



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů  
a kolejových vozidel

Analýza životnosti automobilových  
součástí pomocí výkonové spektrální  
hustoty pro stochastické zatížení

Durability analysis of stochastically  
loaded automotive components using  
Power Spectral Density approach

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
2024

Bc. Martin Štarman

Studijní program: N0716A270001 Dopravní a transportní technika  
Studijní obor: N071TMVO Motorová vozidla  
Vedoucí práce: Ing. Michal Vašíček, Ph.D.

## I. Personal and study details

Student's name: **Štarman Martin** Personal ID number: **483919**  
Faculty / Institute: **Faculty of Mechanical Engineering**  
Department / Institute: **Department of Automotive, Combustion Engine and Railway Engineering**  
Study program: **Automotive, Railway and Transportation Engineering**  
Specialisation: **Motor Vehicles**

## II. Master's thesis details

Master's thesis title in English:

**Durability analysis of stochastically loaded automotive components using Power Spectral Density approach**

Master's thesis title in Czech:

**Analýza životnosti automobilových součástí pomocí výkonové spektrální hustoty pro stochastické zatížení**

Guidelines:

Bibliography / sources:

Name and workplace of master's thesis supervisor:

**Ing. Michal Vašíek, Ph.D. Department of Automotive, Combustion Engine and Railway Engineering  
FME**

Name and workplace of second master's thesis supervisor or consultant:

Date of master's thesis assignment: **19.10.2023** Deadline for master's thesis submission: **10.01.2024**

Assignment valid until: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
Ing. Michal Vašíek, Ph.D.  
Supervisor's signature

\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Oldřich Vitek, Ph.D.  
Head of department's signature

\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.  
Dean's signature

## III. Assignment receipt

The student acknowledges that the master's thesis is an individual work. The student must produce his thesis without the assistance of others, with the exception of provided consultations. Within the master's thesis, the author must state the names of consultants and include a list of references.

\_\_\_\_\_  
Date of assignment receipt

\_\_\_\_\_  
Student's signature

# Anotační záznam

Jméno autora:	Bc. Martin Štarman
Název DP:	Analýza životnosti automobilových součástí pomocí výkonové spektrální hustoty pro stochastická zatížení
Anglický název:	Durability analysis of stochastically loaded automotive components using Power Spectral Density approach
Bibliografické údaje:	140 stran 44 obrázků 21 tabulek 58 grafů
Akademický rok:	2023/2024
Ústav:	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program:	Dopravní a transportní technika
Vedoucí práce:	Ing. Michal Vašíček, Ph.D.
Klíčová slova:	PSD, spektrální výkonová hustota, DFT, životnostní analýza, Matlab, Femfat, MKP, tlumič vibrací
Keywords:	PSD, Power spectral density, DFT, durability analysis, Matlab, Femfat, FEM, vibration absorber

## **Abstrakt**

Tato diplomová práce se zabývá analýzou životnosti automobilových součástí pomocí výkonové spektrální hustoty pro stochastická zatížení. V první části práce je popsána problematika životnostní analýzy, náhodného buzení mechanických soustav a charakteristik signálu. Dále je popsán princip výpočtu životnosti v časové a frekvenční oblasti. V praktické části práce je popsán postup zpracování naměřených dat a vytvoření průběhu PSD, vytvoření modelu izolátoru vibrací pro životnostní analýzu na základě naměřených dat a samotný výpočet životnosti, který je proveden na navržených držácích kompresoru v rámci této práce. V poslední části práce je provedena validace výpočtu životnosti pomocí měření na vibrační stolici.

## **Abstract**

This thesis is concerned with the durability analysis of automotive components using power spectral density for stochastic loads. In the first part of the thesis, the topics of durability analysis, random excitation of mechanical systems, and signal characteristics are described. Then the principle of durability calculation in the time and frequency domain is described. In the practical part of the thesis, the procedure of processing the measured data and creating the PSD, creating the vibration isolator model for fatigue analysis based on the measured data and the actual fatigue life calculation, which is performed on the designed compressor brackets for the thesis, is described. In the last part of the thesis, validation of the durability calculation is carried out using measurements on a vibration bench.

## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: “Analýza životnosti automobilových součástí pomocí výkonové spektrální hustoty pro stochastické zatížení” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: .....

.....

Podpis autora

## Poděkování

Chtěl bych tímto poděkovat Ing. Michalovi Vašíčkovi, Ph.D. a konzultantovi Ing. Branislavovi Janikovičovi, za vedení mé diplomové práce, konzultace a za cenné rady týkající se mé práce.

Dále bych chtěl poděkovat Ing. Zdeňce Jeníkové, Ph.D za poskytnutí cenných rad a zařízení pro naměření charakteristiky elastomeru. Také Ing. Vítu Pawlikovi za pomoc při měření na vibrační stoličce, zprostředkování měření a poskytnutí cenných rad při zpracování naměřených dat.

Děkuji také společnosti Porsche Engineering Services, s.r.o. a jejím zaměstnancům za možnost, konzultace a důvěru při psaní této práce.

# Obsah

<b>1</b>	<b>Úvod</b>	8
1.1	Motivace	9
1.2	Obecná definice cíle práce	10
<b>2</b>	<b>Teoretický základ výpočtu únavové životnosti</b>	11
2.1	Charakterizace zátěžného signálu	11
2.2	Životnostní analýza	13
2.2.1	Mechanismus vzniku únavových trhlin	14
2.2.2	S-N křivka	15
2.2.3	Lineární teorie akumulace únavového poškození	17
2.3	Životnostní analýza v časové oblasti	18
2.4	Analýza průběhu signálu	19
2.4.1	Statistické rozdělení náhodného procesu	20
2.4.2	Statistická vlastnosti náhodného procesu	22
2.4.3	Charakteristiky Signálu: Energie, Výkon, RMS a Střední Hodnota Druhé Mocniny	24
2.5	Frekvenční doména	25
2.5.1	Výhody provedení životnostní analýzy ve frekvenční oblasti	26
2.5.2	Fourierova transformace	27
2.5.3	Fourierova transformace pro diskrétní časové signály	28
2.5.4	Korelace	29
2.5.5	Spektrální výkonová hustota	29
2.5.6	Welchova metoda	31
2.5.7	Vliv oříznutí dat - Okna	32
2.5.8	Metody vyhodnocení pro životnostní analýzu ve frekvenční doméně	34
2.5.9	Odhad poškození za jednotku času	35
2.6	Výpočet životnosti ve frekvenční oblasti pomocí FEM	35
2.6.1	Lineární modální analýza	36
2.6.2	Lineární přenosová funkce	37
2.6.3	PSD odezva komponentu	38
2.6.4	Výsledek životnostní analýzy	38
2.7	Vibrační zkouška na vibrační stolici	38
2.7.1	Bílý šum	39
<b>3</b>	<b>Popis problematiky</b>	40
3.1	Popis současného řešení	42
3.2	Výsledky životnosti současného řešení	43
3.3	Problémy a nedostatky aktuálního řešení	43
3.4	Navržená řešení	45

