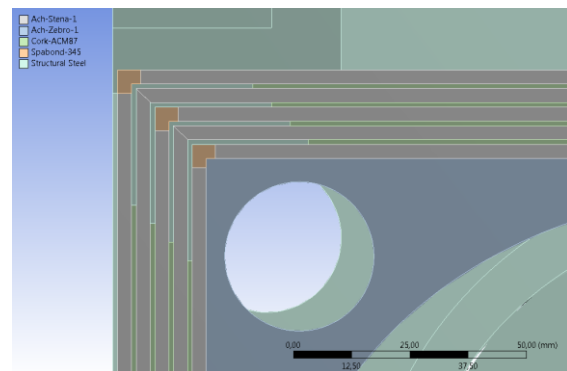
Deskové smykadlo je zobrazeno na Obr. 80 až Obr. 82. Jednalo se o smykadlo složené z kompozitních L-profilů tloušťky 3 mm, tlumících vrstev na bázi gumo-korku tloušťky 1 mm, ocelových plechů tloušťky 1 mm a ocelových výztuží v rozích. Dále byla ve smykadle 8 příčných sendvičových žebër. Sendvičová struktura těchto žebër byla tvořena kompozitními deskami tloušťky 3 mm a 5 mm tlustou pěnou mezi potahy. Skladba potahů sendviče byla stejná jako skladba kompozitních L-profilů. Rohy byly z vnější strany smykadla vyztuženy kompozitní lištou tloušťky 1 mm. Na Obr. 81 je zobrazeno schéma struktury řezu smykadla. Celkově byla stěna smykadla tvořena z 5 kompozitních desek, mezi nimiž byly umístěny 4 vrstvy oceli nebo tlumících vrstev. V rozích smykadla byly kompozitní L-profily vzájemně spojeny pomocí vrstvy lepidla, viz detail na Obr. 82. Pro zvýšení lokální tuhosti a pevnosti se místa spojů v rozích střídaly ob jednu vrstvu profilu, tj. v každé druhé vrstvě byl L-profil otočen o 90 stupňů. Vnější rozměry tělesa byly: délka tělesa 1100 mm, profil měl vnější rozměry 275 x 230 mm.



Obr. 80: Celokompozitní deskové smykadlo



Obr. 81: Schéma struktury deskového smykadla

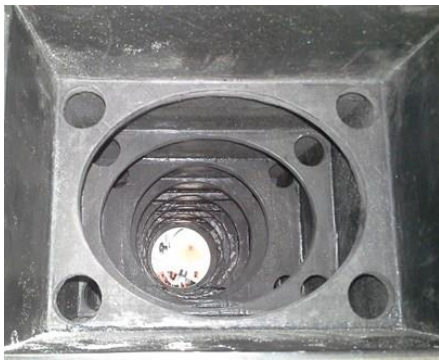


Obr. 82: Detail rohu deskového smykadla

Kompozitní skladba každé desky byla vytvořena z UHM vláken, pro výpočet byl uvažován modul vrstvy ve směru vláken  $E_1 \sim 383$  GPa, příčný modul  $E_2 \sim 3,57$  GPa, smykový modul  $G_{12} \sim 2,91$  GPa. Kompozitní skladba každé 3 mm tlusté stěny byla tvořena z 68 % vrstvami s orientací  $\pm 45^\circ$  pro dosažení torzní a smykové tuhosti, z 22 % axiálně orientovanými vrstvami pro ohybovou tuhost a ze zbylých 10 % tangenciálně orientovanými vrstvami o úhlu návinu  $89^\circ$ , která byla ve stěně z technologických důvodů a z důvodu stability stěny.

Jako referenční těleso byl použit ocelový svařenec o vnějších rozměrech stejných s kompozitním deskovým smykadlem. Ocelový svařenec byl navržen s příčným žebrováním, které bylo zvoleno ve

stejných místech jako žebrování kompozitního deskového tělesa, viz Obr. 83 až Obr. 85. Hmotnost ocelového smykadla byla 112 kg, hmotnost kompozitního deskového smykadla včetně ocelové čelní desky byla 45 kg, tj. 2,5 násobně menší.



Obr. 83: Žebrování kompozitního deskového smykadla. [A7]



Obr. 84: Žebrování svařovaného ocelového smykadla. [A7]

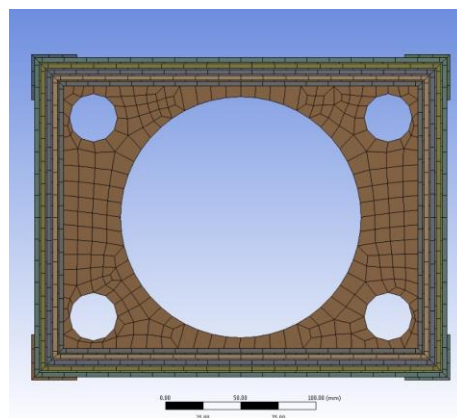
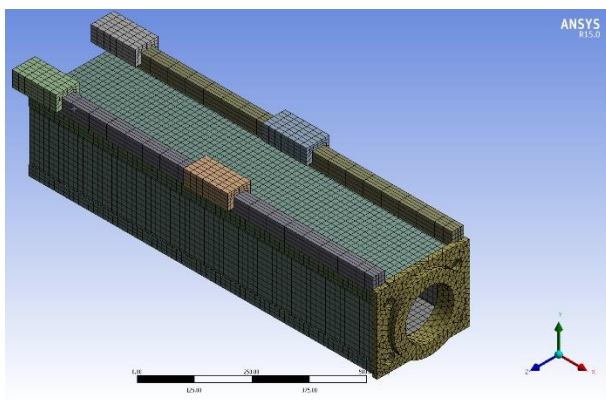


Obr. 85: Kompozitní deskové smykadlo a referenční ocelový svařenec. [A7]

## 6.2.2 Popis a ověření výpočtového modelu

Pro výpočtový SW ANSYS byl vytvořen MKP model využívající přístupu podobného jako u modelových smykadel. Stěny byly modelovány pomocí objemových skořepin. Vzhledem k přítomnosti tlumících vrstev bylo nutno stěny po tloušťce v místě materiálových rozhraní rozdělit a pro modelování použít více prvků na stěnu smykadla. Dílčí komponenty modelu byly vzájemně spojeny pomocí vazeb typu „MPC bonded“. Výpočtový model smykadla s připojenou čelní deskou a kolejnicemi je na Obr. 86. Model pro ocelové referenční smykadlo byl vytvořen analogicky z hlediska okrajových podmínek.

Z dané geometrie byly pro testovací účely vytvořeny další výpočtové modely. Změna spočívala v typu použitých prvků, kdy místo objemových skořepin byly použity lineární nebo kvadratické objemové prvky.



Obr. 86: MKP model celokompozitního smykadla

Výpočtový model a jeho výsledky byly srovnány s výsledky experimentální modální analýzy v konfiguraci samotného kompozitního tělesa – bez připojené čelní desky, viz Obr. 87. Dále bylo provedeno porovnání predikovaných a naměřených frekvencí v konfiguraci, kdy smykadlo bylo sestaveno a upnuto ke zkušebnímu standu, viz Obr. 88. Tj. v konfiguraci, kde vlivem uložení a přidání hmoty na čele smykadla měl být zvýrazněn ohybový tvar kmitání na úkor kmitání stěn nebo torzních tvarů, jak je tomu při modální analýze „volně uloženého“ tělesa.



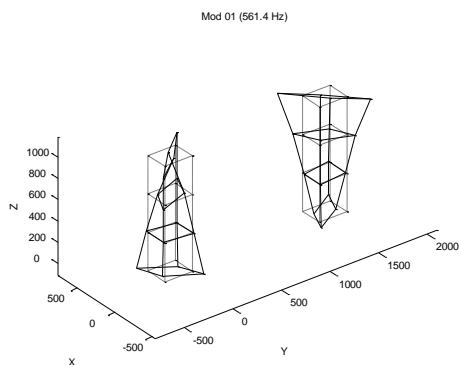
Obr. 87: Zavěšení deskového smykadla při modální analýze – pouze kompozitní tělo smykadla



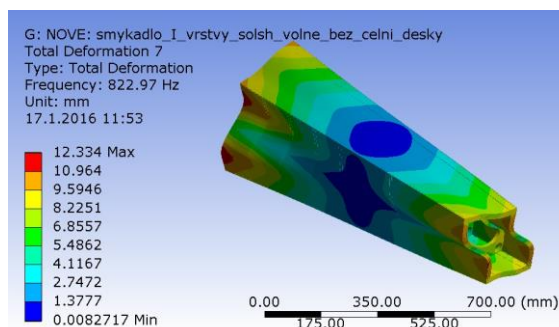
Obr. 88: Uložení deskového smykadla při modální analýze.

### Kompozitní tubus smykadla

Porovnání vypočtených a naměřených výsledků modální analýzy v konfiguraci, kdy bylo měřeno kompozitní tělo smykadla bez čelní desky, je uvedeno v Tab. 21 a na Obr. 89 a Obr. 90 pro první vyhodnocený tvar z MKP a EMA. Přehled prvních 5 tvarů je uveden v Příloze II na Obr. 196 až Obr. 205 a. Z porovnání vyplynulo, že mezi vypočtenými a naměřenými vlastními frekvencemi a tvary byla hrubá neshoda. První frekvence z experimentu byla 562 Hz, první frekvence z MKP 823 Hz. Přičemž si neodpovídaly vlastní tvary. Analogická situace nastala i u dalších tvarů. Výpočtové modely selhaly ve chvíli, kdy geometrie modelu (poměr délky k rozměru průřezu) nevedla jednoznačně k výrazným ohybovým vlastním tvarům, ale k torzním tvarům, kmitání stěn, apod. V daném případě došlo vlivem zjednodušení modelování geometrie těles a zejména rohů, nepřesností od výroby, k velkému rozptylu mezi vypočtenými a naměřenými frekvencemi.



Obr. 89: EMA: volně: 1. tvar – 562 Hz



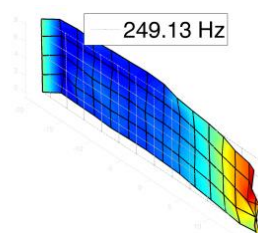
Obr. 90: MKP – kompozit volně – 1. tvar – 823 Hz.

Tab. 21: Kompozitní deskové smykadlo – porovnání změřených a vypočtených vlastních frekvencí pro samotné kompozitní těleso.

| Tvar | Experiment | MKP  |
|------|------------|------|
|      | [Hz]       | [Hz] |
| 1    | 562        | 823  |
| 2    | 654        | 928  |
| 3    | 1058       | 949  |
| 4    | 1157       | 966  |
| 5    | 1210       | 1361 |

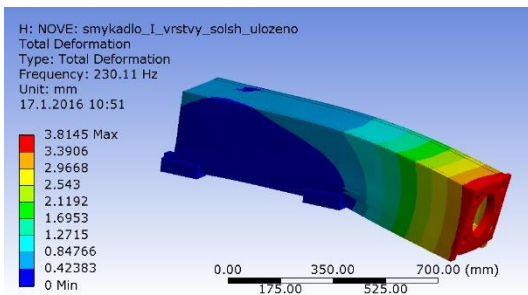
### Uložené sestavené deskové smykadlo

Ověření MKP modelu bylo provedeno v druhé konfiguraci s využitím EMA měření, které bylo provedeno 2D laserovým vibrometrem pracovníku U12105 FS ČVUT v Praze. V konfiguraci na Obr. 91 byl identifikován vlastní tvar z měření, který mohl být porovnán s výsledky MKP.

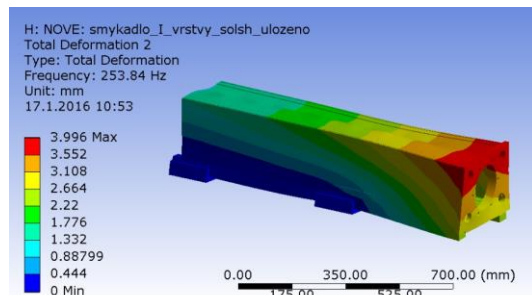


Obr. 91: Druhý vlastní tvar z EMA – ohyb v horizontálním směru,  $f$  249 Hz.

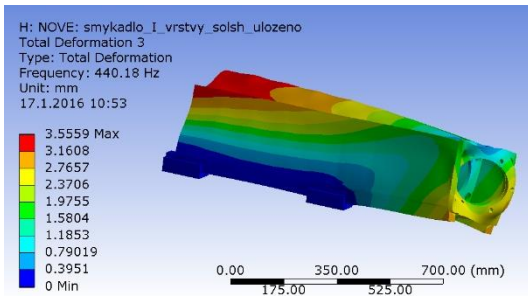
Vypočtené frekvence a jejich tvary jsou na Obr. 92 až Obr. 95 zobrazeny pro model smykadla z objemových skořepin, kterým byla přiřazena kompletní skladba dle specifikace od výrobce.



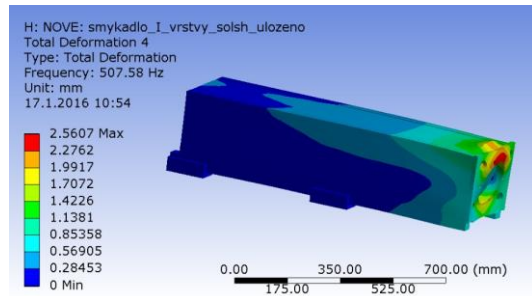
Obr. 92: Objemová skořepina - skladba – upnuto: 1. tvar



Obr. 93: Objemová skořepina - skladba – upnuto: 2. tvar



Obr. 94: Objemová skořepina - skladba – upnuto: 3. tvar



Obr. 95: Objemová skořepina - skladba – upnuto: 4. tvar

Z hlediska porovnání MKP vs Experiment je druhý tvar z MKP srovnatelný s výsledkem experimentálního měření na Obr. 91. Rozdíl ve vypočtené frekvenci (254 Hz) a naměřené frekvenci (249 Hz) je téměř minimální (2 %), pro daný mód lze tedy MKP model založený na objemových skořepinách a definici kompozitní skladby označit za ověřený. [A6] A to přesto, že stejný model samotného kompozitního tělesa zcela selhal při porovnání MKP – EMA.

### Porovnání přístupu modelování pro predikci vlastních frekvencí

Předchozí porovnání bylo využito také k výzkumu modelovacích přístupů silnostěnných kompozitních struktur. Mimo původní model z objemových skořepin se zadanou kompozitní skladbou, byly zároveň sestaveny další tři modely. V prvním případě šlo o stejný model z objemových skořepin, kdy místo specifikace kompletní kompozitní skladby bylo použito homogenizovaných efektivních konstant stěny. Tyto efektivní materiálové vlastnosti stěny byly použity i v dalších dvou případech, kdy ale objemové skořepiny byly nahrazeny lineárními nebo kvadratickými objemovými prvky. Porovnání s ohledem na ohybový tvar v horizontálním směru, který byl zjištěn experimentálním měřením, je uvedeno v Tab. 22. [A23]

Tab. 22: Porovnání přístupů k modelování uloženého deskového smykadla. [A23]

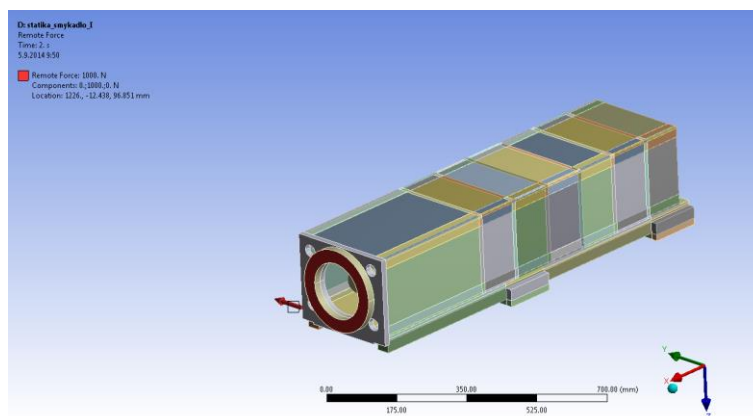
| Objemové skořepiny – kompozitní skladba | Objemové skořepiny- homogenizováno | Lineární prvky - homogenizováno | Kvadratické prvky - homogenizováno |
|---|------------------------------------|---------------------------------|------------------------------------|
| [Hz]                                    | [Hz]                               | [Hz]                            | [Hz]                               |
| 230                                     | 236                                | 213                             | 237                                |
| 252                                     | 259                                | 233                             | 245                                |
| 495                                     | 489                                | 425                             | 470                                |
| 600                                     | 605                                | 549                             | 733                                |
| 635                                     | 640                                | 561                             | 768                                |
| 794                                     | 735                                | 632                             | 782                                |

Z analýzy byly učiněny následující závěry:

- Pro uložené těleso smykadla, u kterého jsou dominantní strukturální tvary v ohybu (první dvě frekvence) poskytují přístupy přes objemové skořepiny (se zadáním celkové skladby i s homogenizací) a pomocí kvadratických objemových prvků velmi podobné výsledky. (z hlediska predikce velikosti frekvencí ohybových tvarů).
- Při porovnání frekvence z experimentu –  $f=249$  Hz s vypočtenou frekvencí prvního ohybu (v horizontálním směru) lze konstatovat přijatelnou shodu mezi experimentem a MKP výsledky těchto modelů (druhý řádek z Tab. 22).
- U dalších módů již rozdíl mezi objemovými skořepinami a modelem s kvadratickými prvky narůstal.
- Použití lineárních objemových prvků pro modelování kompozitní stěny s využitím homogenizovaného materiálu se ukázalo jako zcela nevhodné. [A23]

### 6.2.3 Statická tuhost - hmotnost

Statická tuhost byla analyzována výpočtově podobným způsobem jako u smykadel o rozměrech 350x350x1200 z kapitoly 6.1.3. Nosná tělesa byla uložena na modelových náhradách hnízd lineárního vedení. Ke všem modelům byly připojeny zjednodušené modely ocelových kolejnic a modelové náhrady ocelových hnízd. Schéma modelu je na Obr. 96. Smykadla byla zatížena silou 1000 N v horizontálním nebo vertikálním směru, která byla zavedena do bodu v místě náhrady vřetene a pomocí tuhých vazeb připojena k čelní desce smykadla. V daném místě byly následně vyhodnoceny poddajnosti, respektive tuhosti pro provedené zatížení. Náhrady hnízd kolejnic lineárních vedení pro uložení těles byly pomocí pružin o tuhosti  $1e6$  N/mm pro směr boční, normálový i osový. Přičemž uložení v osovém směru smykadel bylo provedeno pouze na zadní dvojici hnízd.



Obr. 96: Zatížení pro výpočtové posouzení statické tuhosti deskového smykadla.

Výsledné porovnání nosných těles je uvedeno v Tab. 23. Hodnoty zde uvedených statických tuhostí nejsou srovnatelné s parametry smykadel z kapitoly 6.1, jelikož jsou zde odlišné náhrady kolejnic a dále je odlišná délka samotného smykadla (o 100 mm, což bylo mírně kompenzováno větší vzdáleností bodu zatížení od čela smykadla (156 mm). Porovnání pole deformací pro oba zatěžované módy a dvě porovnávaná tělesa je na Obr. 97 až Obr. 100.

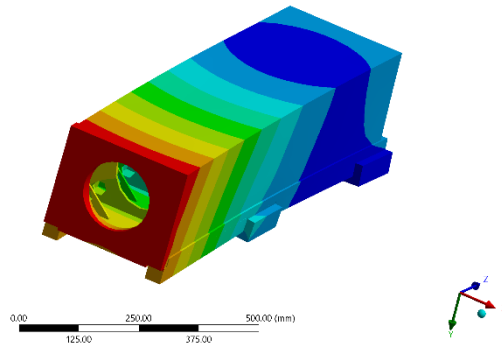
Tab. 23: MKP – porovnání statické tuhosti ocelového a kompozitního deskového smykadla.

| Těleso                 | Hmotnost | Tloušťka stěny/žebra | Ky/Khor.            | Kz/Kvert.           |
|------------------------|----------|----------------------|---------------------|---------------------|
| [-]                    | [kg]     | [mm]                 | [N/ $\mu\text{m}$ ] | [N/ $\mu\text{m}$ ] |
| Referenční ocelové sm. | 112      | 10/8                 | 55,3                | 64,5                |
| Deskové kompozitní sm. | 45       | 19/11                | 26,4                | 57,5                |

Relativní porovnání kompozitního deskového a referenčního ocelového smykadla je dále uvedeno v Tab. 24. V daném porovnání jsou přidány výsledky výpočtu modifikované verze kompozitního deskového smykadla, u kterého byly tlumivé poddajné vrstvy nahrazeny jednosměrovým kompozitem z UHM vláken s orientací vláken ve směru osy Z výsuvu smykadla.

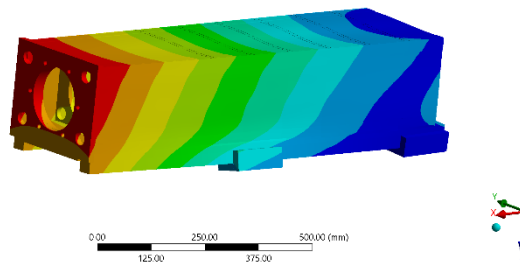


M: Static Structural  
 Total Deformation  
 Type: Total Deformation  
 Unit: mm  
 Time: 1  
 9/28/2021 5:08 PM



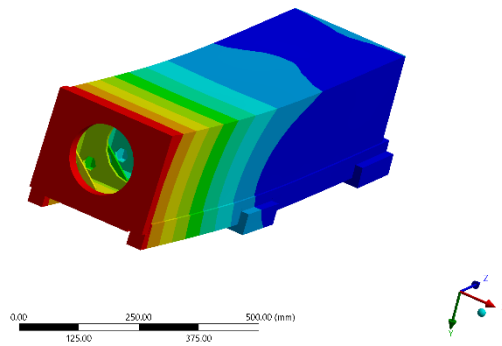
Obr. 97: Ocel – pole deformací pro  $F_{hor}$ .

Q: Static Structural  
 Total Deformation  
 Type: Total Deformation  
 Unit: mm  
 Time: 1  
 9/28/2021 5:11 PM



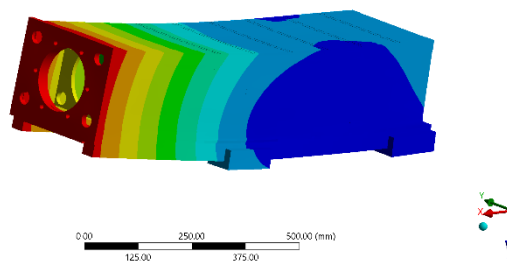
Obr. 98: Kompozit – pole deformací pro  $F_{hor}$

M: Static Structural  
 Total Deformation 2  
 Type: Total Deformation  
 Unit: mm  
 Time: 2  
 9/28/2021 5:08 PM



Obr. 99: Ocel – pole deformací pro  $F_{ver}$ .

Q: Static Structural  
 Total Deformation 2  
 Type: Total Deformation  
 Unit: mm  
 Time: 2  
 9/28/2021 5:11 PM



Obr. 100: Kompozit – pole deformací pro  $F_{ver}$

Tab. 24: Relativní porovnání ocelového a kompozitního deskového smykadla.

| Těleso                                | Hmotnost | Tloušťka stěny | Kvert | Khor |
|---------------------------------------|----------|----------------|-------|------|
| [-]                                   | [%]      | [%]            | [%]   | [%]  |
| Referenční ocelové sm                 | 100      | 100            | 100   | 100  |
| Deskové kompozitní smykadlo           | 40       | 190            | 89    | 48   |
| Deskové kompozitní smykadlo bez tlum. |          |                | 107   | 62   |

Z provedeného porovnání lze učinit následující závěry:

- Skládaná desková struktura s 40% hmotnostní redukcí vůči ocelovému referenčnímu smykadlu nedosáhla tuhostní shody s ocelovým ekvivalentem.
- Z hlediska namáhání ve **vertikálním směru**, kde je hlavní složkou ohyb a příčný smyk, byla statická tuhost nižší o 11 %. Dá se předpokládat, že s využitím optimalizačních metod by bylo možné navrhnout tuhostně ekvivalentní strukturu (jak dokládá náhrada poddajných tlumicích vrstev vláknovým kompozitem) bez výrazné změny hmotnosti a jako reálné dosažení hmotnostní úspory o **45 až 55 %**.
- Z hlediska namáhání v horizontálním směru, kde se vlivem uložení projeví ohyb, smyk a torze, je ale tuhost kompozitní deskové struktury přibližně poloviční oproti ocelovému tělesu a vyniknou zde nevýhody nespojitě struktury z kombinace odlišných materiálů odlišné tuhosti. Odstranění poddajných vrstev konstrukci pomůže, nicméně bez dosažení ekvivalentní tuhosti a s výrazným zvýšením tloušťky stěny.

## 6.3 Modelová hybridní smykadla

### 6.3.1 Popis těles

Pro tuto případovou studii byla vybrána 4 zkušební modelová smykadla na bázi vnějšího kovového pláště, z nichž 3 byly hybridní konstrukce kompozit – kov, viz Obr. 101 a Obr. 102. Oproti prototypu hybridního smykadla TAJMAC-ZPS, u kterého byl vnější litinový plášť stejný nebo téměř stejný jako u běžně používaného smykadla, byly hybridní modelové vzorky vytvořeny s vnějším litinovým pláštěm menší tloušťky, než tomu bylo u referenčního litinového smykadla. To je demonstrováno na Obr. 102. Nelze tedy obecně říct, že hybridní modelové vzorky měly větší statickou tuhost v porovnání s referenčním litinovým vzorkem. Vlivem ztenčení litinového pláště a parametrů kompozitní výztuže nemusela být statická tuhost smykadla stejná nebo vyšší než u referenčního vzorku.

Jednotlivá modelová smykadla měla níže uvedené značení.

- TMN1 / hybrid ram 1, m=104,5 kg,

- TMN2 / Hybrid ram 2, m=104 kg,
- TMN3 / Hybrid ram 3, m=103,5 kg,
- referenční TMN4 / Cast iron ram, m=142,5 kg.



Obr. 101: Modelová hybridní smykadla společnosti TAJMAC-ZPS



Obr. 102: Porovnání struktury referenčního kovového smykadla s hybridním smykadlem. [A2]

Zkušební vzorky pocházely z výzkumného projektu, který byl v minulých letech realizován společností TAJMAC-ZPS. První použití bylo v diplomové práci [91] M. Zbožína na VUT v Brně v roce 2011. Tyto vzorky byly v roce 2012 ČVUT v Praze dlouhodobě zapůjčeny společností TAJMAC-ZPS a představovaly ideální zkušební tělesa, neboť při stejných vnějších rozměrech a identických připojovacích rozhraních v sobě kombinovaly odlišné konstrukční materiály s různou tuhostí a tlumením. V rámci předložené disertační práce provedl autor veškeré zde prezentované výpočty, definoval experimentální zkoušky a podílel se na vyhodnocení jejich výsledků.

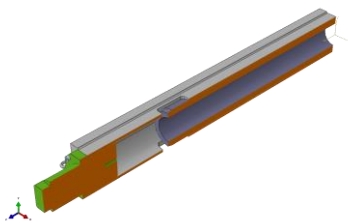
Rozdíl v kompozitních výztužích vzorků TMN1-TMN2-TMN3 spočíval v počtu tlumicích vrstev a orientaci kompozitní skladby. Stručně lze vyjádřit:

- TMN1 – bez přídavných tlumicích vrstev,
- TMN2 – s třemi pásy tlumicích vrstev po tloušťce výztuže,
- TMN3 – s čtyřmi pásy tlumicích vrstev po tloušťce výztuže.

Přítomností poddajných tlumicích vrstev došlo k ovlivnění mechanických vlastností výztuže i hybridního smykadla. A to k ovlivnění hmotnosti (vlivem náhrady uhlíkových vláken podstatně lehčím materiálem tlumicích vrstvy), tuhosti (vlivem náhrady uhlíkových vláken s vysokou tuhostí poddajným materiálem tlumicích vrstvy) a tlumení (vlivem výrazně vyššího tlumení přídavných tlumicích materiálů). Vzhledem k tomu, že všechna tělesa měla stejná připojovací rozhraní, tak kombinace odlišné tuhosti a tlumení jednotlivých vzorků umožnila dobře odlišit dynamické chování jednotlivých vzorků a posoudit, jak se tyto změny projeví v sestavě modelového stroje.

Na Obr. 103 je zobrazen řez hybridním modelovým smykadlem. Kompozitní výztuž nebyla vlepena po celé délce smykadla, ale pouze přibližně do 2/3 jeho délky. Vnější plášť byl tvořen z materiálu 42 2305, tj. z tvárné litiny. Rozměry vnějšího pláště byly (vše v mm) 170x170x1265. Vnitřní kompozitní výztuž o vnitřním průměru 100 mm a vnějším průměru 150 mm byla tvořena celkově 36 vrstvami návinu. V kompozitním návinu byly kombinovány vysoko-pevnostní a ultra-vysokomodulová vlákna, vše v epoxidové pryskyřici. Analogicky jako u předchozích těles, kompozitní skladba byla tvořena kombinací vrstev zaměřených na dosažení ohybové tuhosti ( $0^\circ$ ),

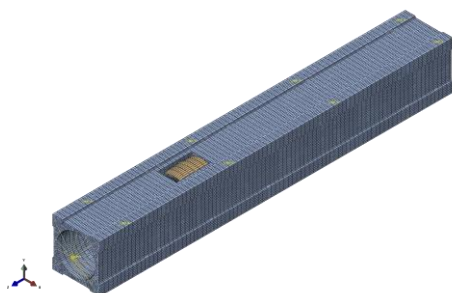
příčné smykové a torzní tuhosti (přibližně  $\pm 45^\circ$ ) a malého podílu tečně orientovaných vrstev ( $85^\circ$ - $89^\circ$ ).



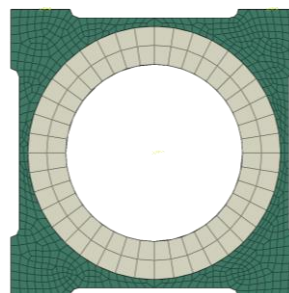
Obr. 103: Schéma modelového hybridního smykadla. [A16]

### 6.3.2 Popis výpočtového modelu

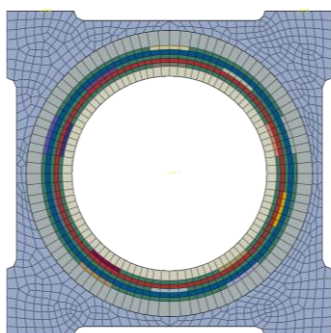
Výpočtový model (Obr. 104) pro MKP byl sestaven v programu ABAQUS. Model se skládal z litinového pláště, kompozitní výztuže a náhrady vřetene. Litinový plášť byl modelován pomocí objemových lineárních 4 uzlových prvků. Čelní přípravek byl nahrazen hmotným bodem, kterému byla přiřazena ekvivalentní hmotnost. Tento bod byl umístěn do místa těžiště čelního přípravku a k litinovému tělu byl připojen pomocí tuhých vazeb. Vzhledem k odlišné skladbě kompozitní výztuže byly vytvořeny odlišné modely pro modelová smykadla TMN1 až TMN3, viz Obr. 105 až Obr. 107.



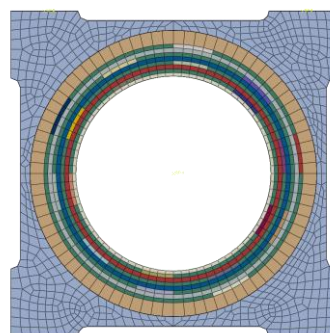
Obr. 104: Modelové hybridní smykadlo pro porovnání vlastních frekvencí – MKP vs experiment. [A16]



Obr. 105: Model hybridního smykadla s celokompozitní výztuží TMN1. [A16]



Obr. 106: Model hybridního smykadla s výztuží TMN2 o 3 tlumicích vrstvách. [A16]



Obr. 107: Model hybridního smykadla s výztuží TMN3 o 4 tlumicích vrstvách. [A16]

### 6.3.3 Ověření výpočtového modelu

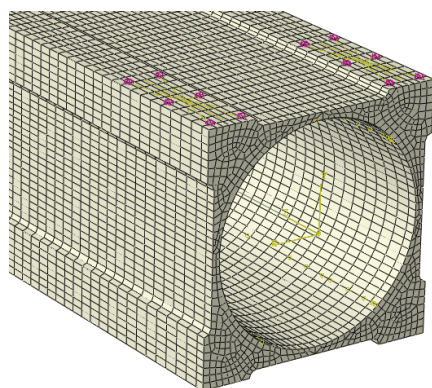
Detailní výpočtové modely modelových hybridních smykadel byly ověřeny srovnáním vypočtených a naměřených vlastních frekvencí. Porovnání pro hybridní smykadla je pro modely z Obr. 105 až Obr. 107 uvedeno v Tab. 25.

Tab. 25: Porovnání vypočtených a naměřených frekvencí hybridních modelových smykadel v konfiguraci bez výrazného vlivu uložení. [A8] [A16] [A18]

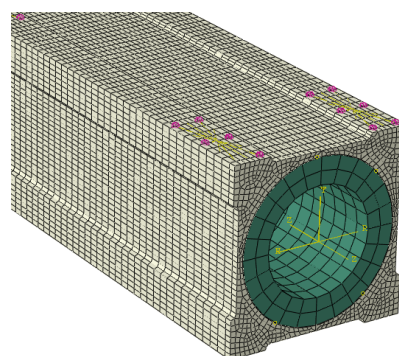
|      |            | f1 [Hz] | f2 [Hz] | f3 [Hz] |
|------|------------|---------|---------|---------|
| TMN1 | experiment | 491     | 833     | 1161    |
|      | MKP        | 519     | 947     | 1302    |
|      | rozdíl [%] | -5,6    | -13,8   | -12,1   |
| TMN2 | experiment | 479     | 837     | 1139    |
|      | MKP        | 495     | 928     | 1242    |
|      | rozdíl [%] | -3,2    | -10,9   | -9,0    |
| TMN3 | experiment | 454     | 900     | 1119    |
|      | MKP        | 470     | 1032    | 1231    |
|      | rozdíl [%] | -3,3    | -14,7   | -10,0   |

Jak je z porovnání patrné, přesnost detailního hybridního modelu při porovnání s výsledky experimentální modální analýzy je na dostatečné úrovni. U prvního vlastního tvaru byla odchylka všech 3 verzí pod 6 %, u dalších tvarů byly odchylky pod 15 %. Tyto odchylky jsou při zahrnutí všech vstupních materiálových, technologicko-výrobních a dalších nepřesností přijatelné. [A8]

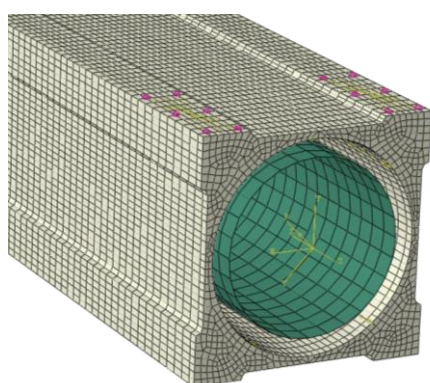
Na hybridním modelovém smykadle TMN1 byla dále provedena studie, jestli je možné zjednodušit model kompozitní výztuže v modelu hybridního tělesa. Zkoušeno bylo zjednodušení výztuže nosníkovým prvkem (Obr. 108), objemovým prvkem (Obr. 109), plošnou skořepinou (Obr. 110) a objemovou skořepinou (Obr. 111). Přičemž model s objemovými prvky využíval homogenizaci skladby kompozitu do jedné vrstvy ortotropního materiálu s efektivními materiálovými konstantami, model s nosníkovým prvkem využil zjednodušení kompozitní skladby a průřezových charakteristik do potřebných hodnot parametrů  $EJ$ ,  $EA$  a  $GJ_T$ . Model s objemovou nebo kompozitní skořepinou využíval zadání plné skladby. Výsledné porovnání výpočtových přístupů je uvedeno v Tab. 26. [A16]



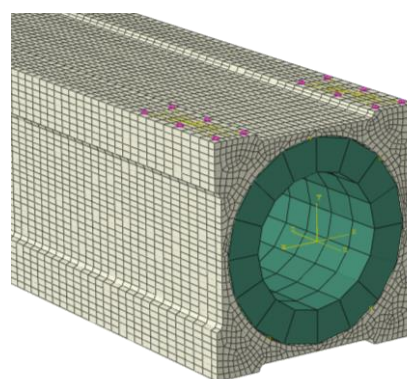
Obr. 108: Model hybridního smykadla – nosníková náhrada kompozitní výztuže. [A16]



Obr. 109: Model hybridního smykadla – náhrada kompozitní výztuže objemovými prvky. [A16]



Obr. 110: Model hybridního smykadla – náhrada kompozitní výztuže plošnými skořepinami. [A16]



Obr. 111: Model hybridního smykadla – náhrada kompozitní výztuže objemovými skořepinami. [A16]

Tab. 26: Porovnání vypočtených a naměřených frekvencí volně uloženého tělesa s různým stupněm zjednodušení modelování kompozitní výztuže. [A16]

|  | hmotnost | f1    | f2     | f3     | f4     | f5     |
|--|----------|-------|--------|--------|--------|--------|
|  | [kg]     | [Hz]  | [Hz]   | [Hz]   | [Hz]   | [Hz]   |
| experiment                                 | 136,1    | 491,0 | 833,0  | 1161,0 | 1619,0 | 1731,0 |
| litina+nosník                              | 134,1    | 540,4 | 1066,8 | 1301,6 | 1864,0 | 2087,9 |
| litina+plošná skořepina kompozitní skladba | 134,7    | 511,4 | 961,1  | 1289,2 | 1736,7 | 1868,8 |
| litina+plošná skořepina ABD matice         | 134,7    | 516,4 | 986,0  | 1300,7 | 1774,1 | 1926,2 |
| litina+plošná skořepina ABD matice + smyk  | 134,7    | 510,9 | 953,4  | 1288,6 | 1736,1 | 1851,4 |
| litina+objem. skořepina kompozitní skladba | 134,4    | 510,8 | 964,9  | 1288,8 | 1730,7 | 1874,0 |
| litina+objemové prvky homogenizovaný mat.  | 135,1    | 527,0 | 986,8  | 1334,4 | 1746,1 | x      |

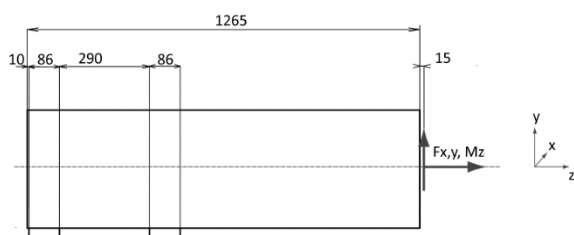
Z výsledků porovnání byly vyhodnoceny následující poznatky:

- Náhrada kompozitní výztuže nosníkovým prvkem nebyla v daném případě úspěšná, výpočetní model predikoval vyšší frekvence, než byly hodnoty naměřené
- Výpočty pomocí plošného skořepinového modelu vykazovaly rozdíl v rozmezí 5÷16 % v porovnání s experimentálními hodnotami v případě specifikace příčných smykových tuhostí (model – kompozitní skladba, ABD+smyk), v případě zanedbání smykové tuhosti byl rozdíl mezi MKP a experimentem vyšší.
- Model využívající jednoho prvku objemové skořepiny po tloušťce výztuže vykazoval obdobné chování, jako prvek s plošnou skořepinou, tj. rozdíl experiment vs mkp se pohyboval v rozmezí 5÷16 %.
- Model s objemovými prvky, který využíval homogenizovaného materiálu, predikoval vyšší vlastní frekvence než modely založené na plošných nebo objemových skořepinách a vlastnostech odvozených z kompozitní skladby. Zároveň od páté frekvence predikoval vlastní tvary odlišné od ostatních modelů.
- Z provedené analýzy vyplynulo jako nejvhodnější použití skořepinové náhrady (plošné nebo objemové). Při pouze tuhostní analýze lze s výhodou využít zjednodušení dle ABD matice a příčných smykových tuhostí a výrazně tím i snížit výpočetní čas v porovnání s řešením skořepiny s kompletní definicí kompozitní skladby.

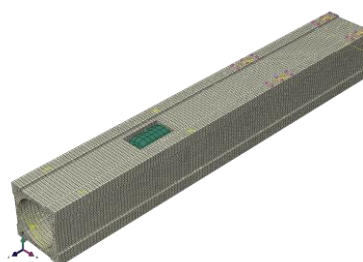
### 6.3.4 Statická tuhost - hmotnost

Výpočet statické tuhosti byl proveden ve dvou variantách vyložení smykadel: v největším vyložení smykadla, viz Obr. 112. Pro modelování okrajových podmínek tělesa byla použita lineární valivá vedení INA KUVE25-B-L. Z podkladů výrobce byly odečteny následující tuhosti valivého hnízda lineárního vedení. Tyto tuhostní parametry byly použity ve 4 náhradách valivých hnízd lineárního vedení pro uložení typu „node to ground“.

- normálová tuhost  $k_y = 6,325e+5$  N/mm
- tuhost při bočním zatížení  $k_x = 4,286e+5$  N/mm



Obr. 112: Schéma okrajových podmínek pro výpočet statické konfigurace v největším vyložení.



Obr. 113: Výpočtový model pro statickou tuhost s vyznačením pružinových náhrad.

Porovnání statické tuhosti mezi referenčním litinovým tělesem (TMN4) a hybridními modelovými vzorky je uvedeno v Tab. 27 pro obě konfigurace vyložení a pro zatížení silou ve směru osy X a silou ve směru osy Y (orientace viz Obr. 112). Hodnoty v Tab. 27 jsou celkové posuvy pro dané zatížení statickou silou v místě náhrady nástroje. V Tab. 28 je uvedeno relativní porovnání statických tuhostí, které je vztaženo na referenční těleso TMN4 (celo-litinové).

Tab. 27: Výpočtové porovnání statické poddajnosti modelových hybridních smykadel.

| Vzorek     | Hmotnost<br>[kg] | Vyložení – dlouhé |                 |
|------------|------------------|-------------------|-----------------|
|            |                  | uFX<br>[μm /kN]   | uFY<br>[μm /kN] |
| TMN4 (ref) | 142,5            | 61,0              | 49,1            |
| TMN1       | 104,5            | 61,4              | 47,6            |
| TMN2       | 104              | 69,5              | 53,2            |
| TMN3       | 103,5            | 73,0              | 57,9            |

Tab. 28: Relativní porovnání hybridních smykadel vůči referenčnímu litinovému vzorku. (hmotnost, statická tuhost při zatížení v horizontálním a vertikálním směru)

|            | M [%] | Khoriz. [%] | Kvert. [%] |
|------------|-------|-------------|------------|
| TMN4 (ref) | 100   | 100         | 100        |
| TMN1       | 73,3  | 99,4        | 103,2      |
| TMN2       | 73,0  | 87,8        | 92,3       |
| TMN3       | 72,6  | 83,6        | 84,8       |

Z porovnání byly učiněny následující závěry:

- Z hlediska konfigurace s největším vyložení lze konstatovat, že **statická tuhost hybridního smykadla TMN1 byla srovnatelná s referenčním tělesem a to při 27% hmotnostní úspoře.**
- U ostatních vzorků byla statická tuhost o 8 až 16 % nižší než u referenčního litinového vzorku.

## 6.4 Prototyp hybridního smykadla kov – kompozit pro TAJMAC – ZPS

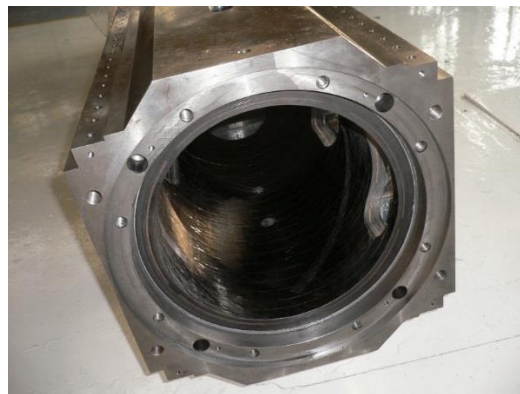
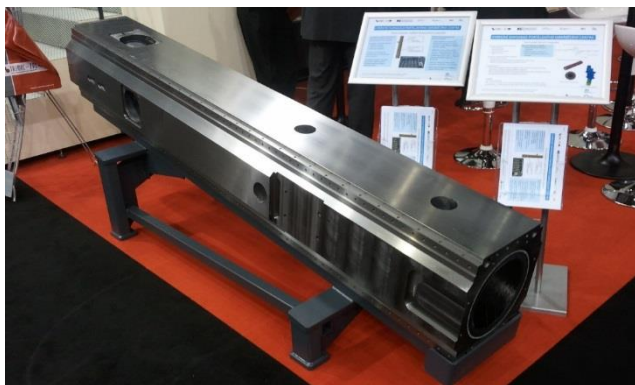
Aplikací podobnou modelovým hybridním smykadlům z kapitoly 0 je prototyp hybridního smykadla pro stroje řady MCV, který byl v rámci projektu CK-SVT navržen, vyroben a vyzkoušen. Oproti modelovým hybridním smykadlům spočívá u daného tělesa rozdíl v rozměrech, které byly výrazně větší. Dalším rozdílem bylo, že kompozitní výztuž byla do smykadla vlepena přes celou jeho délku a ne pouze do zadní části, jako tomu bylo u modelových smykadel.