<b>4</b>	<b>Tvorba PSD signálu</b>	47
4.1	Interpretace a zpracování naměřených dat	47
4.2	Vytvoření průběhu PSD	51
4.2.1	Nastavení PSD	51
4.2.2	Výsledné PSD	53
4.2.3	Parsevalův vztah	53
4.3	Modifikace signálu a nastavení PSD	54
4.3.1	Signál bez modifikace	55
4.3.2	Zkrácení časového signálu	55
4.3.3	Rozdělení signálu na 3 oblasti podle amplitudy	57
4.3.4	Změna nastavení PSD	61
4.3.5	Rozdělení signálu na 2 oblasti podle amplitudy	62
4.3.6	Rozdělení signálu na 2 oblasti se změnou nastavení PSD	64
4.4	Výstup pro životnostní analýzu	65
<b>5</b>	<b>Tvorba modelu izolátoru vibrací</b>	67
5.1	Elastomery: Přírodní kaučuk a jeho vlastnosti	67
5.2	Měření charakteristiky izolátoru vibrací	67
5.3	Zpracování naměřených dat	69
5.3.1	Charakteristika izolátoru: akcelerace vs. stlačení	76
5.4	Kalibrace modelu izolátoru	78
<b>6</b>	<b>Životnostní analýza pomocí PSD</b>	83
6.1	Návrh testovaných dílů	83
6.1.1	Návrh testovacích vzorků	84
6.1.2	Návrh držáků kompresoru	85
6.2	Životnostní analýza navržených dílů	87
6.2.1	Výpočet přenosové funkce a modálních napětí	87
6.2.2	Výpočet životnosti v programu Femfat	90
6.3	Výsledky životnostní analýzy navržených dílů	91
6.3.1	Výsledky životnostní analýzy testovacích vzorků	92
6.3.2	Výsledky životnostní analýzy držáků kompresoru	95
6.3.3	Výroba navržených dílů	99
<b>7</b>	<b>Validační měření</b>	100
7.1	Měření vzorků	101
7.1.1	Měření první konfigurace závaží	103
7.1.2	Měření druhé konfigurace závaží	105
7.2	Měření držáků kompresoru	107
7.2.1	První měření	109
7.2.2	Druhé měření	112
7.3	Závěr měření	115



7.4	Vyhodnocení naměřených dat . . . . .	116
7.4.1	Vyhodnocení dat z měření vzorků . . . . .	117
7.4.2	Vyhodnocení dat z měření držáků kompresoru . . . . .	123
<b>8</b>	<b>Kalibrace výpočetního modelu . . . . .</b>	<b>131</b>
8.1	Kalibrace výpočetního modelu vzorků . . . . .	131
8.1.1	První verze po správném nastavení vstupů . . . . .	131
8.1.2	Nastavení programu Femfat . . . . .	132
8.1.3	Nastavení materiálového modelu . . . . .	132
8.1.4	Nastavení montážní tolerance . . . . .	133
8.2	Porovnání výsledků po kalibraci výpočetního modelu vzorků . . . . .	134
8.3	Kalibrace výpočetního modelu držáků kompresoru . . . . .	135
8.3.1	Citlivost na tuhost pružinového elementu . . . . .	135
8.3.2	Citlivost na tlumení pružinového elementu . . . . .	137
8.4	Porovnání výsledků po kalibraci výpočetního modelu držáků kompresoru	137
<b>9</b>	<b>Vyhodnocení . . . . .</b>	<b>140</b>
9.1	Porovnání výsledků metodiky pro obecné případy . . . . .	140
9.2	Porovnání výsledků metodiky při použití naměřených dat . . . . .	142
<b>10</b>	<b>Závěr . . . . .</b>	<b>145</b>
10.1	Návrhy na další výzkum . . . . .	147
	<b>Seznam použitých značek a symbolů . . . . .</b>	<b>148</b>
	<b>Seznam použité literatury a zdrojů . . . . .</b>	<b>150</b>
	<b>Seznam příloh . . . . .</b>	<b>156</b>
	<b>Obsah přiloženého CD . . . . .</b>	<b>156</b>

# 1 Úvod

Analýza životnosti představuje klíčový krok při vývoji nových komponent. Při sériové výrobě velkého množství komponent je velmi důležitý optimalizovaný návrh při dosažení maximální možné životnosti, ale také minimalizaci nákladů na výrobu těchto dílů, které nejvíce ovlivňuje výsledná hmotnost daných dílů. Cílem je tak navrhnout díly, které vydrží dané namáhání po určený počet cyklů, s co nejnižší hmotností při zachování požadované tuhosti dílu. V této souvislosti se klade důraz na efektivní využívání materiálů a přesné modelování zatížení součástí v různých provozních podmínkách. To zahrnuje simulaci různých jízdních podmínek, od běžného provozu po extrémní situace, jako jsou nerovnosti silnice, prudké zatáčky nebo nouzové brzdění.

Komplexní proces analýzy životnosti komponent při návrhu automobilů je cílen na predikci délky života jednotlivých součástí za různých provozních podmínek. Tato analýza může být prováděna v časové nebo frekvenční oblasti, přičemž každý přístup má své výhody a omezení.

V časové oblasti je analýza životnosti zaměřena na časový vývoj zatížení a odezvy komponent. Tento přístup poskytuje podrobný pohled na změny zátěže a napětí na součástech v průběhu času. Při analýze únavy je v této oblasti často používána metoda Stékání deště (Rainflow) umožňující identifikaci cyklických namáhání a jejich klasifikaci. Rainflow metoda je efektivním nástrojem pro zachycení změn namáhání v reálném provozu a kvantifikaci opakujících se cyklů, což je klíčové pro analýzu únavového poškození materiálu.

Analýza únavového poškození se dále provádí pomocí Minerovy kumulace poškození. Tato metoda kvantifikuje, jak moc je materiál vystaven opakovaným cyklům namáhání, a umožňuje odhadnout, kdy dojde k porušení materiálu. Minerova kumulace poškození hraje klíčovou roli při stanovování celkové životnosti komponenty, která může být způsobena opakující se únavovou zátěží.

Ve frekvenční oblasti je analýza zaměřena na charakteristiky zatížení při různých frekvencích. Jedním z klíčových nástrojů ve frekvenční analýze je metoda spektrální hustoty výkonu (dále PSD). PSD umožňuje získání informací o distribuci energie zatížení v závislosti na frekvenci, což umožňuje identifikaci kritických frekvencí ovlivňujících stabilitu a životnost komponent. PSD je zvláště užitečná při analýze stochastického zatížení dílů vozidla a umožňuje přesnější modelování a optimalizaci těchto komponent.

## 1.1 Motivace

Metoda spektrální hustoty výkonu (PSD) představuje klíčový prvek moderní analýzy životnosti automobilových komponent. Hlavní motivací pro přechod k této metodě je potřeba přesnějšího a efektivnějšího modelování dynamiky součástí v různých provozních podmínkách. PSD nabízí unikátní přístup k analýze časových a frekvenčních charakteristik zátěže, což umožňuje detailnější pohled na chování komponent v reálném prostředí.

Pro dosažení přesnějších výsledků analýzy životnosti je využívána kombinace metody spektrální hustoty výkonu (PSD) s nástroji pro výpočet životnosti, jako je program Femfat a jeho modul Spectral. Postup spočívá v získání odezvy dané sestavy na stochastické zatížení a následně vytvoření přenosové funkce, která popisuje chování součástí. Tato přenosová funkce je následně kombinována s PSD, pravděpodobnostním modelem a materiálovými vlastnostmi, což umožňuje vytvoření komplexního modelu životnosti.

Výhodou použití PSD v tomto kontextu je schopnost poskytovat informace o frekvenčním rozložení zátěže, což je klíčové pro identifikaci kritických frekvencí a rezonancí v systému. Integrace tohoto frekvenčního přístupu s programem Femfat umožňuje přesné a rychlé výpočty životnosti komponent v reálných provozních podmínkách.

Celý proces výpočtu životnosti, od měření akcelerace přes analýzu PSD až po výpočty v programu Femfat, představuje inovativní a efektivní přístup k návrhu automobilových komponent, který klade důraz na přesnost, spolehlivost a optimalizaci. Zvláštní výhodou metody PSD je v tom, že umožňuje snadné měření akcelerace, které lze následně využít k výpočtu životnosti. Na rozdíl od toho jsou silové signály používané v časové oblasti pro výpočty náročné na přepočítání. Tento proces vyžaduje postavení komplexního modelu nápravy a odečtení těchto sil, což je komplikovanější úkol v porovnání s jednoduchým měřením akcelerace. Tato metoda má však stejně jako řešení v časové oblasti své nevýhody. Pro zjištění odezvy daného systému a jeho vlastností se používá přenosová funkce. Ta bývá velmi často používána nejen v rámci výpočtů životnosti, ale také v jiných oblastech. Použití této metody se na první pohled jeví jako velká výhoda, ovšem tato metoda se používá pro lineární typ úlohy, nelze tedy použít nelineární kontakty, nelineární materiál a nelineární geometrii. Tato hlediska tak velmi omezují možnosti v rámci kterých jsme schopni výpočet provést.

## 1.2 Obecná definice cíle práce

Cílem práce je vytvoření metodiky pro analýzu životnosti automobilových součástí pomocí výkonové spektrální hustoty pro stochastická zatížení. Konkrétní zadání je uvedeno v následujících bodech:

1. Teoretický rozbor problematiky
  - a. Náhodné buzení mechanické soustavy,
  - b. Zpracování náhodných a tranzientních signálů,
  - c. Spektrální výkonová hustota – definice, význam, výhody a nevýhody použití.
2. Vytvoření modelu izolátoru vibrací podle naměřených dat.
3. Zpracování naměřeného signálu, příprava signálu se spektrální výkonovou hustotou pro simulace životnosti automobilové součásti.
4. Provedení životnostní analýzy pomocí připraveného signálu.
5. Ověření výsledků analýzy měřením na vibrační stoličce.

## 2 Teoretický základ výpočtu únavové životnosti

Zajištění spolehlivosti a dlouhé životnosti komponent při dosažení co nejmenší hmotnosti je považováno za nezbytný krok směrem k dosažení optimálních výkonů vozidel a zajištění bezpečnosti provozu. Tato kapitola je věnována detailnímu zkoumání metod a přístupů, které jsou používány k posouzení životnosti automobilových komponent, s důrazem na únavovou analýzu a náhodné procesy, jež mohou v průběhu času výrazně ovlivnit odolnost těchto komponent.

Kapitola popisuje základy únavové analýzy, která nám poskytuje vhled do mechanismů degradace materiálu při působení cyklických zatížení. První část této kapitoly je zaměřena na teoretický rámec únavy a základní principy rozdělení životnosti. Dále se práce zabývá náhodným procesům a jejich roli v kontextu životnostní analýzy. Vymezeny jsou pojmy deterministické a stochastické buzení mechanických soustav, popsány jsou jejich vlastnosti a rozdíly.

Následně je definována časová a frekvenční doména a rozdíly mezi nimi. Definice frekvenční domény definuje frekvenční analýzu a využití Fourierovy transformace pro rozklad signálů. Tato část poskytuje klíčový rámec pro porozumění chování komponent v frekvenční doméně, což je klíčový aspekt při analýze životnosti automobilových komponent.

Cílem této kapitoly je poskytnout komplexní pohled na životnostní analýzu automobilových komponent, který bude sloužit jako základ pro následující experimentální a simulační části této práce. Ucelený pohled na životnostní analýzu je klíčovým krokem pro pochopení významu a využití metody spektrální hustoty výkonu (PSD) v kontextu analýzy životnosti automobilových komponent.