### 6.4.1 Popis tělesa

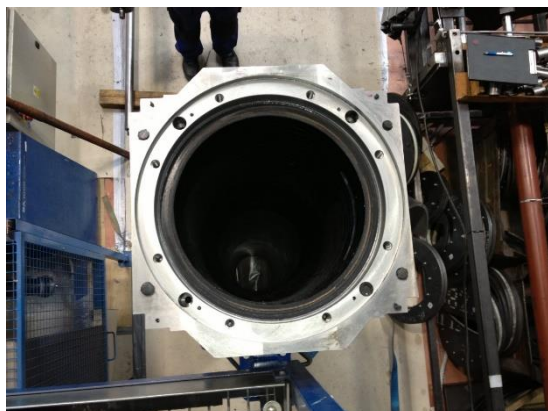
Prototyp hybridního smykadla byl vyroben z pláště z tvárné litiny a vlepané kompozitní výztuže, viz Obr. 114 a Obr. 115. Výztuž, zobrazená na Obr. 116 během měření modálních vlastností, byla vyrobena jako kombinace vysoko-pevnostních a ultra-vysokomodulových uhlíkových vláken, sycených v epoxidové pryskyřici. Pro zvýšení dynamické tuhosti byla do výztuže



integrována jedna vrstva tlumicího materiálu. Vrstva s tlumicím materiálem byla rozdělena do výsečí, výseč tlumicího materiálu se střídala s výsečí vrstvy z ultra-vysokomodulového materiálu, která zvyšovala tuhost výztuže v oblasti tlumicích vrstev. Celkově bylo v rámci obvodu jedné vrstvy 5 výsečí tlumicího materiálu i vláknového kompozitu. Celková délka vnitřní výztuže byla přibližně 2500 mm, tloušťka stěny se pohybovala v rozmezí 20 mm až 45 mm. Vnější rozměry smykadla byly 420 mm x 400 mm x 2530 mm.



Obr. 114: Prototyp hybridního smykadla TAJMAC-ZPS



Obr. 115: Hybridní smykadlo pro stroje TAJMAC ZPS řady MCV



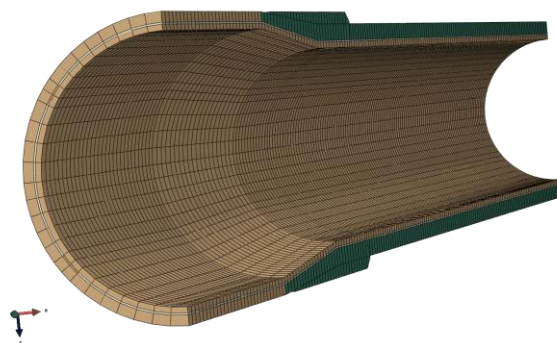
Obr. 116: Kompozitní výztuž smykadla při měření EMA.

## 6.4.2 Výpočtový model

Výpočtový model byl ověřen ve dvou fázích:

- V první fázi byl ověřen výpočtový model samotné kompozitní výztuže (Obr. 117), který byl srovnán s výsledky experimentální modální analýzy výztuže před výrobou hybridního smykadla (Obr. 116).
- V druhé fázi byl ověřen výpočtový model hybridního smykadla (Obr. 118), který byl srovnán s výsledky experimentální modální analýzy smykadla po jeho výrobě.

Model kompozitní výztuže, viz Obr. 117, byl vytvořen pomocí objemových skořepin. Z důvodu přítomnosti tlumicích vrstev v segmentech výztuže, bylo nutno použít několika prvků po tloušťce tělesa a přidělit jim správnou část kompozitní skladby celé stěny. Porovnání vypočtených a naměřených vlastních frekvencí samotné kompozitní výztuže je uvedeno v Tab. 29.



Obr. 117: Výpočtový model kompozitní výztuže.

Tab. 29: Porovnání vypočtených a naměřených frekvencí výztuže hybridního smykadla [A18]

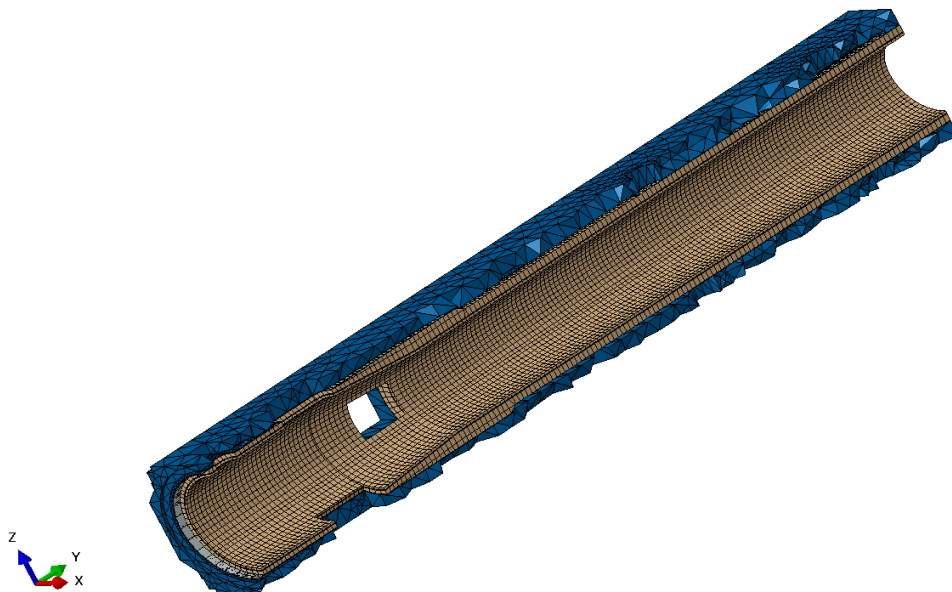
|        | fEXP [Hz] | fMKP [Hz] | $\Delta f_{MKP/EXP}$ [%] | Pozn.   |
|--------|-----------|-----------|--------------------------|---------|
| Tvar A | 492       | 468       | -4,9                     | 1. ohyb |
| Tvar B | 493       | 596       | 20,9                     |         |
| Tvar C | 784       | 715       | -8,8                     |         |
| Tvar D | 922       | 921       | -0,1                     |         |
| Tvar E | 1 158     | 1 124     | -2,9                     | 2. ohyb |

Z daného porovnání byl vyhodnocen následující závěr:

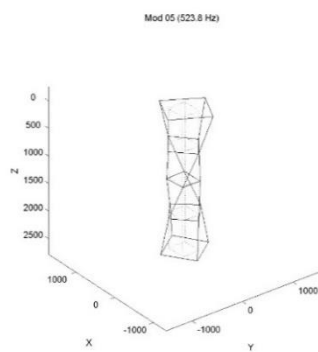
- Porovnání MKP – zkoušek kompozitní výztuže svědčily o dostatečné přesnosti výpočtového modelu z hlediska predikce vlastních tvarů, zejména pak ohybových tvarů, kdy byl rozdíl mezi MKP a výsledky zkoušek menší než 5 %. Z daného hlediska lze konstatovat, že lze spolehlivě navrhovat kompozitní výztuže s ohledem na statickou tuhost a vlastní frekvence a tvary. [A18]

Podobná analýza byla provedena na modelu hybridního smykadla, tj. smykadla z vnějšího litinového pláště s vnitřní kompozitní výztuží. K porovnání byl využit finální model hybridního smykadla, postavený pro metodu konečných prvků v programu ABAQUS Standard. Z hlediska zkoušek byly použity výsledky experimentální modální analýzy zavěšených smykadel (vyrobený prototyp hybridního smykadla a referenční litinové smykadlo).

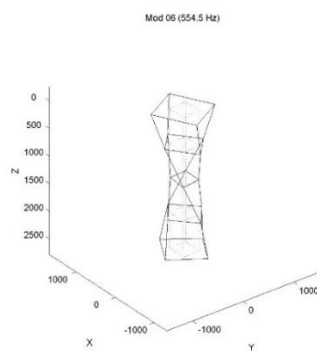
Řez výpočtovým modelem je na Obr. 118. Model pro výpočet ABAQUS Standard byl postaven jako kombinace objemových prvků (litina), objemových skořepin (kompozitní výztuž + tlumicí vrstvy) a kohezivních prvků pro lepený spoj. Porovnání vypočtených a naměřených frekvencí odpovídající stejným tvarům je uvedeno v Tab. 30. Porovnání je ovlivněno výsledky zkoušek, kdy z měření modální analýzy byl identifikován 1. torzní tvar na třech blízkých frekvencích (523 Hz, 554 Hz a 583 Hz – viz Obr. 119 až Obr. 121), které vlivem použité metodiky měření nebylo možno blíže identifikovat.



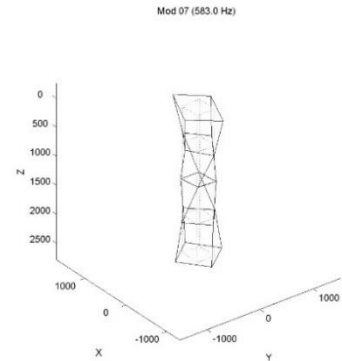
Obr. 118: Řez výpočtovým modelem hybridního smykadla (modrá – litina, hnědá – kompozit, šedá – lepený spoj)



Obr. 119: Torzní mód z experimentu hybridního smykadla,  $f=524$  Hz.



Obr. 120: Torzní mód z experimentu hybridního smykadla,  $f=555$  Hz.



Obr. 121: Torzní mód z experimentu hybridního smykadla,  $f=583$  Hz.

Tab. 30: Porovnání vypočtených a naměřených frekvencí hybridního smykadla

| Mód | fEXP [Hz] | fMKP [Hz] | Pozn.            |
|-----|-----------|-----------|------------------|
| 1   | 326       | 327       | 1. ohyb – směr A |
| 2   | 328       | 336       | 1. ohyb – směr B |
| 3   | 524       | 572       | krut             |
| 4   | 554       | x         | krut             |
| 5   | 583       | x         | krut             |
| 6   | 700       | 701       | 2. ohyb – směr A |
| 7   | 701       | 704       | 2. ohyb – směr B |

Z porovnání naměřených a vypočtených frekvencí a tvarů byly vyhodnoceny následující závěry:

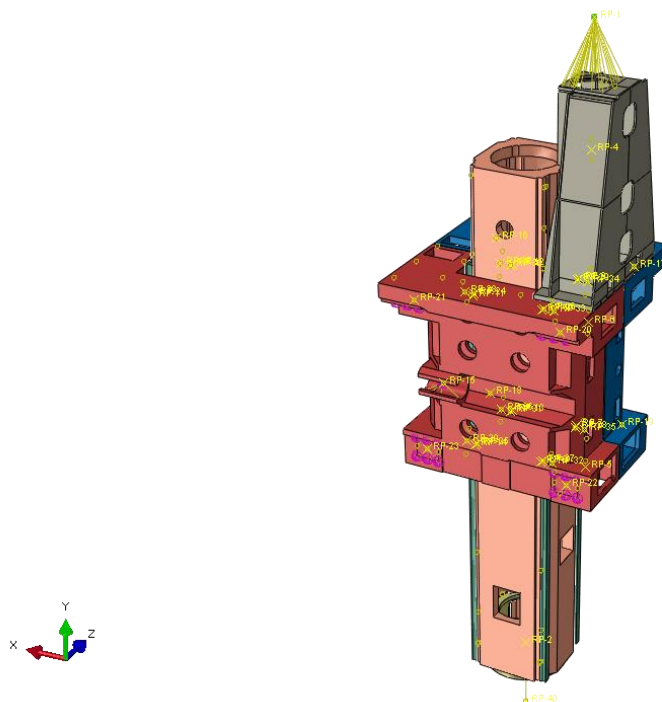
- Byla dosažena dostatečná shoda mezi výpočtovým modelem metody konečných prvků a experimentální modální analýza.
- U ohybových tvarů bylo dosaženo vysoká přesnost predikce pomocí MKP s uplatněnou strategií modelování.
- Pro tvary torzní je shoda stále dostatečná.

### 6.4.3 Hmotnost - tuhost

Změna statické tuhosti prototypu hybridního smykadla je podrobně analyzována v kapitole 8 v rámci výpočtového posouzení vlivu změny materiálové struktury na změnu dynamických vlastností stroje. V rámci návrhu hybridního smykadla proběhlo posouzení změny statické tuhosti vlivem vlepění kompozitní výztuže (+80 kg) v sestavě uzlu stroje, který se skládal ze saní, smykadla, spojovacích rozhraní osy Z (výsuv smykadla) a spojovacích rozhraní osy Y (posuv saní po nemodelovaném příčnicku). Změna statické tuhosti, která byla vyhodnocena v místě náhrady nástroje, vůči referenčnímu tělesu vyhodnocená v daném uzlu stroje je uvedena v Tab. 31. Pozn. – systém souřadnic na Obr. 122 není shodný se systémem souřadnic stroje.

Tab. 31: Relativní porovnání vlivu kompozitní výztuže hybridního smykadla na tuhost uzlu stroje. (systém souřadnic z Obr. 122)

|                       | Sestava s referenčním smykadlem | Sestava s hybridním smykadlem |
|-----------------------|---------------------------------|-------------------------------|
| Tuhost ve směru X [%] | 100                             | 105,8                         |
| Tuhost ve směru Y [%] | 100                             | 101,8                         |
| Tuhost ve směru Z [%] | 100                             | 108,3                         |
| Hmotnost M [%]        | 100                             | 103,1                         |



Obr. 122: Sestava saní a smykadla pro posouzení statické tuhosti.

## 6.5 Dílčí shrnutí z analýzy tuhosti silnostěnných těles

Prezentovaná práce v této kapitole byla provedena se zaměřením na tyto úkoly:

- Definování reálně dosažitelných parametrů možné změny statické tuhosti a hmotnosti náhradou ocelových svařenců nebo odlitků z tvárné litiny kompozitními nebo hybridními tělesy o stejných vnějších rozměrech.
- Získání schopnosti modelování silnostěnných struktur s vysokou tuhostí s využitím nástrojů metody konečných prvků a ověření navržených postupů modelování s výsledky experimentálních zkoušek modelových nebo reálných nosných těles smykadel určených pro oblast obráběcích strojů s nároky na vysokou statickou tuhost.

V rámci prvního úkolu byla zkoušena celokompozitní smykadla (průřezů 350x350 nebo 230x275, vše v mm) a hybridní smykadla kombinující kovový plášť s vnitřní vlepanou kompozitní výztuží (průřezů 170x170, 350x350 a 400x420) délek od 1100 mm po 2530 mm. Zkušební tělesa byla analyzována pomocí výpočtových modelů MKP ve zjednodušeném uložení, kdy byly pomocí tuhostních náhrad zjednodušeně modelovány náhrady valivých hnízd kolejnic lineárních vedení uložených k tuhé zemi. Tělesa byla zatížena statickou silou odpovídající běžnému namáhání smykadel v obráběcích strojích. **Tuhost** zkoušených těles se pro dané rozměry a zatížení pohybovala v rozmezí **10 N/μm až 100 N/μm**.

Z provedených prací byly vyvozeny tyto poznatky:

- U celokompozitních smykadel bylo dosaženo **40-45% hmotnostní redukce** při dosažení ekvivalentní statické tuhosti s ocelovým žebrovaným svařencem v případě namáhání, které kombinuje vliv ohybu a příčného smyku. Při zachování stejných

vnějších rozměrů je cenou za hmotnostní úsporu zvýšení tloušťky stěny a násobné zvýšení ceny struktury z hlediska materiálových vstupů.

- Integrované poddajné tlumicí vrstvy jsou u celokompozitních smykadel z hlediska statické tuhosti velmi problematické, a to zejména v případě, kdy vlivem uložení dojde ke kombinaci ohybu, příčného smyku a torze. Testovaný případ deskového smykadla ukázal velmi malý přínos této konstrukce, která vedla k 50% redukci statické tuhosti vůči referenčnímu ocelovému smykadlu o 2,5násobné hmotnosti.
- Z hlediska aplikace vláknových kompozitů je problematická tvorba připojovacích rozhraní, ve kterých mohou vznikat lokální deformace výrazně vyšší než u izotropních součástí.
- Hybridní smykadla byla testována jako cenově efektivnější cestu k tvorbě odlehčené konstrukce se zachováním statické tuhosti nebo konstrukce se zvýšenou statickou tuhostí a mírně zvýšenou hmotností. Analyzována byla možnost **25-30% hmotnostní úspory** u hybridního návrhu vůči referenčnímu kovovému návrhu stejné statické tuhosti.
  - Integrované tlumicí vrstvy z poddajného materiálu vedly u hybridních struktur opět k snížení statické tuhosti, nicméně daný pokles se projevil výrazně méně než u celokompozitových smykadel (do 17 % u testovaných příkladů).

V rámci druhého úkolu byla vyvíjena vlastní metodika, jak modelovat silnostěnné struktury z vláknových kompozitů, které se vymykají běžně aplikovaným tenkostěnným kompozitním strukturám, jež využívají skořepinových prvků a dalších výhod zjednodušení spojených se stavy rovinné napjatosti nebo deformace.

- Porovnáním výsledků zkoušek experimentální modální analýzy s výsledky MKP výpočtů byly ověřeny výpočtové modely jak silnostěnných kompozitních struktur, tak hybridních struktur kompozit – kov.
- Jako velmi dobře použitelné se jeví prvky objemových skořepin, které umožňují modelovat kompozitní konstrukce i s využitím několika prvků po tloušťce stěny, což se ukázalo jako nutnost v případě, kdy v kompozitní výztuži byly integrovány tlumicí vrstvy s vysokou poddajností.
- Navržená metodika modelování umožňuje dosažení rozdílu mezi MKP a EMA do hodnoty přibližně 15 % při porovnání frekvencí odpovídajících stejnému tvaru. U hybridních těles je shoda mezi MKP a EMA ještě lepší, u prototypu hybridního smykadla byl rozdíl mezi MKP a EMA u vlastních frekvencí pouze v rozmezí 1 až 5 %.

## 7 Experimentální posouzení vlivu tuhosti, hmotnosti a tlumení nosných dílců na dynamické vlastnosti sestavy nosných dílců stroje

V rámci předchozí kapitoly byly analyzovány parametry statické tuhosti a hmotnosti dosažitelné při náhradě oceli nebo litiny za vláknové kompozity. Třetí stěžejní parametr pro dynamickou tuhost – tlumení je pomocí experimentální modální analýzy analyzováno v této kapitole. A to pomocí zkoušek samotných těles, kdy byly vyhodnoceny jejich modální vlastnosti (tvary, frekvence a zejména tlumení). A dále pomocí zkoušek těles se zahrnutím vlivu spojovacích rozhraní, kdy byly opět vyhodnoceny modální vlastnosti se snahou vyhodnotit změnu dynamické tuhosti a změnu tlumení při porovnání referenčního izotropního tělesa s kompozitní nebo hybridní strukturou.

Výstupem této kapitoly jsou:

- Experimentálně určené parametry tlumení silnostěnných kompozitních nebo hybridních struktur
- Porovnání a analýza vlivu změny tlumení a tuhosti nosného dílce na dynamické vlastnosti sestavy nosných dílců nebo alespoň sestavy nosného dílce a spojovacích rozhraní

Výsledky této kapitoly byly publikovány zejména v těchto publikacích autora - [A2], [A3], [A8], [A14] a [A17].

### 7.1 Navíjené kompozitní smykadlo

Porovnání modálních vlastností bylo provedeno na silnostěnném navíjeném vzorku kompozitního smykadla a hybridním navíjeném kompozitně-korkovém tělese vyztuženém lepenými ocelovými výztuhami. Tato tělesa byla popsána a již dříve analyzována v kapitole 6.1.

#### 7.1.1 Modální vlastnosti volně zavěšených těles

Porovnání modálních vlastností bylo provedeno v konfiguraci, kdy čelní desky smykadel byly zavěšeny pomocí poddajných popruhů, viz Obr. 123 a Obr. 124. Po provedení modální analýzy byly vyhodnoceny vlastní tvary a jim odpovídající frekvence a poměrné tlumení. Porovnání je uvedeno v Tab. 32.



Obr. 123: Ocelový svařenec smykadla 2. [A3]



Obr. 124: Kompozitní smykadlo. [A3]

Tab. 32: Porovnání modálních vlastností volně zavěšených smykadel. [A3], [A17]

| Mode [-]          | Ocelové smykadlo I |             | Ocelové smykadlo II |             | Navíjené komp. sm. |             |
|-------------------|--------------------|-------------|---------------------|-------------|--------------------|-------------|
|                   | f [Hz]             | $\zeta$ [%] | f [Hz]              | $\zeta$ [%] | f [Hz]             | $\zeta$ [%] |
| 1                 | 127,4              | 0,04        | 582,2               | 0,17        | 533,2              | 0,52        |
| 2                 | 222,2              | 0,02        | 618,9               | 0,20        | 553,3              | 0,30        |
| 3                 | 256,1              | 0,02        | 646,5               | 0,09        | 721,5              | 0,37        |
| 4                 | 326,7              | 0,02        | 678,7               | 0,07        | 785,4              | 0,32        |
| 5                 | 383,2              | 0,07        | 693,4               | 0,09        | 1017,0             | 0,27        |
| 6                 | 430,4              | 0,03        | 760,9               | 0,07        | 1197,0             | 0,43        |
| 7                 | 432,6              | 0,05        | 813,7               | 0,09        | 1267,0             | 0,58        |
| 8                 | 506,9              | 0,14        | 840,0               | 0,07        | 1309,0             | 0,36        |
| 9                 | 524,3              | 0,06        | 933,8               | 0,06        | 1429,0             | 0,56        |
| $\zeta_{1-9}$ [%] | 0,05               |             | 0,10                |             | 0,41               |             |

Z provedeného porovnání lze vyhodnotit následující závěry: [A3], [A17]

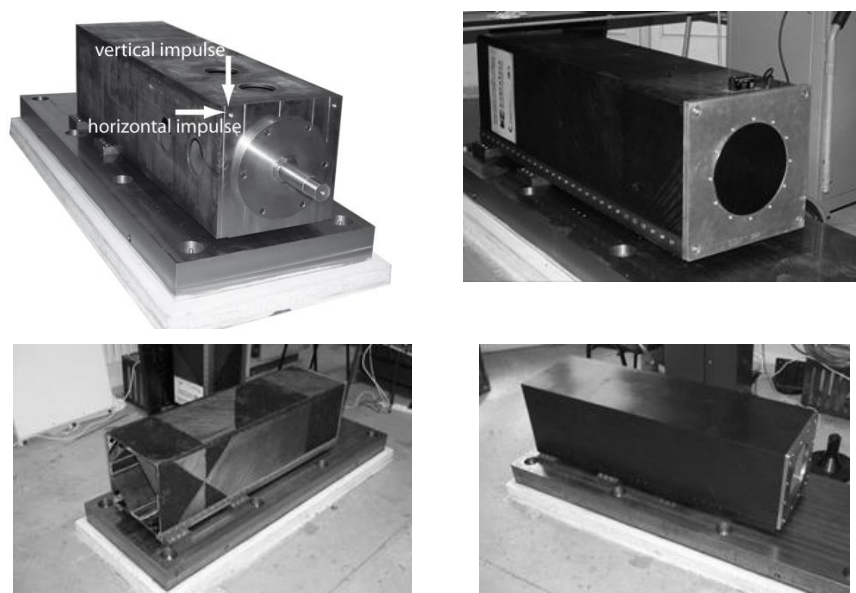
- Rozdíl v tlumení ocelových smykadel byl malý, průměrný útlum se pohyboval v rozmezí  $\zeta_{ocel1} = 0,05$  % až  $\zeta_{ocel2} = 0,10$  %.
  - Tyto parametry by bylo možné použít ve výpočtových modelech samotných těles.
  - Změna v tloušťce stěny a přidané žebrování smykadla II se projevilo ve výrazném zvýšení vlastních frekvencí tělesa, jelikož došlo k potlačení vibrací stěn v oblasti nižších frekvencí.
- Průměrný útlum kompozitního navíjeného smykadla byl 4 až 8násobně vyšší, než byl průměrný útlum ocelových vzorků.



- Zároveň měl navíjený kompozitní vzorek výrazně vyšší vlastní frekvence než smykadlo 1, hodnoty byly podobné vlastním frekvencím výrazně vyztuženého ocelového smykadla 2.
- Z hlediska výpočtových modelů lze použít násobně vyšší hodnoty, než je tlumení samotného izotropního tělesa. Pro celokompozitní strukturu v daném případě by byl vhodný parametr tlumení  $\zeta = 0,40 \%$ .

### 7.1.2 Modální vlastnosti uložených těles

těchto těles, respektive jejich variant, bylo provedeno také porovnání modálních vlastností s vlivem uložení. Za daným účelem byly smykadla pomocí šroubových spojů upnuta přes ocelové patky (místo hnízd lineárního vedení) k ocelové desce na betonovém základu. Měřené konfigurace jsou zobrazeny na Obr. 125. Na Obr. 125 je vlevo nahoře – ocelové smykadlo 2 s vyznačením bodu měření, vpravo nahoře – kompozitní smykadlo, vlevo dole – hybridní smykadlo před lepením vnějších ocelových krytů, vpravo dole – hybridní smykadlo po vlepení vnějších ocelových krytů). Porovnání vyhodnocených frekvencí a poměrného útlumu je uvedeno v Tab. 33.



Obr. 125: Konfigurace pro měření modálních vlastností upnutých smykadel. [A3]

Tab. 33: Porovnání modálních vlastností uložených smykadel.  
(šedou barvou vyznačeny první ohybové tvary) [A3], [A17]

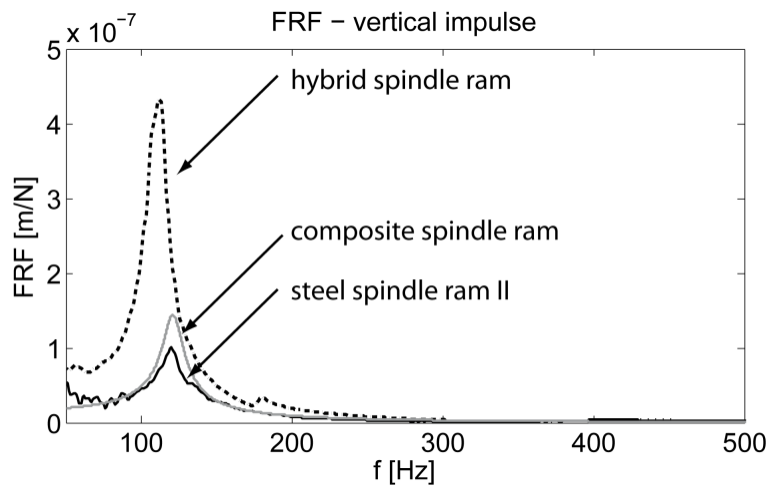
| Mode | Ocelové sm. II    |             | Navíjené komp. sm. |             | Hybridní smykadlo bez krytů |             | Hybridní smykadlo s krytováním |             |
|------|-------------------|-------------|--------------------|-------------|-----------------------------|-------------|--------------------------------|-------------|
|      | f [Hz]            | $\zeta$ [%] | f [Hz]             | $\zeta$ [%] | f [Hz]                      | $\zeta$ [%] | f [Hz]                         | $\zeta$ [%] |
| 1    | 122,3             | 3,42        | 122,4              | 5,61        | 99,5                        | 2,93        | 110,6                          | 4,06        |
| 2    | 155,3             | 6,46        | 159,5              | 6,78        | 107,3                       | 4,50        | 121,2                          | 5,86        |
| 3    | 346,9             | 1,43        | 266,4              | 6,04        | 167,6                       | 1,44        | 178,2                          | 1,61        |
| 4    | 458,6             | 4,55        | 435,6              | 5,96        | 345,0                       | 1,38        | 387,4                          | 1,67        |
| 5    | 584,8             | 0,13        | 521,0              | 1,59        | 413,6                       | 1,85        | 419,8                          | 1,85        |
| 6    | 619,0             | 0,14        | 786,5              | 1,07        | 452,9                       | 1,61        | 438,4                          | 3,90        |
| 7    | 649,0             | 0,18        | 882,8              | 1,35        | 621,0                       | 1,96        | 626,5                          | 1,82        |
|      | $\zeta_{1-7}$ [%] | 2,33        | $\zeta_{1-7}$ [%]  | 4,06        | $\zeta_{1-7}$ [%]           | 2,24        | $\zeta_{1-7}$ [%]              | 2,97        |

Z porovnání lze vyhodnotit následující závěry:

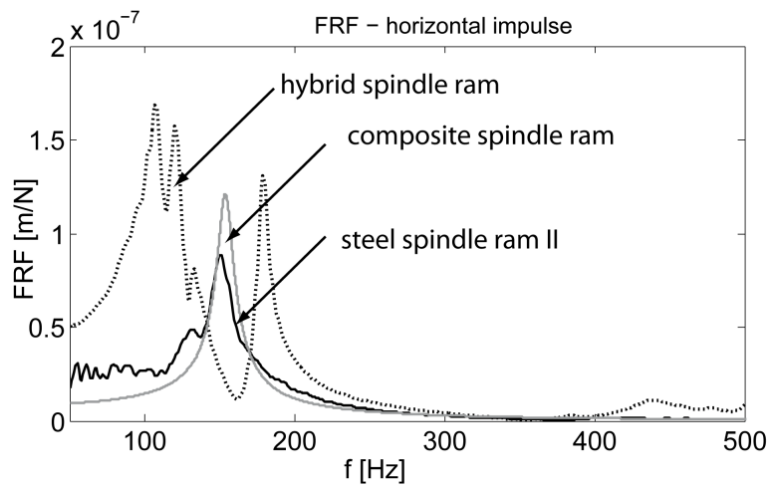
- Vlivem šroubových spojů došlo k velkému ovlivnění tlumení součástí.
- Průměrný útlum u ocelového smykadla 2 byl téměř identický jako útlum hybridního smykadla.
- Přidání vnějšího ocelového lepeného zakrytí se u hybridního smykadla projevilo zvýšením útlumu, který převyšoval útlum ocelového smykadla.
- U kompozitního smykadla bylo vlivem uložení dílce poměrné tlumení vyšší o 70 % vůči oceli ve stejných okrajových podmínkách. Vlivem uložení tak došlo k výraznému snížení výhod tlumení kompozitu, který měl 4násobně vyššího tlumení než ocel ve volně zavěšené konfiguraci.

Dále byly porovnány frekvenční přenosové funkce z experimentální modální analýzy při buzení smykadla v rohu (viz vyznačení na Obr. 125). Přenosové funkce jsou pro vertikální směr buzení porovnány na Obr. 126. Pro horizontální směr buzení jsou přenosové funkce porovnány na Obr. 127.

Prezentované porovnání je negativně ovlivněno tím, že tělesa nebyly navrženy se stejnou nebo alespoň podobnou statickou tuhostí. Z daného důvodu lze hybridní smykadlo použité konfigurace označit jako zcela nevyhovující.



Obr. 126: Dynamická poddajnost – porovnání absolutních hodnot pro ocelové smykadlo 2, kompozitní smykadlo a hybridní smykadlo pro buzení ve vertikálním směru. [A3]



Obr. 127: Dynamická poddajnost – porovnání absolutních hodnot pro ocelové smykadlo 2, kompozitní smykadlo a hybridní smykadlo pro buzení v horizontálním směru. [A3]

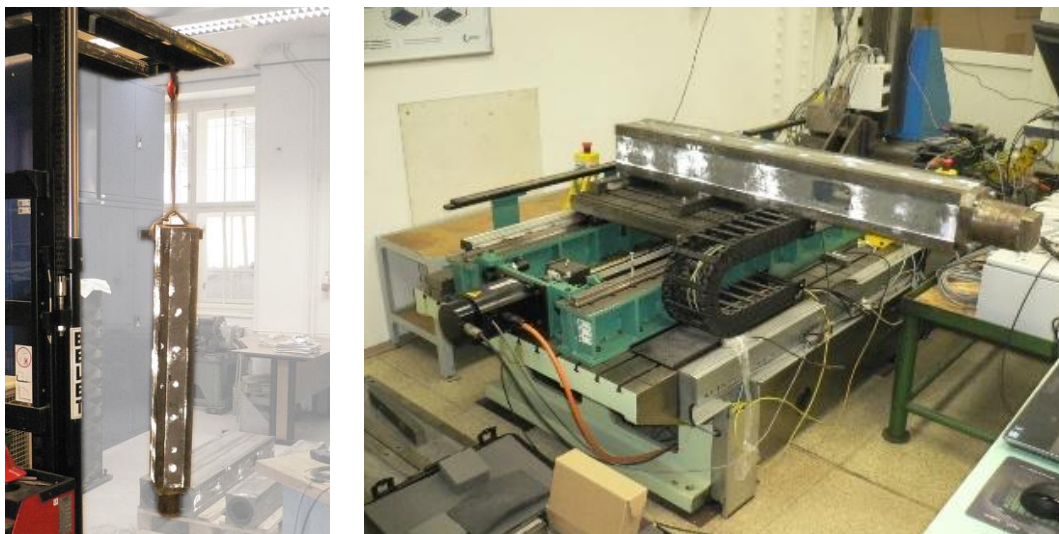
U kompozitního smykadla byla dynamická poddajnost vyšší o 40 %, než tomu bylo v případě ocelového smykadla 2 při buzení ve vertikálním směru a o 33 % vyšší při buzení v horizontálním směru. Toto porovnání platí pro kompozitní smykadlo hmotnosti 130 kg s ocelovým smykadlem 2 o hmotnosti 220 kg (a hybridním smykadlem hmotnosti 90 kg).

## 7.2 Modelová hybridní smykadla

Další porovnání modálních vlastností bylo provedeno na modelových hybridních smykadlech, které byly tvořeny vnějším pláštěm z tvárné litiny, do kterého byla vlepena vnitřní kompozitní výztuž. Tato tělesa byla již dříve popsána a analyzována v kapitole 0. Zkušební smykadla byla porovnána v následujících konfiguracích, viz Obr. 128:

- EMA smykadel zavěšených na poddajném popruhu s připojením náhrady vřetene o hmotnosti 33 kg.
- EMA smykadel připojených na stand modelového stroje se zahrnutím vlivu tlumení hnízd lineárního vedení, kuličkového šroubu a uložení stroje. Smykadla s připojením náhrady vřetene o hmotnosti 33 kg.

Pro posouzení vlivu kompozitní výztuže je stěžejní porovnání výsledků prvních dvou konfigurací., ze kterých byly odvozeny závěry ovlivnění dynamických vlastností modelového stroje.



Obr. 128: Konfigurace pro zkoušky modálních vlastností hybridních smykadel.

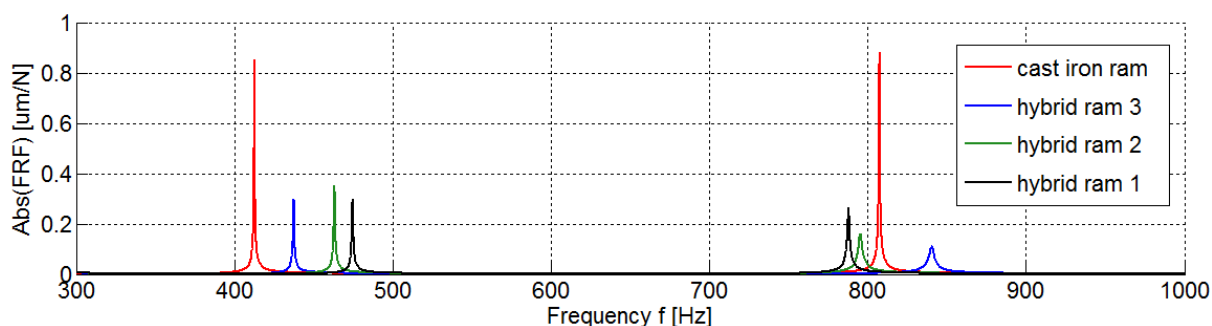
### 7.2.1 Modální vlastnosti volně zavěšených těles

Všechna čtyři modelová smykadla byla zkoušena v okrajových podmínkách, kdy zadní stěna smykadla byla zavěšena na popruh, k čelní stěně smykadla byla připojena 33 kg ocelová náhrada vřetene. Náhrada vřetene byla použita jako místo pro buzení a vyhodnocení frekvenční přenosové funkce dynamické poddajnosti, buzení bylo provedeno ve dvou na sebe kolmých směrech (ne ve směru osy smykadla). Schéma zkoušky je na Obr. 129.



Obr. 129: Konfigurace pro měření EMA modelových hybridních smykadel s vyznačením buzení.  
[A2]

Základní porovnání frekvenční přenosové funkce dynamické poddajnosti pro buzení v jednom směru je uvedeno na Obr. 130. Výsledky jsou následně analyzovány v Tab. 34, ve které je shrnuto porovnání prvních dvou vlastních frekvencí vybuzeých v 1 směru buzení, jim odpovídajícím parametrům poměrného útlumu a parametrům absolutní hodnoty dynamické poddajnosti. Zároveň jsou zde uvedeny průměrné hodnoty tlumení z prvních 5 identifikovaných vlastních tvarů. Podrobné výsledky při buzení v obou směrech jsou v příloze na Obr. 218, Obr. 219 a v Tab. 50.



Obr. 130: Porovnání dynamické poddajnosti zavěšených modelových hybridních smykadel. [A2] (označení vzhledem ke kapitole 0 : Hybrid ram 1 – TMN1, Hybrid ram 2 – TMN2, Hybrid ram 3 – TMN3, cast iron – TMN4).

Tab. 34: Porovnání frekvencí, tlumení a dynamické poddajnosti zavěšených modelových smykadel. [A2]

|                   | f1 [Hz] | $\zeta_1$ [%] | H1  [ $\mu\text{m}/\text{N}$ ] | f2 [Hz] | $\zeta_2$ [%] | H2  [ $\mu\text{m}/\text{N}$ ] | $\zeta_{1-5}$ [%] | Damping comparison |
|-------------------|---------|---------------|--------------------------------|---------|---------------|--------------------------------|-------------------|--------------------|
| TMN4<br>Cast Iron | 412,6   | 0,03          | 0,9                            | 807,4   | 0,03          | 1,3                            | 0,04              | 100%               |
| TMN1<br>Hybrid #1 | 474,7   | 0,06          | 0,3                            | 788,0   | 0,07          | 0,4                            | 0,08              | 200%               |
| TMN2<br>Hybrid #2 | 463,2   | 0,06          | 0,4                            | 795,4   | 0,14          | 0,2                            | 0,12              | 300%               |
| TMN3<br>Hybrid #3 | 437,5   | 0,07          | 0,3                            | 840,5   | 0,18          | 0,2                            | 0,13              | 325%               |

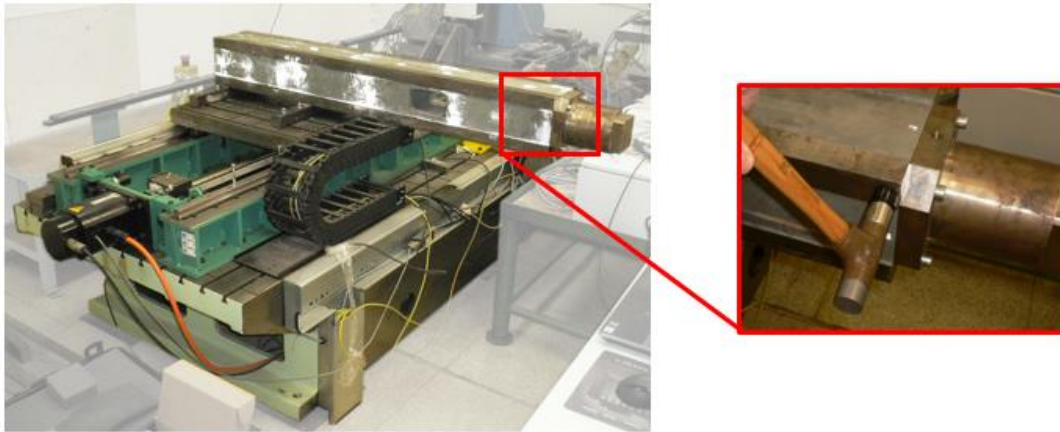
Z porovnání vyhodnocených parametrů z EMA zavěšených smykadel byly určeny následující závěry: [A2]

- Průměrný parametr tlumení litinového smykadla byl  $\zeta_p=0,04$  %
- Hybridní konstrukce vedla k 2-3násobnému zvýšení tlumení oproti referenčnímu tělesu z tvárné litiny.
  - Celokompozitní výztuž (TMN1) měla 2násobné zvýšení tlumení.
  - Kompozitní výztuže s integrovanými tlumícími vrstvami měly 3-3,25násobné zvýšení tlumení smykadla vlivem zvýšeného tlumení od integrovaných vrstev gumo-korku.

- Vlivem odlehčení konstrukce (odebrání části litinového těla pro vlepení kompozitní výztuže) a mírných změn v statické tuhosti došlo k zvýšení vlastních frekvencí smykadla.
- Parametry tlumení hybridních dílců byly nižší, než bylo tlumení celo-kompozitních struktur z předešlé kapitoly. Možné vysvětlení efektu tlumení litinového pláště a kompozitní výztuže je následující. Vzhledem ke konstrukci smykadla, kde litinová část byla na vnějším povrchu, zatímco kompozitní část byla navržena jako vnitřní výztuž, lze předpokládat, že vlivem průřezových charakteristik litiny (kvadratický moment průřezu k ose, atd.) byl vliv litiny na mechanické vlastnosti větší než vliv kompozitu, což se projevilo i u tlumení.
- Koncept **hybridního smykadla** nabízí sice menší hmotnostní redukci než celokompozitní řešení, nicméně z hlediska ceny, řešení připojovacích rozhraní a problémů s lokální tuhostí je blíže nasazení v průmyslu. Z tohoto důvodu je výsledek **2-3násobné zvýšení** tlumení vhodné brát jako reálný parametr možné změny tlumení při uplatnění nekonvenčních materiálů, který je prokázán z experimentálních zkoušek modelových nosných těles a ne materiálových vzorků.
- V konfiguraci zavěšení na popruh za zadní stěnu a při přidání hmoty náhrady vřetene na čelní desku měly všechny hybridní vzorky výrazně nižší dynamickou poddajnost než neodlehčený vzorek celolitinový.
- Pozn.: silnostěnný plášť litinového těla měl poměrné tlumení menší než bylo tlumení ocelových svařovaných smykadel z předchozí kapitoly ( $\zeta_p=0,05 - 0,10 \%$ ). To odporuje obecně známým faktům o lepším tlumení litiny, které byly ukázány například u materiálových vzorků v Tab. 16. Zde je nutno brát v úvahu fakt, že vlivem konstrukčních změn (nepřítomnost žebér, změna vnějších rozměrů, atd.) není tlumení ocelových smykadel 350x350x1200 srovnatelné s tlumením modelových smykadel 170x170x1265.

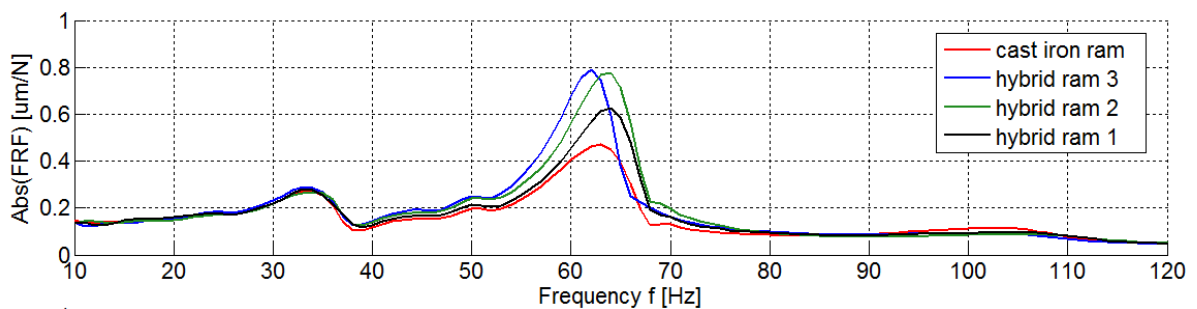
## 7.2.2 Modální vlastnosti uložených těles s využitím zkušebního zařízení s uplatněním vlivu spojovacích rozhraní

Druhý typ zkoušek, ve kterém byl analyzován vliv změny tuhosti a tlumení u hybridních modelových smykadel, byly zkoušky EMA s využitím standu modelového stroje. Zkoušky by měly vést k odpovědi na otázku, jak se zvýšená dynamická tuhost dílce projeví na dynamické tuhosti sestavy. Na Obr. 131 je zobrazen zkušební zařízení ETB-1 z laboratoří Ústavu výrobních strojů a zařízení Fakulty strojní ČVUT v Praze. Stand se skládá z litinového lože, na kterém jsou pomocí šroubových spojů namontovány tuhé konzole, na kterých jsou upevněny kolejnice lineárního vedení. Po kolejnicích se mohou pohybovat dva stoly, jeden za pomoci pohonu kuličkovým šroubem, druhý za pomoci lineárního motoru. Pro účely měření bylo na stůl, který je pohybován kuličkovým šroubem, připojeno šroubovými spoji přes ocelové patky měřené smykadlo, k jehož čelu byla připojena náhrada vřetene. Vyhodnocené modální parametry vlivu tuhosti a tlumení materiálu smykadla tak v této konfiguraci jsou provedené i se zahrnutím vlivu tlumení hnízd lineárních vedení, spoje kuličkového šroubu – matice, uložení standu a dalšími typy spojů obvyklými v obráběcích strojích.