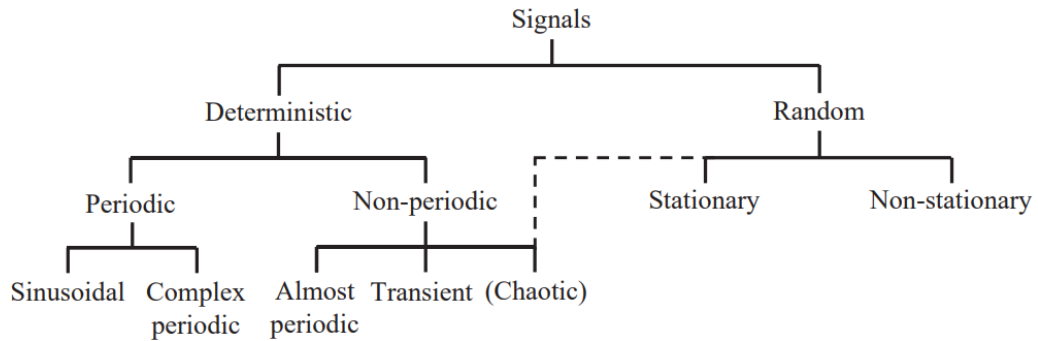
### 2.1 Charakterizace zátěžného signálu

Konstrukční prvky jsou během své životnosti vystaveny komplexnímu zatížení a změnám napětí. Průběh změn zatížení nebo napětí v čase se nazývá spektrum zatížení nebo spektrum napětí a lze jej použít k vyjádření zatížení, kterému jsou dané díly vystaveny během své funkce. Před provedením únavové analýzy je třeba nejprve určit jaké je samotné spektrum zatížení v průběhu životnosti součásti. Přesnost tohoto spektra zatížení a jeho analýza ovlivní přesnost únavové analýzy [11].

Charakterizace zátěžného signálu je klíčovým krokem při analýze životnosti automobilových komponent. Tato kapitola se zaměřuje na rozlišení mezi stochastickými a deterministickými signály a poskytuje definici signálu získaného z naměřených akcelerometrů umístěných na vozovce.

Rozlišení mezi stochastickým a deterministickým signálem je klíčové pro pochopení

různých charakteristik naměřených dat. Stochastický signál je charakterizován náhodným chováním nebo přítomností náhodných složek. Naopak deterministický signál má jasně definovaný matematický nebo fyzikální vzorec a jeho průběh předvídatelný, nedochází ke vstupu náhodného vlivu. Klasifikace všech signálů je uvedena na obr. 2.1.



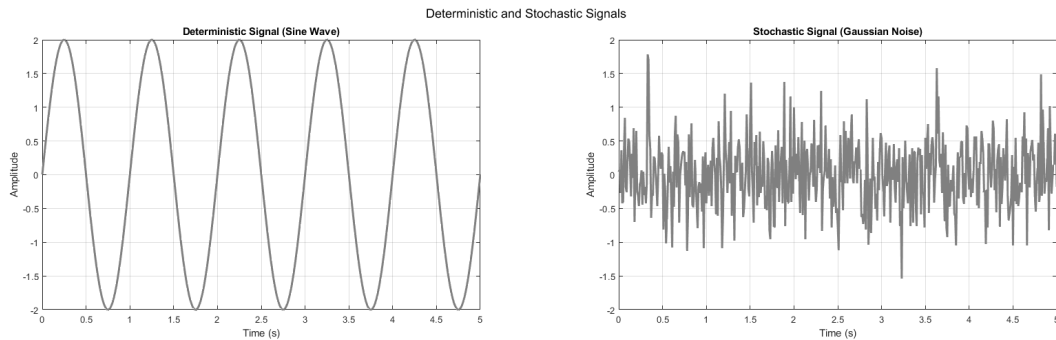
**Obr. 2.1:** Rozdělení signálů na deterministické a náhodné [7]

Stochastický signál  $x(t)$  je typ signálu charakterizovaný náhodným chováním nebo přítomností náhodných složek. Jeho hodnoty jsou náhodně proměnlivé v čase a jsou ovlivněny různými nekontrolovatelnými faktory. Stochastické signály nemají jasně definovaný matematický vzorec, což znamená, že jejich chování nelze přesně předvídat. Popis stochastického zatížení lze provést pouze statistickým způsobem, tj. z hlediska pravděpodobnosti, že se vyskytne určitá hodnota signálu. Stochastické zatížení se také označuje jako náhodné zatížení, tento typ signálu je často spojen s nepravidelnými jevy a náhodnými událostmi, což z nich činí vhodný nástroj pro modelování nejistot a variability v reálném světě. Dalším aspektem náhodných zátěží je, že intenzita není vždy stejná a v signálu se mohou vyskytovat ojedinělé vysoké špičky. Příkladem může být náhodný šum  $W(t)$ , fluktuace nebo náhodné události, které ovlivňují chování systému [6] [18].

Na rozdíl od stochastického signálu je deterministický signál  $y(t)$  charakterizován jasně definovaným matematickým vzorcem, který přesně určuje jeho hodnoty v každém časovém okamžiku. Deterministické signály mají předvídatelný průběh a jsou často spojeny s pravidelnými nebo opakujícími se jevy. Tyto signály jsou matematicky modelovatelné a opakovatelné. Příkladem deterministického signálu může být harmonický oscilátor s amplitudou  $A$  a frekvencí  $f$ , což lze vyjádřit jako  $y(t) = A \cos(2\pi ft)$  [6].

Přímé porovnání těchto dvou typů signálů je uvedeno na obr. 2.2, kde v levé polovině grafu je deterministický signál odpovídající sinové vlně s frekvencí 1 Hz a amplitudou 2. Tento signál má jasně definovaný matematický vzorec ( $y(t) = 2 \sin(2\pi t)$ ) a vykazuje pravidelný, periodický průběh.

V pravé polovině grafu je stochastický signál reprezentující Gaussovský šum



**Obr. 2.2:** Příklad deterministického a stochastického signálu

s náhodnými hodnotami generovanými funkcí *randn* v programu Matlab. Tento signál je charakterizován náhodným chováním a nevykazuje pravidelný vzorec. Je vhodný pro modelování nejistot a variability v reálném světě 2.2.

V kontextu životnostní analýzy automobilových komponentů mohou stochastické složky signálu představovat nepravidelnosti v pohybu vozidla, jako jsou nerovnosti vozovky, náhodné nárazy a další okolní vlivy. Deterministický signál popisuje pravidelný pohyb vozidla, například s pravidelné kmitání způsobené nerovnoměrným opotřebením komponent.

Sestavení spektra zatížení se dělí na tři kroky: naměření signálů zatížení a jejich následné zpracování a konečné sestavení spektra zatížení. Existují dva běžné způsoby získání zátěžového signálu. Jedním z nich je získání úplných zatěžovacích signálů součástí pomocí měření a následné sestavení únavového spektra zatížení po zpracování. Tato metoda je přesná, ale časově a finančně velmi náročná. Druhým přístupem je získat průběh zatížení pomocí softwaru pro simulaci, což je mnohem rychlejší a levnější, ale méně přesné řešení. V této práci je použit první přístup, kdy je zatížení získáno pomocí měření na vozidle [11].

Naměřený signál z akcelerometrů uvedený na obr. 4.2 na straně 48, který bude analyzován v rámci této práce je kombinací těchto dvou složek náhodného a deterministického signálu, přičemž každá z nich má jiný vliv na životnost komponent. Signál ale považujeme za stochastický, protože náhodné vlivy mají větší vliv na životnost komponent než pravidelné vlivy. Na těchto naměřených datech je zároveň možné vidět výrazné spičky v signálu, které jsou způsobeny nárazem vozidla do překážky, signál v průběhu práce bude dále zpracován a vyhodnocen.

## 2.2 Životnostní analýza

Životnostní analýza je proces, který se zabývá určením životnosti komponenty nebo systému. V kontextu automobilových komponent je cílem analýzy určit, jak dlouho může komponenta fungovat bez selhání. Tento proces je založen na analýze naměřených

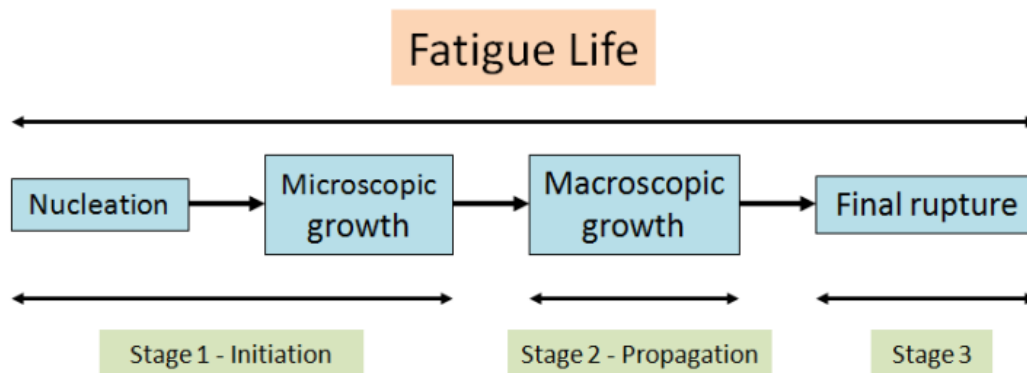
dat a výpočtu životnosti na základě těchto dat. Výpočet únavového poškození je založen na Minerově kumulaci poškození, která je společně s dalšími pojmy popsána v následujících kapitolách.

Obecně můžeme rozdělit životnostní analýzu na dva typy metod, které k této problematice přistupují z různých perspektiv: přístupy v časové a frekvenční oblasti. Kumulativní poškození získané metodami v časové oblasti je relativně přesné. Pokud je však výpočet kumulativního poškození velký, může jeho získání trvat dlouho. Naproti tomu metody analýzy ve frekvenční oblasti mohou snížit počet potřebných výpočtů a ušetřit výpočetní čas. Rozdíl mezi těmito metodami bude popsán v následujících kapitolách. Tato práce je však zaměřena především na analýzu ve frekvenční oblasti, která bude popsána podrobněji [11].

V následujících podkapitolách budou uvedeny základní pojmy týkající se životnostní analýzy. Jedná se však pouze o výběr základních pojmů z této kapitoly, které vedou k většímu pochopení dané problematiky jako celku.

### 2.2.1 Mechanismus vzniku únavových trhlin

Proces vzniku únavových trhlin v kovech se obvykle dělí do 3 fází: iniciace, šíření a konečné selhání. Proces šíření trhliny můžeme dále rozdělit na 2 fáze a to šíření mikrotrhliny a makrotrhliny. Tento proces je zobrazen na obr. 2.3.



Obr. 2.3: Fáze vzniku únavové trhliny [20]

Fáze 1 - iniciace trhliny: V této fázi se vytváří mikrotrhliny v důsledku cyklického zatížení. Tyto mikrotrhliny se vytvářejí v oblastech s vysokým napětím, jako jsou například vady v materiálu, nečistoty, výrobou způsobené vady, vady povrchu, vady způsobené korozí, vady způsobené vysokou teplotou a vady způsobené chemickými reakcemi. Kromě tohto se může jednat i místa nejvíce namáhána, kde dochází přirozeně ke koncentraci napětí. V této fázi se mikrotrhliny vytvářejí a šíří v materiálu, ale nejsou viditelné pouhým okem. Ve většině případů se jedná o fázi, která trvá až 90 % životnosti materiálu. Dochází k působení hlavních smykových napětí, kdy jedna atomová rovina "sklouzne" vůči druhé. Nesouhlasný pohyb vytváří plastickou deformaci, která je



úměrná smykovému napětí a má stejný směr. Tento proces se nazývá dislokace a vede k vytvoření mikrotrhlin [20].

Fáze 2 - šíření trhliny: V této fázi se mikrotrhliny spojují a vytvářejí makrotrhliny. Makrotrhliny se šíří v materiálu až do dosažení kritické velikosti, kdy dojde k selhání materiálu (fáze 3). K šíření dochází nejprve podél roviny kde dochází ke vzniku největšího smykového napětí a to přibližně 45 stupňů od hlavního směru napětí. V této fázi se většina trhlin brzy přestane rozšiřovat, zatímco několik trhlin se může rozšířit na délku desítek mikrometrů. Následně dochází ke vzniku makrotrhlin, ty se šíří kolmo k hlavnímu směru napětí, na povrchu únavové trhliny dochází ke vzniku únavového drsného povrchu. V této fázi se vytváří únavové trhliny, které jsou viditelné pouhým okem [20].

Fáze 3 - konečné selhání: V této fázi dochází k selhání materiálu, kdy dojde k prasknutí materiálu. Trhlina se rozšíří až do kritické velikosti, při které daná součást není schopna nést požadované zatížení a dochází k jejímu selhání [20].