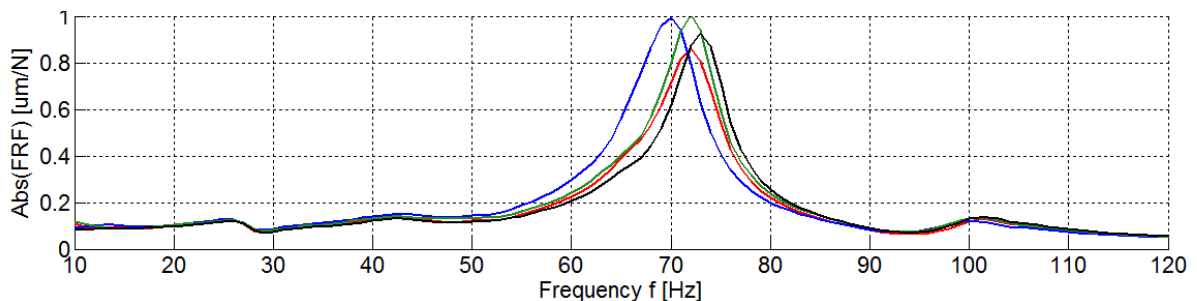


Obr. 131: Konfigurace pro měření EMA modelových hybridních smykadel uložených ve zkušebním zařízení ETB-1 s vyznačením buzení. [A2]

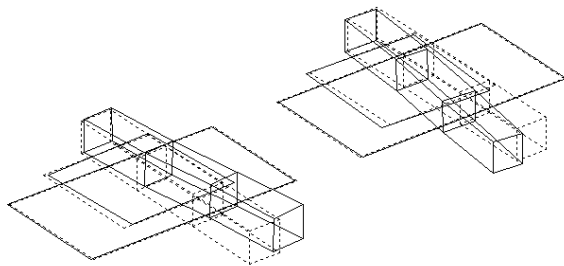
Základní frekvenční přenosové křivky dynamické poddajnosti jsou pro buzení v horizontálním směru smykadla na Obr. 132, pro buzení ve vertikálním směru na Obr. 133. V obou případech je zde omezen frekvenční interval na hodnoty 10 Hz až 120 Hz, ve kterém se vyskytuje mód s nejvyšší dynamickou poddajností. Vlastní tvary, kterým odpovídají frekvence s největší dynamickou poddajností, jsou na Obr. 134 a Obr. 135. Detailní přenosové funkce v rozmezí 10 Hz až 1000 Hz jsou uvedené v příloze na Obr. 220 a Obr. 221. Modální parametry (frekvence, tlumení dominantních tvarů, parametry absolutní dynamické poddajnosti a průměrné tlumení) jsou vyhodnoceny v Tab. 35.



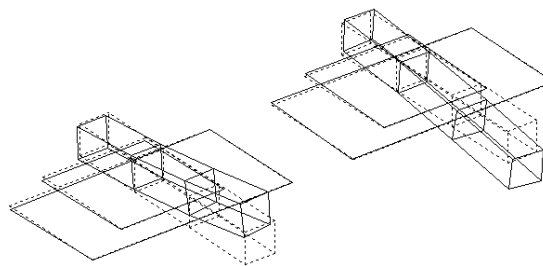
Obr. 132: FRF dynamické poddajnosti modelových hybridních smykadel uložených na standu při buzení v horizontálním směru. [A2]



Obr. 133: FRF dynamické poddajnosti modelových hybridních smykadel uložených na standu při buzení v horizontálním směru. [A2]



Obr. 134: První dominantní tvar při buzení v horizontálním směru (cca 63 [A2])



Obr. 135: První dominantní tvar při buzení ve vertikálním směru (cca 70 [A2])

Tab. 35: Porovnání frekvencí, tlumení a dynamické poddajnosti modelových smykadel s vlivem spojovacích rozhraní a dalších komponent standu modelového stroje. [A2]

|                   | f1 [Hz] | $\zeta_1$ [%] | $ H1 $ [ $\mu\text{m}/\text{N}$ ] | f2 [Hz] | $\zeta_2$ [%] | $ H2 $ [ $\mu\text{m}/\text{N}$ ] | $\zeta_{1-5}$ [%] | $\zeta_{1-5}$ comparison |
|-------------------|---------|---------------|-----------------------------------|---------|---------------|-----------------------------------|-------------------|--------------------------|
| TMN4<br>Cast Iron | 61,8    | 6,40          | 0,47                              | 72,4    | 3,35          | 0,87                              | 4,88              | 100%                     |
| TMN1<br>Hybrid #1 | 63,5    | 5,36          | 0,63                              | 73,2    | 2,76          | 0,93                              | 4,10              | 84%                      |
| TMN2<br>Hybrid #2 | 63,7    | 5,21          | 0,78                              | 70,3    | 3,19          | 1,0                               | 4,2               | 86%                      |
| TMN3<br>Hybrid #3 | 60,8    | 5,02          | 0,79                              | 72,4    | 3,35          | 0,99                              | 4,2               | 86%                      |

Z porovnání vyhodnocených parametrů z EMA smykadel v sestavě modelového stroje byly určeny následující závěry: [A2]

- Vlivem spojovacích rozhraní modelového stroje byl zcela potlačen vliv zvýšeného tlumení hybridních smykadel oproti referenčnímu litinovému tělesu.
- Naměřené parametry tlumení vycházejí nejlépe pro sestavu s litinovým vzorkem, který má sám o sobě tlumení nejnižší. Tlumení sestav s hybridními dílci je zhruba na 84-86 % hodnoty tlumení sestavy se samotným litinovým smykadlem.
- Nejblíže chování litinového vzorku byl vzorek s kompozitní výztuží bez tlumících vrstev, který měl dle výpočtů z kapitoly 6.3.4, viz Tab. 28, srovnatelnou statickou tuhost se vzorkem litinovým.
  - V rámci měření na sestavě stroje došlo k vyhodnocení nejvyšší dynamické tuhosti na litinovém smykadle, následovaném sestavou se smykadlem TMN1.
  - Modelová smykadla TMN2, TMN3 s nižší statickou tuhostí a 3násobným tlumením se v sestavě projevila výrazným zhoršením dynamické poddajnosti (při měření v horizontálním směru).



- Experimentální měření ukázalo jediný přínos hybridního návrhu – zvýšení vlastních frekvencí, ke kterému došlo vlivem odlehčení nosné struktury při stále dobré statické tuhosti. Nicméně, z hlediska porovnání mezi referenčním a hybridním vzorkem byla změna vlastních frekvencí marginální, respektive velice těžko ospravedlnitelná, pokud by došlo k analýze cenových nákladů.
- Z hlediska navrhování hybridních struktur lze učinit následující závěry:
  - Navrhovat kompozitní výztuž s co nejvyšší tuhostí a nízkou hmotností
  - Nesnažit se zvyšovat tlumení pomocí poddajných vrstev, neboť jejich efekt se v sestavě stroje neprojeví na rozdíl od vlivu poddajných vrstev na redukci statické tuhosti.

## 7.3 Hybridní smykadlo – prototyp obráběcího stroje

Porovnání modálních vlastností bylo provedeno na prototypu hybridního smykadla, které bylo popsáno v kapitole 6.4. V rámci experimentálního výzkumu byla provedena modální analýza samotné kompozitní výztuže před jejím lepením do těla smykadla. Dále byla provedena modální analýza referenčního litinového těla smykadla a hybridního smykadla kompozit – kov, které vzniklo výrobou – vlepáním kompozitní výztuže do pláště původního referenčního tělesa.

Z hlediska měření ve stroji byla ve spolupráci s průmyslovým partnerem provedena měření litinového i referenčního smykadla v sestavě obráběcího stroje, nicméně vyhodnocení těchto měření je velmi problematické z důvodu nejasného chování stroje, více viz [A22]. Z daného důvodu je zde zaměřeno pouze na parametry tlumení, které byly vyhodnoceny z měření stroje pro ohybové tvary a publikovány v [A14].

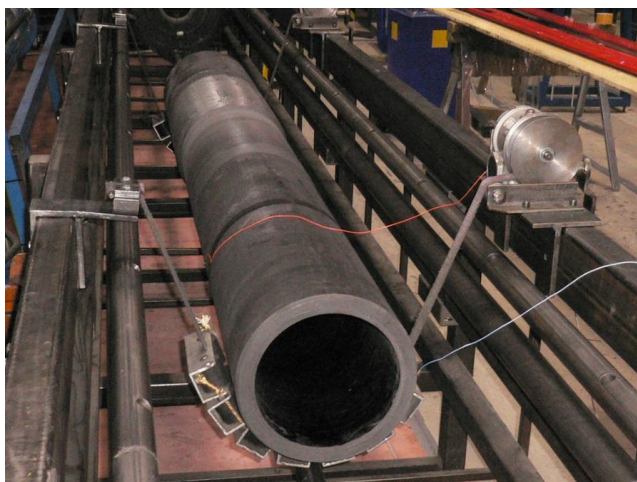
### 7.3.1 Modální vlastnosti volně zavěšených těles

Experimentální modální analýza samotné kompozitní výztuže byla provedena v konfiguraci se zavěšením výztuže pomocí dvou poddajných popruhů, které byly umístěny přibližně v uzlových bodech prvního ohybového tvaru, viz Obr. 136. Výztuž byla vybudena modálním kladivem, a to ve směru horizontálním i vertikálním. Výsledky analýzy jsou uvedeny v Tab. 36. Celkové průměrné tlumení  $\zeta$  z 10 módů bylo  $\zeta_p = 1.95\%$ . Tato hodnota je výrazně vyšší než hodnota tlumení kompozitních smykadel. Velikost tlumení je zde částečně ovlivněna okrajovými podmínkami měření. Nicméně vlivem tlumicí vrstvy došlo k výraznému zvýšení tlumení samotného kompozitu.

Tab. 36: Frekvence a tlumení kompozitní výztuže při měření na poddajných popruzích.  
[A20][A22]

|   | Buzení - směr horiz. |             | Buzení - směr vertik. |             |
|---|----------------------|-------------|-----------------------|-------------|
|   | f [Hz]               | $\zeta$ [%] | f [Hz]                | $\zeta$ [%] |
| 1 | 492,4                | 1,65        | 495,1                 | 1,19        |
| 2 | 596,2                | 1,76        | 585,7                 | 1,79        |
| 3 | 714,7                | 2,48        | 715,4                 | 2,13        |
| 4 | 922,0                | 2,57        | 927,9                 | 2,54        |
| 5 | 1158,2               | 2,48        | 1162,9                | 0,94        |

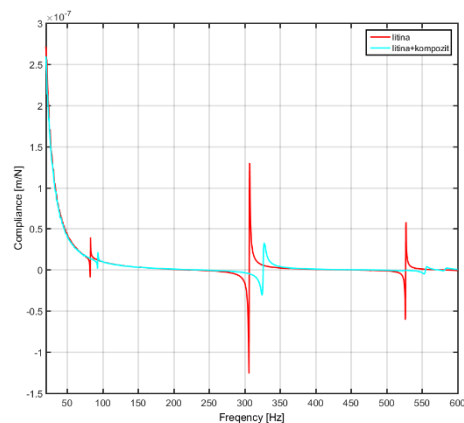
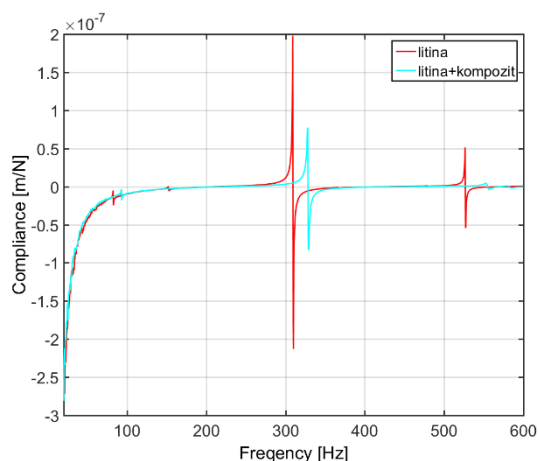
Stěžejní byla experimentální modální analýza smykadel. Ta byla provedena pro referenční litinové smykadlo a hybridní smykadlo litina – kompozit. Uložení těles při zkouškách je na Obr. 137 – obě smykadla byla uložena pomocí poddajného popruhu, který byl provlečen montážním – servisním otvorem v plášti smykadla. Ze zkoušek byly vyhodnoceny hodnoty vlastních frekvencí a jim příslušející útlumy a hodnoty frekvenčních přenosových funkcí dynamické poddajnosti, které jsou na Obr. 138 a Obr. 139 zobrazeny v podobě jejich reálné složky.



Obr. 136: Kompozitní výztuž smykadla při měření modálních vlastností.



Obr. 137: Zavěšení smykadel při experimentální modální analýze.



Obr. 138: Reálná složka dynamické poddajnosti zavěšených smykadel při buzení ve směru X. Obr. 139: Reálná složka dynamické poddajnosti zavěšených smykadel při buzení ve směru Y.

Z porovnaných průběhů reálných složek dynamické poddajnosti (Obr. 138 a Obr. 139) vyplývá, že kompozitní výztuž výrazně vyztužila hybridní smykadlo, jehož výchylka dynamické poddajnosti je menší a s vyšším tlumením a na vyšší frekvenci, než je výchylka dynamické poddajnosti referenčního litinového smykadla. Toto měření prokázalo úspěšné snížení dynamické poddajnosti použitím hybridního smykadla místo smykadla litinového. V Tab. 37 je pak uvedeno porovnání vyhodnocených vlastních frekvencí a poměrných útlumů  $\zeta$ , které byly vyhodnoceny ve frekvenčním rozsahu 0 – 800 Hz pro všechny módy v daném rozsahu mimo módy odpovídajícím tvarům tuhého tělesa.

Tab. 37: Porovnání frekvencí a tlumení referenčního smykadla a prototypu hybridního smykadla. [A20], [A22]

|                   | Litinové smykadlo |             | Hybridní smykadlo |             |
|-------------------|-------------------|-------------|-------------------|-------------|
|                   | f [Hz]            | $\zeta$ [%] | f [Hz]            | $\zeta$ [%] |
| 1                 | 306,5             | 0,15        | 326,1             | 0,46        |
| 2                 | 309,3             | 0,11        | 328,3             | 0,18        |
| 3                 | 478,3             | 0,06        | 523,8             | 1,08        |
| 4                 | 526,7             | 0,06        | 554,5             | 0,35        |
| 5                 | 604,8             | 0,12        | 583,0             | 0,48        |
| 6                 | 650,2             | 0,11        | 700,2             | 0,12        |
| $\zeta_{avg}$ [%] |                   | 0,10        |                   | 0,33        |

I přes zvýšenou hmotnost hybridního smykadla, které vzniklo přidáním hmoty kompozitní výztuže a lepeného spoje, došlo k mírnému zvýšení vlastních frekvencí (přibližně 6 %) hybridního smykadla oproti referenčnímu litinovému smykadlu a ne k snížení těchto hodnot. Zároveň došlo k zvýšení průměrného poměrného útlumu z hodnoty  $\zeta=0,1$  % na hodnotu  $\zeta=0,33$  %. Tato

hodnota hybridního tělesa je nižší, než bylo tlumení samotných kompozitních těles z předchozí kapitoly.

Jako omezující se u konstrukce smykadla ukázala přítomnost otvorů, které slouží jako servisní otvory pro elektrovřetena nebo frézovací hlavy. Vlivem „vyřezání struktury“ (viz okno na Obr. 137, kterým prochází popruhy na zavěšení) došlo k snížení efektu zatlumení smykadla v rovině kolmé na stěnu s otvory. To je patrné z Tab. 37, kde poměrný útlum 1. a 2. módu se výrazně u hybridního smykadla liší, i když se v obou směrech jedná o 1. ohybový tvar v daných rovinách.

### 7.3.2 Analýza přínosu hybridního smykadla v sestavě stroje

Dalším typem zkoušek, které byly provedeny po dokončení prototypu hybridního smykadla, byly analýzy modálních vlastností sestavy nosných dílců stroje. Pro měření bylo využito stroje MCV 7032 výrobce TAJMAC-ZPS, konfigurace stroje během měření je na Obr. 140. Z hlediska porovnání efektu hybridní – litinové smykadlo byla nejdůležitější tato měření:

- Měření na stroji s litinovým příčnickem a hybridním smykadlem litina – kompozit.
- Měření na stroji s litinovým příčnickem a litinovým smykadlem.

Zjednodušené vyhodnocení výsledků z porovnání obou zkoušek je uvedeno v Tab. 38.

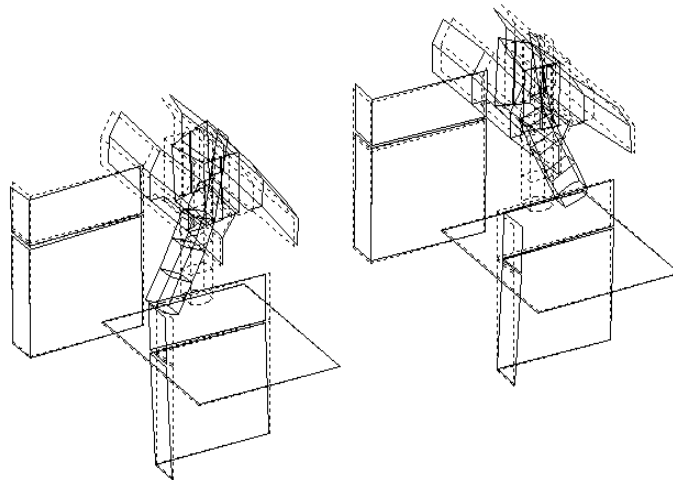


Obr. 140: Konfigurace stroje řady MCV při experimentální modální analýze. [A20]

Tab. 38: Porovnání parametrů stroje s litinovým a hybridním smykadlem. [A14]

|   |             |
|---|-------------|
| Stroj s hybridním smykadlem – průměrné tlumení: $\zeta_{\text{průměr}}$ [%] | 4,32        |
| Stroj s hybridním smykadlem – frekvence 1. ohybového tvaru $f_{01}$ [Hz]    | 77          |
| Stroj s hybridním smykadlem – tlumení 1. ohybového tvaru $\zeta_{01}$ [%]   | <b>2,26</b> |
| Stroj s litinovým smykadlem – průměrné tlumení: $\zeta_{\text{průměr}}$ [%] | 5,96        |
| Stroj s litinovým smykadlem – frekvence 1. ohybového tvaru $f_{01}$ [Hz]    | 74          |
| Stroj s litinovým smykadlem – tlumení 1. ohybového tvaru $\zeta_{01}$ [%]   | <b>1,93</b> |

Jak vyplývá z Tab. 38, výměnou litinového smykadla za hybridní smykadlo nedošlo ke znatelnému zlepšení dynamického chování stroje. Průměrné tlumení dokonce kleslo. Jako pozitivní výsledek lze brát zvýšení tlumení u prvního ohybového módu stroje (zobrazen na Obr. 141).



Obr. 141: První ohybový tvar měřené sestavy stroje s hybridním (resp. litinovým) smykadlem.  
[A14] [A20]

Celkově nebylo zaznamenáno zvýšení produktivity stroje při obrábění pomocí změny konstrukčního materiálu smykadla z litiny na kombinaci litina-kompozit. Zde je třeba podotknout, že samotné hybridní smykadlo mělo vyšší statickou tuhost, než tomu bylo u litinového smykadla. Neboť hybridní smykadlo bylo vytvořeno vyztužením litinového tělesa. Zvýšení statické tuhosti dílce i jeho tlumení se ale v sestavě stroje neprojevovalo výraznou změnou dynamických vlastností sestavy nosných dílců.

Příčin mohlo být několik:

- Efekt tlumení spojovacích rozhraní mohl snížit vliv zvýšeného tlumení smykadla na minimum.
- Nesymetrie v chování smykadla (odlišné tlumení v ohybových módech v 2 na sobě kolmých rovinách smykadla) se mohla projevit v dynamickém chování stroje.
- Vyztužení smykadla spolu s hmotnostním přeladěním pohybové osy Z (případně Y) mohlo způsobit dynamické přeladění sestavy nosných dílců a také způsobit vznik nového „kritického“ místa v konstrukci, které omezilo dynamické chování tak, že vlastnosti samotného smykadla nebyly v dané sestavě významně rozhodující.

Podobně jako u hybridních modelových smykadel, která byla změřena v zavěšené konfiguraci a ve zkušebních stroji ETB-1, došlo k vyššímu tlumení v sestavě nosných dílců s litinovým smykadlem, které samo o sobě mělo nižší tlumení než smykadlo hybridní.

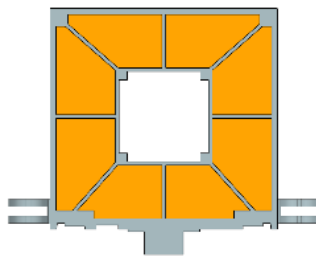
## 7.4 Vyhodnocení dalších kompozitních smykadel

V rámci výzkumu byl dále vyhodnocen vliv tlumení hybridních smykadel kompozit – kov na dynamické vlastnosti sestavy. Oproti jiným smykadlům zde bylo použito kompozitu na bázi částic (kameniva, pryže) s pojivem na bázi epoxidových matric. Zkušební tělesa s tímto kompozitem (demonstrace Obr. 142, Obr. 143) navrhnul a částečně zkoušel v rámci disertační práce Vrba [42]. Po obhajobě práce [42] proběhlo další vyhodnocení výsledků, na kterém se podílel autor této

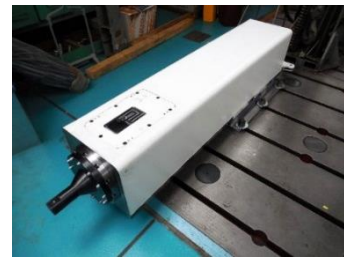
předložené práce, a které bylo provedeno analogickým způsobem k porovnání vlastností kompozitních a hybridních vláknových kompozitů této práce.



Obr. 142: Ocelové profily vyplňované částicovým kompozitem. [A2]



Obr. 143: Řez hybridní strukturou smykadla (šedá – ocel, oranžová – kompozit). [42].



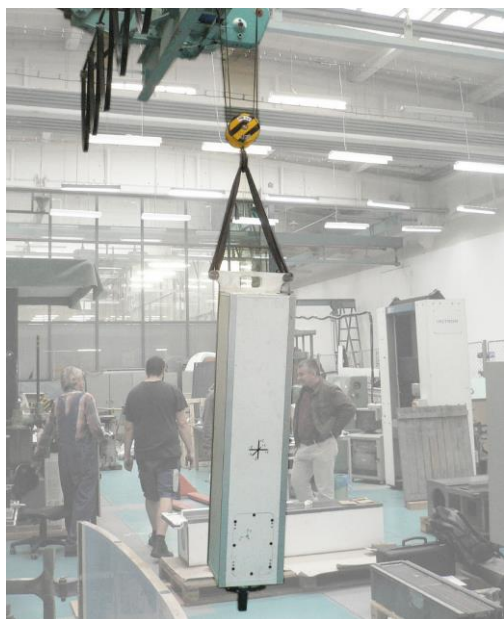
Obr. 144: Uložení smykadel pro měření EMA. [42] [A2]

Pro vyhodnocení vlivu částicového kompozitu v hybridní struktuře na tlumení těles byly zkoušeny vzorky v následujícím výčtu. Všechna tělesa měla stejné vnější rozměry a připojovací rozhraní. Podrobnější popis je uveden v [A2].

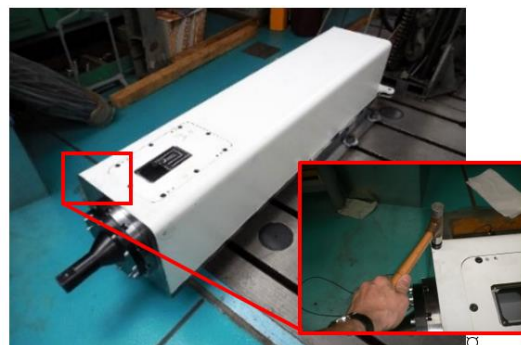
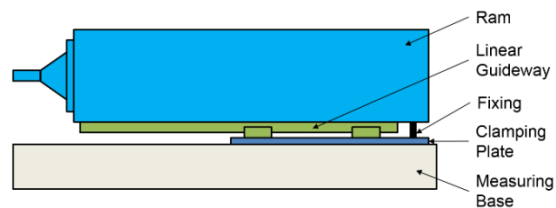
- Referenční ocelové smykadlo původní konstrukce používané v obráběcím centru
- Modifikované ocelové smykadlo s upraveným žebrováním (Obr. 143), které umožňovalo vyplnění dutin částicovým kompozitem.
- Hybridní smykadlo na bázi modifikovaného ocelového s výplní z částicového kompozitu na bázi pryže a epoxidu (značeno REC, měrná hmotnost  $\rho \sim 500 \div 700 \text{ kg.m}^{-3}$ , modul pružnosti  $E \sim 30 \div 100 \text{ MPa}$ ).
- Hybridní smykadlo na bázi modifikovaného ocelového s výplní z částicového kompozitu na bázi pryže, kameniva a epoxidu (značeno REC, měrná hmotnost  $\rho \sim 1200 \div 1700 \text{ kg.m}^{-3}$ , modul pružnosti  $E \sim 2000 \div 4000 \text{ MPa}$ ).

Srovnatelně, jako u hybridních smykadel z kapitoly 7.2, byla tato zkušební tělesa vyhodnocena pomocí EMA měřením samotných těles a měřením sestavy tělesa a připojovacích rozhraní. Při měření samotných těles byla smykadla zavěšena pomocí popruhu na zadním konci smykadla, viz Obr. 145. Vliv tlumení nosné struktury a spojovacích rozhraní byl zkoušen v provizorním uložení, kde bylo použito 2 párů hnízd valivého vedení. Hnízda byla pomocí ocelové desky uložena k ocelovému roštu zkušební laboratoře, zároveň byl pomocí šroubované ocelové příruby omezen výsuv smykadla. Schéma uložení je na Obr. 146. I přes značná zjednodušení, zahrnovala tato zkušební sestava vliv tlumení nosné struktury (ocel, kompozit) a tlumení hnízd valivého vedení, případně šroubované příruby, na výsledné dynamické chování.

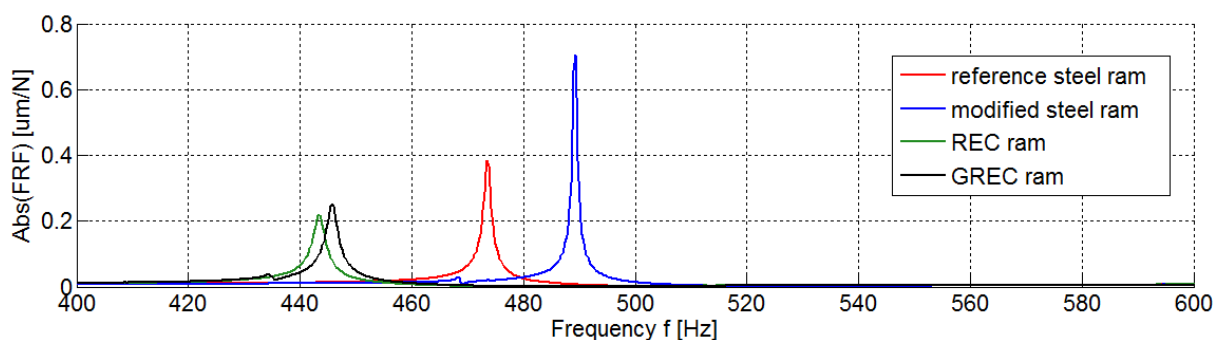
Ze zkoušek byly vyhodnoceny hodnoty vlastních frekvencí a jim příslušející útlumy a hodnoty frekvenčních přenosových funkcí dynamické poddajnosti. Výsledky ze zkoušek samotných těles jsou uvedeny na Obr. 147, kde je porovnání frekvenční přenosové funkce amplitudy poddajnosti a v Tab. 39. Výsledky ze zkoušek zjednodušené sestavy jsou analogicky zpracovány a uvedeny na Obr. 148 a v Tab. 40.



Obr. 145: Uložení hybridního smykadla pro EMA samotného tělesa. [A2]



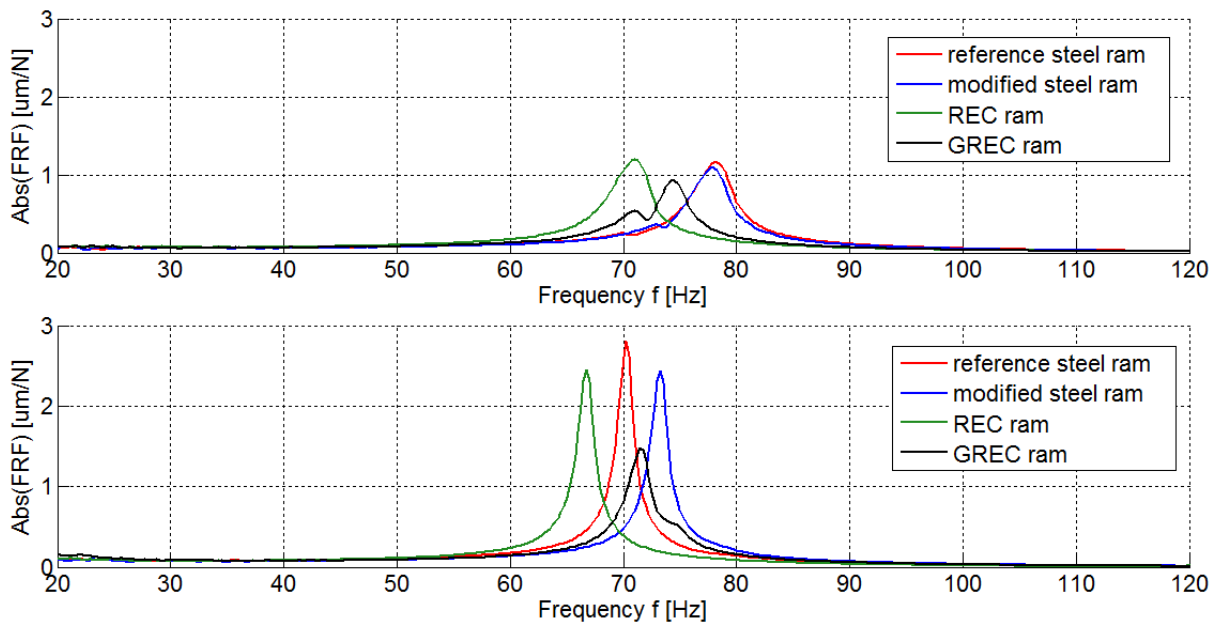
Obr. 146: EMA hybridního smykadla s vlivem spojovacích rozhraní. [A2]



Obr. 147: Porovnání dynamické poddajnosti při EMA samotných těles. [A2]

Tab. 39: Porovnání tlumení, frekvencí a poddajnosti z EMA samotných smykadel. [A2]

|                                 | Tlumení           | První ohybový mód  |                       | Poddajnost                      | Hmotnost |
|---------------------------------|-------------------|--------------------|-----------------------|---------------------------------|----------|
|                                 | $\zeta_{avg}$ [%] | $f_{bending}$ [Hz] | $\zeta_{bending}$ [%] | $ H _{max}$ [ $\mu\text{m/N}$ ] | $m$ [kg] |
| Ocel – referenční těleso        | 0,09              | 489                | 0,05                  | 0,71                            | 478      |
| Modifikované ocelové smykadlo   | 0,24              | 474                | 0,14                  | 0,39                            | 426      |
| Hybridní smykadlo se směsí REC  | 0,92              | 443                | 0,25                  | 0,22                            | 513      |
| Hybridní smykadlo se směsí GREC | 0,45              | 446                | 0,16                  | 0,26                            | 608      |



Obr. 148: Porovnání dynamické poddajnosti při EMA hybridních smykadel v zjednodušené sestavě (nahore – buzení ve vertikálním směru, dole – buzení v horizontálním směru). [A2]

Tab. 40: Porovnání tlumení, frekvencí a poddajnosti z EMA samotných smykadel. [A2]

|                                 | Tlumení | Buzení ve vertikálním směru |                     | Buzení v horizontálním směru |                     |
|---------------------------------|---------|-----------------------------|---------------------|------------------------------|---------------------|
|                                 |         | $\zeta_{avg}$ [%]           | $\zeta_{ohybA}$ [%] | $ H _{max}$ [um/N]           | $\zeta_{ohybB}$ [%] |
| Ocel – referenční těleso        | 0,83    | 0,76                        | 1,20                | 1,56                         | 2,80                |
| Modifikované ocelové smykadlo   | 1,24    | 0,72                        | 1,10                | 1,64                         | 2,40                |
| Hybridní smykadlo se směsí REC  | 1,25    | 0,92                        | 1,2                 | 1,49                         | 2,45                |
| Hybridní smykadlo se směsí GREC | 1,51    | 1,35                        | 0,92                | 1,58                         | 1,48                |

Analogicky jako u hybridních smykadel kov – vláknový kompozit lze z provedených zkoušek smykadel kov – částicový kompozit vyhodnotit následující závěry, viz [A2]:

- U samotných těles došlo záměnou konstrukčního materiálu z oceli na hybrid ocel – částicový kompozit k násobnému zvýšení tlumení ( $\zeta=0,09$  % ocel,  $\zeta=0,45-0,9$  % hybrid, dle typu výplně). K výraznému zvýšení tlumení došlo ale i konstrukční změnou u ocelového svařence, kdy se změna žebrování projevila nárůstem průměrného tlumení na  $\zeta=0,24$  %.
- Výplňové směsi částicového kompozitu tak nabízí potenciál pro výrazné zvýšení tlumení těles. Na druhou stranu se přidaná hmotnost částicového kompozitu projevuje v snížení hodnot frekvencí. Mechanické parametry použitých částicových kompozitů se málo projeví ve zvýšení tuhosti.
- Při vyhodnocení tlumení a dynamické poddajnosti zjednodušené sestavy smykadel a spojovacích rozhraní, lze učinit téměř totožné závěry jako u hybridních smykadel kov – vláknový kompozit.
  - Původně násobné zvýšení tlumení samotných těles se vlivem tlumení spojovacích rozhraní téměř neprojeví ve zvýšeném tlumení sestavy s vysoce



zatlumeným nosným dílcem. Hodnoty tlumení sestavy s hybridním tělesem jsou porovnatelné s výsledky tlumení sestavy s modifikovaným svařencem. Snížení - zvýšení tlumení sestavy s hybridním smykadlem vůči tlumení sestavy s ocelovým smykadlem je zde odvislé od směru buzení a provedení vyhodnocení tlumení (průměr, výběr konkrétního módu).

- Z hlediska dynamické tuhosti vychází nejlépe hybridní smykadlo s částicovým kompozitem typu GREC, který má vyšší tuhost než kompozit REC.
- Lze očekávat, že vliv tlumení nosného materiálu těles by byl ještě méně významný, pokud by zkoušky sestavy byly provedeny s využitím reálného obráběcího stroje nebo jeho konstrukčního uzlu s větším podílem tlumení spojovacích rozhraní na dynamických vlastnostech sestavy.

## 7.5 Závěry z experimentálního vyhodnocení vlivu zvýšeného tlumení komponenty na tlumení a dynamickou poddajnost sestavy

### 7.5.1 Parametry tlumení

Jedním z výstupů práce jsou hodnoty tlumení nosných těles (smykadel), které byly získány vyhodnocením experimentálních zkoušek samotných.

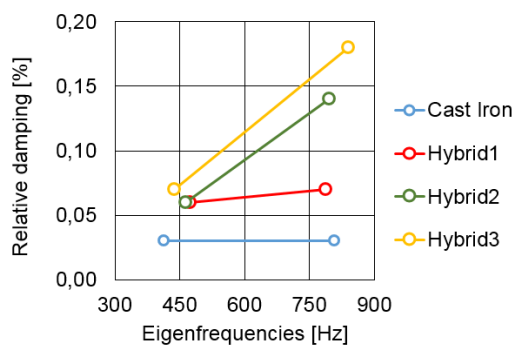
- Samotná nosná tělesa z izotropního materiálu (ocel, litina) měla průměrné tlumení přibližně okolo hodnot  $\zeta=0,04-0,1$  %
  - platné pro ocelová smykadla 350x350x1200 ( $\zeta=0,05-0,10$  %)
  - referenční modelové smykadlo 170x170x1265 z tvárné litiny ( $\zeta=0,04$  %)
  - prototyp hybridního smykadla 400x420x2530 z tvárné litiny ( $\zeta=0,10$  %)
- Celokompozitní smykadla
  - Navíjené kompozitní smykadlo 350x350x1200 mělo průměrné tlumení 4násobně vyšší, než bylo tlumení referenčních ocelových smykadel ( $\zeta=0,40$  %)
  - Deskové kompozitní smykadlo 230x275x1100 mělo průměrné tlumení řádově vyšší, než bylo tlumení ocelových / litinových smykadel vlivem tlumících vrstev. Bylo vyhodnoceno průměrné tlumení  $\zeta=2,70$  %, nicméně měření bylo více ovlivněno okrajovými podmínkami než u předešlých těles. Další měření ukazují, že tlumení celokompozitních struktur s integrovanými tlumícími vrstvami se může pohybovat v rozmezí  $\zeta=1 - 3$  %.
  - Mimo výše uvedené výsledky byly dále publikovány výsledky celokompozitního smykadla deskové struktury z kapitoly 6.2. Samotné kompozitní těleso mělo zhruba 20násobně vyšší tlumení na prvním ohybovém tvaru než referenční ocelový svařenec. [A7]

- Hybridní smykadla na bázi vnějšího pláště (tvárná litina) a vnitřní kompozitní výztuže o rozměrech 170x170x1265
  - Průměrné tlumení ( $\zeta=0,08 - 0,13 \%$ ) bylo 2 až 3násobně vyšší než u referenčního smykadla z tvárné litiny ( $\zeta=0,04 \%$ ). Nejnižší tlumení bylo u celokompozitní výztuže bez tlumících vrstev.
- Prototyp hybridního smykadla na bázi vnějšího pláště (tvárná litina) a vnitřní kompozitní výztuže o rozměrech 400x420x2530
  - Průměrné tlumení ( $\zeta=0,33 \%$ ) bylo 3násobně vyšší než u referenčního smykadla z tvárné litiny ( $\zeta=0,10 \%$ ). Nejnižší tlumení bylo u celokompozitní výztuže bez tlumících vrstev.
  - Tlumení bylo vyšší než u modelových vzorků. Mimo okrajových podmínek zde působí i skutečnost, že u prototypu reálného smykadla byla kompozitní výztuž vlepena v celé délce nosného tělesa, zatímco u modelových hybridních smykadel byla výztuž pouze do přibližně 2/3 délky.

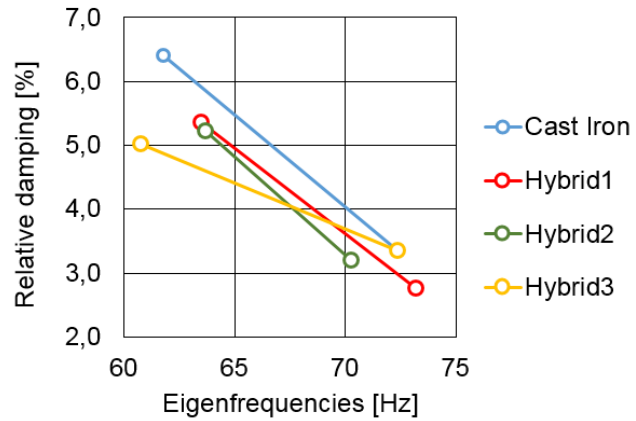
## 7.5.2 Vliv tuhosti a tlumení v sestavě těles – dílčí závěry experimentálních zkoušek

Zcela zásadním poznatkem je vyhodnocení modálních vlastností nosných těles a sestav a porovnání dynamické tuhosti a tlumení referenčních izotropních a nově navržených kompozitních – hybridních dílců bez vlivu a s vlivem uložení. Následující závěry odpovídají na otázku, jestli je možné navrhovat nosné dílce nových strojů s redukovanou hmotností a částečně redukovanou statickou tuhostí, která by zároveň byla kompenzována výrazně vyšším tlumením dílce.

- Demonstrace porovnání tlumení je na Obr. 149 a Obr. 150 pro hybridní modelová smykadla v konfiguraci bez vlivu uložení a s vlivem uložení zkušebního stroje, který má spojovací rozhraní obvyklé v obráběcích strojích. Vlivem montáže, tlumení spojovacích rozhraní stroje a dalšími efekty byl vliv zvýšeného tlumení samotných hybridních komponent zcela potlačen a paradoxně bylo nejvyšší tlumení vyhodnoceno u sestavy s litinovým dílcem, který samotný měl tlumení nejnižší. Uvedené výsledky platí při porovnání těles, jejichž spojovací rozhraní pro upevnění smykadla i upevnění náhrady vřetene byly zcela totožné a netrpěly žádnými problémy s lokální tuhostí, které by mohly nastat u celokompozitních dílců. [A2]

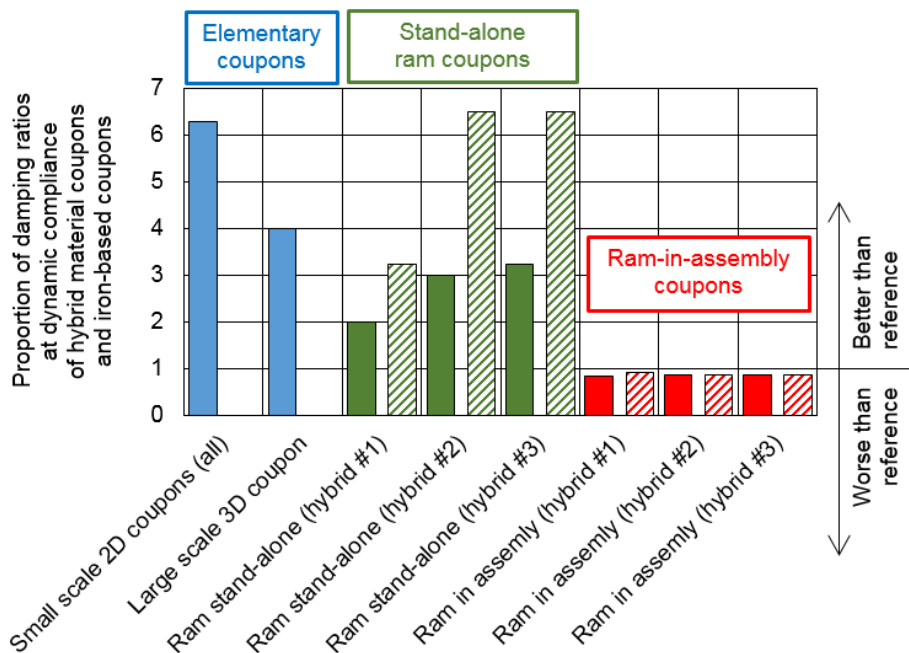


Obr. 149: Porovnání tlumení na první a druhém vlastním tvaru zavěšených modelových smykadel. [A2]



Obr. 150: Porovnání tlumení na první a druhém vlastním tvaru modelových smykadel upnutých do standu zkušebního stroje. [A2]

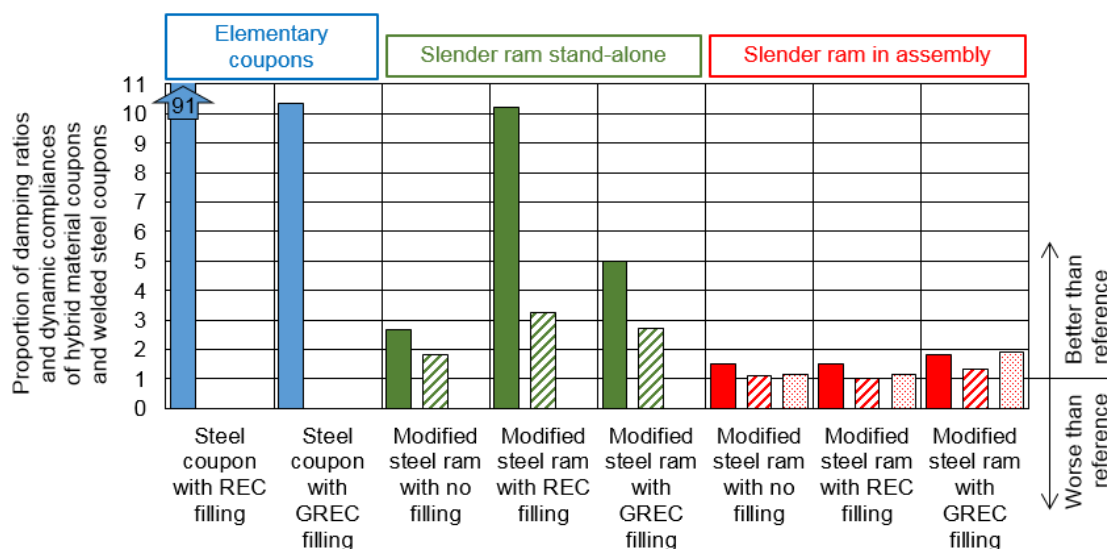
- Porovnání změny tlumení, které bylo vyhodnoceno poměrem tlumení tělesa nové materiálové struktury vůči referenčnímu izotropnímu tělesu, je uvedené na Obr. 151. V porovnání jsou přidány referenční laminátové 2D vzorky (modrý sloupec zcela vlevo), jejichž výsledky byly převzaty z [42]. Jak výsledky Obr. 149 - Obr. 150, tak výsledky Obr. 151 prokazují, že **obecně publikované přínosy** kompozitního materiálu a hybridních struktur (viz rešerše) **vysokého tlumení dílce** jsou z hlediska vlastního nasazení v **sestavě nosných dílců OS irelevantní**.



Obr. 151: Porovnání poměru tlumení kompozitního-hybridního vzorku vůči referenčnímu izotropnímu tělesu na kritické frekvenci (lepší tlumení při poměru vyšším než 1). [A2]

- Podobné závěry byly vyhodnoceny analýzou výsledků hybridních těles na bázi ocelového svařence vyplňovaného částicovým kompozitem. Tato analýza byla stručně popsána v kapitole 7.4. Relativní porovnání vlivu částicového kompozitu a jeho struktury je uvedeno na Obr. 152. Z porovnání na Obr. 152 je opět patrná velmi malá změna tlumení hybridních struktur v měřené sestavě, ačkoliv samotná nosná tělesa

dosahovala až 10násobně vyššího tlumení. Oproti zkoumaným kompozitním tělesům zde došlo alespoň k identifikaci vyššího tlumení sestavy, nicméně tento efekt lze částečně přičíst menšímu vlivu spojovacích rozhraní provizorního upnutí těles. Lze tedy opět říct, že vliv **zvýšeného tlumení těles** byl pro **výsledné tlumení sestavy irelevantní**.