Parisova rovnice je jedním z nejčastěji používaných modelů pro predikci rychlosti šíření únavové trhliny. Tato rovnice je založena na předpokladu, že rychlost šíření únavové trhliny je úměrná rozdílu mezi maximálním a minimálním napětím a je dána následujícím vztahem [11]:

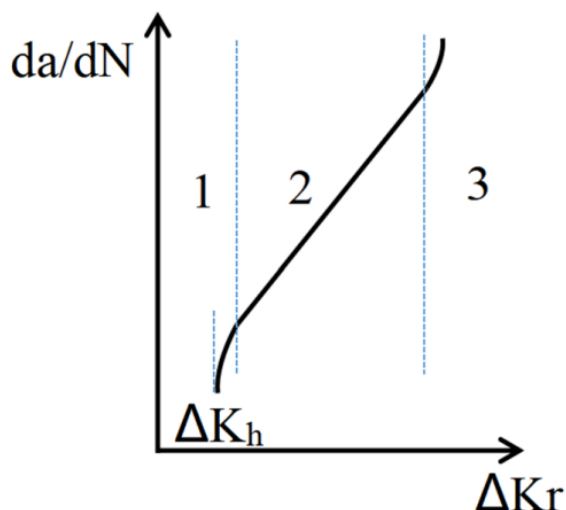
$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \quad (1)$$

Kde  $da/dN$  je rychlost šíření únavové trhliny,  $C$  a  $m$  jsou materiálové parametry a  $\Delta K$  je rozdíl mezi maximálním a minimálním napětím.

Parisův vzorec lze vyjádřit ve stabilní oblasti křivky růstu trhliny, uvedeno na obr. 2.4. Svislá osa představuje rychlost růstu trhliny  $da/dN$  a vodorovná osa představuje amplitudu intenzity napětí  $\Delta K r$ . Oblast 1 obsahuje prahovou hodnotu  $\Delta K_{th}$ , která je potřebná k tomu, aby se trhlina začala šířit, pokud je napětí vyšší než prahová hodnota  $\Delta K_{th}$ , trhlina se bude šířit. V oblasti 2 dochází k trvalému růstu trhliny, v této oblasti je možné použít Parisův vzorec. Na počátku oblasti 3 dojde ke kritickému rozšíření trhliny a následně k selhání materiálu [11].

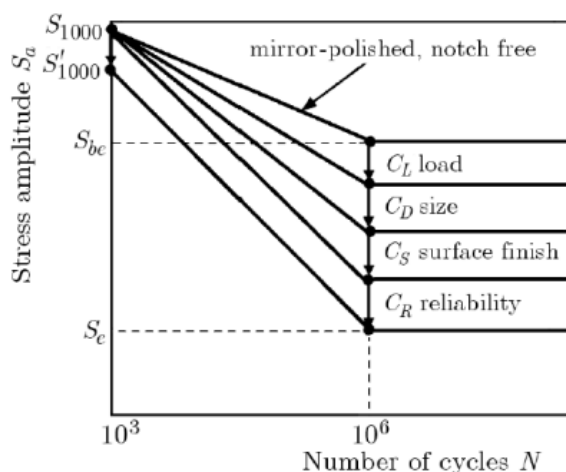
### 2.2.2 S-N křivka

Křivka S-N, kterou zavedl Wöhler v roce 1871, je dobře známou charakteristikou statistické analýzy únavy. Tyto křivky představují výsledky zkoušek provedených na více vzorcích se standardizovanými rozměry a povrchovými podmínkami. Vzorky jsou cyklicky zatěžovány se stanovenou amplitudou  $S$  a měří se počet cyklů  $N$  potřebných k selhání vzorku. Jakmile selže dostatečný počet vzorků, aby byla zajištěna statistická



**Obr. 2.4:** Křivka rychlosti šíření únavové trhliny [11]

spolehlivost, lze sestavit graf závislosti počtu cyklů  $N$  na amplitudě napětí  $S$ . Tento graf se nazývá křivka S-N. Úplnou křivku S-N lze rozdělit na 2 hlavní oblasti: oblasti nízkocyklové a vysokocyklové únavy. S-N lze také získat odhadem pomocí daných vzorců nebo s použitím materiálových norem [18].



**Obr. 2.5:** Obecná definice S-N křivky [11]

V diagramu na obrázku 2.5 jsou patrné dvě pozoruhodné charakteristiky S-N křivek. Zaprvé je zde přítomna mez únavy pro slitiny železa a titanu, která je v diagramu znázorněna vodorovnou čarou. Tato čára znamená, že amplitudy napětí pod touto mezí vedou k nekonečné únavové životnosti. Pro slitiny hliníku a mědi však žádná taková mez neexistuje. Druhý zvládnutý prvek na diagramu ukazuje, jak může být křivka S-N ovlivněna různými faktory, včetně zatížení, velikosti, povrchové úpravy a spolehlivosti [20].

Aby bylo možné tyto faktory zohlednit, je možné každý z nich nezávisle měnit a vytvořit tak více S-N křivek. Provádění testů pro všechny možné kombinace by však

bylo nepraktické. Alternativně lze mez únavy získanou pro standardní vzorek upravit pomocí několika korekčních součinitelů, jak je uvedeno v rovnici:

$$S_f = S_{f0} \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \quad (2)$$

kde  $S_f$  je mez únavy,  $S_{f0}$  je mez únavy pro standardní vzorek,  $k_a$  je součinitel velikosti,  $k_b$  je součinitel zatížení,  $k_c$  je součinitel povrchové úpravy,  $k_d$  je součinitel spolehlivosti a  $k_e$  je součinitel prostředí [20].

### 2.2.3 Lineární teorie akumulace únavového poškození

Pro odhad únavového poškození se používá Minerova lineární teorie kumulativního poškození. Miner předpokládal, že cyklická zatížení s rovnoměrnou amplitudou, a cyklická zatížení s proměnlivou amplitudou, způsobují různá poškození materiálů. V případě konstantní amplitudy způsobí každý cyklus stejné poškození; v případě proměnné amplitudy způsobí každý cyklus stejné poškození. Matematický vzorec pro Minerovu kumulaci poškození je uveden níže [9]:

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_{f,i}} \quad (3)$$

kde  $D$  je celkové poškození,  $N_i$  je únavová životnost při zatížení  $i$

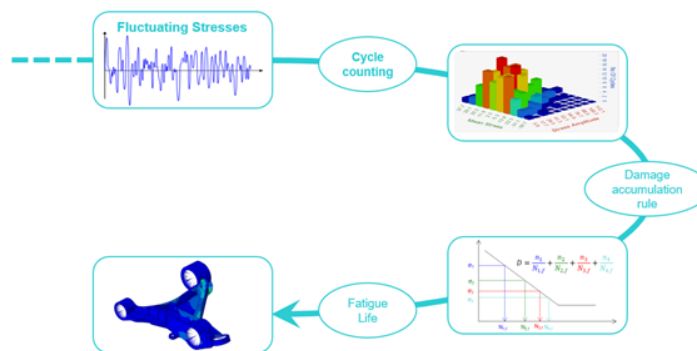
Rovnice je známá jako Palmgrenovo-Minerovo pravidlo lineárního poškození. Z rovnice vyplývá, že ke vzniku trhliny je zapotřebí určité množství práce a že práce absorbovaná v každém cyklu je konstantní. To znamená, že k selhání součástí dojde, pokud je množství cyklů dostatečné, aby součet prací stačil k jejímu porušení. Jinými slovy, když se bude hodnota poškození  $D$  rovnat 1. Tyto úvahy umožňují práce z různých zatěžovacích cyklů lineárně sčítat, což je základ Minerova pravidla [9].