Obr. 152: Porovnání poměru tlumení hybridních struktur ocel – částicový kompozit vůči referenčnímu ocelovému tělesu na kritické frekvenci (lepší tlumení při poměru vyšším než 1). [A2]

Vliv vláknového kompozitu v hybridní struktuře na dynamickou poddajnost je demonstrován v Tab. 41, kde jsou shrnuty vlastnosti samotných hybridních těles z tvárné litiny a vláknového kompozitu (statická tuhost a hmotnost smykadla) s vlastnostmi z měření na zkušebním zařízení ETB-1 (dynamické poddajnost dominantního tvaru při buzení v horizontálním a vertikálním směru a průměrné tlumení sestavy). Výsledky lze uzavřít tak, že pro obráběcí stroje tradiční koncepce je nutno zachovat nebo zvyšovat statickou tuhost a nezvyšovat tlumení dílců pomocí poddajných tlumících vrstev.

Tab. 41: Relativní porovnání hmotnosti, statické tuhosti hybridních smykadel s dynamickou poddajností zkušebního zařízení ETB-1 a průměrným tlumením.

|                   | M [%] | Khoriz. [%] | Kvert. [%] | H1 <br>[μm/N] | H2 <br>[μm/N] | ζ1-5<br>comparison |
|-------------------|-------|-------------|------------|---------------|---------------|--------------------|
| TMN4<br>Cast Iron | 100   | 100         | 100        | 0,47          | 0,87          | 100%               |
| TMN1<br>Hybrid #1 | 73,3  | 99,4        | 103,2      | 0,63          | 0,93          | 84%                |
| TMN2<br>Hybrid #2 | 73,0  | 87,8        | 92,3       | 0,78          | 1,0           | 86%                |
| TMN3<br>Hybrid #3 | 72,6  | 83,6        | 84,8       | 0,79          | 0,99          | 86%                |

## 8 Výpočtové posouzení vlivu tuhosti, hmotnosti a tlumení nosných dílců na dynamické vlastnosti sestavy nosných dílců stroje

Na experimentální posouzení vlivu tuhosti a tlumení nových materiálových struktur nosných dílců navazuje v této kapitole výpočtová analýza – posouzení přínosu vláknových kompozitů u smykadel obráběcích strojů. V rámci této kapitoly byla analýza zaměřena převážně na hybridní struktury na bázi vnějšího kovového pláště a vnitřní kompozitní výztuže. A to z důvodu, že výsledky z provedených měření i výpočtů samotných hybridních struktur ukazují větší potenciál pro zvýšení užitečných vlastností obráběcích strojů, než je tomu u celokompozitních smykadel.

Cílem provedených prací bylo sestavit výpočtový model, který umožňuje specifikovat vliv tuhosti a tlumení nosného dílce na dynamické vlastnosti sestavy. Následně tento model použít na analýzu přínosů představených hybridních - kompozitních těles na dynamické vlastnosti sestavy obráběcího stroje a vytvoření závěrů ohledně aplikace hybridních nosných těles na bázi kompozit – kov.

Pro splnění požadovaných kroků byly v rámci předložené práce provedeny následující body výzkumu:

- Sestaven model pro dynamické chování stroje, který využívá tlumení jednotlivých komponent a spojovacích rozhraní. (popis v kapitole 4.2.4).
- Identifikovány parametry tlumení nosných komponent z výsledků experimentálních zkoušek (kapitola 6 a 7).
- Použití metodiky pro modelování silnostěnných kompozitních nebo hybridních struktur kompozit – kov (kapitola 6) pro spolehlivý výpočtový model kompozitního – hybridního tělesa v sestavě modelovaného obráběcího stroje.
- Aplikace na vybrané sestavy nosných dílců obráběcího nebo zkušebního stroje s odvozením závěrů pro přínos vláknových kompozitů v konstrukci smykadel obráběcích strojů.

Poslední bod, aplikace na vybrané sestavy nosných dílců stroje, byl proveden u obráběcího stroje s prototypem hybridního smykadla o rozměrech 400x420x2530 (vše mm). Dále byla provedena analýza zkušebního zařízení ETB-1 s modelovými hybridními smykadly o rozměrech 170x170x1265 (vše mm).

Výsledky a postupy této kapitoly byly publikovány v [A19], [A20], [A22] a [A9].

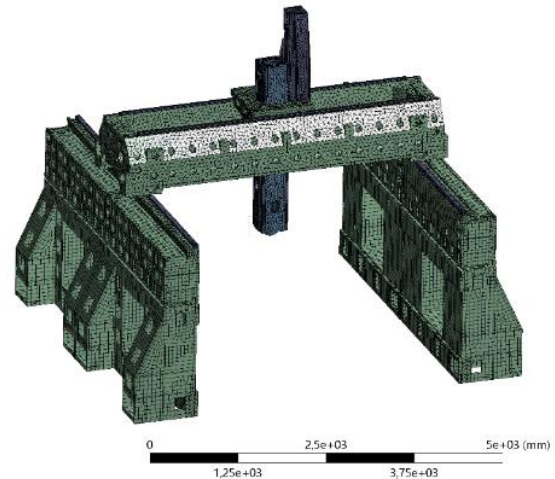
### 8.1 Metoda analýzy vlivu tlumení a tuhosti nosných komponent na dynamické chování sestavy obráběcího stroje

Problematika predikce dynamického chování sestavy dílců je v rámci MKP běžně řešená například pomocí harmonické analýzy. Z hlediska tvorby matice tlumení je používán zejména Rayleighův model tlumení, který přiřazuje parametr  $\alpha$  a  $\beta$  celé sestavě těles. Další možností je přiřadit poměrné tlumení  $\zeta$  – opět celému modelu. K těmto tradičním nástrojům zabudovaných v komerčně dostupných programech pro MKP lze přiřadit i další postupy, jako je například využití modální analýzy s exportem vlastních tvarů a frekvencí do stavového prostoru a využití následného zadání proporcionálního tlumení na redukovanou sestavu, jak bylo popsáno v kapitole 4.2.3.

Na Obr. 153 je sestava nosné struktury stroje MCV 7032, MKP model sestavy je na Obr. 154. S využitím výše prezentovaných přístupů je možné analyzovat vliv změny tuhosti a hmotnosti jednotlivých nosných komponent na celkovou dynamickou tuhost stroje, a to z hlediska změny amplitudy dynamické tuhosti a frekvenčního posuvu v rámci zkoumaného rozsahu frekvenční přenosové funkce. **Neumožňují ale analyzovat, jak se projeví změna tlumení jednotlivé nosné komponenty na průběhu dynamické tuhosti, neboť tlumení specifikují na celou sestavu.**



Obr. 153: Stroj MCV 7032 v provedení s litinovým příčnickem.



Obr. 154: MKP - model stroje MCV 7032 v konfiguraci s litinovým příčnickem.

Pro umožnění analýzy vlivu tlumení komponent byl navržen mnohem komplikovanější postup výpočtu dynamické tuhosti sestavy, který umožnil přiřadit jednotlivým složkám výpočtového modelu parametr tlumení  $\zeta$ . Tento postup je podrobně popsán v metodice řešení práce v kapitole 4.2.4 a zde je stručně nastíněn.

Zvolený přístup spočívá v sestavení matice tlumení v modálních souřadnicích dle vztahu (25), kde pod indexem  $j$  vystupuje jednotlivá složka výpočtového modelu. Složkou modelu je zde myšlena jednotlivá nosná komponenta nebo komponenta spojovacích rozhraní. Výhoda tohoto řešení spočívá v možnosti specifikovat jednotlivou část výpočtového modelu (jednotlivé nosné dílce nebo jednotlivá spojovací rozhraní – tuhostní náhrady hnízd valivých vedení, tuhostní náhrady pohonů) a přiřadit jim parametr tlumení. Přičemž celková matice tlumení je následně výsledkem tuhosti a tlumení jednotlivých komponent.

$$[\Phi]^T [C] [\Phi] = [\Phi]^T \sum_{j=1}^m \left( \frac{2\zeta_j}{\omega} \right) [K_j] [\Phi], \quad (25)$$

Nevýhody tohoto přístupu jsou analyzovány v kapitole 4.2.4. Je to zejména zjednodušení tlumení nosných komponent na průměrnou hodnotu poměrného útlumu  $\zeta$ . Je obecně známo, že každý vlastní tvar kmitání má své vlastní průměrné tlumení. Obvykle se udává, že parametry Rayleighova tlumení  $\alpha$ ,  $\beta$  lze určit z hodnoty poměrného tlumení  $\zeta$  dvou vlastních tvarů. Další nevýhodou tohoto přístupu je v problematickosti diagonality matice tlumení získané tímto přístupem. Nevýhodou je také zanedbání nelinearity v chování sestavy nosných dílců, ke které dochází u reálných sestav například vlivem tření a jiných příčin nelinearity tuhostního chování spojovacích rozhraní.

Na tento model lze tedy pohlížet jako na matematickou aproximaci dynamického chování stroje. S vědomím uvedených zjednodušení lze tento postup použít jako nástroj, jak vůči sobě porovnat dynamické chování sestavy nosných dílců s možností změny tlumení jednotlivých dílců.

Výpočtový model sestavy obráběcího stroje, viz příklad z Obr. 154, se obecně skládá z:

- Jednotlivých nosných dílů sestavy
  - Smykadlo
  - Saně
  - Příčník
  - Lože
  - Případně vřetena, nástroje, náhonové hřídele, atd.
- Komponent spojovacích rozhraní a pohonů
  - Kolejnice vedení, hřebeny, atd.
  - Náhrady hnízd valivých vedení, případně náhrady kluzných vedení
  - Náhrady pohonů (kuličkové šrouby, pastorky, atd.)

Vstupem do vztahu ( 25 ) je pak příspěvek  $K_j$  jednotlivého modelovaného nosného dílce nebo komponenty spojovacích rozhraní, případně pohonů, do globální matice tuhosti  $K$ . Dalším vstupem je poměrné tlumení  $\zeta_j$  dané části sestavy. Pracnost tohoto řešení spočívá v nutnosti spolehlivě identifikovat jednotlivé části  $K_j$  z matice tuhosti  $K$  celkového modelu. Pro dané účely bylo po řadě testovacích zkoušek vyhodnoceno, že nejlepší postup pro vytvoření matic  $K_j$  je:

- A. Pro všechny komponenty modelované pomocí objemových, skořepinových nebo nosníkových prvků vytvořit matici  $K_j$  pomocí exportu z matice tlumení  $C$  sestavy, která byla získána z modální analýzy sestavy se zadáním tlumení  $\beta_j$  pouze pro danou komponentu. Následně pak vypočítat  $K_j = C/\beta_j$ .
- B. Pro náhrady spojovacích rozhraní, které jsou tvořené pružinovými prvky (hnízda valivých vedení, kuličkové šrouby, spoj pastorek – hřeben, uložení stroje k zemi) vytvořit matici  $K_j$  pomocí rozdílu globálních matic dle vztahu  $K_j = K^* - K$ , kde  $K$  je globální matice tuhosti sestavy a  $K^*$  je globální matice tuhosti sestavy, která byla vytvořena s dvojnásobným zvýšením tuhostí pružinových prvků daného spojovacího rozhraní.

Postup dle B se obecně nabízí i pro nosné komponenty, kdy by matice  $K^*$  byla vytvořena změnou modulu pružnosti – dvojnásobným zvýšením jeho hodnoty. Bez ohledu na rozdíl v modelování izotropních materiálů ( $E, \nu$ ) a ortotropních materiálů ( $E_1, E_2, E_3, G_{12}, G_{13}, G_{23}, \nu_{12}, \nu_{13}, \nu_{23} \dots$ ) a diskuzi, jak postupovat u ortotropních materiálů, je ale tento postup problematický. V případě změny modulu pružnosti jednotlivých komponent může dojít v rámci optimalizace numerického řešení k změně rozměru matice tuhosti a hmotnosti v daném MKP programu (zde konkrétně ANSYS Mechanical). To ale způsobuje, že do vztahu ( 25 ) by pro jednotlivé komponenty vstupovala matice  $K_j$  odlišných velikostí a vztah by nebyl řešitelný. Z daného důvodu byl po řadě zkoušek zvolen postup pro nosné komponenty dle A, pro tuhostní náhrady postup dle B.

Výpočet dynamické tuhosti je pak proveden ve vybraných bodech sestavy (například v místě náhrady nástroje) řešením rovnice ( 26 ).

$$[I]\{\ddot{y}\} + [\Phi]^T [C] [\Phi]\{\dot{y}\} + [A^2]\{y\} = [\Phi]^T\{F\}. \quad ( 26 )$$

Parametry poměrného tlumení  $\zeta_j$  nosných těles, které vstupují do vztahu ( 25 ) byly určeny z výsledků experimentální modální analýzy samotných těles z odlišných konstrukčních materiálů (kompozit různé skladby, litiny, ocelové svařence) s využitím získaných průměrných hodnot poměrných útlumů. Tyto výsledky jsou shrnuty v 7.5.1. Parametry tlumení tuhostních náhrad spojovacích rozhraní komponent, uložení stroje na základ, atd., byly odhadnuty na základě numerických zkoušek. Cílem pro odhad parametrů spojovacích náhrad bylo naladit dané parametry spojovacích rozhraní tak, aby na zvoleném tvaru s významnou amplitudou dynamické poddajnosti bylo dosaženo poměrné hodnoty tlumení celé sestavy stroje v očekávané hodnotě (například  $\zeta=3\%$ , které odpovídá tlumením očekávaným ze zkušeností z experimentů). Demonstrace je uvedena v [A19] a [A9], kde jsou uvedeny použité parametry tlumení nosných komponent a spojovacích rozhraní, odhadnutých pro funkčnost modelu.

Navržený postup výpočtu umožňuje analyzovat vliv tlumení jednotlivých prvků sestavy MKP modelu na celkovou dynamickou tuhost sestavy. V případě, že je všem prvkům sestavy modelu přiřazena stejná hodnota tlumení, jsou výsledky výpočtu shodné se standardně používaným postupem představeným v kapitole 4.2.3.

## 8.2 Vliv kompozitní výztuže hybridního smykadla obráběcího centra

Vliv tuhosti a tlumení hybridního smykadla o vnějších rozměrech 400x420x2530 (vše v mm) byl analyzován na obráběcí stroji řady MCV 7032 společnosti TAJMAC-ZPS. Tento stroj typu horní gantry umožňuje obrábění obtížně obrobitelných materiálů. Existuje více variant stroje z hlediska nosné struktury. V rámci zkoušek byla převážně testována konfigurace stroje s litinovým příčnickem (šedá litina) a litinovým nebo hybridním smykadlem (tvárná litina), stroj v této konfiguraci je na Obr. 153. Dále existuje konfigurace stroje s příčnickem jako ocelovým svařencem, viz Obr. 155. Tato konfigurace byla zkoušena v kombinaci s litinovým smykadlem.



Obr. 155: Stroj MCV 7032 v provedení s ocelovým příčnickem.

V rámci výpočtové analýzy tohoto stroje byl posuzován prototyp hybridního smykadla, jehož konstrukce a výpočtový model byly popsány v kapitole 6.4 a výsledky experimentální modální analýzy v kapitole 7.3.

- V rámci analýzy přínosu kompozitních materiálů byl sestaven výpočtový model na bázi MKP. Ten byl použit pro porovnání statické tuhosti a modálních vlastností sestavy stroje s odlišnými materiálovými strukturami nosných dílců. V rámci tvorby



hybridních komponent byly použity ověřené postupy modelování silnostěnných kompozitních výztuží, které byly prezentovány v kapitole 6.

- Na vybraném modelu sestavy stroje byl sestaven představený výpočtový model, který umožnil posoudit vliv změny tlumení smykadla na dynamickém chování stroje, postup byl popsán v kapitole 4.2.4. A bylo provedeno vyhodnocení vlivu tlumení jednotlivých nosných komponent na dynamické vlastnosti sestavy stroje.
- Dále byly provedeny výpočty porovnání frekvenčních přenosových funkcí dynamické poddajnosti sestavených s pomocí modální redukce, kde ve stavovém prostoru byly přiřazeny hodnoty proporcionálního tlumení na celou sestavu stroje, postup byl popsán v kapitole 4.2.3.

### 8.2.1 Popis MKP modelu

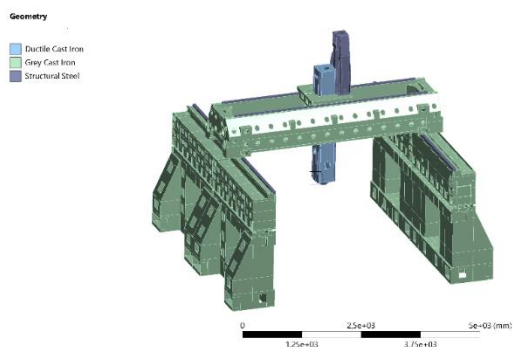
Základní výpočtový model celého sestavy nosných dílů struktury stroje je na Obr. 156. Pro porovnání se základní konfigurací stroje je na Obr. 157 zobrazena geometrická konfigurace stroje s ocelovým příčnickem a litinovým smykadlem. Výpočtové modely byly vytvořeny pro použití v prostředí ANSYS Workbench. V rámci modelu nebyl modelován betonový základ, na kterém byl stroj sestaven. Podrobný popis modelu je v [A22].

Sestava stroje byla vytvořena z následujících komponent:

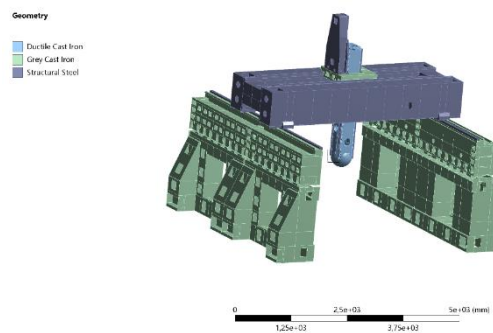
- Základ
  - Spodní a horní část základu z šedé litiny
  - Náhrady kolejnic a hřebenů osy X z oceli
- Příčnick
  - Těleso příčnicku (zde litina, dále také ocelový svařenec)
  - Náhrady kolejnic a kuličkového šroubu osy Y z oceli
- Ořech
  - Těleso ořechu z šedé litiny
  - Konzole pro uchycení kuličkového šroubu pro osu Z z oceli
- Smykadlo
  - Těleso smykadla z tvárné litiny s případným doplněním o vnitřní kompozitní výztuž
  - Náhrady kolejnic a kuličkového šroubu osy Z z oceli
- Spojovací rozhraní
  - Tuhostní náhrady vozíků kolejnic lineárního vedení
  - Tuhostní náhrady kuličkového šroubu osy Z a osy Y
  - Tuhostní náhrady pastorků pohonu osy X.

Celkově byly analyzovány 3 konfigurace stroje z hlediska nosných dílců sestavy:

- Příčnick šedá litina, smykadlo tvárná litina.
- Příčnick šedá litina, smykadlo hybridní konstrukce tvárná litina – vláknový kompozit.
- Příčnick ocelový svařenec, smykadlo tvárná litina.

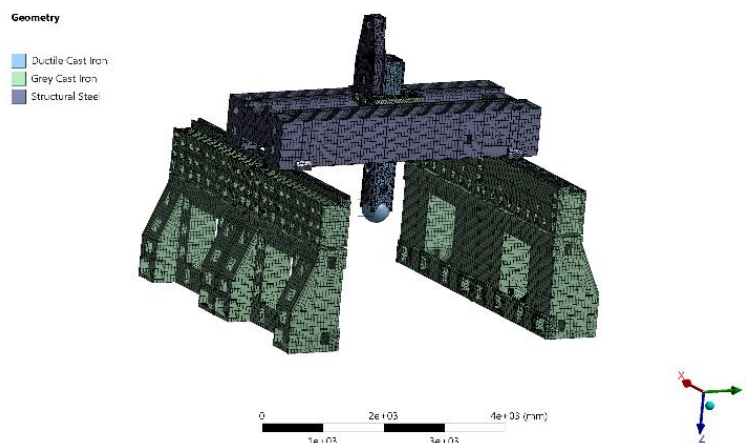


Obr. 156: Geometrická konfigurace nového modelu sestavy MCV 7032 s litinovým příčnickem.



Obr. 157: Geometrická konfigurace nového modelu sestavy MCV 7032 s ocelovým příčnickem.

Pro výpočty byl model stroje ve všech konfiguracích nosných struktur vytvořen s vysunutím osy Y do poloviny pracovního rozsahu a vysunutím čela smykadla o 1040 mm vůči spodní stěně ořechu (Z +490). MKP modely obou konfigurací jsou na Obr. 154 a Obr. 158

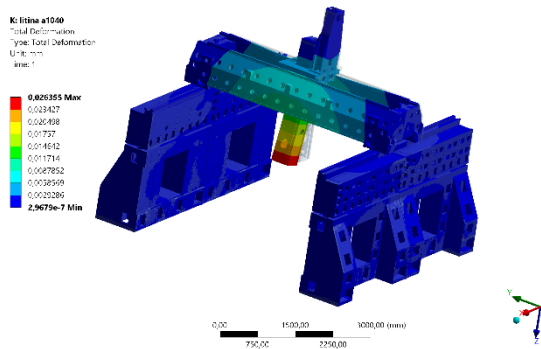


Obr. 158: MKP - model stroje MCV 7032 v konfiguraci s ocelovým příčnickem.

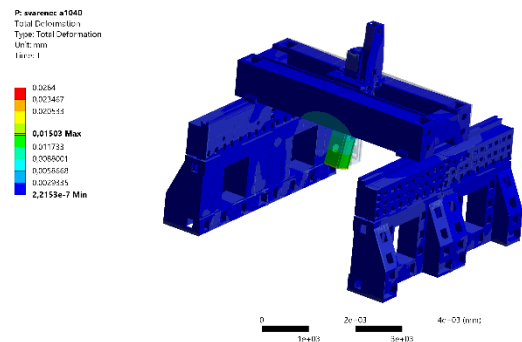
## 8.2.2 Statická tuhost

Statická tuhost byla vypočtena s využitím zatížení silou ve směru osy X, Y nebo Z, která byla zadána do místa náhrady nástroje (rozvedena na čelo smykadla). Hodnoty posuvů v místě náhrady elektrovřetene jsou pro 3 základní konfigurace stroje uvedeny v Tab. 42, všechny konfigurace byly analyzovány s vyložení 1040 mm čela smykadla od spodní stěny saní.

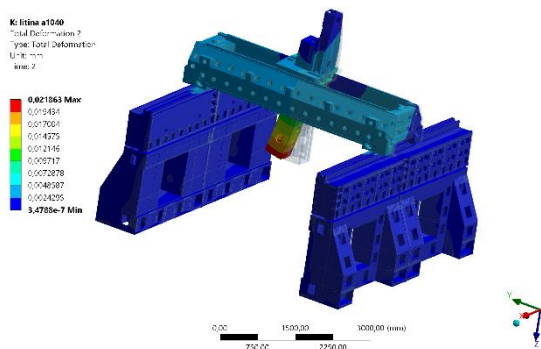
Konfigurace stroje s ocelovým příčnickem byla výrazně tužší při zatížení ve směru osy X. Snížení průhybu v místě náhrady vřetene bylo dosaženo výraznou redukcí torzní deformace příčnicku, která ovlivňuje natočení skupiny saně – smykadlo. Při zatížení ve směru osy Y je rozdíl výrazně menší – zde se ukazuje, že chování při zatížení ve směru osy Y je dominantně určeno převážně jinými nosnými díly než smykadlo a příčnick stroje. Porovnání deformovaných tvarů konfigurace příčnick – litina / smykadlo-litina s konfigurací příčnick – svařenec / smykadlo – litina je zobrazeno na Obr. 159 až Obr. 164. S využitím stejné barevné škály pro obě konfigurace lze u zátěžného módu ve směru X vidět zásadní rozdíl v chování sestavy s ocelovým příčnickem, který se v porovnání s litinovým příčnickem téměř nedeformuje. Chování struktury s litinovým příčnickem a hybridním smykadlem bylo z hlediska pole deformací podobné jako chování struktury s litinovým příčnickem a smykadlem.



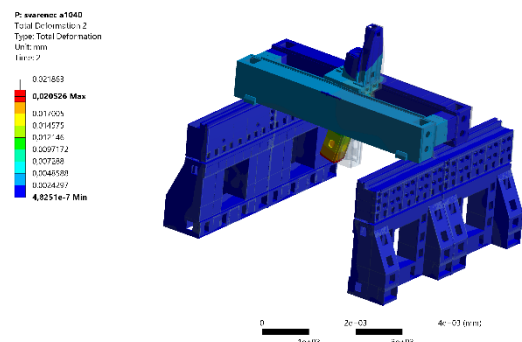
Obr. 159: Deformace stroje litina - příčník, litina - smykadlo při zatížení  $F_x = 1 \text{ kN}$ .



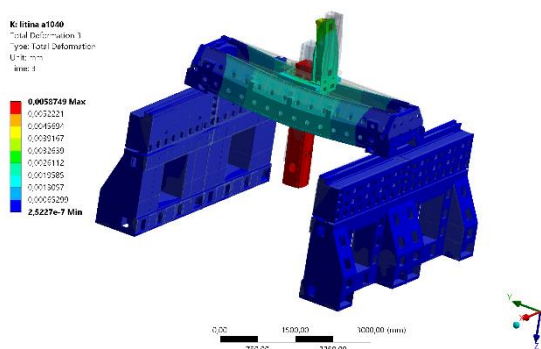
Obr. 160: Deformace stroje ocel - příčník, litina - smykadlo při zatížení  $F_x = 1 \text{ kN}$ .



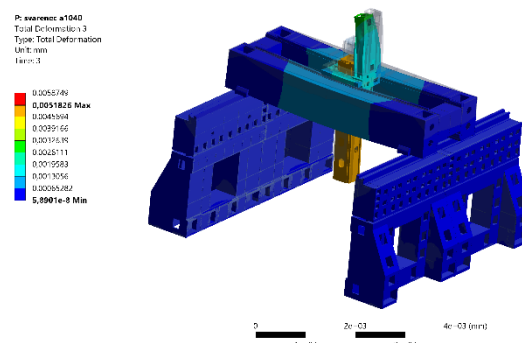
Obr. 161: Deformace stroje litina - příčník, litina - smykadlo při zatížení  $F_y = 1 \text{ kN}$ .



Obr. 162: Deformace stroje ocel - příčník, litina - smykadlo při zatížení  $F_y = 1 \text{ kN}$ .



Obr. 163: Deformace stroje litina - příčník, litina - smykadlo při zatížení  $F_z = 1 \text{ kN}$ .



Obr. 164: Deformace stroje ocel - příčník, litina - smykadlo při zatížení  $F_z = 1 \text{ kN}$ .

Z výsledků je patrné, že **není významný rozdíl v statické poddajnosti** verzí stroje s litinovým nebo hybridním smykadlem. S výjimkou výpočtu se zatížením ve směru výsuvu smykadla je vyztužení vlivem kompozitu na úrovni cca 4 %, pokud se statická tuhost vyhodnocuje na modelu celé nosné struktury stroje.

Tab. 42: Relativní porovnání statické tuhosti základních variant stroje. [A22]

| Konfigurace stroje                               | KFx [%] | KFy [%] | KFz [%] |
|--|---------|---------|---------|
| příčnick šedá litina<br>smykadlo tv. litina      | 100     | 100     | 100     |
| příčnick šedá litina<br>smykadlo hybrid          | 102,4   | 104,7   | 107,0   |
| příčnick ocelový svařenec<br>smykadlo tv. litina | 179,1   | 110,1   | 119,6   |

### 8.2.3 Modální analýza

V rámci modální analýzy bylo porovnáno chování stroje v konfiguraci s litinovým příčnickem a litinovým – hybridním smykadlem. Porovnání vlastních tvarů a frekvencí mezi konfigurací s litinovým nebo hybridním smykadlem je v Příloze na Obr. 222 až Obr. 237. Vlivem konstrukční změny smykadla došlo pouze k frekvenčnímu přeladění sestavy, prvních 8 vlastních tvarů zůstalo beze změny.

Porovnání vlastních frekvencí prvních 8 módu je pro sestavu s litinovým příčnickem, litinovým nebo hybridním smykadlem uvedeno v Tab. 43. Pro porovnání jsou zde uvedeny i frekvence sestavy v konfiguraci ocelový příčnick – litinové smykadlo.

Tab. 43: Porovnání vlastních frekvencí variant sestavy stroje řady MCV.

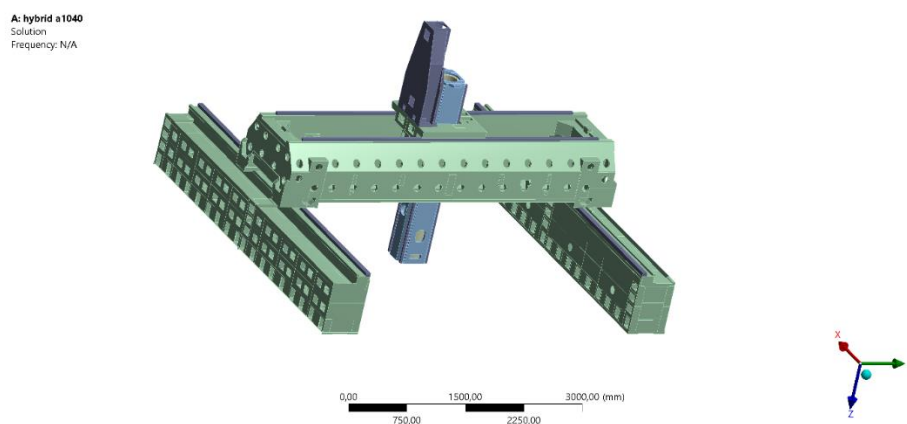
| Mód | $f_{litina}$ [Hz] | $f_{hybrid}$ [Hz] | $f_{ocel-příčnick}$ [Hz] |
|-----|-------------------|-------------------|--------------------------|
| 1   | 25,7              | 26,1              | 28,0                     |
| 2   | 29,2              | 29,5              | 36,2                     |
| 3   | 45,4              | 46,8              | 51,0                     |
| 4   | 46,0              | 47,8              | 53,2                     |
| 5   | 51,3              | 51,4              | 54,2                     |
| 6   | 54,6              | 54,6              | 60,5                     |
| 7   | 58,3              | 60,3              | 61,3                     |
| 8   | 61,5              | 61,5              | 69,0                     |

I přes nárůst hmotnosti hybridního smykadla vůči referenčnímu tělesu došlo k zvýšení vlastních frekvencí nosné skupiny s hybridním smykadlem vlivem vyztužení smykadla. **Nicméně tento posun je zanedbatelný z hlediska celkových hodnot a jejich významu na chování stroje.**

## 8.2.4 Výpočet dynamického chování stroje se zadáním tlumení jednotlivých komponent

Z prezentované analýzy statické tuhosti a modální analýzy lze vyvodit závěry o vlivu změny tuhosti smykadla na chování sestavy stroje. S využitím sestaveného výpočtového postupu (kapitola 4.2.4 a 8.1) je v této kapitole analyzován vliv zvýšeného tlumení nosné struktury na dynamickou tuhost sestavy.

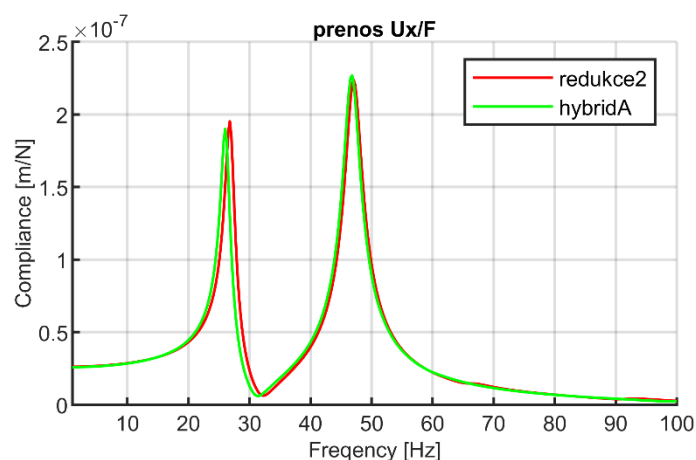
Výpočtová analýza byla provedena s využitím zmenšeného modelu sestavy, viz Obr. 165. V modelu sestavy stroje byla odstraněna spodní část lože a původní spojení horní a dolní části lože pomocí tuhostních náhrad v místě patek bylo modifikováno ze spojení typu „body to body“ na spojení typu „body to ground“. Tj., horní část lože byla pomocí stejných tuhostních náhrad použita pro uložení modelu k tuhé zemi místo původního spojení horní a dolní části lože.



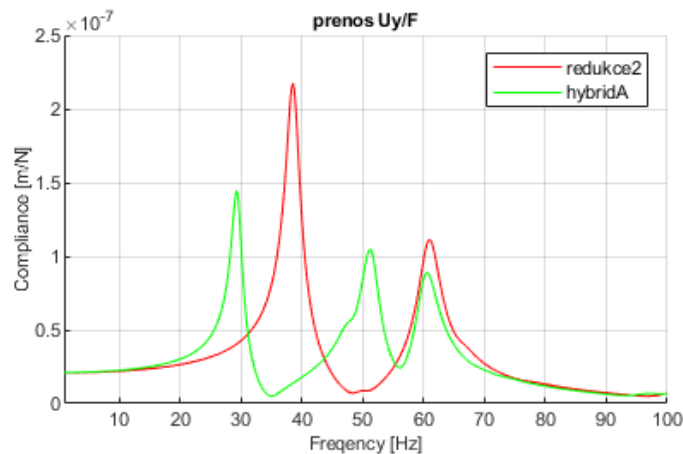
Obr. 165: Zjednodušená část stroje pro výpočet příspěvků tlumení k dynamické poddajnosti.

### Kontrola zjednodušení

Na Obr. 166, respektive Obr. 167, je zobrazeno porovnání predikovaného chování absolutní hodnoty dynamické poddajnosti při buzení ve směru X, respektive Y, kdy bylo porovnáno chování původního celého modelu stroje (hybridA) s modelem zmenšeným o spodní část lože (redukcce2). Výpočty byly pro zjednodušení provedeny s průměrným poměrným tlumením  $\zeta=3\%$  v celém frekvenčním spektru zjednodušeného modelu.



Obr. 166: Porovnání dynamického chování při buzení ve směru osy X modelu celé sestavy stroje a modelu bez spodní části lože.



Obr. 167: Porovnání dynamického chování při buzení ve směru osy Y modelu celé sestavy stroje a modelu bez spodní částí lože.

Jak je z porovnání patrné, při buzení ve směru osy X nedochází zmenšením modelu k významnému rozdílu v predikci chování vůči modelu celkové sestavy a pro směr X je takto provedené zmenšení platné. Při buzení ve směru osy Y jsou patrné velké rozdíly v predikovaných charakteristikách. Výpočty ukázaly, že chování osy Y ve výpočtovém modelu silně ovlivňují komponenty lože a jeho uložení k základu země, zatímco vlivem nosných dílců příčnicku, smykadla a ořechu se dynamické chování významně nemění. Z tohoto důvodu je níže provedená analýza zajímavá pouze při buzení ve směru osy X, při kterém je zmenšený model plně funkční vůči modelu celé sestavy stroje.

### Sestavení modelu

Dle výpočtového algoritmu byly exportovány matice tuhosti  $K$  a hmotnosti  $M$ , zároveň s určením podílů jednotlivých komponent modelované sestavy na členy globální matice tuhosti  $K$ . V rámci výpočtového modelu byly uvažovány následující komponenty jako dílčí celky pro určení matice tlumení.

- Lože sestavy stroje (Modelována byla horní část lože včetně náhrad hřebene)
- Příčnick ze šedé litiny
- Sestava saní
- Konzole pro kuličkový šroub osy Z (nad sestavou ořechu)
- Těleso litinového smykadla
- Těleso kompozitní výztuže
- Kolejnice lineárních vedení osy X
- Kolejnice lineárních vedení osy Y
- Kolejnice lineárních vedení osy Z
- Náhrada kuličkového šroubu osy Z
- Náhrada kuličkového šroubu osy Y
- Náhrada spojení pastorek – hřeben osy X
- Náhrada vozíků lineárních vedení u osy Z

- Náhrada vozíků lineárních vedení u osy Y
- Náhrada vozíků lineárních vedení u osy X
- Tuhostní náhrada uložení lože k tuhé zemi

#### Parametry tlumení a odladění modelu

Pro jednotlivé prvky modelu byly určeny poměrné modální útlumy  $\zeta_i$ , které byly následně použity pro model aproximace dynamického chování a určení matice tlumení. Odladění celkového modelu vycházelo z předpokladu použití poměrných tlumení nosných těles, které se blíží hodnotám získaným z experimentálních zkoušek. Následně byl proveden odhad efektivních parametrů tlumení spojovacích rozhraní. Tyto parametry byly určeny tak, aby celkové tlumení na zkoumaném tvaru odpovídalo tlumení očekávanému (z výpočtu, zkoušek, literatury, zkušeností).

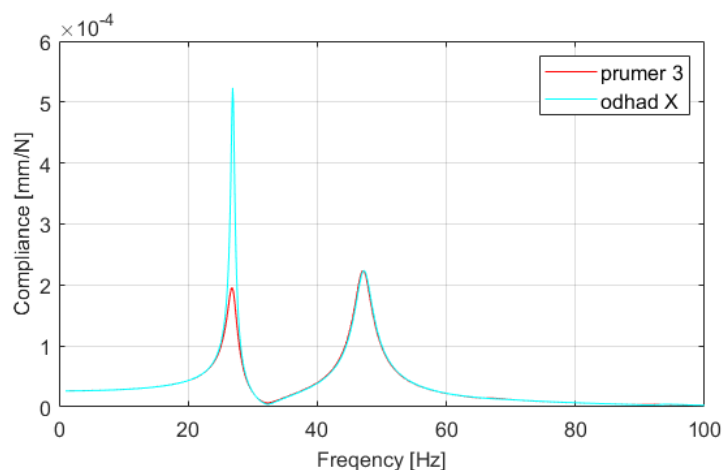
Pro odhad parametrů tlumení spojovacích rozhraní bylo použito porovnání frekvenční přenosové charakteristika absolutní hodnoty dynamické poddajnosti, která byla získána navrženým postupem, s přenosovou křivkou vypočtenou z referenčního modelu, který využíval proporcionální tlumení. Referenční dynamická poddajnost byla sestrojena tak, že v celém modelu bylo na daném módu průměrné tlumení 3 %, což je hodnota blízká se parametrům tlumení sestav strojů. Parametry tlumení spojovacích rozhraní – zejména pak náhrad vozíků kolejnic lineárního vedení a uložení stroje byly dopočteny tak, aby výsledná predikovaná křivka odpovídala dynamickému chování stroje na zkoumaném tvaru s dominantní poddajností při průměrném tlumení stroje  $\zeta=3$  %. V případě odlišné hodnoty tlumení zkoumaného tvaru by bylo nutno parametry tlumení spojovacích rozhraní změnit. Tlumení nosných struktur bylo vyhodnoceno z průměrných parametrů tlumení, které byly identifikovány během experimentálních zkoušek.

Parametry tlumení, které byly odhadnuty na daném modelu stroje, jsou uvedeny v Tab. 44. Hodnoty náhrad spojovacích rozhraní byly určeny tak, aby výsledná frekvenční přenosová charakteristika dynamické poddajnosti odpovídala referenční dynamické poddajnosti na zkoumaném kritickém módu. Porovnání na celkové charakteristice, respektive ve zkoumané oblasti, je na Obr. 168, respektive Obr. 169.

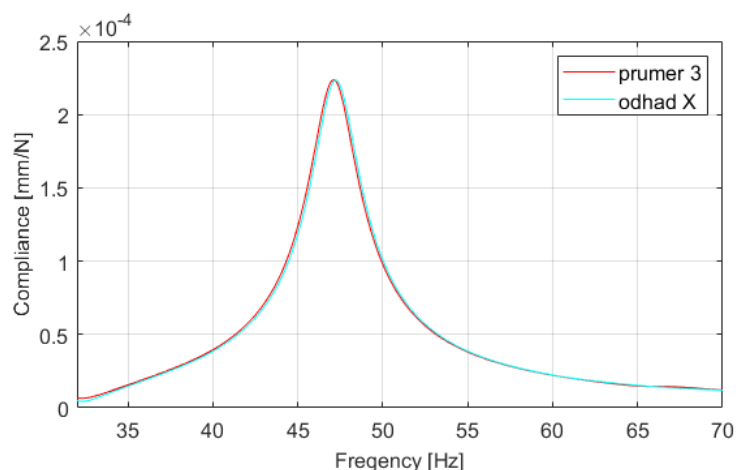
Tab. 44: Parametry tlumení  $\zeta$  pro sestavení matice C stroje řady MCV. [A22]

| Prvek   | Tlumení $\zeta$ [%] |
|---|---------------------|
| Nosné prvky z šedé i tvárné litiny                  | 0,2                 |
| Kompozitní výztuž                                   | 0,4                 |
| Tlumení náhrad kuličkových šroubů                   | 1,5                 |
| Tlumení náhrad pastorek – hřeben                    | 2,0                 |
| Tlumení náhrad vozíků lineárních vedení os X, Y a Z | 21,1                |
| Tlumení náhrad patek uložení lože                   | 40                  |

Z porovnání tlumení náhrad spojovacích rozhraní a nosných komponent vyplývá, že **poměrné tlumení spojovacích rozhraní je řádově vyšší než tlumení nosných komponent.**



Obr. 168: Porovnání absolutní hodnoty dynamické poddajnosti pro model s průměrným tlumením 3 % u všech složek (prumer 3) a pro model s tlumením jednotlivých komponent dle odhadů pro nosné dílce a spojovací rozhraní (odhad X).



Obr. 169: Detail v oblasti dominantního vlastního tvaru pro chování při buzení X - porovnání absolutní hodnoty dynamické poddajnosti pro model s průměrným tlumením 3 % u všech složek (prumer 3) a pro model s tlumením jednotlivých komponent dle odhadů pro nosné dílce a spojovací rozhraní (odhad X).

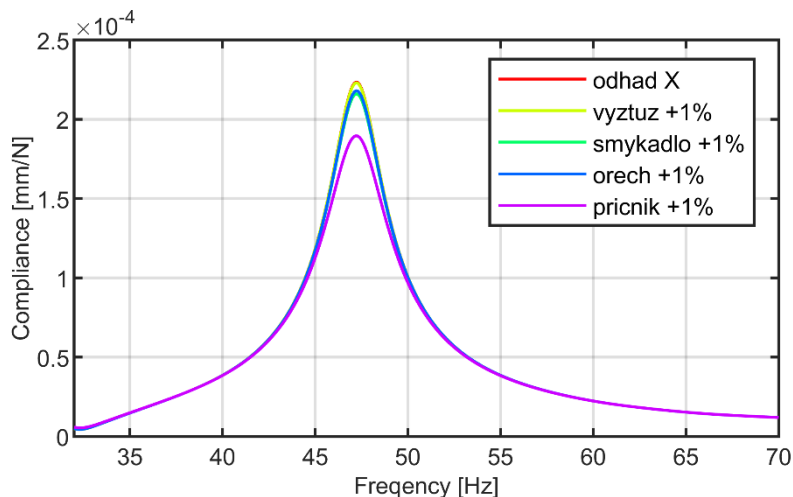
Model v současné verzi neumožňuje naladit hodnoty dynamické poddajnosti v celém frekvenčním spektru, nicméně v rámci vybraného módu s dominantní poddajností vůči chování stroje při obrábění lze poměrné tlumení jednotlivých prvků spolehlivě určit. Na kritické frekvenci je shoda bez významné odchylky.

Parametry tlumení  $\zeta$  nosných komponent, které jsou uvedeny Tab. 44, jsou mírně odlišné od tlumení z výsledků experimentální modální analýzy, které jsou uvedeny v závěrech kapitoly 7. Snahou bylo použít reálné parametry tlumení nosných těles – zde jsou parametry tlumení kovových částí zvýšeny oproti výsledkům kapitoly 7, aby byl s dostatečnou bezpečností popsán rozptyl tlumení kovových nosných struktur s odlišnou strukturou (délka – průřez, žebrování). Kompozitní výztuži bylo přiděleno tlumení  $\zeta=0,4$  %, což je hodnota na spodní hranici výsledků experimentálních zkoušek. Zároveň tato hodnota představuje dvojnásobek tlumení nosných komponent izotropního materiálu, což je opět na spodní hranici výsledků experimentálního měření.

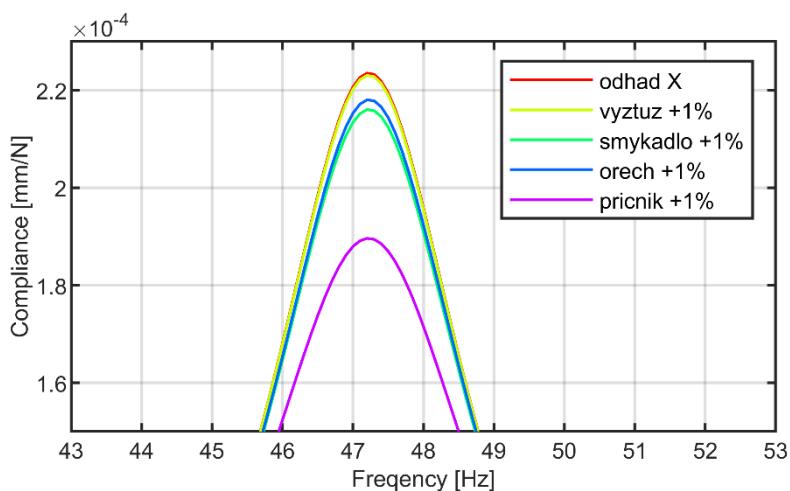


## Výsledky studie vlivu změny tlumení nosné komponenty

Byla provedena citlivostní studie, kdy u jednotlivých nosných těles bylo uměle zvýšeno tlumení  $\zeta$  o hodnotu 1,0 %. Toto zvýšení lze také interpretovat tak, že průměrné tlumení kompozitní výztuže bylo zvýšeno na 1,4 %, tj. na 7násobek tlumení klasického izotropního dílu, průměrné tlumení izotropního materiálu bylo zvýšeno na 6násobek jeho původní hodnoty. Výsledky jsou zobrazeny na Obr. 170, pro lepší posouzení je pak na Obr. 171 detail v oblasti maximální hodnoty absolutní složky dynamické poddajnosti.