Minerovo pravidlo je založeno na předpokladu, že únavové poškození je přímo úměrné počtu cyklů zatížení. Minerovo pravidlo je však pouze empirickým pravidlem, které nebere v úvahu všechny aspekty únavového poškození. Minerovo pravidlo je jednoduché a snadno pochopitelné, ale má některé nevýhody. Například nezohledňuje posloupnost zatížení a při různých úrovních zatížení budou existovat malé rozdíly v hodnotě kumulace poškození. Byla navržena jiná pravidla, která zohledňují posloupnost zatížení a přesněji popisují únavové poškození. Minerovo pravidlo je však stále nejčastěji používaným pravidlem pro odhad únavového poškození [9].

## 2.3 Životnostní analýza v časové oblasti

V případě, že je znám průběh zatížení v čase, je možné provést životnostní analýzu v časové oblasti. Získat pomocí měření tato data je však velmi náročné a časově náročné. Častěji bývají data získávána pomocí simulací, které jsou méně přesné, ale získat tato data je rychlejší a levnější. V časové oblasti jsou zkoumána opakující se zatížení a cyklická opakování těchto zatížení, které mohou vést k postupnému selhání materiálu. Klíčovým prvkem této analýzy je porozumění cyklickým zatížením, které mohou v průběhu času vznikat a identifikace kritických oblastí konstrukce [11].

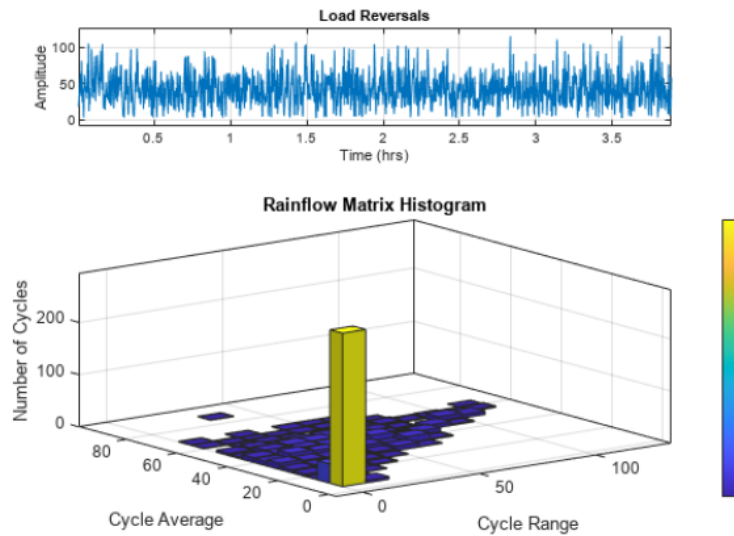
Princip a postup při výpočtu v časové oblasti je zobrazen na obr. 2.6. Vstupem je časová řada naměřených dat, která je zpracována pomocí metody Stekání deště (Rainflow). Stekání deště (Rainflow) je metoda pro analýzu únavového poškození, která se používá k analýze naměřených dat. Tato metoda je založena na předpokladu, že naměřená data jsou náhodná a nekorelovaná. Výsledkem metody Stekání deště (Rainflow) je tabulka udávající počet plných cyklů pro různé amplitudy napětí a jim odpovídající střední napětí. Počty cyklů  $n_i$  pro každý bin amplitudy napětí se sečtou a poté se pro výpočet celkového poškození použije Palmgren-Minerovo poškození, jak je znázorněno na obrázku 2.6. Do výpočtu je také zahrnuta S-N křivka, jejíž popis je uveden v dané kapitole, která je základem pro výpočet únavového poškození. Výsledná rovnice je 3 v kapitole 2.2.2. Výsledkem celé analýzy je výpočet únavového poškození podle Palmgren-Minerova pravidla, které je způsobeno cyklickým zatížením. Poškození nabývá hodnot od 0 do 1, kde 0 znamená, že nedošlo k poškození a 1 znamená, že došlo k selhání materiálu v daném místě.



Obr. 2.6: Princip výpočtu životnosti v časové doméně [17]

Výpočet únavy v FE funguje na tomto uvedeném základním principu. Prvním krokem je příprava FE modelu dané sestavy nebo komponenty. Následně je provedeno tzv. Jednotkové zatížení modelu v různých směrech, které jsou zvoleny na základě předpokládaného zatížení v reálném světě. Jednotkové zatížení modelu slouží k získání odezvy modelu na dané zatížení. Naměřený signál je následně zpracován pomocí Rainflow cyklu, který je popsán výše. Po dekompozici daného signálu je výsledkem tabulka, kterou je možné zobrazit pomocí 2-D histogramu znázorňující rozložení

nalezených cyklů v závislosti na rozsahu napětí a průměrném napětí cyklu. Histogram je zobrazený na obr. 2.7. Tyto vstupy jsou následně použity pro výpočet únavového poškození v každém uzlu modelu.



Obr. 2.7: Příklad Rainflow cyklu [13]

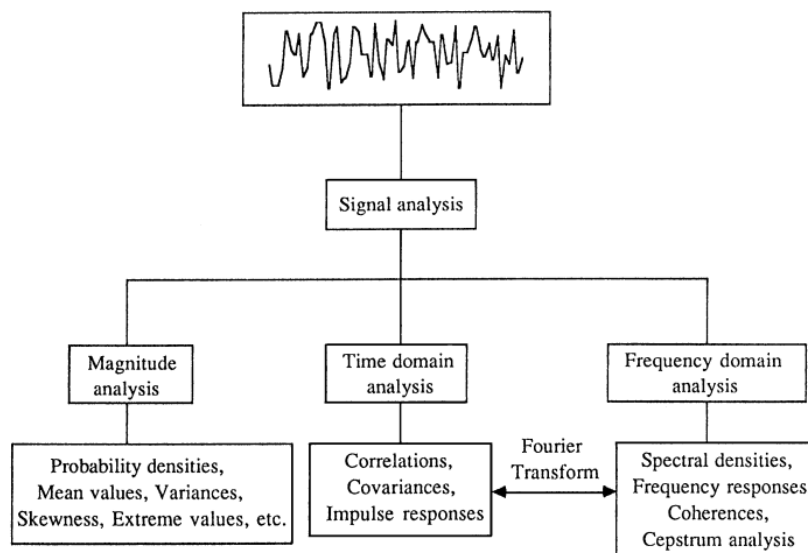
## 2.4 Analýza průběhu signálu

Tato část se zaměřuje na náhodné buzení mechanické soustavy, což je klíčový prvek v dynamickém chování systémů. Zjištění charakteristik signálu generovaného náhodným buzením poskytuje užitečné informace o odezvě systému na proměnné vnější podněty.