Obr. 170: Citlivostní studie tlumení nosných komponent na dynamickou poddajnost kritického tvaru při buzení ve směru osy X. [A22]



Obr. 171: Detail na hodnotu absolutní složky - citlivostní studie tlumení nosných komponent na dynamickou poddajnost kritického tvaru při buzení ve směru osy X. [A22]

Z provedené studie plynou následující závěry, které komentují vliv změny tlumení jednotlivých nosných dílců na dynamickou poddajnost sestavy stroje. U jednotlivých analýz přitom nedošlo ke změně tuhost, pouze tlumení, neboť byla testována konfigurace stroje s hybridním smykadlem.

- Vliv tlumení výztuže smykadla na dynamickou poddajnost daného tvaru je **zcela zanedbatelný**.
  - Tento efekt může být způsoben zjednodušeným modelováním kompozitu.

- Nicméně výsledky ve směru osy X ukazují, že pro danou sestavu nemá smysl se snažit zvýšit dynamickou tuhost stroje lepením zatlužené kompozitní výztuže dovnitř smykadla.
- Vliv tlumení smykadla
  - Případné zvýšení tlumení celého smykadla o 1 % se projevilo snížením amplitudy dynamické poddajnosti o 3 %.
- Vliv tlumení sestavy saní
  - Případné zvýšení tlumení sestavy ořechu o 1 % se projevilo snížením amplitudy dynamické poddajnosti o 3,5 %.
- Vliv tlumení sestavy příčnicku
  - Případné zvýšení tlumení sestavy příčnicku o 1 % se projevilo snížením amplitudy dynamické poddajnosti o 15 %.

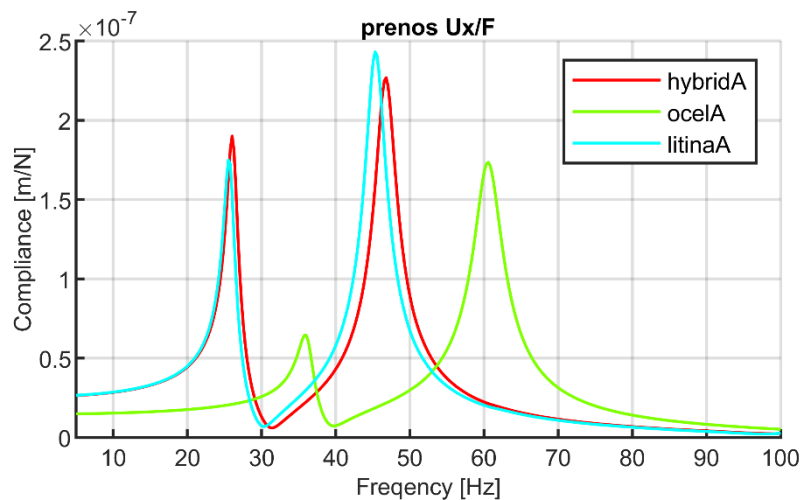
### 8.2.5 Výpočet dynamického chování stroje se zadáním proporcionálního tlumení ve stavovém prostoru

Výpočty dynamického chování sestavy byly dále posouzeny s využitím modální redukce modelu v místě náhrady nástroje, zadáním proporcionálního tlumení ve stavovém prostoru a výpočtu výsledné dynamické poddajnosti stroje ve stanoveném frekvenčním rozsahu. Tímto způsobem byl vyhodnocen přínos změny tuhosti a hmotnosti, ke které došlo vlivem změny materiálu smykadla z původní litinové struktury na hybridní strukturu s vláknovým kompozitem, případně změně konstrukce příčnicku z litiny na ocelový svařenec. Tato analýza navazuje na předešlou část vyhodnocení přínosu tlumení jednotlivých nosných komponent, z které se ukázal vliv tlumení samotných komponent jako bezvýznamný na celkovou dynamickou poddajnost sestavy.

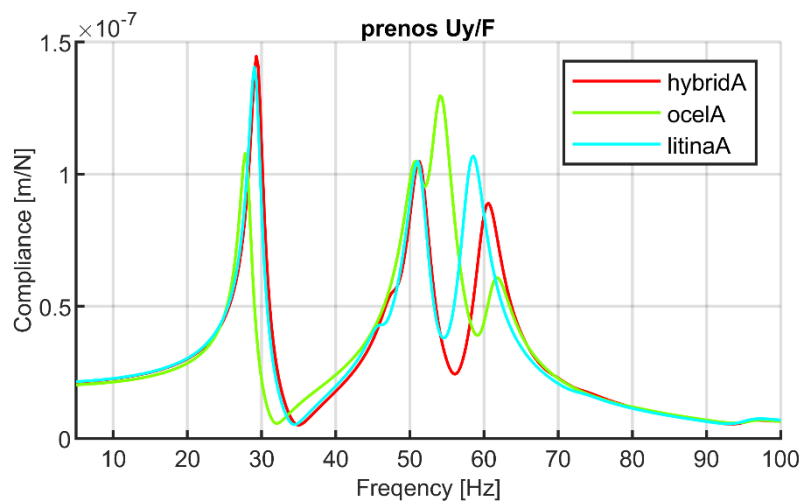
Výpočty redukovaného modelu byly provedeny pro průměrné hodnoty modálního útlumu  $\zeta=3\%$  v celém frekvenčním rozsahu stroje. V rámci výpočtů došlo k posouzení všech tří výpočtových konfigurací odlišných materiálových struktur nosných dílců sestavy. Je zřejmé, že amplitudu dynamické poddajnosti tak komplexní sestavy jako je sestava nosných dílů obráběcího stroje nelze vystihnout konstantní hodnotou útlumu v celém frekvenčním spektru. Použité zjednodušení slouží pro analýzu vlivu tuhosti a hmotnosti daných konfigurací stroje za předpokladu, kdy materiál nosné komponenty neovlivňuje tlumení sestavy.

Posouzení dynamického chování bylo provedeno:

- Při buzení v místě náhrady nástroje silou ve směru osy X - Obr. 172
- Při buzení v místě náhrady nástroje silou ve směru osy Y - Obr. 173



Obr. 172: Výpočet - dynamické chování v místě náhrady, buzení směr X. [A22]



Obr. 173: Výpočet - dynamické chování v místě náhrady nástroje, buzení směr Y. [A22]

### Závěry z porovnání chování konfigurací stroje

- Buzení ve směru osy X
  - Za konzervativního předpokladu, že vyšší tlumení hybridního smykadla se neprojeví ve změně tlumení sestavy stroje, výsledky výpočtového porovnání modelů hybrid a litina ukazují, že dynamická poddajnost verze hybrid je o **7 %** nižší než dynamická poddajnost verze litina.
  - Vlivem ocelového příčnicku došlo k snížení dynamické poddajnosti o 29 % při zachování původního litinového smykadla.
  - Vlivem změny rozložení hmoty a tuhosti v konstrukci smykadla vykazuje výpočtový model sestavy hybrid i mírně vyšší vlastní frekvenci (45,3 Hz vs 46,8 Hz).

- Buzení ve směru osy Y
  - Oproti buzení ve směru osy X výpočtové modely vykazují mnohem více podobné chování z hlediska vlastních frekvencí i amplitud dynamické poddajnosti (při stejných tlumení). Výpočtový model se zde chová tak, že dynamické parametry stroje při buzení ve směru osy Y jsou zde limitované jinými prvky než nosnými tělesy pohybových os X, Y, Z. Lze usoudit, že z hlediska chování stroje při buzení v ose Y nejsou tělesa sestavy příčnicku, saní a smykadla v daných návrzích kritickými členy sestavy a jejich změna příliš neovlivňuje chování stroje.

### 8.2.6 Dílčí závěry

Výsledky výpočtové studie ukazují možnost snížení amplitudy dynamické poddajnosti vlivem zvýšení tlumení jednotlivých nosných těles. Výpočty vychází ze zjednodušeného modelu, který nerespektuje nelineární chování sestavy nosných prvků obráběcího stroje.

- **Výsledky ukázaly, že zvýšení produktivity obrábění vlivem zvýšení tlumení jednotlivých nosných komponent není efektivní z hlediska nutnosti technologických, konstrukčních a ekonomických faktorů spojených s aplikací hybridních struktur na bázi vláknových kompozitů.**
- Změna **tlumení smykadla** zvýšením o 1 %, které by šlo dosáhnout například čistě kompozitním návrhem smykadla, se projevila změnou **dynamické poddajnosti** - snížením o 3 %. Tato změna a její přínos je velmi malá vůči výraznému zvýšení materiálových nákladů na konstrukci.
- Případné zvýšení tlumení by bylo zajímavé na tělese příčnicku, kdy 1% zvýšení tlumení příčnicku se projevilo 15% poklesem dynamické poddajnosti sestavy. Je otázkou, jestli by zvýšení tlumení příčnicku bylo dosažitelné například aplikací hybridních struktur.
- Predikovaná hodnota poklesu dynamické poddajnosti tradičním modelem, který využívá proporcionálního tlumení, ukázala pokles poddajnosti o 7 % vlivem kompozitní výztuže, pokud bylo využito předpokladu, že nedochází ke změně tlumení sestavy vlivem změny tlumení komponenty.

## 8.3 Studie vlivu kompozitní výztuže modelového hybridního smykadla na zkušební zařízení ETB-1

Model zkušebního stroje ETB-1 byl vytvořen v prostředí ANSYS Workbench. Jedná se o stejné zařízení, které bylo použito pro EMA zkoušky modelových hybridních smykadel z kapitoly 7.2. Cílem tohoto výpočtu bylo predikovat, jak se změna tuhosti a tlumení smykadla projeví na změně dynamické poddajnosti sestavy nosných dílců. Ačkoliv experimentální část výzkumu využívala tři hybridní smykadla (jedno s celokompozitní výztuží a dvě s kompozitní výztuží s integrovanými tlumícími vrstvami), v rámci výpočtové studie bylo dále analyzováno pouze modelové smykadlo s celokompozitní výztuží, neboť ukázalo nejlepší výsledky z verzí hybridních smykadel.

### 8.3.1 Popis modelu

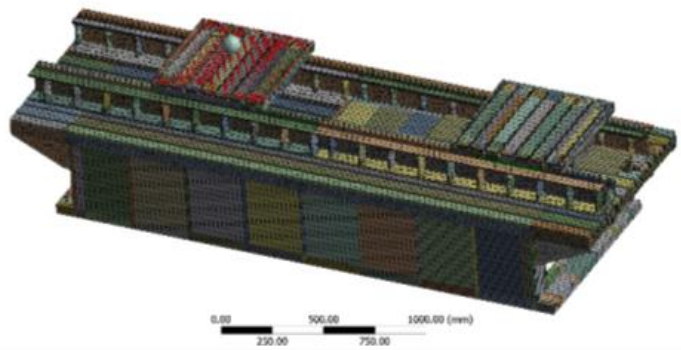
Fotka reálného zkušebního zařízení ETB-1 je na Obr. 174. V rámci konfigurace stroje byl na druhém stole zařízení umístěn na druhém stole zkušební objekt pro měření tlumení, který byl na

zařízení v průběhu zkoušek experimentální modální analýzou. Výpočtový model zařízení ETB-1 je na Obr. 175.

Pro model bylo použito objemových prvků – konkrétně kombinace lineárních prvků typu šestistěn a kvadratických prvků typu čtyřstěn. Model základního standu ETB-1 je na Obr. 175 pro případ konfigurace ETB-1 s prstencovým motorem (Obr. 174). Komponenty na druhém upínacím stoje byly v analýze zanedbány. Výpočtový model se smykadlem je na Obr. 179. Podrobný popis modelu je ve zprávě [A20].



Obr. 174: Zařízení ETB-1 se smykadlem. [A20]



Obr. 175: Model ETB-1. [A20]

Z hlediska výpočtových modelů představovalo problém uložení zkušebního zařízení ETB-1, které bylo umístěno na podsklepenou podlahu a nebylo přišroubováno k podlaze. Tento typ uložení je velmi problematický z hlediska přesného stanovení okrajových podmínek v MKP.

V analýze byly zahrnuty následující strukturální komponenty:

- Lože zkušebního zařízení ze šedé litiny
- Ocelové podpory pod lineárním vedením
- Ocelový upínací stůl volný (pohon lineárním motorem)
- Ocelový upínací stůl (pohon kuličkovým šroubem) pro montáž sledovaných komponent
- Vnější plášť smykadla z tvárné litiny (2 verze: vnější plášť referenčního smykadla a vnější plášť hybridního smykadla)
- Kompozitní výztuž (smykadlo TMN1)
- Ocelové patky pro připevnění smykadla ke stolu
- Ocelová náhrada vřetene (zjednodušena pomocí hmotného bodu)
- Ocelové kolejničky lineárních vedení
- Komponenty lineárního motoru: Primár
- Komponenty lineárního motoru: Sekundár
- Komponenty lineárního motoru: Konzole sekundáru

Spojovací rozhraní bylo modelováno následujícími náhradami:

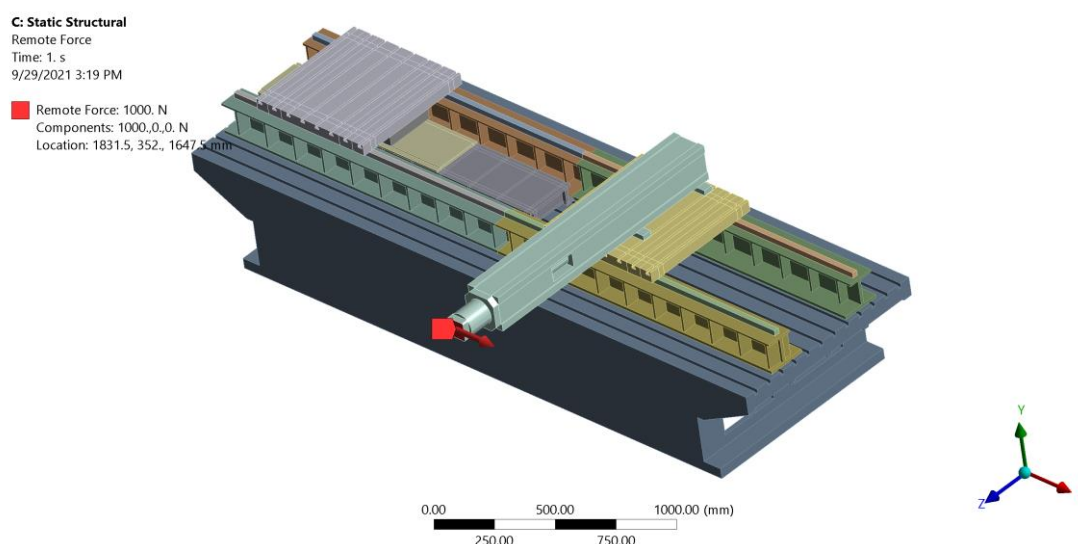
- Hnízda lineárního vedení pro upínací stůl s vyjádřením tuhosti ve směru normálovém

- Hnízda lineárního vedení pro upínací stůl s vyjádřením tuhosti ve směru tečném
- Tuhostní náhrada kuličkového šroubu
- Tuhostní náhrada patek lože pro připojení standu k podlaze

U výše uvedených 16 (respektive 15) složek modelu byly použity pro identifikaci jejích příspěvků do globální matice tuhosti K. Rozdíl v počtu složek 16, respektive 15, je způsoben odlišnou konfigurací modelů smykadel, kdy model s hybridním smykadlem se skládal z komponenty odlehčeného pláště a kompozitní výztuž, zatímco referenční smykadlo bylo tvořeno pouze jednou komponentou neredukované tloušťky.

### 8.3.2 Statická tuhost

Statická tuhost sestavy byla výpočtově posouzena v konfiguraci dle Obr. 176, přičemž výpočty byly provedeny pro zatížení silou 1 000 N ve směru horizontálním (zde X) a vertikálním (zde Y). Výsledné parametry tuhosti, které byly vyhodnoceny v místě zavedení síly na náhradu vřetene, jsou uvedeny v Tab. 45. Změna tuhosti sestavy vlivem materiálové změny smykadla byla velmi malá (3-4 %), nicméně bylo jí docíleno při 27 % hmotnostní redukci u hybridního smykadla vůči referenčnímu kusu.



Obr. 176: Výpočtový model pro posouzení statické tuhosti modelových smykadel v zařízení ETB-1.

Tab. 45: Porovnání statické tuhosti sestavy ETB-1 s hybridním nebo litinovým smykadlem.

|                | Kx [N/μm] | Ky [N/μm] | Kx [%] | Ky [%] |
|----------------|-----------|-----------|--------|--------|
| Sestava Litina | 11,43     | 11,80     | 100    | 103,2  |
| Sestava Hybrid | 7,26      | 7,57      | 100    | 104,2  |

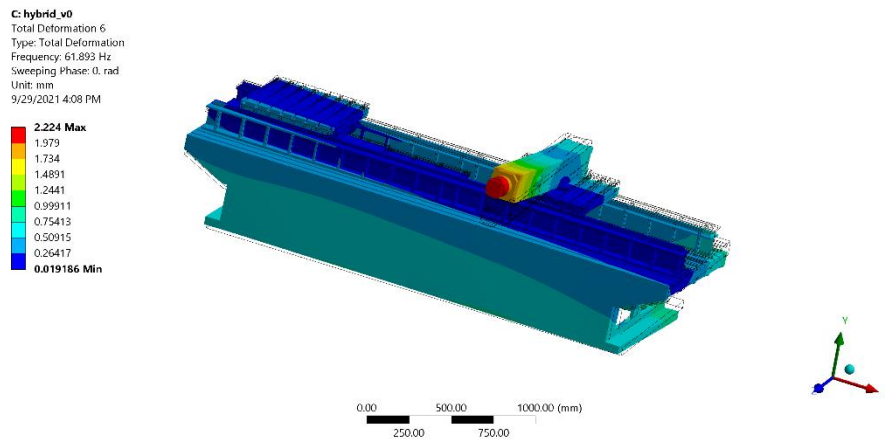
### 8.3.3 Modální analýza

Výsledky modální analýzy výpočtů zkušebního zařízení ETB-1 jsou uvedeny v Tab. 46.

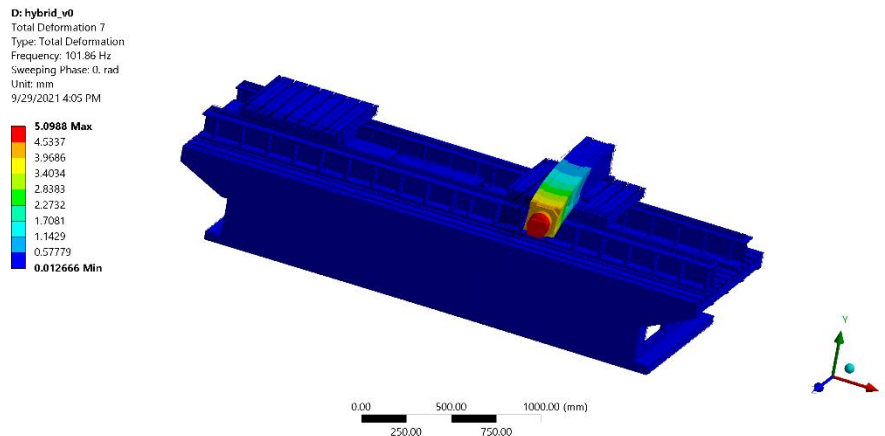
Tab. 46: Porovnání vlastních frekvencí sestavy ETB-1 s litinovým nebo hybridním smykadlem.

| Tvar [-] | Sestava Litina [Hz] | Sestava Hybrid [Hz] |
|----------|---------------------|---------------------|
| 1        | 23,2                | 23,5                |
| 2        | 35,1                | 35,3                |
| 3        | 36,6                | 36,8                |
| 4        | 43,8                | 43,9                |
| 5        | 55,5                | 55,7                |
| <b>6</b> | <b>61,4</b>         | <b>61,9</b>         |
| 7        | 88,1                | 90,2                |
| <b>8</b> | <b>99,6</b>         | <b>101,9</b>        |

Tučně zvýrazněné vlastní tvary představují ohybové módy smykadla v sestavě, 6. tvar představuje ohyb ve vertikálním směru, viz Obr. 177, 8. tvar představuje ohyb v horizontálním směru, viz Obr. 178.



Obr. 177: Sestava ETB-1 s hybridním smykadlem – ohybový tvar (směr Y).



Obr. 178: Sestava ETB-1 s hybridním smykadlem – ohybový tvar (směr X).

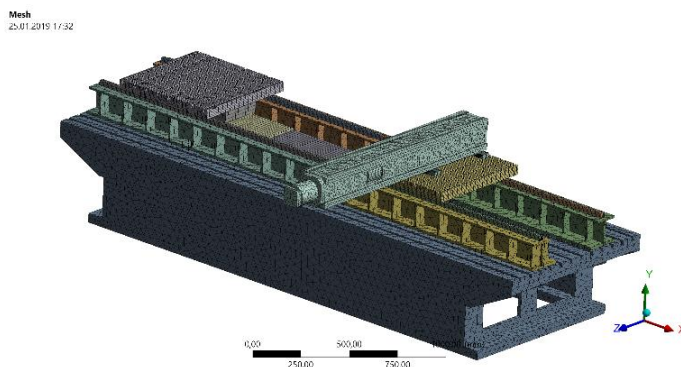
### 8.3.4 Výpočet dynamického chování zkušebního stroje se zadáním tlumení jednotlivých komponent

Souhrn hlavních komponent, které měly vliv na vlastnosti modelu, je uveden v Tab. 47. A to včetně odhadnutých parametrů tlumení  $\zeta$ , které byly použity pro konstrukci matice tlumení. Porovnání s parametry tlumení stroje řady MCV 7032 (Tab. 44) ukazuje, že tlumení náhrad spojovacích rozhraní i nosných těles bylo odladěno na velmi podobnou hodnotu, aby průměrná hodnota tlumení kritického tvaru odpovídala tlumení o hodnotě  $\zeta=1$  %. Rozdíl spočíval v hodnotě tlumení patek uložení lože, které byly výrazně odlišné od tlumení uložení stroje řady MCV 7032. Malé hodnoty uložení patek byly způsobeny skutečností, že zkušební zařízení „volně“ stálo na podsklepené podlaze a nebylo k podlaze přišroubováno nebo uchyceno jiným, vhodným způsobem.

Tab. 47: Parametry tlumení  $\zeta$  pro sestavení matice C modelu zkušebního stroje ETB-1. [A20].

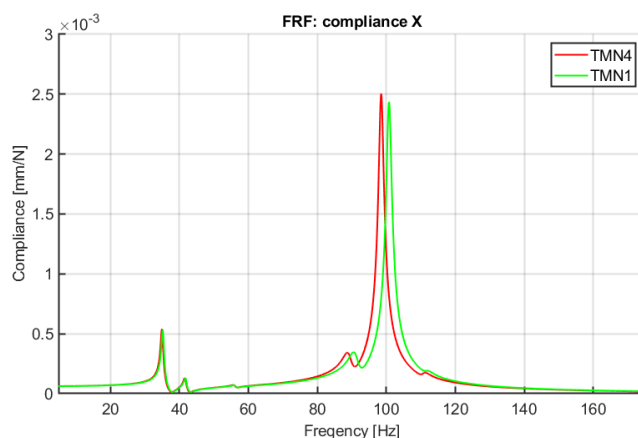
| Prvek  | Tlumení $\zeta$ [%] |
|--|---------------------|
| Nosné prvky z šedé litiny (lože                          | 0,25                |
| Ocelové nosné prvky (podpory, stoly, vřeteno, kolejnice, | 0,15                |
| Nosné prvky z tvárné litiny (plášť smykadla)             | 0,20                |
| Kompozitní výztuž  | 0,30                |
| Tlumení náhrad vozíků lineárních vedení os X, Y a Z      | 19,5                |
| Tlumení náhrad kuličkového šroubu                        | 0,5                 |
| Tlumení náhrad vozíků lineárních vedení os X, Y a Z      | 21,1                |
| Tlumení náhrad patek uložení lože                        | 1,1                 |

Systém souřadnic výpočtového modelu je vyznačen na Obr. 179. Přenosové funkce dynamické poddajnosti predikované dle výpočtového modelu jsou vykresleny na Obr. 180 až Obr. 182 zobrazeny pro buzení v rohu smykadla ve směru osy X, Y a Z.

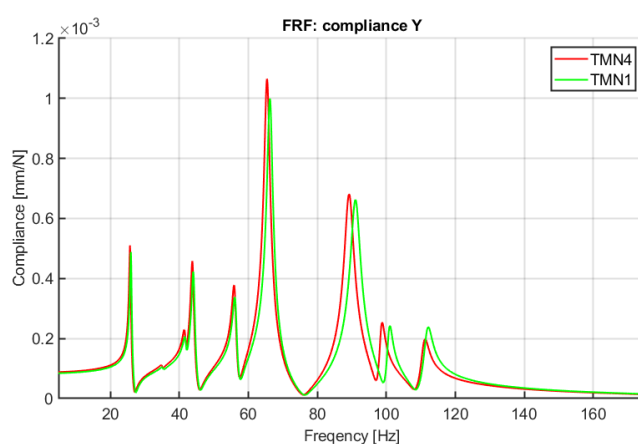


Obr. 179: Vyznačení systému souřadnic modelu stroje.

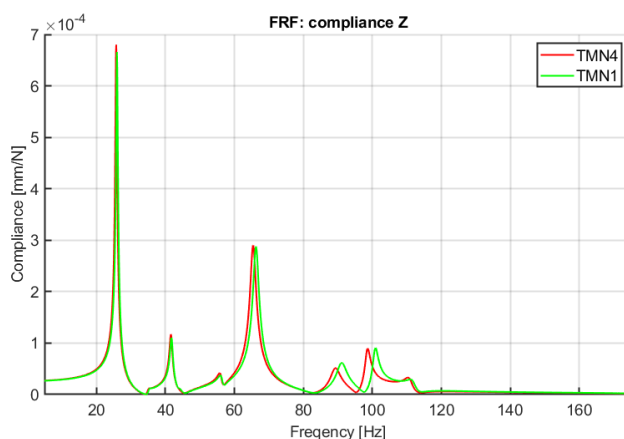




Obr. 180: Predikce dynamické poddajnosti sestavy ETB-1 při buzení ve směru X. [A20]



Obr. 181: Predikce dynamické poddajnosti sestavy ETB-1 při buzení ve směru X. [A20]



Obr. 182: Predikce dynamické poddajnosti sestavy ETB-1 při buzení ve směru Z. [A20]

Výsledky výpočtového modelu jsou vyhodnoceny v Tab. 48, kde je uvedeno porovnání vlastních frekvencí sestavy ETB-1 s litinovým nebo hybridním smykadlem. V rámci porovnání je třeba mít na paměti, že jsou posuzována dvě nosná tělesa, kdy hybridní smykadlo má o 27 % nižší hmotnost a srovnatelnou statickou tuhost jako referenční litinové smykadlo, jak bylo uvedeno ve výpočtové analýze v Tab. 28

Tab. 48: Porovnání výpočtového modelu s výsledky zkoušek – TMN1 vs TMN4. [A20]

| Směr | TMN1-f [Hz] | TMN4-f [Hz] | H  TMN1/TMN4 [%] |
|------|-------------|-------------|------------------|
| X    | 100,8       | 98,5        | 97               |
| Y    | 66,3        | 65,4        | 94               |

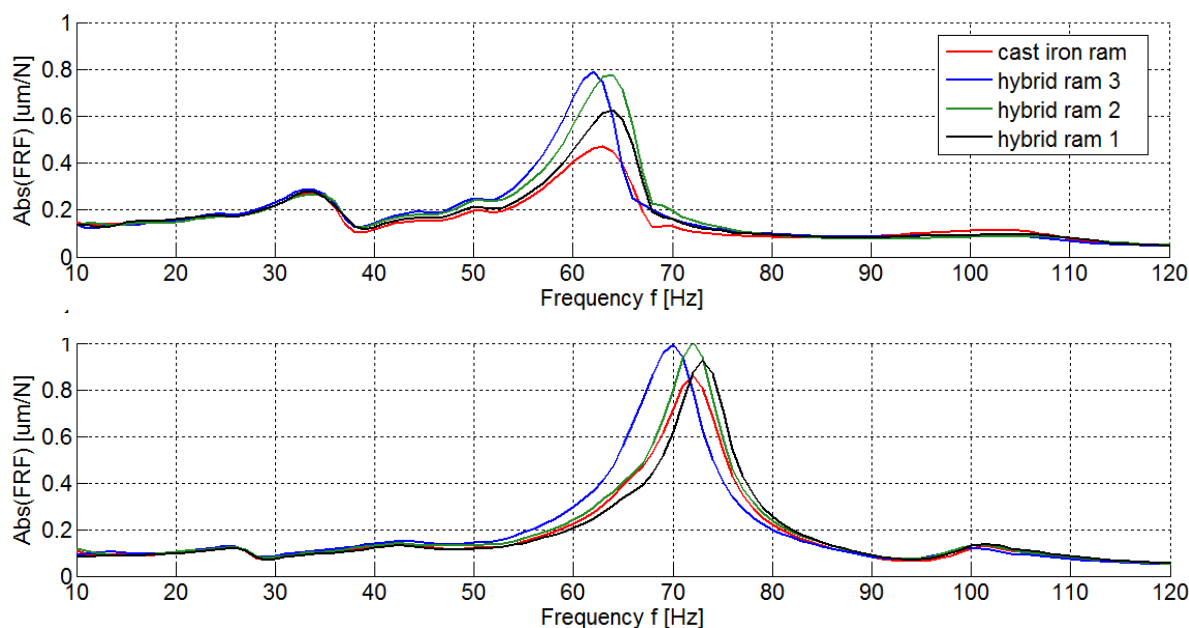
### 8.3.5 Dílčí závěry vlivu tuhosti, hmotnosti a tlumení smykadel na sestavu zkušebního stroje

Z provedené analýzy lze učinit následující závěry:

- 27% redukce hmotnosti tělesa se v dané sestavě projevila změnou vlastní frekvence z 65,4 Hz na 66,3 Hz, tj. zcela zanedbatelně.
- Vlivem zvýšeného tlumení a tuhosti modelového smykadla došlo k redukci dynamické poddajnosti o 3 % v horizontálním směru, respektive o 6 % ve vertikálním směru.
- Podobně jako u výpočtové analýzy prototypu hybridního smykadla byly v analýze odhadnuty parametry spojovacích rozhraní (zde náhrady vozíků kolejnic lineárního vedení) o výrazně vyšší hodnotě než tlumení samotných nosných dílců.

### 8.3.6 Porovnání výpočet – experimentální zkoušky

Provedené porovnání experimentálních vlastností z měření na zkušebním zařízení ETB-1, které bylo popsáno v kapitole 7.2, nabízí možnost alespoň částečného porovnání predikce chování a výsledků experimentálních zkoušek. V rámci EMA byly vyhodnoceny charakteristiky dynamické poddajnosti, které jsou znovu uvedeny na Obr. 133. Porovnání predikce s výsledky zkoušek je pak vyhodnoceno v Tab. 49.



Obr. 183: FRF dynamické poddajnosti modelových hybridních smykadel uložených na standu při buzení v horizontálním (nahore) a vertikálním (dole) směru. [A2]

Tab. 49: Porovnání výpočtového modelu s výsledky zkoušek – TMN1 vs TMN4.

|      | EMA         |             |                  | Výpočet     |             |                  |
|------|-------------|-------------|------------------|-------------|-------------|------------------|
| Směr | TMN1-f [Hz] | TMN4-f [Hz] | H  TMN1/TMN4 [%] | TMN1-f [Hz] | TMN4-f [Hz] | H  TMN1/TMN4 [%] |
| X    | 63,5        | 61,8        | 134              | 100,8       | 98,5        | 97               |
| Y    | 73,2        | 72,4        | 107              | 66,3        | 65,4        | 94               |

Hodnoty uvedené v Tab. 49 ukazují, že výsledky výpočtového modelu nejsou příliš v souladu s výsledky zkoušek. A to jak z hlediska vlastních frekvencí, tak z hlediska relativního porovnání dynamické poddajnosti.

- Výpočtový model ukazuje posun vlastních frekvencí od experimentu. To je způsobeno pravděpodobně nepřesným modelováním okrajových podmínek zkušebního zařízení (například tuhosti pružin uložení, uložení na podsklepenou podlahu a ne tuhý základ).
- I přes frekvenční posun, došlo k porovnání dynamické tuhosti na stejných vlastních tvarech, které odpovídaly kmitání sestavy se smykadlem v horizontálním nebo vertikálním směru.
- Zkoušky ukazovaly, že změna tuhosti a tlumení smykadla z litinového na hybridní referenční díl o nižší hmotnosti a stejné tuhosti se projevila v sestavě stroje při buzení ve směru os X zvýšením dynamické poddajnosti o 34 % a zvýšením dynamické poddajnosti o 7 % při buzení ve směru osy Y.
- Výpočtový model predikoval v stejném případě snížení dynamické poddajnosti o 3 % při buzení ve směru X a o 6 %. To při zahrnutí vlivu jednotlivých komponent, fiktivního tlumení náhrad vedení o velikosti 19,5 % a tlumení kompozitu o velikosti 0,3 %.
- V rámci sestavy nosných dílců došlo k drobnému odlehčení komponent pohybové osy, nicméně nedošlo k zvýšení dynamické tuhosti, které by vedlo na možné obrábění s větší mezní třískou – možné zvýšení produktivity stroje a zvýšení užitečných vlastností stroje.

## 8.4 Závěry z výpočtového vyhodnocení vlivu změny tuhosti a tlumení komponenty na sestavu – přínos práce

Prezentované výpočtové práce potvrzují závěry experimentálních zkoušek, které byly provedeny na hybridních smykadlech – samotných tělesech a tělesech v sestavě stroje, ve kterých jsou dynamické vlastnosti ovlivněny spojovacími rozhraními. Za klíčové závěry lze stanovit:

- Přínos hybridních komponent s redukovanou hmotností (modelová hybridní smykadla na zkušebním zařízení ETB-1) byl z hlediska celkového projevu dynamického chování stroje minimální. Redukce hmotnosti smykadla o 27 % se v sestavě stroje projevila minimálním zvýšením frekvencí.

- Výpočtový model predikoval 3% až 6% pokles dynamické poddajnosti sestavy vlivem aplikace kompozitní výztuže odlehčeného smykadla v porovnání s chováním sestavy s referenčním tělesem.
  - V rámci experimentální zkoušky navíc vyšlo, že náhrada referenčního tělesa hybridním o stejné statické tuhosti vedla k zvýšení dynamické poddajnosti o 34 %, respektive 7 % a to ve stejné konfiguraci polohových os a se stejnými připojovacími rozhraními.
  - Ačkoliv není výsledek výpočtového modelu v souladu s výsledky experiment z hlediska absolutních hodnot, závěry ohledně přínosu změny tlumení a hmotnosti nosné komponenty přináší ve shodě s výsledky experimentálních zkoušek.
- Analýza obráběcího centra s hybridním vyztuženým smykadlem vedla k podobným výsledkům.
  - Statická tuhost celé sestavy se zvedla vlivem kompozitní výztuže pouze v řádu procent, zároveň došlo k zanedbatelné změně vlastních frekvencí.
  - Při posouzení výpočtovým modelem s využitím proporcionálního tlumení došlo k snížení dynamické poddajnosti o 7 % vlivem instalace kompozitní výztuže. Oproti tomu změna na příčnicku vedla k snížení dynamické poddajnosti o 29 %, což je mnohem výraznější přínos získaný s využitím tradičního a relativně levného konstrukčního materiálu.
  - Analýza změny tlumení kompozitní výztuže potvrdila zanedbatelný vliv tlumení výztuže na dynamickou poddajnost stroje. Zvýšení tlumení výztuže o 1 % se projeví snížením amplitudy dynamické poddajnosti o 3 %.

Z hlediska sestaveného výpočtového modelu, kterým byl hodnocen příspěvek tlumení a tuhosti nosných komponent na dynamické vlastnosti sestav, byly odvozeny následující závěry:

- Identifikované parametry tlumení  $\zeta$  nosných struktur, které byly použity v modelu, byly obdobné parametrům tlumení  $\zeta$  nosných těles z výsledků experimentálních zkoušek. Pro tyto hodnoty bylo odhadnuto tlumení spojovacích rozhraní (náhrady hnízd kolejnic lineárních vedení) a to tak, aby výsledný průběh dynamické poddajnosti ve stanoveném frekvenčním rozsahu odpovídal amplitudou očekávané hodnotě při použití proporcionálního tlumení na zvoleném tvaru. Porovnání parametrů tlumení nosných struktur ( $\zeta \sim 0,1 - 0,4$  %) nosných dílců a odhadnutých parametrů tlumení spojovacích rozhraní ( $\zeta \sim 20$  %, případně ( $\zeta \sim 30$  % ve výsledcích studie stroje jiného typu, jak plyne z [A9]) jednoznačně určuje oblast zájmu, kde leží možnost snížení dynamické poddajnosti zvýšením tlumení.
- Navržený výpočtový model a parametry tlumení nosných komponent a spojovacích rozhraní ukazují, že cesta k zvýšení užitečných vlastností strojů existuje zejména ve výzkumu spojovacích rozhraní, jejichž statická tuhost a zejména tlumení se mnohem výrazněji podílí na celkové dynamické tuhosti sestavy.
- Navržený postup modelování sestavy nosné struktury stroje lze s výhodou použít pro budoucí posuzování plánovaných konstrukčních změn a úprav strojů. Model

umožňuje na kvalitativní úrovni posoudit výhodnost dílčích konstrukčních změn pro dosažení vyšší dynamické tuhosti stroje.

Obecně lze výsledky jak výpočtové, tak experimentální části studie, vyhodnotit tak, že lze obtížně očekávat výrazné snížení dynamické tuhosti stroje kompozitním materiálem, pokud se nahrazuje jediná komponenta stroje. Provedené studie prokázaly, že není reálné očekávat výrazné vyztužení komponent pomocí kompozitu a zvýšené tlumení komponenty se v sestavě stroje neprojeví. **Patrně jedinou cest by u sestavy nosných dílců je navrhnout ne jeden díl, ale celou sestavu z komponent redukované hmotnosti a vysoké statické tuhosti. Což by vedlo alespoň k výraznému frekvenčnímu posunu dominantních tvarů sestavy.**

Další výzkumné práce autora předložené disertační práce směřovaly na rotační symetrické struktury pro obráběcí stroje s uplatněním vláknových kompozitů. V rámci studie byl ve spolupráci s dalšími řešiteli vytvořen užitečný vzor hnací hřídele [A24], která umožňovala nahradit sestavu krátkých ocelových hřídelí jednou dlouhou kompozitní s vysokými vlastními frekvencemi a kritickými otáčkami. Lze konstatovat, že u komponent daného tvaru s požadavky na vysoké otáčky – nízkou hmotnost, bude aplikace vláknového kompozitu výrazně přínosnější. [A21]

## 9 Závěr a diskuze

Předložená disertační práce přináší nové poznatky k možnosti zlepšování vlastností obráběcích strojů pomocí vláknových kompozitů a hybridních struktur kombinující vláknové kompozity a kovové materiály. Pro nové výsledky byla systematicky analyzována skupina zvolených zkušebních vzorků a dále nosná tělesa obráběcích strojů – smykadla s vysokými požadavky na statickou tuhost, u kterých by redukce hmotnosti mohla vést k zvýšení dynamických vlastností stroje. Byly získány nové výsledky ohledně dosažitelné statické tuhosti, hmotnosti a tlumení nových materiálových struktur nosných dílů ze silnostěnných vláknových kompozitů nebo z nich tvořených hybridních struktur. Oproti publikovaným aplikacím „light-weight“ přístupů obráběcích strojů byly výsledky rozšířeny nejen o porovnání samotných těles, ale také o posouzení vlivu změny tuhosti, tlumení a hmotnosti dílce na tlumení a dynamickou tuhost sestavy nosných dílců. Dále byly získány parametry tlumení nových materiálových struktur, a to jak celokompozitních nosných těles, tak hybridních dílců, které v kombinaci s navrženou modelovací technikou umožňují posouzení dynamického chování stroje už v rámci návrhu nosné struktury stroje. V rámci navrženého výpočtového postupu, který využil identifikované parametry tlumení, bylo paralelně k experimentálním zkouškám provedeno vyhodnocení přínosu light-weight designu a byly navrženy parametry tlumení spojovacích rozhraní pro budoucí využití modelu.

### 9.1 Shrnutí výsledků a splnění cílů práce

V následujících odstavcích je komentováno naplnění dílčích cílů práce. Rozdělení do podkapitol odpovídá pořadí uvedenému v kapitole 3 – cíle disertační práce.

**Cíl 1: Určit reálně dosažitelné parametry statické tuhosti a hmotnosti silnostěnných kompozitních struktur vůči nosným dílcům z izotropního materiálu na vhodných zkušebních vzorcích, které reprezentují vzorky a nosná tělesa obráběcích strojů**

Byly navrženy zkušební materiálové vzorky uzavřených profilů ze silnostěnných kompozitních struktur, které využívaly dostupná vlákna co nejvyšší možné tuhosti, a k nim referenční tělesa z oceli a šedé litiny o stejných vnějších rozměrech a podobné ohybové tuhosti. V rámci experimentálních zkoušek byla identifikována možnost 50 % hmotnostní úspory náhradou ocelového svařence vláknovým kompozitem a 70 % hmotnostní úspory při náhradě šedé litiny vláknovým kompozitem. To platí v případě srovnání ohybové tuhosti. Z hlediska srovnání statické tuhosti, která byla vyhodnocena ze závislosti síla – posuv a zahrnovala tak vliv lokální tuhosti v místě uložení a v místě zavedení sil, se efekt možné hmotnostní úspory zmenšil.

Hlavním plnění tohoto cíle byla analýza reálných vzorků smykadel. Byly navrženy, vyrobeny a zkoušeny celokompozitní a hybridní dílce smykadel o rozměrech reálných komponent obráběcích strojů. Tuhost zkoušených těles se pohybovala v rozmezí 10 N/μm až 100 N/μm a odpovídala spektru tuhostí smykadel obráběcích strojů. S pomocí ověřených výpočtových modelů na bázi metody konečných prvků byly analyzovány statické vlastnosti těles se zohledněním připojovacích rozhraní běžných v obráběcích strojích. Byly získány následující závěry:

- S využitím ultra-vysoko-modulových vláken o modulu pružnosti vláken 640 GPa až 780 GPa je možná hmotnostní redukce okolo 40 % až 45 % při porovnání celokompozitních dílců s referenčními ocelovými svařenci reálné tuhosti, stejných vnějších rozměrů a připojovacích míst. Tento výsledek byl získán za cenu větší tloušťky

stěny kompozitní struktury a při výrazně větších výrobních nákladech. Větší redukce hmotnosti není téměř možná, neboť celokompozitní dílce v oblasti struktur s extrémně vysokými požadavky na statickou tuhost mají zhoršené chování vlivem lokálních deformací v místě spojovacích rozhraní.

- S využitím stejných vláken byla definována možná hmotnostní redukce o 25 % až 30 % při náhradě referenčních smykadel z tvárné litiny hybridní konstrukcí na bázi vnějšího kovového pláště a vnitřní výztuže z vláknového kompozitu. Tato aplikace je finančně příznivější než celokompozitní řešení. Dále umožňuje tvořit spojovací rozhraní způsobem běžným v konstrukci obráběcích strojů a z hlediska tuhosti není omezena možnými lokálními deformacemi při zavádění zatížení a uložení jako tomu je u řešení celokompozitního.

**Cíl 2: Navrhnout a ověřit, jakým způsobem lze v rámci metody konečných prvků modelovat silnostěnné dílce z vláknových kompozitů pro obráběcí stroje a jaká je přesnost výpočtových modelů vůči výsledkům experimentálních zkoušek reálných těles.**

Přechod od běžně používaných tenkostěnných kompozitních konstrukcí na silnostěnná kompozitní nebo hybridní tělesa obráběcích strojů si vyžádal nutnost ověření, s jakou přesností lze predikovat chování daných struktur. V rámci výpočtových studií byl definován přístup, kdy kompozitní části byly modelovány pomocí objemových skořepin, které jsou dnes již dostupné v komerčních MKP řešičích. Kompozitní tělesa byla modelována se zadáním kompletní skladby, tam kde to bylo možné, případně byly některé prvky vnitřní struktury zjednodušeny homogenizací a získáním efektivních materiálových konstant.

Porovnáním výsledků zkoušek experimentální modální analýzy s výsledky MKP výpočtů byly ověřeny výpočtové modely jak silnostěnných kompozitních struktur, tak hybridních struktur kompozit – kov. U celokompozitních těles lze navrženou modelovací technikou dosáhnout rozdílu mezi MKP a EMA do hodnoty přibližně 15 % při porovnání frekvencí odpovídajících stejnému tvaru. U hybridních těles je shoda mezi MKP a EMA lépe dosažitelná. Model prototypu hybridního smykadla byl ověřen s rozdílem mezi MKP a EMA u vlastních frekvencí pouze v rozmezí 1 až 5 %. S dodržением navrženého modelovacího postupu lze tak modelovat silnostěnná kompozitní tělesa i se zahrnutím možných materiálových a výrobních nepřesností. Výsledná odchylka je sice větší, než je tomu u běžných izotropních materiálů, ale stále přijatelná z hlediska posouzení vlastností v sestavě nosných dílců.

**Cíl 3: Určit modální vlastnosti (vlastní frekvence, tvary a tlumení) modelových nosných těles z vláknových kompozitů nebo hybridní konstrukce kompozit – kov a určit možnosti změny tlumení nosného dílce vlivem změny materiálové struktury.**

Navržená případně přejatá zkušební tělesa byla zkoušena za pomoci metod experimentální modální analýzy a bylo provedeno vyhodnocení změny modálních vlastností náhradou referenčního nosného dílce dílcem stejných vnějších rozměrů a stejných připojovacích bodů kompozitní struktury nebo hybridní struktury kompozit – kov. Z hlediska vlastních frekvencí byly získány očekávané poznatky z analýzy nosných těles – vlivem dostatečné statické tuhosti a provedené hmotnostní redukce došlo k zvýšení nebo dosažení dostatečně vysokých frekvencí kompozitních dílů v porovnání s referenčními smykadly.

Přínos je v získání konkrétních parametrů tlumení nosných těles (smykadel). Všechna zkoušená kompozitní nebo hybridní smykadla dosáhla násobně vyšších parametrů tlumení než

referenční ocelová nebo litinová tělesa. Samotná nosná tělesa z izotropního materiálu měla průměrné tlumení přibližně okolo hodnot  $\zeta=0,04-0,1$  %, což platilo pro ocelová smykadla 350x350x1200 ( $\zeta=0,05-0,10$  %), referenční modelové smykadlo 170x170x1265 z tvárné litiny ( $\zeta=0,04$  %) i prototyp hybridního smykadla 400x420x2530 z tvárné litiny ( $\zeta=0,10$  %).

Celokompozitní smykadlo bez poddajných tlumicích vrstev dosáhlo 4násobně vyššího průměrného tlumení, než bylo tlumení referenčních ocelových smykadel ( $\zeta=0,40$  %) rozměrů 350x350x1200. Deskové kompozitní smykadlo 230x275x1100 mělo průměrné tlumení řádově vyšší, než bylo tlumení ocelových / litinových smykadel vlivem tlumicích vrstev. Bylo vyhodnoceno průměrné tlumení  $\zeta=2,70$  %. Se zahrnutím dalších výsledků lze konstatovat, že tlumení celokompozitních struktur s integrovanými tlumicími vrstvami se může pohybovat v rozmezí  $\zeta=1$  % - 3 %.

Hybridní smykadla na bázi vnějšího pláště (tvárná litina) a vnitřní kompozitní výztuže o rozměrech 170x170x1265 měla průměrné tlumení ( $\zeta=0,08 - 0,13$  %) 2 až 3násobně vyšší než referenční smykadlo z tvárné litiny ( $\zeta=0,04$  %). Nejnižší tlumení bylo u celokompozitní výztuže bez tlumicích vrstev a s nejvyšší statickou tuhostí. Prototyp hybridního smykadla na bázi vnějšího pláště (tvárná litina) a vnitřní kompozitní výztuže o rozměrech 400x420x2530 měl tlumení ( $\zeta=0,33$  %) 3násobně vyšší než u referenčního smykadla z tvárné litiny ( $\zeta=0,10$  %). Hodnoty tlumení hybridních smykadel byly nižší než u celokompozitních konstrukcí.

#### **Cíl 4: Pomocí experimentálních zkoušek určit vliv změny tlumení a tuhosti nosných dílců na vlastnosti sestavy nosných dílců.**

Výsledky experimentálních zkoušek modální analýzy, při kterých byla nosná tělesa upnuta v sestavě obráběcího stroje, zkušebního zařízení se spojovacími rozhraními obráběcího stroje nebo alespoň s částečným upnutím a vlivem rozhraní, ukázaly, že obecně publikované přínosy kompozitních materiálu nebo hybridních materiálůvých struktur z hlediska vysokého tlumení dílce jsou po zahrnutí do sestavy dílců bezvýznamné. Většina provedených zkoušek ukázala, že paradoxně největšího tlumení v sestavě nosných dílců dosáhly referenční dílce z ocelových svařenců nebo tvárné litiny, zatímco násobně více tlumené dílce hybridní nebo kompozitní byly v sestavě nosných dílců analyzovány nejen s nižší dynamickou tuhostí, ale také s nižším tlumením na zkoumaných kritických vlastních tvarech sestavy.

Tyto zkoušky zároveň ukázaly na jedinou možnou cestu k úspěšné aplikaci „light-weight“ přístupu – pokusit se o maximální možnou hmotnostní redukci při dodržení nebo zvýšení statické tuhosti bez snah o zvětšování tlumení součásti. Integrace poddajných tlumicích vrstev se ukázala jako zcela nevhodná do daných těles vysoké tuhosti a nevedla k žádnému vylepšení dynamických vlastností sestavy.

#### **Cíl 5: Sestavit výpočtový model, který umožní specifikovat vliv tuhost a tlumení jednotlivých nosných dílců a spojovacích rozhraní a použít jej pro analýzu jejich vlivu na sestavu nosných dílců obráběcího stroje s cílem zjistit, do jaké míry je přínosná změna tuhosti a zejména změna tlumení nosného dílce stroje.**

Byl sestaven výpočtový model nosné struktury obráběcího stroje, který umožňuje posouzení přínosu změny tlumení i tuhosti jednotlivého prvku sestavy k dynamické tuhosti sestavy stroje. Model zjednodušeným způsobem umožnil při modální redukci formulovat matici tlumení tak, že byla odvozena s využitím průměrného tlumení  $\zeta$  jednotlivých dílců nebo spojovacích rozhraní a tuhosti jednotlivých prvků v globální matici tuhosti  $K$  modelu MKP. Do modelu vstupují parametry



průměrného poměrného tlumení nosných struktur, které byly získány pomocí experimentálních zkoušek, a parametry tlumení tuhostních náhrad spojovacích rozhraní, které byly odhady na základě výpočtových zkoušek. V rámci MKP byly použity ověřené výpočtové modely nosných těles z kompozitních nebo hybridních struktur.

Metodika výpočtu byla aplikována na sestavě nosných dílců konstrukce reálně existujícího obráběcího stroje, který byl zkoušek s litinovým nebo hybridním smykadle. Dále byly výpočty provedeny na nosné struktury zkušebního zařízení ETB-1, které bylo opět zkoušeno s litinovým nebo hybridním smykadlem. V obou případech se jednalo o výpočty sestavy nosných dílů se spojovacími rozhraními běžnými v oblasti obráběcích strojů.

Přínos řešení spočívá v potvrzení výsledků experimentálních zkoušek z hlediska vlivu tlumení nosné struktury na dynamickou tuhost / poddajnost sestavy. Příkladem je, že u nosné sestavy obráběcího stroje bylo vyhodnoceno možné snížení dynamické poddajnosti o 3 %, pokud by došlo k několikanásobnému zvýšení tlumení výtzuže hybridního smykadla a to beze změny jeho statické tuhosti. Je nutno konstatovat, že model v absolutních číslech nepredikoval hodnoty zjištěné z experimentálních zkoušek, nicméně kvalitativní závěry jeho výsledků o nasazení kompozitních materiálů odpovídají závěrům experimentálních zkoušek.

Druhým přínosem řešení byl odhad parametrů tlumení nosných těles a náhrad spojovacích rozhraní v MKP modelech nosné struktury obráběcích strojů. Z hlediska tlumení byly u spojovacích rozhraní – náhrad hnízd lineárních vedení identifikovány výrazně vyšší hodnoty ( $\zeta \sim 20$  %) než u tlumení samotných nosných těles ( $\zeta \sim 0,1-0,40$  %).

Poznatky ukazují, že z hlediska dynamických vlastností sestavy nosných dílců není cestou navrhovat nové odlehčené materiálové struktury nosných dílců, které by měly sníženou statickou tuhostí a zvýšeným tlumením zajistit zvýšenou dynamickou tuhost, ale navrhovat tělesa co nejvyšší statické tuhosti s redukovanou hmotností. Další zvýšení užitečných vlastností pak hledat v návrhu spojovacích rozhraní, jež mohou výrazně změnit tlumení a celkové dynamické chování stroje.

Navržený postup modelování sestavy nosné struktury stroje lze s výhodou použít pro budoucí posuzování plánovaných konstrukčních změn a úprav strojů. Model umožňuje na kvalitativní úrovni posoudit výhodnost dílčích konstrukčních změn pro dosažení vyšší dynamické tuhosti stroje.

#### **Cíl 6: Určit potenciál vláknových kompozitů z hlediska jejich tuhosti, hmotnosti a tlumení na dynamickou tuhost obráběcího stroje a jeho užitečné vlastnosti**

Provedené výpočtové i experimentální zkoušky možné náhrady nosných těles z oceli nebo litiny pomocí vláknových nebo hybridních struktur nevedou k úplně pozitivním závěrům ohledně ovlivnění užitečných vlastností obráběcích strojů. Z hlediska „light-weight“ návrhových přístupů pro dílce, u kterých jsou požadované statické tuhosti v rozmezí 10 N/ $\mu$ m až 100 N/ $\mu$ m jsou dosažené hmotnostní redukce o 25 % až 45 % vůči nosným dílcům tradiční konstrukce sice výrazné, ale v sestavě nosných těles se změna hmotnosti dílce neprojevila výrazným pozitivním ovlivněním dynamického chování sestavy. Provedené zkoušky na zkušebním zařízení ETB-1 demonstrovaly zanedbatelný posun vlastních frekvencí sestavy s odlehčenou strukturou, stejně tak provedené výpočty stroje s vyztuženým hybridním smykadlem ukázaly zanedbatelný frekvenční posuv.

Samotné odlehčení hmotné nosné komponenty, která v kontextu celé sestavy stroje nebo odlehčované pohybové skupiny představuje pouze zlomek hmotnosti, nenabízí velký potenciál pro zvýšení užitečných vlastností stroje vlivem vyšších dynamických parametrů. Je otázkou, jaká hmotnostní redukce by byla možná, pokud by celý stroj byl navržen z kompozitních dílců. I za

předpokladu 40 % hmotnostní redukce všech nosných struktur pohybových skupin je ale omezením vstupní cena kompozitních materiálů, která je v současné době násobně vyšší než u tradiční litiny nebo ocelových svařenců. Je zřejmé, že v aplikacích s menšími požadavky na statickou tuhost sestavy a s vysokými požadavky na dynamické chování pohybových os je větší potenciál pro aplikaci „light-weight“ vláknových kompozitů do nosných dílců strojů. Nicméně, v oblasti zkoumaných těles – nosných struktur pohybové osy Z je potenciál dle získaných poznatků zatím malý.

Oblastí, kde se vláknové struktury v nosných dílcích obráběcích strojů, mohou výrazně uplatnit, je konstrukce rotačně symetrických dílců s požadavky na výrazné snižování setrvačných hmot, zvyšování vlastních frekvencí. Tj., dílců typu vřeten, nástrojů nebo náhonových hřídelů, kde hmotnostní redukce v řádu desítek procent umožní zvýšení produktivity nebo dalších vlastností stroje. S přihlédnutím k výsledkům předložené práce lze pro tyto struktury vztáhnout stejné závěry – navrhovat struktury s přihlédnutím k maximální statické tuhosti pro namáhání daného dílce, zbytečně nezvyšovat tlumení pomocí integrace tlumících vrstev se zvýšenou poddajností. Potenciál daných aplikací je výrazně vyšší i s ohledem na ekonomické ohledy – cenu materiálových vstupů kompozitních vláken a cenu technologie výroby kompozitních komponent.

## 9.2 Přínos pro vědu a praxi

Přínos pro vědu spočívá v získání poznatků o tlumení nosných dílců vysoké tuhosti pro obráběcí stroje a jeho změně vlivem aplikace nových materiálových struktur, které přináší redukcii hmotnosti, změnu statické tuhosti a násobné zvýšení tlumení. Pomocí vhodně stanovených experimentálních zkoušek byly popsány vlastnosti kompozitních a hybridních strukturálních dílců a zároveň vyhodnocen vliv změny materiálové struktury nejen na samotný díl, ale i na sestavu nosných těles. Identifikované parametry lze použít při budoucím rozvoji výpočtových metod pro produktivnější návrhy nových nosných struktur.

Z hlediska praxe jsou cenné přínosy v porovnání mechanických vlastností reálně vyrobených silnostěnných kompozitních struktur s výsledky výpočtových modelů pomocí metody konečných prvků. Došlo k ověření výpočtových postupů ve specifické oblasti aplikace vláknových kompozitů, která klade nároky na použití jiných typů než běžně používaných výpočtových modelů. Dále byly z hlediska praktického získány cenné poznatky o možnosti hmotnostní redukce při zachování statické tuhosti silnostěnných struktur s vysokými nároky a demonstrace možného dosažení pomocí celokompozitní struktury nebo struktury na bázi kompozit – kov. Výsledky experimentálních zkoušek ukazují na velmi nízký vliv tlumení komponenty nosného tělesa na tlumení nosné struktury stroje. A umožňují tak zjednodušovat návrhové přístupy pro posuzování nových konstrukcí sestav obráběcích strojů – například predikcí dynamického chování použitím postupů modální redukce se zadáním porpocionálního tlumení na celou nosnou strukturu.

## 9.3 Možnosti dalšího výzkumu problematiky

Z hlediska celokompozitních i hybridních těles, u kterých je větší potenciál na redukcii hmotnosti pohybových os, se jako vhodné téma jeví provést studie, kde by nebyl analyzován přínos jedné komponenty k dynamickému chování stroje, ale byl navržen stroj nový se snahou o maximální odlehčení všech komponent pohybových os.

Jako vhodnou oblast dalšího výzkumu odlehčování pohybových os za cílem vylepšení užitečných vlastností stroje lze dále jmenovat oblast rotačních symetrických struktur s vysokými

nároky na provozní otáčky nebo vlastní frekvence. Přínos vláknových kompozitů zde bude vyšší než u nosných struktur typu smykadel. Kompozitní nástroje, části vřeten nebo náhonové hřídele se v omezené míře začínají vyskytovat v obráběcích strojích, větší výskyt je opět omezen dostupností systematických nástrojů pro spolehlivý konstrukční i výpočtový návrh těles, a to nejen z hlediska statické tuhosti a dynamického chování, ale i z hlediska návrhu spojovacích rozhraní se zanedbatelnou lokální deformací. Celkově nadějnou oblastí je aplikace vláknových kompozitů do nosných struktur s cílem vylepšovat jejich rozměrovou stálost vlivem nízké teplotní roztažnosti.

Z hlediska modelování dynamického chování je dnešní doba ve znamení rozvoje výpočtových modelů pro predikci celkového chování stroje, tvorby digitálních dvojčat strojů a možného virtuálního modelování obrábění. Snaha o virtuální prototypování celých strojů ve fázi jejich návrhu je v souladu s možností efektivního odlehčeného návrhu nosné struktury stroje. Z hlediska silnostěnných vláknových kompozitů v nosných strukturách je jejich použití v takových modelů spojeno s mnohem větší pracností než u klasických izotropních materiálů. To vybízí k rozvoji výpočtových metod, které umožní spolehlivé zjednodušení a modelování ortotropních konstrukcí.

Směrem pro zvýšení dynamických vlastností stroje z hlediska zvýšení stability mezní třísky a potažmo produktivity obrábění je výzkum spojovacích rozhraní s vysokou statickou tuhostí, vysokým tlumením a ideálně nízkým ovlivněním možné akcelerace pohybových os. Přínosy zde budou mnohem větší, než by vznikly aplikací kompozitních odlehčených struktur s vysokým tlumením.

# Seznam citované literatury

- [1] Strategická agenda výzkumná agenda oboru strojírenská výrobní techniky [online]. [Praha]: Technologická platforma Strojírenská výrobní technika, 16.12.2009. [vid 30.9.2015]. Dostupné z. [http://www.tpsvt.cz/docs/strat\\_vyzkumna\\_agenda.pdf](http://www.tpsvt.cz/docs/strat_vyzkumna_agenda.pdf)
- [2] SMOLÍK, Jan. *Nosné díly obráběcích strojů z nekonvenčních materiálů*. Praha, 2007. Disertační práce. ČVUT v Praze, Fakulta strojní.
- [3] TLUSTÝ, Jiří a Miloš POLÁČEK. Beispiele der behandlung der selbsterregten Schwingung der Werkzeugmaschinen. FoKoMa, Hanser Verlag, Munchen [1957].
- [4] TLUSTÝ, Jiří a Miloš POLÁČEK. The Stability of Machine Tools Against Self Excited Vibrations in Machining. In: *Proceedings of the International Research in Production Engineering Conference*. Pittsburgh, USA: ASME, 1963, s. 465-474.
- [5] ALTINTAS, Yusuf a Manfred WECK. Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding. In: *CIRP Annals*, 2004, Vol. 53, Issue 2, p. 619-642, ISSN 0007-8506. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)60032-8](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60032-8)
- [6] ZULAIKA, Juanjo a Francisco Javier CAMPA. New Concepts for Structural Components. *Machine Tools for High Performance Machining*. Springer: 2009, s. 47-73. ISBN 978-1-84800-379-8.
- [7] KROLL, L.; P. BLAU; M. WABNER, et al. Lightweight Components for Energy-Efficient Machine Tools. In: *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, Vol. 4, No. 2, pp. 148-160, 2011. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cirpj.2011.04.002>
- [8] MÖHRING, Hans-Christian, Christian BRECHER, Eberhard ABELE, et al. Materials in Machine Tools Structures. *CIRP Annals – Manufacturing Technology*. 2015, vol 64, i. 2, s. 725-748. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2015.05.005>
- [9] MÖHRING, Hans-Christian. Advanced Materials in Machine Tool Structures. In: *Proceedings of The 16th International Machine Tool Engineers' Conference*. Tokyo: Japan Machine Tool Builders' Association, 2014, s. 76-88.
- [10] MÖHRING, Hans-Christian. Composites in Production Machines, In: *Procedia CIRP* 2017, Vol. 66, 2017, p. 2-9. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.procir.2017.04.013>
- [11] KONO, Daisuke., Soichiro MIZUNO, Toshiyuki MURAKI, Masamitsu NAKANAMI. A Machine Tool Motorized Spindle with Hybrid Structure of Steel and Carbon Fiber Composite. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology*. Vol. 68, 2019, p. 389-392. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2019.04.022>
- [12] KONDO, Ryo, Daisuke KONO, Atshushi MATSUBARA. Evaluation of Machine Tool Spindle Using Carbon Fiber Composite. In: *International Journal of Automation Technology*. 2020, Vol. 14, Issue 2, p. 294-303. DOI: [10.20965/ijat.2020.p0294](https://doi.org/10.20965/ijat.2020.p0294)
- [13] LEE, Dai Gil, Jung Do SUH, Hak Sung KIM a Jong Ming KIM. Design and Manufacture of Composite High Speed Machine Tool Structures. *Composite Science and Technology*. August 2004, vol. 64, i. 10-11, s. 1523-153. ISSN 0266-3538. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.compscitech.2003.10.021>

- [14] UHER, Ondřej, Jan SMOLÍK a Milan RŮŽIČKA. Novel Concept of Three-Dimensional Thick Composite Structure From Pitch Based Carbon Fibre for Machine Tool Application. In *Proceedings of 17th International Conference on Composite Materials - ICCM-17*. Edingburgh: 27-31/7/2009, s. 156-164.
- [15] MERLO, Angelo, D. RICCIARDI, Anna CREMONA, et al. Advanced composite materials in precision machine tools sector – Applications and perspectives. In: *Proceedings of 17th International Conference on Composite Materials*. 2009: Edingburgh, Scotland
- [16] CFRP kompozitní smykadlo - tisková zpráva [online]. *Fertigung: das Fachmagazinen fur die Metalbearbeitung*, 20.09.2012 [vid. 18.9.2015]. Dostupné z: <http://www.fertigung.de/2012/09/cfk-fuer-mehr-speed/>
- [17] MÖHRING, Hans-Christian, Mathias MULLER, Jens KRIEGER, et al. Intelligent Lightweight Structures for Hybrid Machine Tools. In: *Production Engineering*. 2020, Vol. 14, p. 583-600. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11740-020-00988-3>
- [18] NEUGEBAUER, Reimund, WABNER, M., IHLENDFELDT, S., et al. Design Principles Inspired by Bionics for Energy Efficient Machine Tools. In: *Resource-Efficient Powertrain Technologies*, *Proceedings of ICMC 2012*. Chemnitz: August 2012, 221-245. ISBN 978-3-942267-40-3. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.procir.2012.07.096>
- [19] BRECHER, Christian, Ralf SCHUG, Sebastian SCHMITZ, a Ulf BORNER. Design and Manufacture of a Carbon Fibre Spindle Rotor. *Science and Engineering of Composite Materials*. 2007, vol. 14, i. 3, s. 219–227. ISSN 0792-1233. DOI: <https://doi.org/10.1515/SECM.2007.14.3.219>
- [20] BANG, Keyung Geun a Dai Gil LEE. Design of Carbon Fiber Composite Shafts for High Speed Air Spindles. *Composite Structures*. February 2002, vol. 55, i. 2, s. 247-259. ISSN 0263-8223. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0263-8223\(01\)00146-5](https://doi.org/10.1016/S0263-8223(01)00146-5)
- [21] MRÁZ, Petr. *Aplikace nekonvenčních materiálů v konstrukci manipulátorů a robotů*. Praha, 2001. Disertační práce. ČVUT v Praze, Fakulta strojní.
- [22] MRÁZ, Petr a Jaroslav TALÁCKO. *Konstrukce strojů s kompozitními materiály*. Vydání první. Nakladatelství ČVUT, Praha, 2006. ISBN 80-01-03540-9.
- [23] SUH, Jung Do, Seung Hwan CHANG, Dai Gil LEE, et al. Damping Characteristics of Composite Hybrid Spindle Covers for High Speed Machine Tools. *Journal of Materials Processing Technology*. June 2001, vol. 113, i. 1-3, s. 178-183. ISSN 0924-0136. DOI: 10.1016/S0924-0136(01)00699-9
- [24] LEE, Dai Gil, Chang Sup LEE, Hak Gu LEE, et al., 2004. Novel Applications of Composite Structures to Robots, Machine Tools and Automobiles. *Composite Structures*. October-December 2004, vol. 66, i. 1-4, s. 17-39. ISSN 0263-8223.
- [25] CFRP držák nástroje – tisková zpráva [online]. Emuge Franken, 23.01.2013 [vid. 30.9.2015]. Dostupná z: [http://www.emuge-franken3.com/news\\_artikel+M56c511a9f25.0.html](http://www.emuge-franken3.com/news_artikel+M56c511a9f25.0.html)
- [26] CFRP brousící kotouč – tisková zpráva [online]. Machinery UK, 9.11.2011 [vid. 30.9.2015]. Dostupná z: <http://www.machinery.co.uk/machinery-products/cylindrical-grinding-wheels-for-automotive-applications/37988/>

- [27] ZEMÁNEK, Jaroslav. Aplikace uhlíkových koaxiálních hřídelí v pohonu vřeten vícevřetenového automatu. In: *Seminář Kompozity ve stavbě strojů* [online]. Praha: 9.10.2007, ČVUT v Praze, Fakulta strojní.
- [28] SMOLÍK, Jan, Pavel LYSÁK, Jiří HOVORKA, et al. Stavba nosných soustav. In: *Obráběcí stroje a technologie na EMO Milano*. Praha: 25.2.2010, FS ČVUT v Praze. ISBN 978-80-904077-3-2.
- [29] SMOLÍK, Jan a Pavel LYSÁK. Stavba nosných soustav. In: *Obráběcí stroje a technologie na EMO Hannover 2011*. Praha: 2012, FS ČVUT v Praze, s. 79-87. ISBN 978-80-904077-4-9.
- [30] VRBA, Pavel, Jan SMOLÍK a Jan KOUBEK. Stavba nosných soustav. In: *Trendy po EMO Hannover 2017 a MSV Brno 2017, Praha 2018*, FS ČVUT v Praze, s. 184-205, ISBN 978-80-01-06406-1.
- [31] SMOLÍK, Jan a kol. Stavba nosných soustav. In: *Trendy po EMO Hannover 2019, Praha 2020*, FS ČVUT v Praze, s. 174-215, ISBN 978-80-907680-0-0.
- [32] CFRP Smykadlo PRO.X1000. [online]. Německo: MAP Werkzeugmaschinen [vid. 30.9.2015]. Dostupné z: <http://www.map-wzm.de/en/products/cfrp.html>
- [33] Porovnání smykadel Roschiwal. [online]. Německo: Roschiwal Partner [vid. 30.9.2015]. Dostupné z: <http://www.ingenieurbuero-roschiwal.de/pdf/Carbonschlitten.pdf>
- [34] Kompozitní HSK držák. [online]. Německo: Roschiwal Partner [vid. 30.9.2015]. Dostupné z: <http://www.ingenieurbuero-roschiwal.de/pdf/WerkzeugaufnahmeCFK.pdf>
- [35] DMG Mobile Ultrasonic. [online]. Japonso. DMG Mori. [vid. 20.9.2015]. Dostupné z: <http://us.dmgmori.com/blob/172070/5439d5778a35de4a332cd668a5ddb973/pu0uk15-ultrasonic-composite-pdf-data.pdf>
- [36] LEE, Dail Gil, Hyo-Chol SIN, Nam P. SUH. Manufacturing of a Graphite Epoxy Composite Spindle for a Machine Tool. *CIRP Annals – Manufacturing Technology*. 1985, vol 34, i. 1, p. 365-369.
- [37] LEE, Dail Gil, Hyo-CHOL SIN, Nam P. SUH. Design and Manufacturing of a Carbon Fiber Epoxy Rotating Boring Bar. *Composite Structures*. 2003, vol. 60, i. 1, p. 115-124. DOI: 10.1016/S0263-8223(02)00287-8
- [38] NEUGEBAUER, Reimund, Thomas HIPKE. Machine Tools With Metal Foam. In: *Advanced Engineering Materials*. Vol. 8, i. 9, 2006, p. 858-863. ISSN: 1527-2648. [20 March 2011]. DOI: 10.1002/adem.200600095
- [39] AGGOGERI, Francesco, Alberto BORBONI, Angelo MERLO, et al. Vibration Damping Analysis of Lightweight Structures in Machine Tools." In *Materials* (2017), Vol. 10. DOI:10.3390/ma10030297
- [40] CHO, Sung-Kyum, Hyun-Jun KIM, Seung-Hwan CHANG. The Application of Polymer Composites to the Table-Top Machine Tool Components for Higher Stiffness and Reduced Weight. In: *Composite Structures*. Vol. 93, i. 2, 2011, p. 492-501. ISSN 0263-8223. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2010.08.030>
- [41] KEPCZAK, Norbert. Influence of the Addition of Styrene-Butadiene Rubber on the Dynamic Properties of Polymer Concrete for Machine Tool Applications. In: *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 11 (7) 1-11, 2019, DOI: 10.1177/168714019865841

- [42] VRBA, Pavel. Využití nekonvenčních materiálů ve stavbě nosných soustav obráběcích strojů. Praha, disertační práce, ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2017
- [43] SONAWANE, Harshad, T. SUBRAMANINA. Improved Dynamic Characteristics for Machine Tool Structures Using Filler Materials. In: 16th CIRP Conference on Modeling of Machining Operations. 2017, Vol. 58, p. 399-404. ISSN 2212-8271 . DOI: <https://doi.org/10.1016/j.procir.2017.03.239>
- [44] HOA, Suong V. *Principles of the Manufacturing of Composite Materials*. DEStech Publications Inc., Lancaster, 2009. ISBN 978-1-932078-26-8.
- [45] Vlastnosti PITCH vláken [online]. Japonsko: Mitsubishi Plastics [vid. 31.1.2015]. Dostupné z: [http://www.mpi.co.jp/english/products/industrial\\_materials/pitch\\_based\\_carbon\\_fiber/pbcf001.html](http://www.mpi.co.jp/english/products/industrial_materials/pitch_based_carbon_fiber/pbcf001.html)
- [46] Vlastnosti vlákna T700S [online]. USA: Toray Carbon Fibers America Inc. [vid. 31.1.2015]. Dostupné z: <http://www.toraycfa.com/pdfs/T700SDataSheet.pdf>
- [47] Vlastnosti vlákna 34-700 [online]. USA: Mitsubishi Rayon Carbon Fiber & Composites. [vid. 31.1.2015]. Dostupné z: [http://mrcfac.com/pdf/cf\\_tds/34\\_700\\_03\\_2010.pdf](http://mrcfac.com/pdf/cf_tds/34_700_03_2010.pdf)
- [48] Vlastnosti vlákna M46J [online]. USA: Toray Carbon Fibers America Inc. [vid. 31.1.2015]. Dostupné z: <http://www.toraycfa.com/pdfs/M46JDataSheet.pdf>
- [49] Vlastnosti vláken CN60 a CN80. [online]. Japonsko: Nippon Graphite Fiber Corp. [vid. 31.1.2015]. Dostupné z: <http://www31.ocn.ne.jp/~ngf/english/product/img/p1/pdf/cnfiber.pdf>
- [50] Vlastnosti vláken CN60 a CN80. [online]. Japonsko: Nippon Graphite Fiber Corp. [vid. 31.1.2015]. Dostupné z: <http://www31.ocn.ne.jp/~ngf/english/product/p1.htm>
- [51] Vlastnosti vlákna T300. [online]. USA: Toray Carbon Fibers America Inc. [vid. 31.1.2018 ]. Dostupné z: <http://www.toraycfa.com/pdfs/T300DataSheet.pdf>
- [52] STELLBRINK, Kuno K.U. *Micromechanics of Composites*. Carl Hanser Verlag, Munchen, 1996. ISBN 3-446-18606-9
- [53] HINTON, Mike, Peter D. SODEN, a Abdul Salam KADDOUR. *Failure Criteria in Fibre-Reinforced-Polymer Composites*. 1 edition. Elsevier Science: 2004, ISBN-13 978-0080444758.
- [54] GAY, Daniel, Suong V. HOA, a Stephen W. TSAI. *Composite Materials: Design and Application*. CRC Press, New York, 2003. ISBN 1-58716-084-6
- [55] LamiEx v3.0. [software]. Sušice: Robin Poul, 2006. [přístup 20. ledna 2018] Dostupné z: <https://ppp.fsid.cvut.cz/public/MKM/LamiEx%20V3.0.xls>
- [56] MOUNIER, Denis, Christophe POILANE, Cecile BUCHER, a Pascal PICART. Evaluation of Transverse Elastic Properties of Fibers Used in Composite Materials by Laser Resonant Ultrasound Spectroscopy. In: *Proceedings of the Acoustics 2012 Nantes Conference*. Nantes: 2012. Dostupné z: <http://hal.archives-ouvertes.fr/docs/00/81/13/03/PDF/hal-00811303.pdf>
- [57] MAURIN, Romain, Peter DAVIES, Nicolas BARAL, a Christophe BALEY. Transverse Properties of Carbon Fibres by Nano-Indentation and Micro-mechanics. *Applied Composite Materials*. May 2008, vol. 15, s. 61-73. ISSN 1573-4897.
- [58] JONES, Robert M. *Mechanics of Composite Materials*. 2nd edition. Taylor & Francis, Inc., Philadelphia, 1999. ISBN 1-56032-712-X.

- [59] KULKARNI, M. R. a R. P. BRADY. Model of Global Thermal Conductivity in Laminated Carbon/Carbon Composites. *Composite Science and Technology*. 1997, vol. 57, s. 277-285. ISSN 0266-3538.
- [60] Vlastnosti PITCH vláken. [online]. Japonsko: Nippon Graphite Fiber Corp. [vid. 31.1.2015]. Dostupné z: [http://www.ngfworld.com/en/en\\_fiber/en\\_vibration\\_damping\\_property.html](http://www.ngfworld.com/en/en_fiber/en_vibration_damping_property.html)
- [61] MARTINÁSKOVÁ, Jana. *Tlumení v obráběcích strojích*. Praha, 2011. Diplomová práce. ČVUT v Praze, Fakulta strojní.
- [62] WECK, Manfred a Christian BRECHER. *Werkzeugmaschinen Konstruktion und Berechnung, Bd. 1*. VDI-Verlag, Dusseldorf, 1981.
- [63] PADMANABHAN K.K. a A.S.R. MURTY. Damping in Structural Joints Subjected to Tangential Loads. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: *Journal of Mechanical Engineering Science*. March 1991, vol. 205, no. 2, s. 121-129.
- [64] KIM, Ju-Ho, Seung-Hwan CHANG. Design of  $\mu$ - CNC Machining Centre with Carbon/Epoxy Composite–Aluminium Hybrid Structures Containing Friction Layers for High Damping Capacity. *Composite Structures*. 2010, vol. 92, s. 2128-2136.
- [65] KOLÁŘ, Petr, Matěj SULITKA, Jaroslav ŠINDLER. Development Methods for High Performance Machine Tools. In: Proceedings of 2. Wiener Produktionstechnik Kongress - WPK 2014. Vienna, Austria, 2014. pp. 333-342, ISBN 978-3-903015-00-5.
- [66] VESELÝ, Jan a Matej SULITKA. Machine Tool Virtual Model. *Modern Machinery Science Journal*. December 2009, s. 146-153. ISSN 1805-0476 [online]
- [67] SULITKA, Matěj, Petr STRAKOŠ, Lukáš NOVOTNÝ a Jan VESELÝ. *Závěrečná zpráva projektu 1.4.3*. Praha, 2006. Veřejná výzkumná zpráva č. V-06-047. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení.
- [68] BRECHER, Christian., Marcel FEY, Stephan BAUMLER. Damping Models for Machine Tool Components of Linear Axes. In *CIRP Annals - Manufacturing Technology*. 2013, Vol. 62, pp. 399-402. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2013.03.142>
- [69] REBELEIN, Christian, Jan VLACIL, Michael F. ZAEH. Modeling of the Dynamic Behaviour of Machine Tools: Influences of Damping, Friction, Control and Motion. In: *Prod. Eng. Res. Devel.* (2017) 11:61-74. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11740-016-0704-5>
- [70] SEMM, Thomas, Maximilian SPANNAGL, MICHAEL F. ZAEH. Dynamic Substructuring of Machine Tools Considering Local Damping Models. In. *8th CIRP Conference on High Performance Cutting*. Procedia CIRP, 2018, Vol. 77, pp. 670-674. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.procir.2018.08.180>
- [71] SEMM, Thomas, Christian REBELEIN, Michael F. ZAEH. Prediction of the Position Dependent Dynamic Behavior of a Machine Tool Considering Local Damping Effects. In *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*. 2019, Vol. 27, pp. 68-77. DOI: 10.1016/j.cirpj.2019.08.001
- [72] SEMM, Thomas, Michale B. NIERLICH, Michael F. ZAEH. Substructure Coupling of Machine Tool in Arbitrary Axis Positions Considering Local Linear Damping Models. In *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. 2019, Vol. 141 (7). DOI: 10.1115/1.4043767



- [73] ZAEH, Michael F., Christian REBELEIN, Thomas SEMM. Predictive Simulation of Damping Effects in Machine Tools. In: CIRP Annals -Manufacturing Technology, Vol. 69, 2019, p. 393-396. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2019.03.018>
- [74] HAD Jiří. Návrh numerických modelů 3D kompozitových struktur a posuzování jejich mezních stavů. Praha, disertační práce, ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2015.
- [75] JIRAN, Lukáš. Semi-analytical Deformation Analysis of Filament Wound Composite Structures. Praha, disertační práce, ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2017.
- [76] POŠVÁŘ, Zdeněk. Výpočtové modely vlastností hybridních kompozitních struktur. Praha, disertační práce, ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2020.
- [77] Abaqus Documentation. Abaqus 6 2016[software]. Dassault Systemes
- [78] Ansys Help. Ansys v19.0 [software]. Ansys, 2019
- [79] CHAMIS, Christos C. *Simplified Composite Micromechanics Equations for Strength, Fracture Toughness and Environmental Effects*. Houston, January 1984. Report No. NASA TM-83696. National Aeronautics and Space Administration.
- [80] TSAI, Stephen W. *Theory of Composites Design*. Think Composites, Dayton, 1992. ISBN-13 978-0961809034
- [81] LAŠ, Vladimír. *Mechanika kompozitních materiálů*. 2. vydání. Západočeská univerzita v Plzni, Plzeň, 2008. ISBN 978-80-7043-689-9.
- [82] KOLLAR, Laszlo P. a George S. SPRINGER. *Mechanics of Composite Structures*. Cambridge University Press, Cambridge, 2003. ISBN-13 978-0-521-80165-2.
- [83] BARBERO, Ever J. *Finite Element Analysis of Composite Materials*. CRC Press: Boca Raton, 2007. ISBN 1-4200-5433-3.
- [84] DE SILVA, Clarence W. *Vibration and Shock Handbook*. CRC Press: 2005. ISBN 0-8493-1580-9.
- [85] ALLEMANG, Randal J., et al, *Vibrations: Analytical and Experimental Modal Analysis*, UC-SDRL-CN-20-263-662, 1998, 160 pp.
- [86] ALLEMANG, Randal J., et al, *Vibrations: Experimental Modal Analysis*, UC-SDRL-CN-20-263-663/664, 1999, 250 pp.
- [87] RICHARDSON, Mark H. and David L. FORMENTI, Parameter estimation from frequency response measurements using rational fraction polynomials, In Proceedings of the 1 st International Modal Analysis Conference, 1982, pp. 167-181.
- [88] SMITH S., J.C. BILBAO-LUDENA, S. CATALFAMO, M.R.W. BRAKE, P. REUSS, C.W. SCHWINGSHACKL. The Effects of Boundary Conditions, Measurement Techniques, and Excitation Type on Measurements of the Properties of Mechanical Joints. In: *Kerschen G*, editor. *Nonlinear Dynamics*, Volume 1 [Internet]. Cham: Springer International Publishing; 2016, p. 415-31. Available from: [http://link.springer.com/10.1007/978-3-319-15221-9\\_36](http://link.springer.com/10.1007/978-3-319-15221-9_36)
- [89] CARNE T.G., Clark R. DOHMANN. Support Conditions, Their Effect on Measured Modal Parameters. In: *Proceedings of Fifth International Conference on Sound and Vibration* [Internet]. Adelaide, South Australia: The International Institute of Acoustics and Vibration; 1997. p. 8.

Available from: [https://www.acoustics.asn.au/conference\\_proceedings/ICSVS-1997/pdf/scan/sv970505.pdf](https://www.acoustics.asn.au/conference_proceedings/ICSVS-1997/pdf/scan/sv970505.pdf)

[90] Tips and Tricks: Structural Damping. ANSYS MEMO, number STI: 001021A. ANSYS: October 21, 2000.

[91] ZBOŽÍNEK Martin. Výpočtová analýza hybridního litino-kompozitového smykadla obráběcího centra TM 2000. Brno: Diplomová práce, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 86 s

# Soupis prací vztažených k disertační práci

## *Recenzované články*

- [A1] KULÍŠEK, Viktor, Milan RŮŽIČKA, Pavel VRBA, Jan SMOLÍK, Miroslav Janota. Physico-mechanical Properties of Composite Structural Parts for Machine Tools. In: *Materials Today – Proceedings*, Vol 12, p. 288-297, 2019, ISSN 2214-7853. DOI: 10.1016/j.matpr.2019.03.126
- [A2] KULÍŠEK, Viktor, Petr KOLÁŘ, Pavel VRBA, Jan SMOLÍK, a kol. On Passive Damping in Machine Tool Hybrid Structural Parts. In: *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 114, Issue 7-9, p. 1925-1952, 2021, ISSN 0268-3768. DOI: 10.1007/s00170-021-06865-2
- [A3] KULÍŠEK, Viktor, Miroslav JANOTA, Milan RŮŽIČKA, a Pavel VRBA. Application of Fibre Composites in a Spindle Ram Design. *Journal of Machine Engineering*. 2013, vol. 13, no. 1, p. 7-23. ISSN 1895-7595.

## *Příspěvky na konferencích*

- [A4] KULÍŠEK, Viktor, Milan RŮŽIČKA, Pavel VRBA, Jan SMOLÍK, et al. Porovnání mechanických vlastností modelových nosných vzorků pro obráběcí stroje. In: *Konference mechanika kompozitních materiálů a konstrukcí 2018*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta aplikovaných věd, 2018, p. 29-34. ISBN 978-80-261-0776-7.
- [A5] Kulíšek, Viktor, Milan RŮŽIČKA, Ondřej UHER, et al. Aplikace vláken typu PITCH do nosných komponent výrobních strojů. In: *Mezinárodní konference Polymerní kompozity 2017 - Sborník*. Praha: Česká společnost pro mechaniku, 2017. p. 34-41. ISBN 978-80-906713-0-0.
- [A6] KULÍŠEK, Viktor, Milan RŮŽIČKA, Tereza KAŠPÁRKOVÁ a Robin POUL. Modelling of Composite Spindle Rams. In: *Computational Mechanics 2015*. Pilsen: University of West Bohemia, 2015, ISBN 978-80-261-0568-8.
- [A7] UHER, Ondřej, Robin POUL, Tereza KAŠPÁRKOVÁ, Viktor KULÍŠEK, et al. Composites in Machine Tool Applications. In: *Proceedings of The 16th International Machine Tool Engineers' Conference*. Japan, 2014, p. 109-118.
- [A8] RŮŽIČKA, Milan, Viktor KULÍŠEK, Lukáš JIRAN, et al. Tuhost a tlumení kompozitních konstrukcí. In: *Konference mechanika kompozitních materiálů a konstrukcí mk2 2014*. Plzeň: Západočeská univerzita, Fakulta aplikovaných věd, 2014. p. 19-26. ISBN 978-80-261-0355-4.
- [A9] KULÍŠEK, Viktor, Jan SMOLÍK, Milan RŮŽIČKA a Petr KOLÁŘ. Influence of Material Stiffness and Damping on Dynamic Behaviour of Production Machines. In: *Computational Mechanics 2018*. Pilsen: University of West Bohemia, 2018, p. 51-52, ISBN 9887-80-261-0819-1.
- [A10] KULÍŠEK, Viktor, Milan RŮŽIČKA, Jan SMOLÍK, et al. Behaviour of Thick-Walled Composite Construction for the Machine Tools Industry: Experimental and FEA Results Comparison. In: *Proceedings of the Computational Mechanics 2009*. Nečtiny: Západočeská univerzita v Plzni, 2009, p. 134-135. ISBN 978-80-7043-824-4.
- [A11] RŮŽIČKA Milan, Viktor KULÍŠEK, Jiří HAD, a Ondřej PREJZEK. Finite Element and Experimental Study of Novel Concept of 3D Fibre Cell Structure. In: *Proceedings of 17th ICCM [CD-ROM]*. Edinburg: ICCM, 27-31st July 2009. ISSN 1465-8011.

[A12] KULÍŠEK, Viktor, Milan RŮŽIČKA, Jiří HAD, Ondřej PREJZEK. Modelování silnostěnných konstrukcí pro obráběcí stroje. In: Sborník příspěvků semináře Výpočty konstrukcí metodou konečných prvků 2009. 2009, Brno, p. 63-74. ISBN 978-80-214-3996-2.

[A13] RŮŽIČKA Milan, Viktor KULÍŠEK, Jiří HAD, a Ondřej PREJZEK. Determination of Elastic Constants of Novel Concept 3D Composite. In: Bulletin of Applied Mechanics., 2009, Vol. 5, no. 20, p. 87-92. ISSN 1801-1217.

[A14] JANOTA Miroslav, Viktor KULÍŠEK, Pavel VRBA, a Petr KOLÁŘ. Comparison of Damping of Materials Used in Construction of Machine Tools. In Proceedings of 25th International Congress on Sound and Vibration. 2018, 8-12th July, Japan, Hiroshima, p. 2999-3006. ISBN 978-1-5108-6845-8

### *Soupis výzkumných zpráv*

[A15] KULÍŠEK, Viktor, Milan DVORÁK, Otakar HOREJŠ, a Miroslav JANOTA. Závěrečná zpráva projektu 122A za rok 2011. Praha, 2011. Veřejná výzkumná zpráva č. V-11-065. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení.

[A16] KULÍŠEK, Viktor, Tomáš MAREŠ, Lukáš JIRAN, et al. DV#7-1 (2012) Verifikované výpočetní modely pro predikci tuhosti a modálních vlastností komponent z nekonvenčních materiálů. Praha, 2012. Výzkumná zpráva č. V-12-060. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení, 80 s.

[A17] KULÍŠEK, Viktor, Miroslav JANOTA, Jiří KUŽELKA, et al. DV#7-2 (2013) Experimentálně vyhodnocené tlumení nekonvenčních a hybridních materiálů. Praha, 2013. Výzkumná zpráva č. V-13-046. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení, 49 s.

[A18] KULÍŠEK, Viktor, Tomáš MAREŠ, Milan RŮŽIČKA, a kol. DV#7 (2014) Verifikované výpočtové modely silnostěnných kompozitních struktur. Praha, 2014. Výzkumná zpráva č. V-14-054. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení.

[A19] KULÍŠEK, Viktor, Milan RŮŽIČKA, Pavel VRBA, et al. WP7 – Závěrečná zpráva za rok 2017. Praha, 2017. Výzkumná zpráva č. V-17-091. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení.

[A20] KULÍŠEK, Viktor, Miroslav JANOTA Pavel VRBA, et al. WP7 – Dynamické chování sestavy nosných prvků modelového stroje s uplatněním litinových nebo hybridních komponent kompozit – litina, TAJMAC-ZPS. Praha, 2018. Výzkumná zpráva č. V-18-046. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení.

[A21] KULÍŠEK, Viktor, Milan RŮŽIČKA, Pavel VRBA, et al. WP7 – Závěrečná zpráva za rok 2019 Praha, 2019. Výzkumná zpráva č. V-19-067. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení.

[A22] KULÍŠEK, Viktor, Milan RŮŽIČKA, Jana HORNOVÁ, et al. WP07 – Model stroje MCV7032 s uplatněním kompozitních materiálů. Praha, 2019. Výzkumná zpráva č. V-19-069. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení.

[A23] HAD, Jiří, Viktor KULÍŠEK, Zdeněk POŠVÁŘ, et al. Výpočtové a experimentální postupy pro zjišťování vlastností hybridních kompozitních struktur - výpočtová část. Praha, 2015. Výzkumná zpráva č. 12105/2015/56. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky.

## *Další výsledky*

[A24] RŮŽIČKA, Milan, Viktor KULÍŠEK, Petr MORES a Pavel VRBA. Hnací hřídel. Užitiný vzor číslo 31655, 2018, Česká Republika.

## Soupis dalších publikací autora

### *Články a příspěvky na konferencích*

[A25] KULÍŠEK Viktor, Cheung POON, Milan RŮŽIČKA, et al. Health Monitoring of Structures with Fatigue Damage and Applied Composite Repair. In: *Structural Health Monitoring 2009: From System Integration to Autonomous Systems*. Lancaster, Pennsylvania: DEStech Publications, Inc., 2009, vol. 1, p. 167-174. ISBN 978-1-60595-007-5.

[A26] RŮŽIČKA, Milan, Ondřej UHER, Karel BLAHOUŠ, a Viktor KULÍŠEK. Computational Design and Static and Fatigue Tests of High-Performance Integrated Joints. In *Mechanics of Composite Materials*. SEP2010: 2010, vol. 46, n. 3, p. 317-322. ISSN 0191-5665. DOI: 10.1007/s11029-010-9148-8

[A27] SMOLÍK, Jan a Viktor KULÍŠEK. Application of Unconventional Materials on Primary Structural Parts of Machine Tools. *Journal of Machine Engineering*. 2010, vol. 9, no. 2, p. 93-105. ISSN 1895-7595.

[A28] SMOLÍK, Jan., Viktor KULÍŠEK, a Miroslav JANOTA. Application of Sandwich-Based Designs on Main Structural Parts of Machine Tools. In: *Proceedings of the 6th ASME 2011 International Manufacturing Science and Engineering Conference*. Oregon, USA: ASME, June 13-17 2011, p. 69-78, ISBN 978-0-7918-4431-1. DOI: 10.1115/MSEC2011-50155

[A29] RŮŽIČKA, Milan, Jiří HAD, Viktor KULÍŠEK, a Ondřej UHER. Multiscale Modelling of Hybrid Composite Structures. *Key Engineering Materials*. 2011, vol. 471-472, p. 916-921. ISSN 1662-9795. DOI: 10.4028/www.scientific.net/KEM.471-472.916

[A30] SMOLÍK, Jan, Viktor KULÍŠEK, a Miroslav JANOTA. Moving Column Hybrid Structure Design. In: *Innovation in Machining 2012*. Guipuzcoa, Španělsko: Centro Tecnológico Tekniker, 2012, p. 237-244. ISBN 978-84-932064-6-8.

[A31] RŮŽIČKA, Milan, Viktor KULÍŠEK, Sergii BOGOMOLOV, Vít SHÁNĚL. Development of composite energy absorber. In: *Procedia Engineering*, Vol. 96, p. 392-399, 2014. ISSN 18777058. DOI: 10.1016/j.proeng.2014.12.108

[A32] KULÍŠEK, Viktor, Pavel VRBA, Milan RŮŽIČKA, et al. Přístupy pro navrhování kompozitních náhonových hřídelů s ocelovými koncovkami a jejich ověření s výsledky experimentů. In: *Mechanika kompozitních materiálů a konstrukcí mk2 2016 - sborník*. Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky, 2016. p. 21-28 ISBN 978-80-01-05941-8.

[A33] POŠVÁŘ, Zdeněk, Milan RŮŽIČKA, Viktor KULÍŠEK, et al. Design of Composite Hybrid Structures "on Request". In: *Materials Today – Proceedings*, Vol 3, Issue 4, p. 1129-1134, 2016. ISSN 2214-7853. DOI: 10.1016/j.matpr.2016.03.061

[A34] VRBA, Pavel, Viktor KULÍŠEK, Milan RŮŽIČKA, et al. Využití vláknových a částicových kompozitů pro zvyšování tlumení hybridních nosných dílců obráběcích strojů. In: *Mechanika kompozitních*

materiálů a konstrukcí mk2 2016 - sborník. Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2016. p. 56-63. ISBN 978-80-01-05941-8.

[A35] DOUBRAVA, Karel, Tomáš PONÍŽIL, Viktor KULÍŠEK, et al. Experimental and numerical analysis of the head tube joint strength. In: 57th International Scientific Conference on Experimental Stress Analysis, EAN 2019. Luhačovice, 2019, p. 42-49. ISBN 978-802145766-9

[A36] ZÁMEČNIKOVÁ Tereza, Tomáš MAREŠ, Viktor KULÍŠEK, Anna MALÁ, Bohumil KROPÍK. Comparison of methods for calculation of composite wound tube deflection. In: Materials Today – Proceedings, Vol 32, p. 224-231, 2019. ISSN 2214-7853. DOI: 10.1016/j.matpr.2020.05.145

### ***Výzkumné zprávy***

[A37] KULÍŠEK, Viktor, Jan Smolík, František KOZLÍK a Miroslav ONDRÁČEK. Závěrečná zpráva projektu 1.2.2 - část 2. Praha, 2007. Veřejná výzkumná zpráva č. V-07-063. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení.

[A38] KULÍŠEK, Viktor, Jan Smolík, Milan DVOŘÁK, et al. Závěrečná zpráva projektu 1.2.2. - část 2. Praha, 2008. Veřejná výzkumná zpráva č. V-08-075. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení.

[A39] KOLÁŘ, Petr, Viktor KULÍŠEK, a Pavel VRBA, P. Test lehkých materiálů. Praha, 2009. Výzkumná zpráva č. V-09-051. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení. - předělat

[A40] KULÍŠEK, Viktor, Milan DVOŘÁK, Miroslav JANOTA, et al. Závěrečná zpráva projektu 1.2.2. - část 1. Praha, 2009. Veřejná výzkumná zpráva č. V-09-035. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení.

[A41] KULÍŠEK, Viktor, Milan DVOŘÁK, Pavel VRBA, et al. Závěrečná zpráva projektu 122A za rok 2010. Praha, 2010. Veřejná výzkumná zpráva č. V-10-078. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení.

[A42] KULÍŠEK, Viktor, Jiří KUŽELKA, Milan DVOŘÁK, et al. DV#7-2 (2012) Studie spojovacích rozhraní mezi konvenčními a nekonvenčními materiály. Praha, 2012. Výzkumná zpráva č. V-12-061. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení, 50 s.

[A43] BERNARDIN, Petr, Viktor KULÍŠEK, Lukáš JIRAN, et al. DV#7-1 (2013) Optimalizovaná připojovací rozhraní kompozitních hřídelů. Praha, 2013. Výzkumná zpráva č. V-13-045. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení, 56 s.

[A44] BERNARDIN, Petr, Viktor KULÍŠEK, Luboš LIMBERG, et al. DV#7 (2014) – Optimalizované rozhraní konvenčních a nekonvenčních materiálů pro tvorbu hybridních struktur. Praha, 2014. Neveřejná výzkumná zpráva č. V-14-055. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení.

[A45] RŮŽIČKA Milan, Viktor KULÍŠEK, Petr BERNARDIN, a kol. DV#7 (2015) - Hybridní struktury s optimalizací mechanických vlastností. Praha, 2015. Výzkumná zpráva č. V-15-071. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení.

[A46] KULÍŠEK, Viktor, Milan RŮŽIČKA, Karel DOUBRAVA, et al. DV#7 (2015) – Experimentálně provedené hodnocení kompozitních a hybridních struktur na stálost vlastností při cyklickém zatěžování s vlivy prostředí. Praha, 2015. Výzkumná zpráva č. V-15-072. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení.

[A47] KULÍŠEK, Viktor, Milan RŮŽIČKA, Tomáš MAREŠ, et al. WP7 – Závěrečná zpráva za rok 2016. Praha, 2016. Výzkumná zpráva č. V-16-047. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení.

[A48] KULÍŠEK, Viktor, Milan RŮŽIČKA, Pavel VRBA, et al. WP7 – Závěrečná zpráva za rok 2018. Praha, 2018. Výzkumná zpráva č. V-18-045. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení.

## Seznam příloh

Příloha I: Výsledky modální analýzy zkušebního kompozitního profilu 100x100x970 o tl. 8 mm

Příloha II: Výsledky modální analýzy kompozitně-korkového tubusu smykadla: EMA i MKP

Příloha III: Výsledky modální analýzy hybridního kompozitně-korkového smykadla s vlivem uložení: EMA i MKP

Příloha IV: Výsledky modální analýzy hybridních modelových smykadel

Příloha V: Modální analýza – MKP sestavy stroje



# Seznam obrázků

|   |    |
|---|----|
| Obr. 1: Kompozitní smykadlo PRO.X1000. Foto - EMO Hannover 2013 [32].....   | 7  |
| Obr. 2: Kompozitní náhonové hřídele, vzorky smykadel a příčnicku – Společnost Xperion. Foto - EMO Hannover 2013 .....   | 7  |
| Obr. 3: Kompozitní hřídele vřeten, upínač soustruhu, držák nástroje (vlevo), modelový nosník a smykadlo (pravo). Společnost Compotech Plus s.r.o. Foto - EMO Hannover 2013..... | 8  |
| Obr. 4: Kompozitní HSK držák. Společnost Roschiwal Partner. Foto [34].....  | 8  |
| Obr. 5: Modelové kompozitní smykadlo. Společnost Roschiwal Partner. Foto [29] .....   | 8  |
| Obr. 6: DMG Mobile Ultrasonic. Foto JEC Paris 2015. ....  | 8  |
| Obr. 7: Technologie navíjení vláken. Převzato z[44].....  | 12 |
| Obr. 8: Polotovár – svazek vláken pro navíjení/kladení. Převzato z [45]. ....   | 12 |
| Obr. 9: Polotovár - jednosměrový kompozit pro navíjení/kladení – vrstva vláken s matricí. Převzato z [44].....  | 12 |
| Obr. 10: Tuhost a pevnost ve směru vláken – porovnání materiálů. Převzato z [45]. ....  | 13 |
| Obr. 11: Schéma řešení cílů práce s využitím materiálových vzorků a zkušebních těles.....   | 23 |
| Obr. 12: Schéma řešení cílů práce s využitím experimentálních zkoušek a výpočtů vlivu těles na sestavu nosných dílců.....   | 25 |
| Obr. 13: Schéma tvorby popisu dynamických vlastností nosné struktury stroje. [67] .....   | 30 |
| Obr. 14: Kompozitní profil 100x100, t=8 mm. ....  | 35 |
| Obr. 15: Kompozitní profil 100x100, MKP – model 1. ....   | 35 |
| Obr. 16: Kompozitní profil 100x100, MKP – model 2. ....   | 35 |
| Obr. 17: Nosná struktura obráběcího stroje s detailem na smykadlo (stroj MCV společnosti TAJMAC – ZPS). ....  | 37 |
| Obr. 18: Modelová tělesa pro porovnávací zkoušky. [A1] (zleva: litina, ocel, kompozit 1, kompozit 2, kompozit 3).....   | 39 |
| Obr. 19: Kompozit 1: Celistvý kompozitní profil s tlumicími vrstvami. ....  | 41 |
| Obr. 20: Kompozit 2: Kompozitní profil z lepených desek s vyztužením rohů.....  | 41 |
| Obr. 21: Zkouška modelových těles pomocí 3bodového ohybu. [A1].....   | 41 |
| Obr. 22: Tříbodový ohyb referenčních profilů – průhyb spodní stěny pod aktuátorem. [A1].  | 42 |
| Obr. 23: Tříbodový ohyb referenčních profilů – průhyb horní stěny nad levou podporou uložení vzorku při tříbodovém ohybu. [A1] .....  | 42 |
| Obr. 24: Tříbodový ohyb referenčních profilů – deformace z tenzometru na spodní stěně pod aktuátorem. [A1] .....  | 43 |
| Obr. 25: Uložení modelového vzorku přes popruh a svěrku na stěnu. [A1] .....  | 45 |

|   |    |
|---|----|
| Obr. 26: Porovnání dynamické poddajnosti pomocí frekvenční přenosové funkce modelových vzorků – buzení – směr 1. [A1].....  | 45 |
| Obr. 27: Porovnání dynamické poddajnosti pomocí frekvenční přenosové funkce modelových vzorků – buzení směr 2. ....         | 45 |
| Obr. 28: Uložení vzorku Kompozit 1 přes pružiny v poloze uzlových bodů prvního ohybového tvaru. ....                        | 47 |
| Obr. 29: Kompozit 1: Porovnání FRF dynamické poddajnosti při uložení za sevřenou stěnu (červeně) a na pružiny (modře). .... | 47 |
| Obr. 30: Uložení modelového vzorku přes dva popruhy v uzlových bodech prvního ohybového tvaru. ....                         | 48 |
| Obr. 31: Kompozit 1, ohyb, 1028 Hz. ....  | 49 |
| Obr. 32: Kompozit 1, torze, 991 Hz. ....  | 49 |
| Obr. 33: Kompozit 2, ohyb, 809 Hz. ....   | 49 |
| Obr. 34: Kompozit 2, torze, 1220 Hz. ....   | 49 |
| Obr. 35: Kompozit 3, ohyb, 822 Hz. ....   | 49 |
| Obr. 36: Kompozit 3, torze, 861 Hz. ....  | 49 |
| Obr. 37: Ocel, ohyb, 582 Hz. ....   | 49 |
| Obr. 38: Ocel, torze, 382 Hz. ....  | 49 |
| Obr. 39: MKP model smykadla deskové tlumené / netlumené. [A5] .....   | 50 |
| Obr. 40: MKP model smykadla navíjené tlumené [A5].....  | 50 |
| Obr. 41: Příložky v místě zavedení síly a uložení nosníku při testu tříbodovým ohybem.....                                  | 51 |
| Obr. 42: Vzorek Kompozit 1 – 1. ohyb. ....  | 52 |
| Obr. 43: Vzorek Kompozit 1 – 1. torze.....  | 52 |
| Obr. 44: Vzorek Kompozit 2– 1. ohyb. ....   | 52 |
| Obr. 45: Vzorek Kompozit 2 – 1. torze.....  | 52 |
| Obr. 46: Vzorek Kompozit 3 – 1. ohyb. ....  | 52 |
| Obr. 47: Vzorek Kompozit 3 – 1. torze.....  | 52 |
| Obr. 48: Schematické zobrazení kompozitního smykadla. [A3].....   | 58 |
| Obr. 49: Schematické zobrazení hybridního smykadla s kompozitně korkovým pláštěm. [A3] .....                                | 58 |
| Obr. 50: Ocelové smykadlo 1 bez vnitřního žebrování. ....   | 59 |
| Obr. 51: Řez ocelovým smykadlem 2 s vysokou tuhostí. [A3].....  | 59 |
| Obr. 52: Profil a MKP model kompozitního navíjeného smykadla. [A11] [A12].....  | 60 |
| Obr. 53: MKP model hybridního navíjeného smykadla s korkovo-kompozitním pláštěm a ocelovou výztuží. [A3].....               | 60 |

|  |    |
|--|----|
| Obr. 54: Okrajové podmínky pro EMA navíjeného smykadla. ....                   | 61 |
| Obr. 55: Výpočtový model pro modální analýzu navíjeného smykadla. ....         | 61 |
| Obr. 56: EMA – $f_1=533$ Hz.....   | 61 |
| Obr. 57: MKP – $f_2=690$ Hz. ....  | 61 |
| Obr. 58: EMA – $f_2=553$ Hz.....   | 61 |
| Obr. 59: MKP – $f_1=679$ Hz. ....  | 61 |
| Obr. 60: EMA – $f_3=722$ Hz.....   | 62 |
| Obr. 61: MKP – $f_3=905$ Hz. ....  | 62 |
| Obr. 62: Okrajové podmínky kompozitního-korkového tubusu smykadla při EMA..... | 63 |
| Obr. 63: Okrajové podmínky hybridního smykadla při EMA s uložením. [A3] .....  | 63 |
| Obr. 64: Experiment: 1. tvar, $f=63$ Hz. ....                                  | 63 |
| Obr. 65: Model: 1. tvar, $f=66$ Hz.....  | 63 |
| Obr. 66: Experiment:2tvar, $f=76$ Hz. ....                                     | 63 |
| Obr. 67: Model: 2. tvar, $f=74$ Hz.....  | 63 |
| Obr. 68: Experiment: 3.tvar, $f=180$ Hz. ....                                  | 64 |
| Obr. 69: Model: 4. tvar, $f=192$ Hz.....                                       | 64 |
| Obr. 70: Schéma konfigurace okrajových podmínek a zatížení smykadel. ....      | 65 |
| Obr. 71: Bod zatížení a okrajové podmínky MKP výpočtu statické tuhosti .....   | 65 |
| Obr. 72: Ocel I – pole deformací pro $F_{hor}$ . ....                          | 66 |
| Obr. 73: Ocel I – pole deformací pro $F_{ver}$ .....                           | 66 |
| Obr. 74: Ocel II – pole deformací pro $F_{hor}$ . ....                         | 66 |
| Obr. 75: Ocel II – pole deformací pro $F_{ver}$ .....                          | 66 |
| Obr. 76: Navíjený kompozit, pole deformací pro $F_{hor}$ .....                 | 66 |
| Obr. 77 Navíjený kompozit, pole deformací pro $F_{ver}$ . ....                 | 66 |
| Obr. 78: Hybridní kompozit, pole deformací pro $F_{hor}$ .....                 | 66 |
| Obr. 79: Hybridní kompozit, pole deformací pro $F_{ver}$ . ....                | 66 |
| Obr. 80: Celokompozitní deskové smykadlo .....                                 | 68 |
| Obr. 81: Schéma struktury deskového smykadla .....                             | 68 |
| Obr. 82: Detail rohu deskového smykadla .....                                  | 68 |
| Obr. 83: Žebrování kompozitního deskového smykadla. [A7] .....                 | 69 |
| Obr. 84: Žebrování svařovaného ocelového smykadla. [A7].....                   | 69 |
| Obr. 85: Kompozitní deskové smykadlo a referenční ocelový svařenec. [A7].....  | 69 |
| Obr. 86: MKP model celokompozitního smykadla.....                              | 70 |

|   |    |
|---|----|
| Obr. 87: Zavěšení deskového smykadla při modální analýze – pouze kompozitní tělo smykadla .....         | 70 |
| Obr. 88: Uložení deskového smykadla při modální analýze.....  | 70 |
| Obr. 89: EMA: volně: 1. tvar – 562 Hz .....   | 71 |
| Obr. 90: MKP – kompozit volně – 1. tvar – 823 Hz. ....  | 71 |
| Obr. 91: Druhý vlastní tvar z EMA – ohyb v horizontálním směru, $f$ 249 Hz. ....                        | 71 |
| Obr. 92: Objemová skořepina - skladba – upnuto: 1. tvar .....   | 72 |
| Obr. 93: Objemová skořepina - skladba – upnuto: 2. tvar .....   | 72 |
| Obr. 94: Objemová skořepina - skladba – upnuto: 3. tvar .....   | 72 |
| Obr. 95: Objemová skořepina - skladba – upnuto: 4. tvar .....   | 72 |
| Obr. 96: Zatížení pro výpočtové posouzení statické tuhosti deskového smykadla. ....                     | 74 |
| Obr. 97: Ocel – pole deformací pro $F_{hor}$ . ....   | 75 |
| Obr. 98: Kompozit – pole deformací pro $F_{hor}$ .....  | 75 |
| Obr. 99: Ocel – pole deformací pro $F_{ver}$ .....  | 75 |
| Obr. 100: Kompozit – pole deformací pro $F_{ver}$ .....   | 75 |
| Obr. 101: Modelová hybridní smykadla společnosti TAJMAC-ZPS .....                                       | 77 |
| Obr. 102: Porovnání struktury referenčního kovového smykadla s hybridním smykadlem. [A2] .....          | 77 |
| Obr. 103: Schéma modelového hybridního smykadla. [A16] .....  | 78 |
| Obr. 104: Modelové hybridní smykadlo pro porovnání vlastních frekvencí – MKP vs experiment. [A16] ..... | 78 |
| Obr. 105: Model hybridního smykadla s celokompozitní výztuží TMN1. [A16] .....                          | 78 |
| Obr. 106: Model hybridního smykadla s výztuží TMN2 o 3 tlumicích vrstvách. [A16].....                   | 78 |
| Obr. 107: Model hybridního smykadla s výztuží TMN3 o 4 tlumicích vrstvách. [A16].....                   | 78 |
| Obr. 108: Model hybridního smykadla – nosníková náhrada kompozitní výztuže. [A16].....                  | 80 |
| Obr. 109: Model hybridního smykadla – náhrada kompozitní výztuže objemovými prvky. [A16] .....          | 80 |
| Obr. 110: Model hybridního smykadla – náhrada kompozitní výztuže plošnými skořepinami. [A16] .....      | 80 |
| Obr. 111: Model hybridního smykadla – náhrada kompozitní výztuže objemovými skořepinami. [A16] .....    | 80 |
| Obr. 112: Schéma okrajových podmínek pro výpočet statické konfigurace v největším vyložení. ....        | 81 |
| Obr. 113: Výpočtový model pro statickou tuhost s vyznačením pružinových náhrad. ....                    | 81 |
| Obr. 114: Prototyp hybridního smykadla TAJMAC-ZPS .....   | 83 |

|  |     |
|--|-----|
| Obr. 115: Hybridní smykadlo pro stroje TAJMAC ZPS řady MCV .....   | 83  |
| Obr. 116: Kompozitní výztuž smykadla při měření EMA.....   | 83  |
| Obr. 117: Výpočtový model kompozitní výztuže.....  | 84  |
| Obr. 118: Řez výpočtovým modelem hybridního smykadla (modrá – litina, hnědá – kompozit, šedá – lepený spoj) .....  | 85  |
| Obr. 119: Torzní mód z experimentu hybridního smykadla, $f=524$ Hz. ....   | 85  |
| Obr. 120: Torzní mód z experimentu hybridního smykadla, $f=555$ Hz. ....   | 85  |
| Obr. 121: Torzní mód z experimentu hybridního smykadla, $f=583$ Hz. ....   | 85  |
| Obr. 122: Sestava saní a smykadla pro posouzení statické tuhosti. ....   | 87  |
| Obr. 123: Ocelový svařenec smykadla 2. [A3] .....  | 90  |
| Obr. 124: Kompozitní smykadlo. [A3] .....  | 90  |
| Obr. 125: Konfigurace pro měření modálních vlastností upnutých smykadel. [A3] .....  | 91  |
| Obr. 126: Dynamická poddajnost – porovnání absolutních hodnot pro ocelové smykadlo 2, kompozitní smykadlo a hybridní smykadlo pro buzení ve vertikálním směru. [A3].....   | 93  |
| Obr. 127: Dynamická poddajnost – porovnání absolutních hodnot pro ocelové smykadlo 2, kompozitní smykadlo a hybridní smykadlo pro buzení v horizontálním směru. [A3].....  | 93  |
| Obr. 128: Konfigurace pro zkoušky modálních vlastností hybridních smykadel.....  | 94  |
| Obr. 129: Konfigurace pro měření EMA modelových hybridních smykadel s vyznačením buzení. [A2] .....  | 94  |
| Obr. 130: Porovnání dynamické poddajnosti zavěšených modelových hybridních smykadel. [A2] (označení vzhledem ke kapitole 0 : Hybrid ram 1 – TMN1, Hybrid ram 2 – TMN2, Hybrid ram 3 – TMN3, cast iron – TMN4)..... | 95  |
| Obr. 131: Konfigurace pro měření EMA modelových hybridních smykadel uložených ve zkušebním zařízení ETB-1 s vyznačením buzení. [A2].....   | 97  |
| Obr. 132: FRF dynamické poddajnosti modelových hybridních smykadel uložených na standu při buzení v horizontálním směru. [A2].....   | 97  |
| Obr. 133: FRF dynamické poddajnosti modelových hybridních smykadel uložených na standu při buzení v horizontálním směru. [A2].....   | 97  |
| Obr. 134: První dominantní tvar při buzení v horizontálním směru (cca 63 [A2]).....  | 98  |
| Obr. 135: První dominantní tvar při buzení ve vertikálním směru (cca 70 [A2]).....   | 98  |
| Obr. 136: Kompozitní výztuž smykadla při měření modálních vlastností. ....   | 100 |
| Obr. 137: Zavěšení smykadel při experimentální modální analýze. ....   | 100 |
| Obr. 138: Reálná složka dynamické poddajnosti zavěšených smykadel při buzení ve směru X. ....  | 101 |
| Obr. 139: Reálná složka dynamické poddajnosti zavěšených smykadel při buzení ve směru Y. ....  | 101 |

|   |     |
|---|-----|
| Obr. 140: Konfigurace stroje řady MCV při experimentální modální analýze. [A20] .....   | 102 |
| Obr. 141: První ohybový tvar měřené sestavy stroje s hybridním (resp. litinovým) smykadlem. [A14] [A20] .....   | 103 |
| Obr. 142: Ocelové profily vyplňované částicovým kompozitem. [A2] .....  | 104 |
| Obr. 143: Řez hybridní strukturou smykadla (šedá – ocel, oranžová – kompozit). [42].....  | 104 |
| Obr. 144: Uložení smykadel pro měření EMA. [42] [A2].....   | 104 |
| Obr. 145: Uložení hybridního smykadla pro EMA samotného tělesa. [A2].....   | 105 |
| Obr. 146: EMA hybridního smykadla s vlivem spojovacích rozhraní. [A2].....  | 105 |
| Obr. 147: Porovnání dynamické poddajnosti při EMA samotných těles. [A2].....  | 105 |
| Obr. 148: Porovnání dynamické poddajnosti při EMA hybridních smykadel v zjednodušené sestavě (nahore – buzení ve vertikálním směru, dole – buzení v horizontálním směru). [A2]...             | 106 |
| Obr. 149: Porovnání tlumení na první a druhém vlastním tvaru zavěšených modelových smykadel. [A2].....  | 108 |
| Obr. 150: Porovnání tlumení na první a druhém vlastním tvaru modelových smykadel upnutých do standu zkušebního stroje. [A2] .....   | 109 |
| Obr. 151: Porovnání poměru tlumení kompozitního-hybridního vzorku vůči referenčnímu izotropnímu tělesu na kritické frekvenci (lepší tlumení při poměru vyšším než 1). [A2] .....              | 109 |
| Obr. 152: Porovnání poměru tlumení hybridních struktur ocel – částicový kompozit vůči referenčnímu ocelovému tělesu na kritické frekvenci (lepší tlumení při poměru vyšším než 1). [A2] ..... | 110 |
| Obr. 153: Stroj MCV 7032 v provedení s litinovým příčnickem.....  | 112 |
| Obr. 154: MKP - model stroje MCV 7032 v konfiguraci s litinovým příčnickem. ....  | 112 |
| Obr. 155: Stroj MCV 7032 v provedení s ocelovým příčnickem. ....  | 114 |
| Obr. 156: Geometrická konfigurace nového modelu sestavy MCV 7032 s litinovým příčnickem. ....   | 116 |
| Obr. 157: Geometrická konfigurace nového modelu sestavy MCV 7032 s ocelovým příčnickem. ....  | 116 |
| Obr. 158: MKP - model stroje MCV 7032 v konfiguraci s ocelovým příčnickem.....  | 116 |
| Obr. 159: Deformace stroje litina - příčnick, litina - smykadlo při zatížení $F_x=1\text{kN}$ . ....  | 117 |
| Obr. 160: Deformace stroje ocel - příčnick, litina - smykadlo při zatížení $F_x=1\text{kN}$ . ....  | 117 |
| Obr. 161: Deformace stroje litina - příčnick, litina - smykadlo při zatížení $F_y=1\text{kN}$ . ....  | 117 |
| Obr. 162: Deformace stroje ocel - příčnick, litina - smykadlo při zatížení $F_y=1\text{kN}$ . ....  | 117 |
| Obr. 163: Deformace stroje litina - příčnick, litina - smykadlo při zatížení $F_z=1\text{kN}$ . ....  | 117 |
| Obr. 164: Deformace stroje ocel - příčnick, litina - smykadlo při zatížení $F_z=1\text{kN}$ . ....  | 117 |
| Obr. 165: Zjednodušená část stroje pro výpočet příspěvků tlumení k dynamické poddajnosti. ....  | 119 |

|  |      |
|--|------|
| Obr. 166: Porovnání dynamického chování při buzení ve směru osy X modelu celé sestavy stroje a modelu bez spodní části lože.....   | 119  |
| Obr. 167: Porovnání dynamického chování při buzení ve směru osy Y modelu celé sestavy stroje a modelu bez spodní částí lože.....   | 120  |
| Obr. 168: Porovnání absolutní hodnoty dynamické poddajnosti pro model s průměrným tlumením 3 % u všech složek (prumer 3) a pro model s tlumením jednotlivých komponent dle odhadů pro nosné dílce a spojovací rozhraní (odhad X). ....   | 122  |
| Obr. 169: Detail v oblasti dominantního vlastního tvaru pro chování při buzení X - porovnání absolutní hodnoty dynamické poddajnosti pro model s průměrným tlumením 3 % u všech složek (prumer 3) a pro model s tlumením jednotlivých komponent dle odhadů pro nosné dílce a spojovací rozhraní (odhad X)..... | 122  |
| Obr. 170: Citlivostní studie tlumení nosných komponent na dynamickou poddajnost kritického tvaru při buzení ve směru osy X. [A22].....   | 123  |
| Obr. 171: Detail na hodnotu absolutní složky - citlivostní studie tlumení nosných komponent na dynamickou poddajnost kritického tvaru při buzení ve směru osy X. [A22] .....   | 123  |
| Obr. 172: Výpočet - dynamické chování v místě náhrady, buzení směr X. [A22].....   | 125  |
| Obr. 173: Výpočet - dynamické chování v místě náhrady nástroje, buzení směr Y. [A22] ....  | 125  |
| Obr. 174: Zařízení ETB-1 se smykadlem. [A20] .....   | 127  |
| Obr. 175: Model ETB-1. [A20] .....   | 127  |
| Obr. 176: Výpočtový model pro posouzení statické tuhosti modelových smykadel v zařízení ETB-1. ....  | 128  |
| Obr. 177: Sestava ETB-1 s hybridním smykadlem – ohybový tvar (směr Y).....   | 129  |
| Obr. 178: Sestava ETB-1 s hybridním smykadlem – ohybový tvar (směr X).....   | 129  |
| Obr. 179: Vyznačení systému souřadnic modelu stroje. ....  | 130  |
| Obr. 180: Predikce dynamické poddajnosti sestavy ETB-1 při buzení ve směru X. [A20] .....  | 131  |
| Obr. 181: Predikce dynamické poddajnosti sestavy ETB-1 při buzení ve směru X. [A20] .....  | 131  |
| Obr. 182: Predikce dynamické poddajnosti sestavy ETB-1 při buzení ve směru Z. [A20] .....  | 131  |
| Obr. 183: FRF dynamické poddajnosti modelových hybridních smykadel uložených na standu při buzení v horizontálním (nahore) a vertikálním (dole) směru. [A2].....   | 132  |
| Obr. 184: EMA - profil, $f_1=690$ Hz. ....   | xiii |
| Obr. 185: MKP, profil – mod1, $f_1=970$ Hz .....   | xiii |
| Obr. 186: MKP, profil – mod 2, $f_1=688$ Hz. ....  | xiii |
| Obr. 187: EMA - profil, $f=1285$ Hz.....   | xiii |
| Obr. 188: MKP, profil – mod1, $f=1503$ Hz.....   | xiii |
| Obr. 189: MKP, profil – mod 2, $f=1252$ Hz.....  | xiii |
| Obr. 190: EMA - profil, $f=1398$ Hz.....   | xiv  |

|  |       |
|--|-------|
| Obr. 191: MKP, profil – mod1, $f=1476$ Hz.....   | xiv   |
| Obr. 192: MKP, profil – mod2, $f=1338$ Hz.....   | xiv   |
| Obr. 193: EMA - profil, $f=1451$ Hz.....   | xiv   |
| Obr. 194: MKP, profil – mod1, $f=1597$ Hz.....   | xiv   |
| Obr. 195: MKP, profil – mod2, $f=1434$ Hz.....   | xiv   |
| Obr. 196: EMA: volně: 1. tvar – 562 Hz. ....   | xv    |
| Obr. 197: MKP – kompozit volně – 1. tvar – 823 Hz .....  | xv    |
| Obr. 198: EMA: volně: 2. tvar – 654 Hz .....   | xv    |
| Obr. 199: MKP – kompozit volně – 2. tvar 928 Hz.....   | xv    |
| Obr. 200: EMA: volně - 3. tvar – 1058 Hz .....   | xv    |
| Obr. 201: MKP – kompozit volně – 3. tvar – 949 Hz .....  | xv    |
| Obr. 202: EMA: volně - kompozit - 4. tvar – 1157 Hz.....   | xvi   |
| Obr. 203: MKP – kompozit volně – 4. tvar – 966 Hz. ....  | xvi   |
| Obr. 204: EMA: volně - kompozit - 5. tvar – 1210 Hz.....   | xvi   |
| Obr. 205: MKP – kompozit volně – 5. tvar – 1361 Hz. ....   | xvi   |
| Obr. 206: 1. tvar kmitání hybridního smykadla s krytováním, bez čelní desky, $f=122$ Hz dle metody CMIF (132 Hz dle metody LSCE). .... | xvii  |
| Obr. 207: 1. tvar kmitání hybridního smykadla s krytováním, s čelní deskou, $f=111$ Hz. ....   | xvii  |
| Obr. 208: 2. tvar kmitání hybridního smykadla s krytováním, bez čelní desky, $f=125$ Hz. ....  | xvii  |
| Obr. 209: 2. tvar kmitání hybridního smykadla s krytováním, s čelní deskou, $f=121$ Hz. ....   | xvii  |
| Obr. 210: 3. tvar kmitání hybridního smykadla s krytováním, bez čelní desky, $f=188$ Hz. ....  | xvii  |
| Obr. 211: 3. tvar kmitání hybridního smykadla s krytováním, s čelní deskou, $f=178$ Hz. ....   | xvii  |
| Obr. 212: MKP - 1. mód hybridního smykadla bez vnějšího krytování, $f=110$ Hz. ....  | xviii |
| Obr. 213: MKP - 1. mód hybridního smykadla s vnějším krytování, $f=123$ Hz. ....   | xviii |
| Obr. 214: MKP - 2. mód hybridního smykadla bez vnějšího krytování, $f=97$ Hz. ....   | xviii |
| Obr. 215: MKP - 2. mód hybridního smykadla s vnějším krytování, $f=105$ Hz. ....   | xviii |
| Obr. 216: MKP - 3. mód hybridního smykadla bez vnějšího krytování, $f=168$ Hz. ....  | xviii |
| Obr. 217: MKP - 3. mód hybridního smykadla s vnějším krytování, $f=181$ Hz. ....   | xviii |
| Obr. 218: FRF dynamické poddajnosti zavěšených modelových hybridních smykadel při buzení v 1. směru roviny kolmé na osu smykadla. .... | xix   |
| Obr. 219: FRF dynamické poddajnosti zavěšených modelových hybridních smykadel při buzení v 2. směru roviny kolmé na osu smykadla ..... | xix   |
| Obr. 220: FRF dynamické poddajnosti modelových hybridních smykadel uložených na standu při buzení v horizontálním směru. ....          | xxi   |



|   |       |
|---|-------|
| Obr. 221: FRF dynamické poddajnosti modelových hybridních smykadel uložených na standu při buzení ve vertikálním směru..... | xxi   |
| Obr. 222: Sestava litina – 1. vlastní tvar.....   | xxii  |
| Obr. 223: Sestava hybrid – 1. vlastní tvar.....   | xxii  |
| Obr. 224: Sestava litina – 2. vlastní tvar.....   | xxii  |
| Obr. 225: Sestava hybrid – 2. vlastní tvar.....   | xxii  |
| Obr. 226: Sestava litina – 3. vlastní tvar.....   | xxii  |
| Obr. 227: Sestava hybrid – 3. vlastní tvar.....   | xxii  |
| Obr. 228: Sestava litina – 4. vlastní tvar.....   | xxiii |
| Obr. 229: Sestava hybrid – 4. vlastní tvar.....   | xxiii |
| Obr. 230: Sestava litina – 5. vlastní tvar.....   | xxiii |
| Obr. 231: Sestava hybrid – 5. vlastní tvar.....   | xxiii |
| Obr. 232: Sestava litina – 6. vlastní tvar.....   | xxiii |
| Obr. 233: Sestava hybrid – 6. vlastní tvar.....   | xxiii |
| Obr. 234: Sestava litina – 7. vlastní tvar.....   | xxiii |
| Obr. 235: Sestava hybrid – 7. vlastní tvar.....   | xxiii |
| Obr. 236: Sestava litina – 8. vlastní tvar.....   | xxiv  |
| Obr. 237: Sestava hybrid – 8. vlastní tvar.....   | xxiv  |

# Seznam tabulek

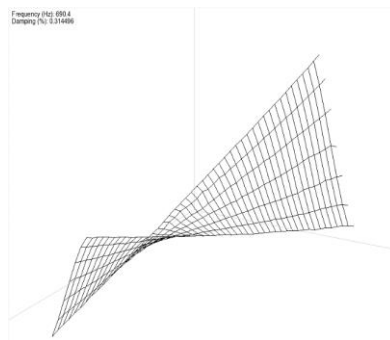
|  |    |
|--|----|
| Tab. 1: Vlastnosti uhlíkových vláken získaná z podkladů výrobců. ....  | 14 |
| Tab. 2: Vlastnosti vysokopevnostních uhlíkových vláken (* - značení obecného vysokopevnostního uhlíkového PAN vlákna). ....                                    | 15 |
| Tab. 3: Mechanické vlastnosti základních kompozitních struktur, vypočteno pro 60% objemový podíl vláken v kompozitu. ....                                      | 16 |
| Tab. 4: Materiálové konstanty vrstvy jednosměru z UHM vláken a epoxidu. ....   | 35 |
| Tab. 5: Porovnání vlastních frekvencí stejných tvarů kompozitního profilu: EMA vs MKP s různou úrovní detailů modelování geometrie. ....                       | 36 |
| Tab. 6: Přehled hlavních zkušebních těles s aplikací vláknových kompozitů ....   | 38 |
| Tab. 7: Přehled zkušebních těles základních vzorků 120x120x1170. [A1].....   | 40 |
| Tab. 8: Podíl orientace vláken na kompozitní skladbě těles. ....   | 40 |
| Tab. 9: Průhyby nosníků pod aktuátorem nebo nad podporami pro zatěžující sílu 10 000 N [A1]. ....  | 43 |
| Tab. 10: Ohybová tuhost EJ nosníku vyhodnocená z průběhu síla – poměrná deformace. ...   | 43 |
| Tab. 11: Hodnoty frekvencí a poměrných útlumů prvních 5 tvarů modelových těles. [A1], [A4] .....   | 46 |
| Tab. 12: Porovnání maximální poddajnosti z frekvenčních přenosových křivek vzorků.....   | 46 |
| Tab. 13: Parametry prvního ohybového a torzního tvaru vzorků v konfiguraci 2. ....   | 48 |
| Tab. 14: Porovnání frekvence 1. ohybu a krutu kompozitních vzorků (relativní nárůst MKP vždy uveden vůči experimentální hodnotě daného tvaru a smykadla). .... | 51 |
| Tab. 15: Porovnání vlastností vzorků nosných těles dle MPK. ....   | 53 |
| Tab. 16: Porovnání mechanických vlastností profilů 120x120x1170. [A1] .....  | 54 |
| Tab. 17: Porovnání vypočtených a naměřených frekvencí navíjeného kompozitního smykadla. ....   | 62 |
| Tab. 18: Porovnání naměřených a vypočtených frekvencí hybridního smykadla v konfiguraci bez a s přidávným vnějším krytovaním. [A3].....                        | 64 |
| Tab. 19: Porovnání tuhosti kompozitních a referenčních izotropních smykadel. ....  | 65 |
| Tab. 20: Relativní porovnání tuhosti kompozitních a referenčních izotropních smykadel.....   | 67 |
| Tab. 21: Kompozitní deskové smykadlo – porovnání změřených a vypočtených vlastních frekvencí pro samotné kompozitní těleso. ....                               | 71 |
| Tab. 22: Porovnání přístupů k modelování uloženého deskového smykadla. [A23] .....   | 73 |
| Tab. 23: MKP – porovnání statické tuhosti ocelového a kompozitního deskového smykadla. ....  | 74 |
| Tab. 24: Relativní porovnání ocelového a kompozitního deskového smykadla. ....   | 76 |

|  |     |
|--|-----|
| Tab. 25: Porovnání vypočtených a naměřených frekvencí hybridních modelových smykadel v konfiguraci bez výrazného vlivu uložení. [A8] [A16] [A18].....                    | 79  |
| Tab. 26: Porovnání vypočtených a naměřených frekvencí volně uloženého tělesa s různým stupněm zjednodušení modelování kompozitní výztuže. [A16] .....                    | 80  |
| Tab. 27: Výpočtové porovnání statické poddajnosti modelových hybridních smykadel.....  | 82  |
| Tab. 28: Relativní porovnání hybridních smykadel vůči referenčnímu litinovému vzorku. (hmotnost, statická tuhost při zatížení v horizontálním a vertikálním směru) ..... | 82  |
| Tab. 29: Porovnání vypočtených a naměřených frekvencí výztuže hybridního smykadla [A18] .....  | 84  |
| Tab. 30: Porovnání vypočtených a naměřených frekvencí hybridního smykadla .....  | 86  |
| Tab. 31: Relativní porovnání vlivu kompozitní výztuže hybridního smykadla na tuhost uzlu stroje. (systém souřadnic z Obr. 122).....                                      | 86  |
| Tab. 32: Porovnání modálních vlastností volně zavěšených smykadel. [A3], [A17] .....   | 90  |
| Tab. 33: Porovnání modálních vlastností uložených smykadel. (šedou barvou vyznačeny první ohybové tvary) [A3], [A17] .....   | 92  |
| Tab. 34: Porovnání frekvencí, tlumení a dynamické poddajnosti zavěšených modelových smykadel. [A2].....  | 95  |
| Tab. 35: Porovnání frekvencí, tlumení a dynamické poddajnosti modelových smykadel s vlivem spojovacích rozhraní a dalších komponent standu modelového stroje. [A2].....  | 98  |
| Tab. 36: Frekvence a tlumení kompozitní výztuže při měření na poddajných popruzích. [A20][A22] .....   | 100 |
| Tab. 37: Porovnání frekvencí a tlumení referenčního smykadla a prototypu hybridního smykadla. [A20], [A22] .....   | 101 |
| Tab. 38: Porovnání parametrů stroje s litinovým a hybridním smykadlem. [A14] .....   | 102 |
| Tab. 39: Porovnání tlumení, frekvencí a poddajnosti z EMA samotných smykadel. [A2].....  | 105 |
| Tab. 40: Porovnání tlumení, frekvencí a poddajnosti z EMA samotných smykadel. [A2].....  | 106 |
| Tab. 41: Relativní porovnání hmotnosti, statické tuhosti hybridních smykadel s dynamickou poddajností zkušebního zařízení ETB-1 a průměrným tlumením. ....               | 110 |
| Tab. 42: Relativní porovnání statické tuhosti základních variant stroje. [A22] .....   | 118 |
| Tab. 43: Porovnání vlastních frekvencí variant sestavy stroje řady MCV. ....   | 118 |
| Tab. 44: Parametry tlumení $\zeta$ pro sestavení matice C stroje řady MCV. [A22] .....   | 121 |
| Tab. 45: Porovnání statické tuhosti sestavy ETB-1 s hybridním nebo litinovým smykadlem. ....   | 128 |
| Tab. 46: Porovnání vlastních frekvencí sestavy ETB-1 s litinovým nebo hybridním smykadlem. ....  | 129 |
| Tab. 47: Parametry tlumení $\zeta$ pro sestavení matice C modelu zkušebního stroje ETB-1. [A20]. ....  | 130 |

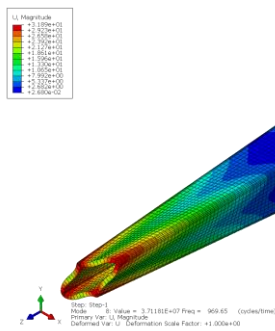
|  |     |
|--|-----|
| Tab. 48: Porovnání výpočtového modelu s výsledky zkoušek – TMN1 vs TMN4. [A20] .....   | 132 |
| Tab. 49: Porovnání výpočtového modelu s výsledky zkoušek – TMN1 vs TMN4. ....  | 133 |
| Tab. 50: Vyhodnocení modálních vlastností modelových hybridních smykadel při zavěšení za zadní stranu přes poddajný popruh. .... | xx  |

# Příloha I

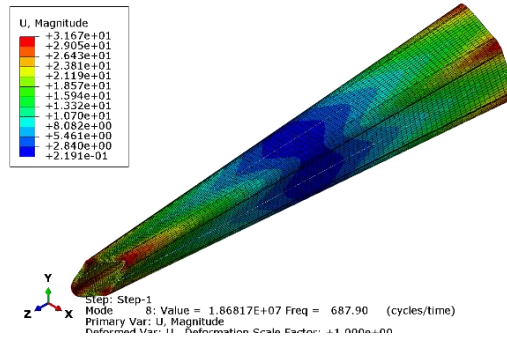
Výsledky modální analýzy zkušebního kompozitního profilu 100x100x970 o tl. 8mm



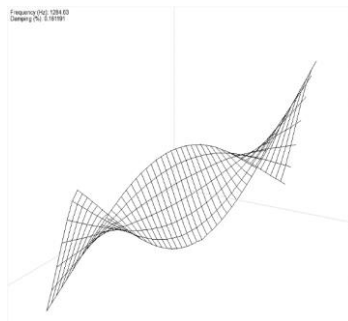
Obr. 184: EMA - profil,  $f_1=690$  Hz.



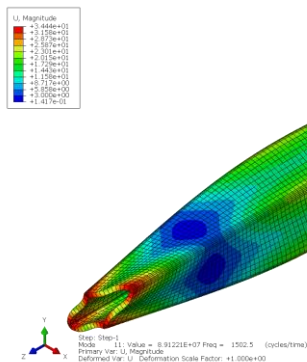
Obr. 185: MKP, profil – mod1,  $f_1=970$  Hz



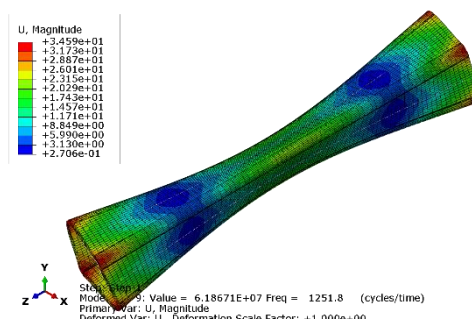
Obr. 186: MKP, profil – mod 2,  $f_1=688$  Hz.



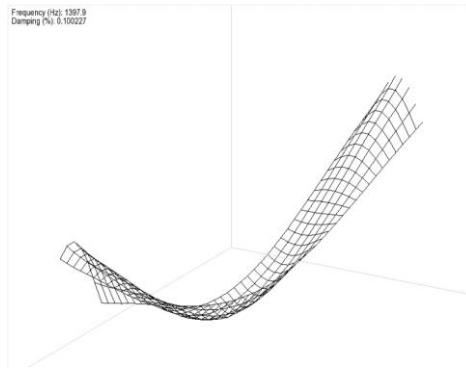
Obr. 187: EMA - profil,  $f=1285$  Hz.



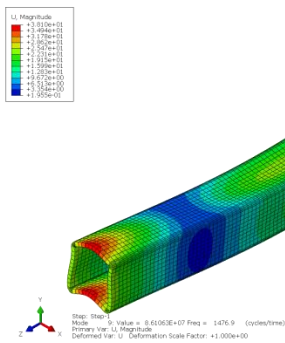
Obr. 188: MKP, profil – mod1,  $f=1503$  Hz.



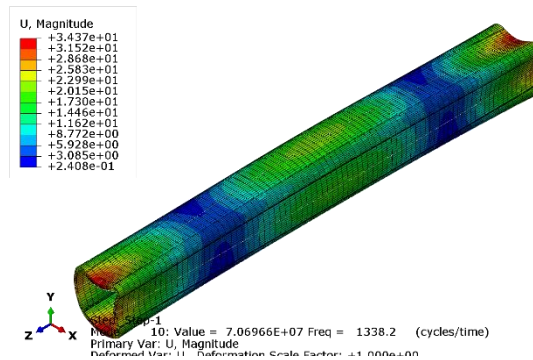
Obr. 189: MKP, profil – mod 2,  $f=1252$  Hz.



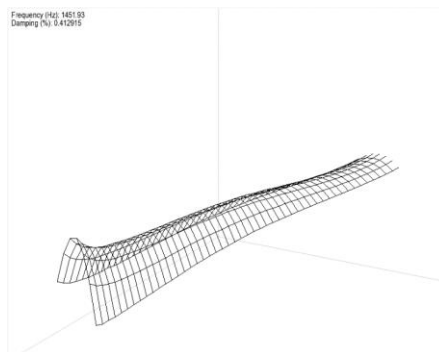
Obr. 190: EMA - profil,  $f=1398$  Hz.



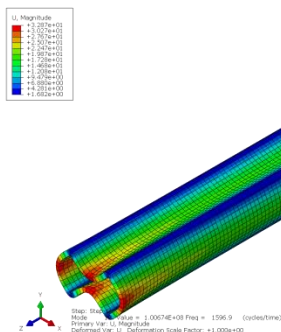
Obr. 191: MKP, profil – mod1,  $f=1476$  Hz.



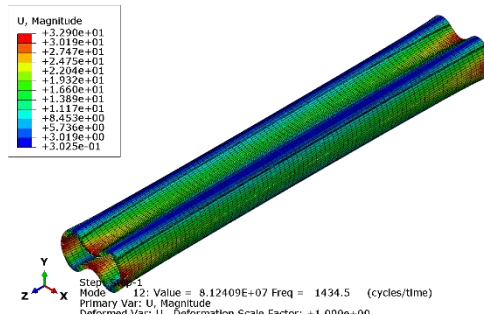
Obr. 192: MKP, profil – mod2,  $f=1338$  Hz.



Obr. 193: EMA - profil,  $f=1451$  Hz.



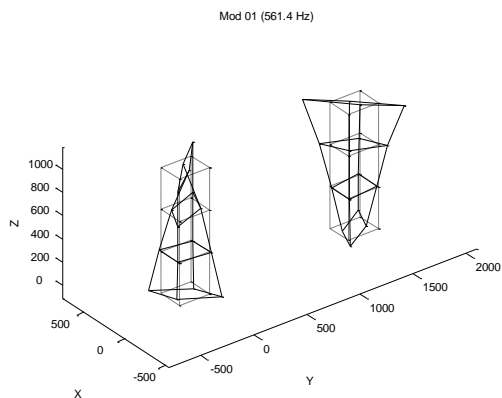
Obr. 194: MKP, profil – mod1,  $f=1597$  Hz.



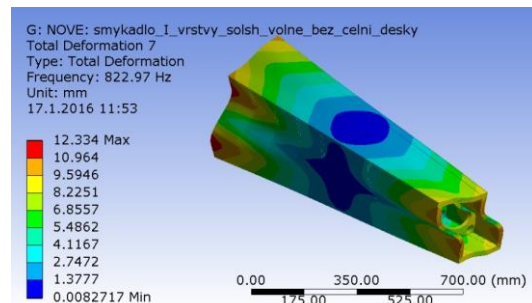
Obr. 195: MKP, profil – mod2,  $f=1434$  Hz.

## Příloha II

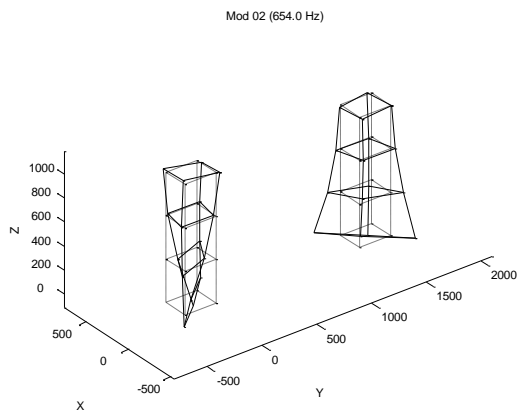
Výsledky modální analýzy hybridního kompozitního deskového smykadla: EMA i MKP [A15]



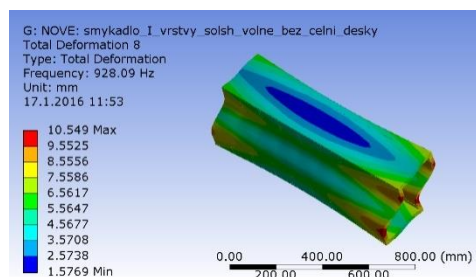
Obr. 196: EMA: volně: 1. tvar – 562 Hz.



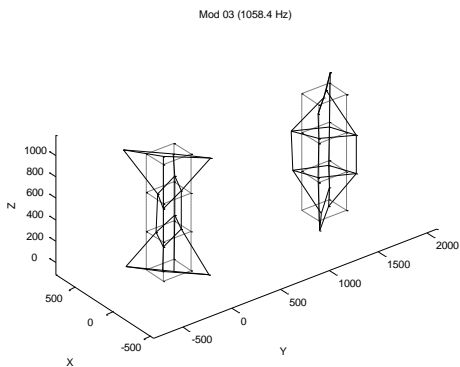
Obr. 197: MKP – kompozit volně – 1. tvar – 823 Hz



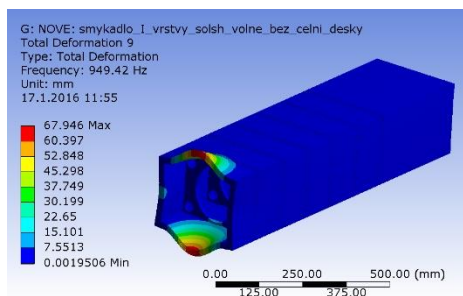
Obr. 198: EMA: volně: 2. tvar – 654 Hz



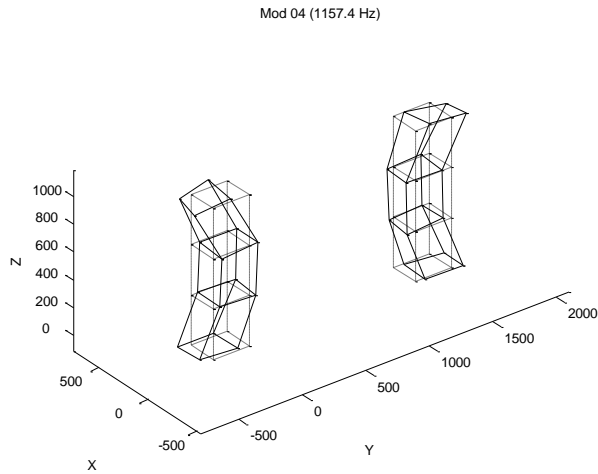
Obr. 199: MKP – kompozit volně – 2. tvar 928 Hz



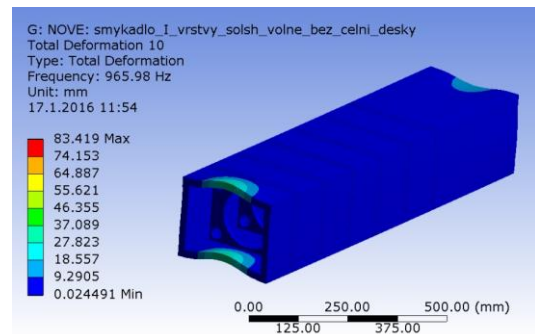
Obr. 200: EMA: volně - 3. tvar – 1058 Hz



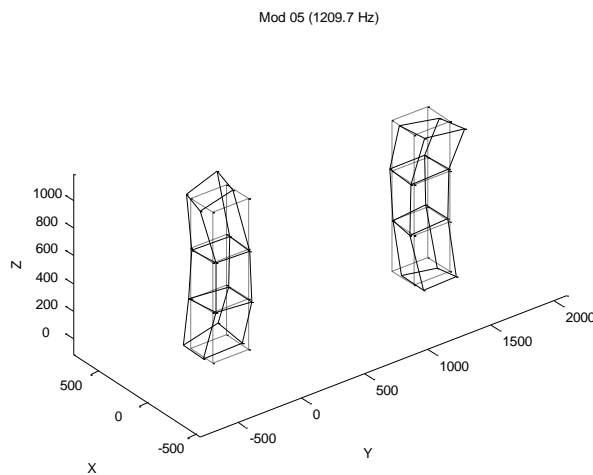
Obr. 201: MKP – kompozit volně – 3. tvar – 949 Hz



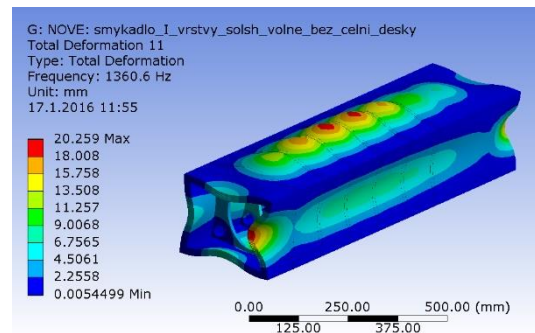
Obr. 202: EMA: volně - kompozit - 4. tvar – 1157 Hz.



Obr. 203: MKP – kompozit volně – 4. tvar – 966 Hz.



Obr. 204: EMA: volně - kompozit - 5. tvar – 1210 Hz.

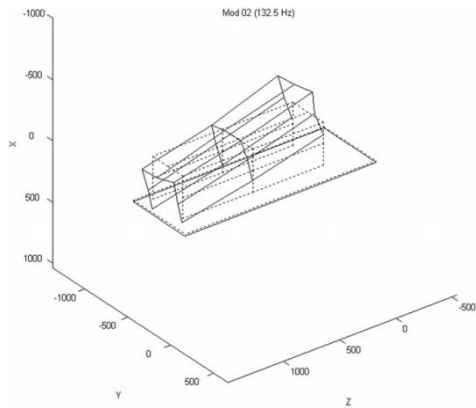


Obr. 205: MKP – kompozit volně – 5. tvar – 1361 Hz.

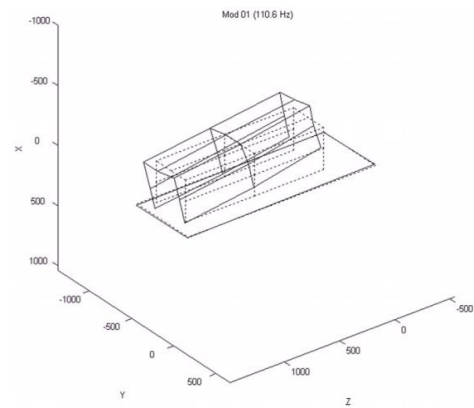


## Příloha III:

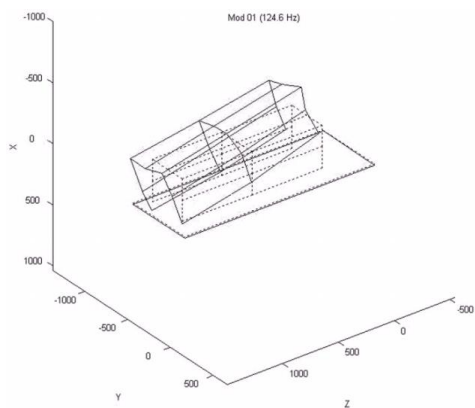
Výsledky modální analýzy hybridního kompozitně-korkového smykadla s vlivem uložení: EMA i MKP



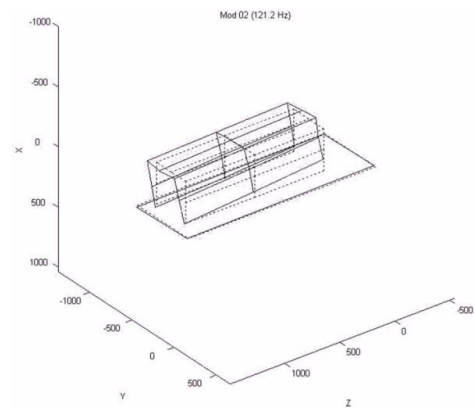
Obr. 206: 1. tvar kmitání hybridního smykadla s krytováním, bez čelní desky,  $f=122$  Hz dle metody CMIF (132 Hz dle metody LSCE).



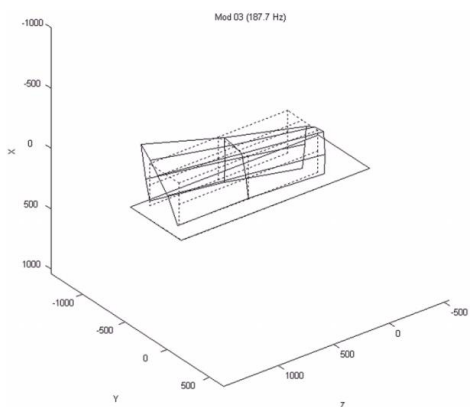
Obr. 207: 1. tvar kmitání hybridního smykadla s krytováním, s čelní deskou,  $f=111$  Hz.



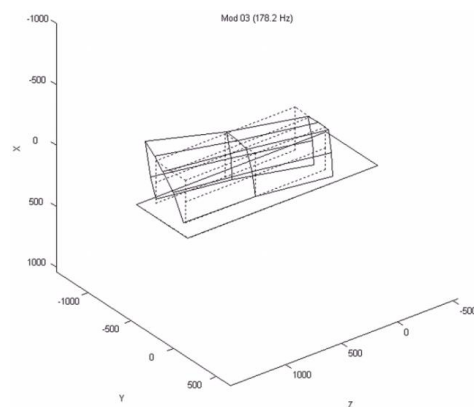
Obr. 208: 2. tvar kmitání hybridního smykadla s krytováním, bez čelní desky,  $f=125$  Hz.



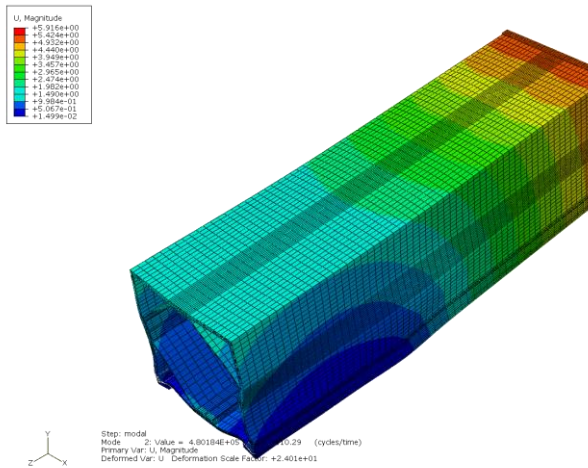
Obr. 209: 2. tvar kmitání hybridního smykadla s krytováním, s čelní deskou,  $f=121$  Hz.



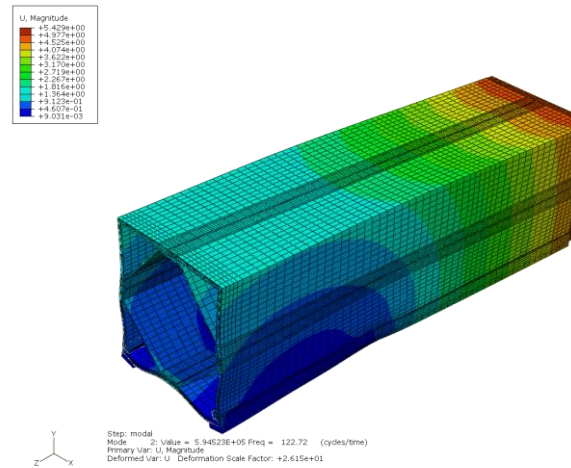
Obr. 210: 3. tvar kmitání hybridního smykadla s krytováním, bez čelní desky,  $f=188$  Hz.



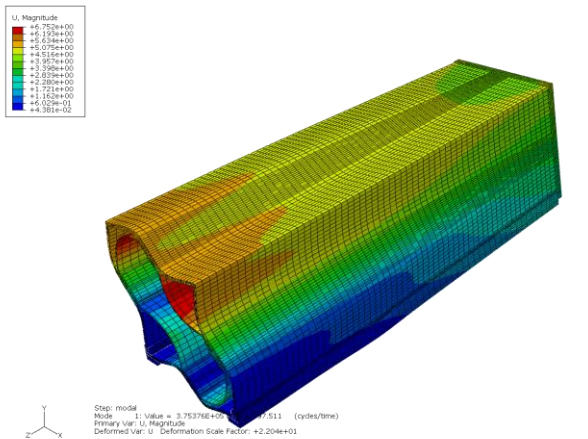
Obr. 211: 3. tvar kmitání hybridního smykadla s krytováním, s čelní deskou,  $f=178$  Hz.



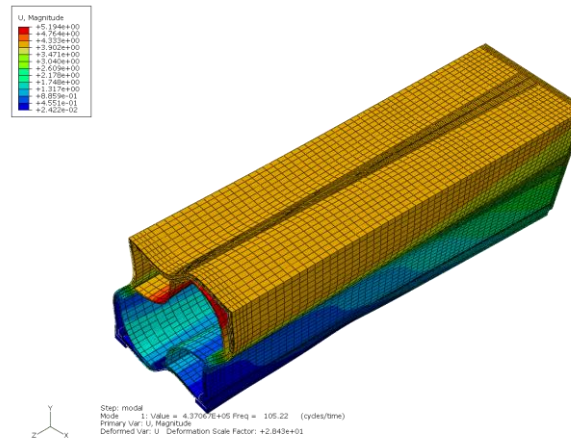
Obr. 212: MKP - 1. mód hybridního smykadla bez vnějšího krytování,  $f=110$  Hz.



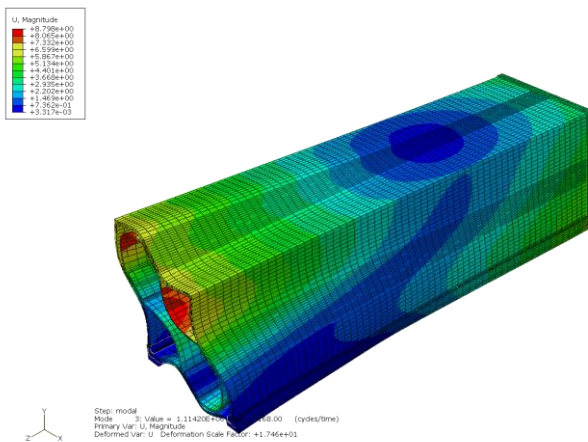
Obr. 213: MKP - 1. mód hybridního smykadla s vnějším krytování,  $f=123$  Hz.



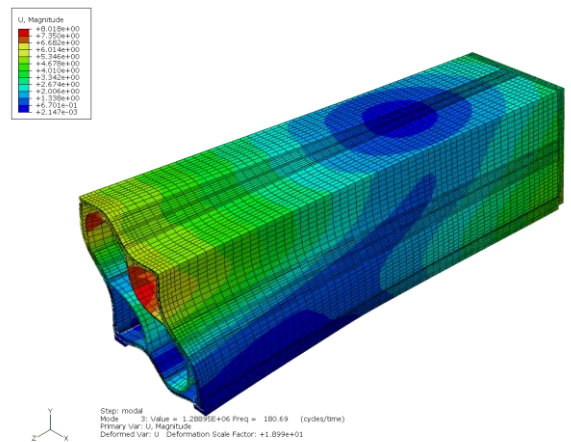
Obr. 214: MKP - 2. mód hybridního smykadla bez vnějšího krytování,  $f=97$  Hz.



Obr. 215: MKP - 2. mód hybridního smykadla s vnějším krytování,  $f=105$  Hz.

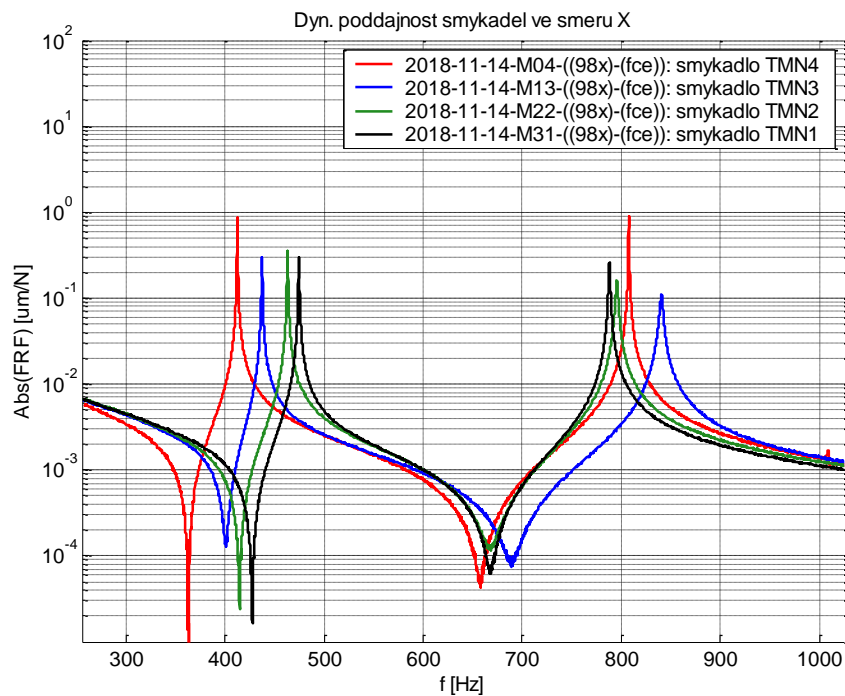


Obr. 216: MKP - 3. mód hybridního smykadla bez vnějšího krytování,  $f=168$  Hz.

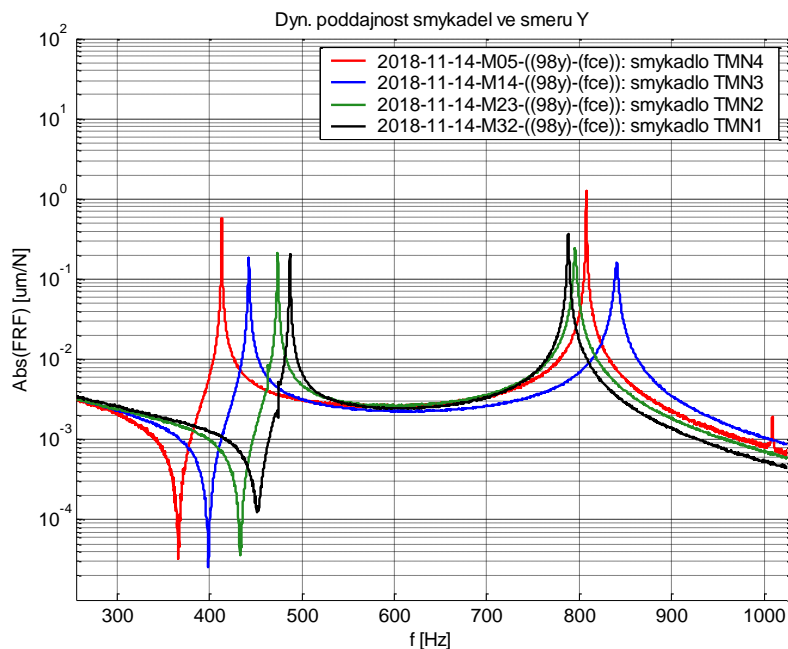


Obr. 217: MKP - 3. mód hybridního smykadla s vnějším krytování,  $f=181$  Hz.

## Příloha IV – Výsledky modální analýzy hybridních modelových smykadel



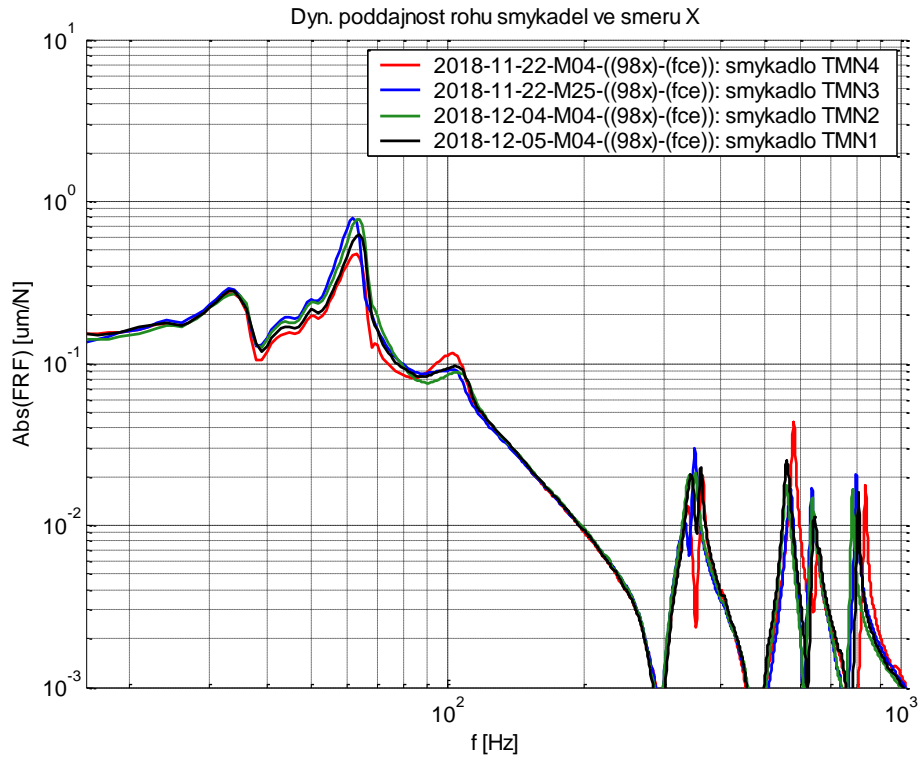
Obr. 218: FRF dynamické poddajnosti zavěšených modelových hybridních smykadel při buzení v 1. směru roviny kolmé na osu smykadla.



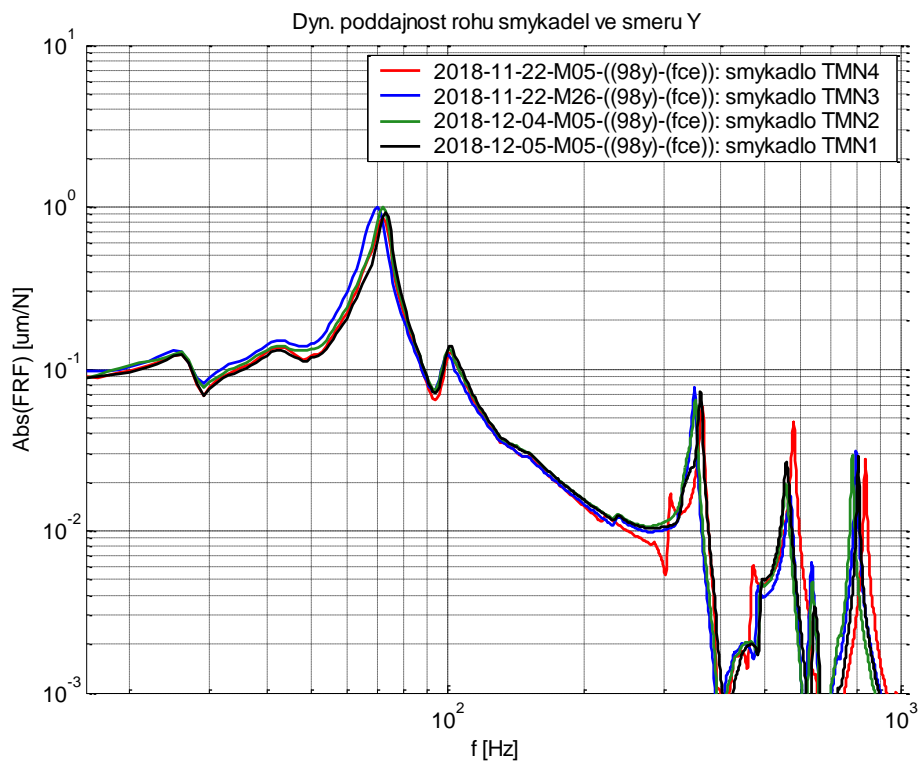
Obr. 219: FRF dynamické poddajnosti zavěšených modelových hybridních smykadel při buzení v 2. směru roviny kolmé na osu smykadla

Tab. 50: Vyhodnocení modálních vlastností modelových hybridních smykadel při zavěšení za zadní stranu přes poddajný popruh.

| smykadlo:                    | TMN1    |             |                        | TMN2          |             |                        |
|------------------------------|---------|-------------|------------------------|---------------|-------------|------------------------|
| Mód                          | fd [Hz] | $\zeta$ [%] | H  [ $\mu\text{m/N}$ ] | fd [Hz]       | $\zeta$ [%] | H  [ $\mu\text{m/N}$ ] |
| 1                            | 474,7   | 0,06        | 0,3                    | 463,2         | 0,06        | 0,4                    |
| 2                            | 487,2   | 0,06        | 0,2                    | 473,9         | 0,08        | 0,2                    |
| 3                            | 788,0   | 0,07        | 0,4                    | 795,4         | 0,14        | 0,2                    |
| 4                            | 1078,2  | 0,12        | 0,0                    | 1063,0        | 0,16        | 0,0                    |
| 5                            | 1132,1  | 0,11        | 0,0                    | 1102,7        | 0,18        | 0,0                    |
| průměrné tlum. $\zeta_p$ [%] |         | <b>0,08</b> | -                      | $\zeta_p$ [%] | <b>0,12</b> | -                      |
| smykadlo:                    | TMN3    |             |                        | TMN4          |             |                        |
| Mód                          | fd [Hz] | $\zeta$ [%] | H  [ $\mu\text{m/N}$ ] | fd [Hz]       | $\zeta$ [%] | H  [ $\mu\text{m/N}$ ] |
| 1                            | 437,5   | 0,07        | 0,3                    | 412,6         | 0,03        | 0,9                    |
| 2                            | 443,1   | 0,11        | 0,2                    | 413,5         | 0,04        | 0,6                    |
| 3                            | 840,5   | 0,18        | 0,2                    | 807,4         | 0,03        | 1,3                    |
| 4                            | 1044,8  | 0,17        | 0,0                    | 1008,7        | 0,05        | 0,1                    |
| 5                            | 1083,1  | 0,12        | 0,0                    | 1064,5        | 0,05        | 0,1                    |
| průměrné tlum. $\zeta_p$ [%] |         | <b>0,13</b> | -                      | $\zeta_p$ [%] | <b>0,04</b> | -                      |

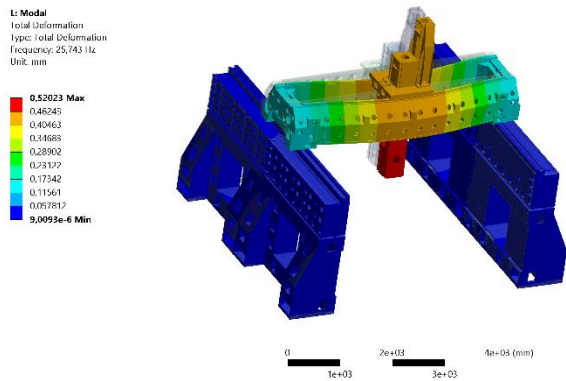


Obr. 220: FRF dynamické poddajnosti modelových hybridních smykadel uložených na standu při buzení v horizontálním směru.

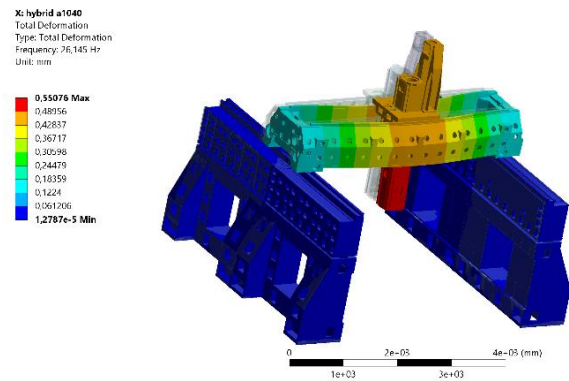


Obr. 221: FRF dynamické poddajnosti modelových hybridních smykadel uložených na standu při buzení ve vertikálním směru.

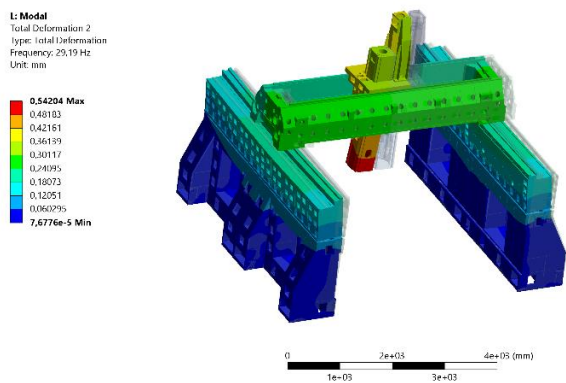
# Příloha V – Výsledky modální analýzy sestavy stroje řady MCV



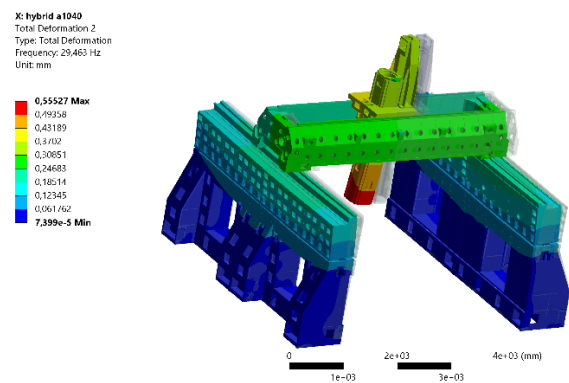
Obr. 222: Sestava litina – 1. vlastní tvar.



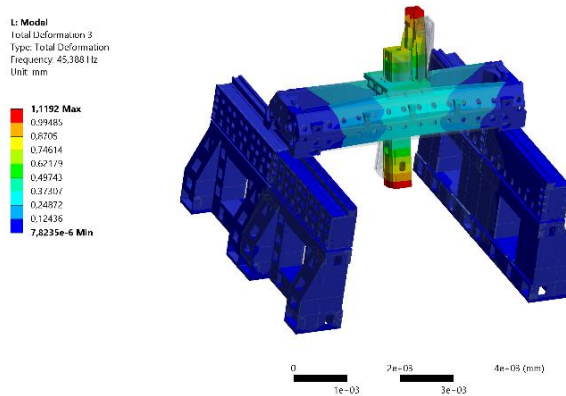
Obr. 223: Sestava hybrid – 1. vlastní tvar.



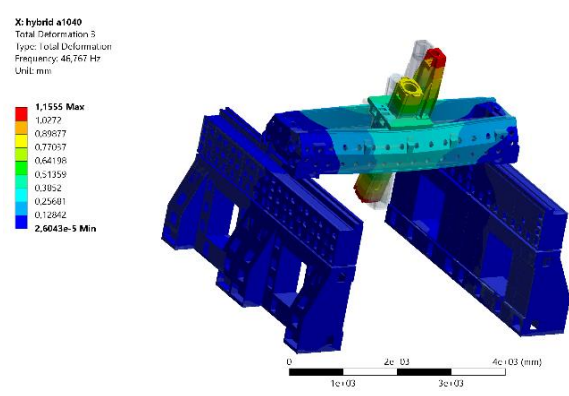
Obr. 224: Sestava litina – 2. vlastní tvar.



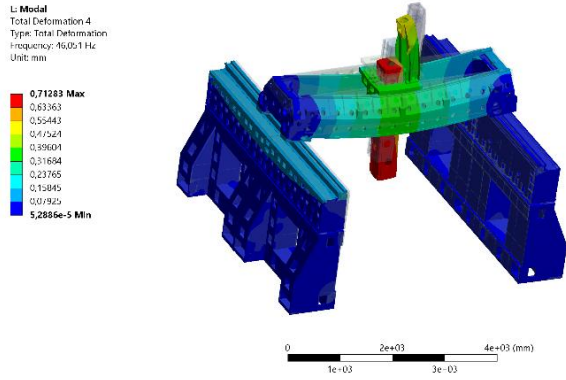
Obr. 225: Sestava hybrid – 2. vlastní tvar.



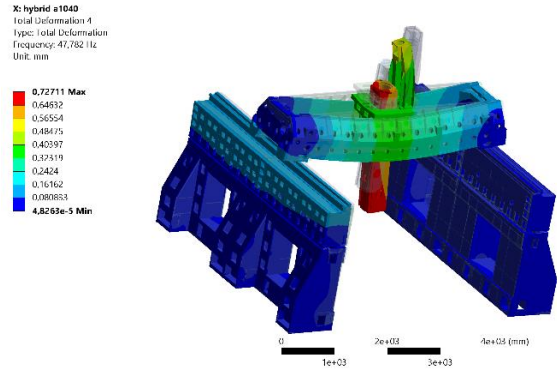
Obr. 226: Sestava litina – 3. vlastní tvar.



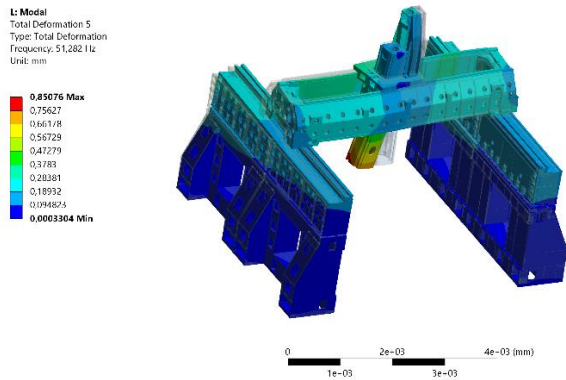
Obr. 227: Sestava hybrid – 3. vlastní tvar.



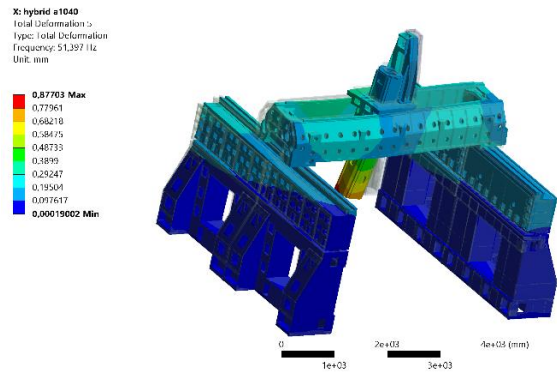
Obr. 228: Sestava litina – 4. vlastní tvar.



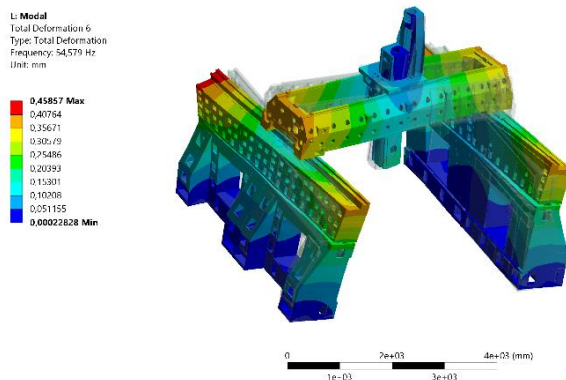
Obr. 229: Sestava hybrid – 4. vlastní tvar.



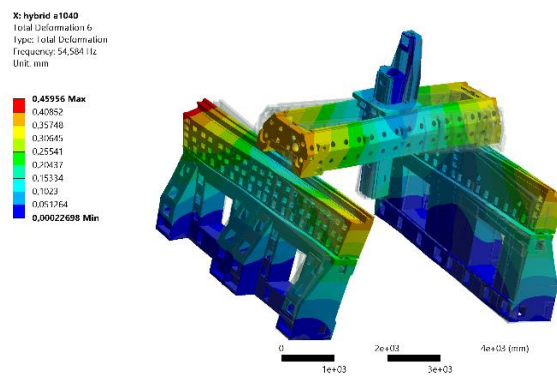
Obr. 230: Sestava litina – 5. vlastní tvar.



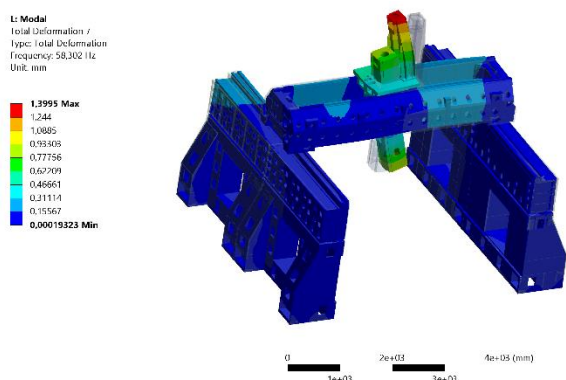
Obr. 231: Sestava hybrid – 5. vlastní tvar.



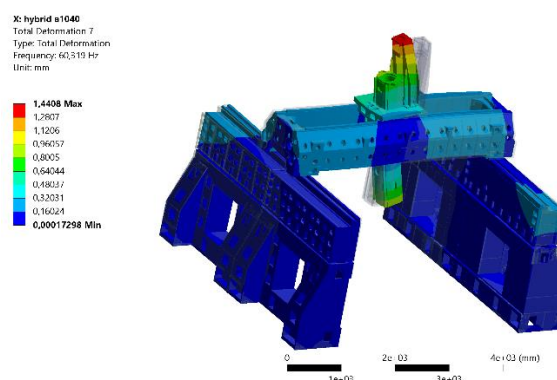
Obr. 232: Sestava litina – 6. vlastní tvar.



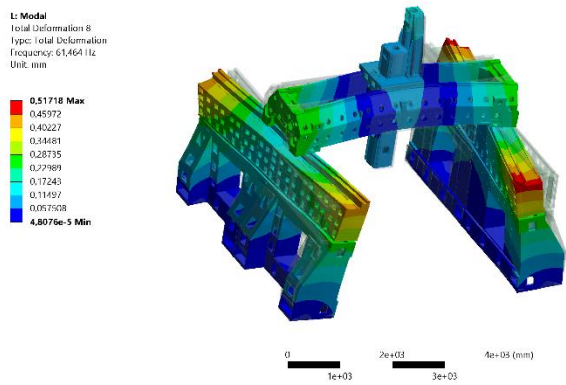
Obr. 233: Sestava hybrid – 6. vlastní tvar.



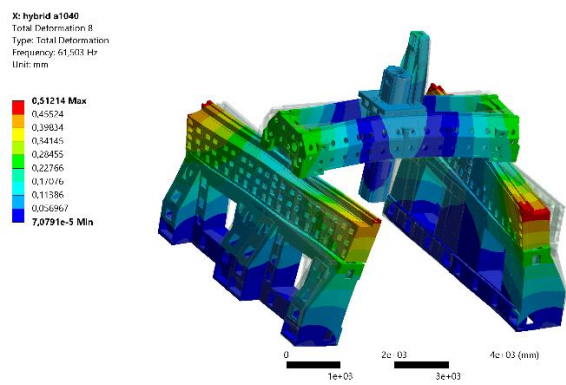
Obr. 234: Sestava litina – 7. vlastní tvar.



Obr. 235: Sestava hybrid – 7. vlastní tvar.



Obr. 236: Sestava litina – 8. vlastní tvar.



Obr. 237: Sestava hybrid – 8. vlastní tvar.