Techniky analýzy signálu lze rozdělit do čtyř základních podsekcí. Ty jsou uvedeny níže [12]:

1. Analýza velikosti signálu
  2. Analýza jednotlivých signálů v časové oblasti
  3. Analýza jednotlivých signálů ve frekvenční oblasti
  4. Duální analýza signálu v časové nebo frekvenční oblasti
1. Diskretizovat signály v časové i frekvenční oblasti.
  2. Omezit rozsah výpočtu na konečný interval

Každá ze čtyř technik má své výhody a nevýhody. Obecně platí, že analýza velikosti signálu a analýza v časové oblasti poskytují základní informace o signálu, a proto vyžadují pouze levné a nenáročné analytické vybavení. Na druhou stranu analýza ve frekvenční oblasti a duální signál poskytuje velmi podrobné informace o signálu, a proto vyžaduje odborné znalosti a přiměřeně sofistikované analytické vybavení. Techniky analýzy signálu, které se běžně používají ke kvantifikaci experimentálně měřeného signálu, jsou shrnuty na obrázku [12]:



Obr. 2.8: Techniky analýzy signálu [12]

### 2.4.1 Statistické rozdělení náhodného procesu

V teorii pravděpodobnosti a statistice hrají distribuční funkce zásadní roli v popisu pravděpodobnosti různých výsledků pro náhodné proměnné. Distribuční funkce, často označovaná jako rozdělení pravděpodobnosti nebo funkce hustoty pravděpodobnosti, poskytuje pohled na chování a charakteristiky náhodné proměnné v určitém rozsahu [12].

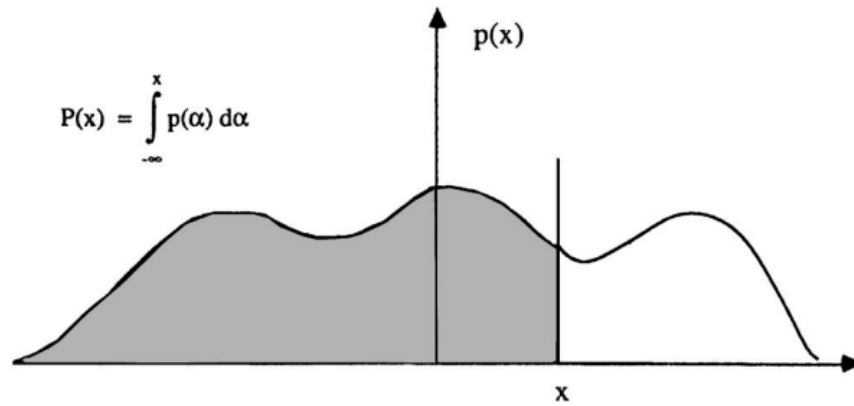
To vyžaduje znalost pravděpodobnostní hustoty funkcí  $p(x)$  a distribučních funkcí  $P(x)$  signálů. Pravděpodobnostní hustota  $p(x)$  specifikuje pravděpodobnost  $p(x) dx$ , že signál  $x(t)$  leží v rozmezí od  $x$  do  $x + dx$ . Distribuční funkce  $P(x)$  je kumulativní pravděpodobnostní funkce s maximální hodnotou jedničky. Tyto dvě funkce jsou vzájemně propojeny vztahem [12]:

$$P(x) = \int_{-\infty}^x p(\alpha) d\alpha \leq 1, \quad (4)$$

kde  $\alpha$  je proměnná integrace a  $P(x) = 1$ , když horní mez integrace  $x$ , představuje maximální amplitudu signálu; celková plocha pod funkcí pravděpodobnostní hustoty musí být vždy jednotková. Tato souvislost je ilustrována na obrázku 2.9. Derivace rovnice 4 podle  $x$  ukazuje, že pravděpodobnostní hustota funkce je sklonem distribuční funkce:

$$\frac{dP(x)}{dx} = p(x). \quad (5)$$

Náhodný proces je proces, který se mění v čase a jehož hodnoty nelze předvídat. Obvykle je popsán pomocí pravděpodobnostní funkce, která popisuje pravděpodobnost,



**Obr. 2.9:** Ilustrace vztahu mezi pravděpodobnostní hustotou funkcí  $p(x)$  a distribuční funkcí  $P(x)$  [12]

že hodnota procesu bude v určitém časovém okamžiku v určitém rozsahu. V této části budou uvedeny základní pojmy týkající se náhodných procesů, které jsou důležité pro pochopení náhodného buzení [4].

Pravděpodobnostní rozdělení hrají klíčovou roli v oblasti pravděpodobnosti a statistiky, poskytující rámec pro popis a analýzu náhodných jevů a proměnných. Jedná se o matematické modely, které charakterizují pravděpodobnost různých hodnot náhodných proměnných. Tyto rozdělení nabízejí systematický pohled na to, jak se různé hodnoty mohou vyskytovat a jak často [12].

### Normální rozdělení (Gaussovo)

Normální rozdělení je charakterizováno zvonovitým tvarem křivky a je plně určeno svým průměrem ( $\mu$ ) a směrodatnou odchylkou ( $\sigma$ ). Hustota pravděpodobnosti (PDF) normálního rozdělení je dána vztahem [12].:

$$f(x; \mu, \sigma) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma^2}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad (6)$$

Zde  $\mu$  představuje průměr a  $\sigma$  směrodatnou odchylku.

### Exponenciální rozdělení

Exponenciální rozdělení se často používá k modelování času, než dojde k události v procesu s konstantní rychlostí ( $\lambda$ ). Funkce hustoty pravděpodobnosti (PDF) exponenciálního rozdělení je dána vztahem [12].:

$$f(x; \lambda) = \lambda e^{-\lambda x}, \quad x \geq 0 \quad (7)$$

Zde  $\lambda$  je poměrový parametr, který představuje průměrný počet událostí za jednotku času.

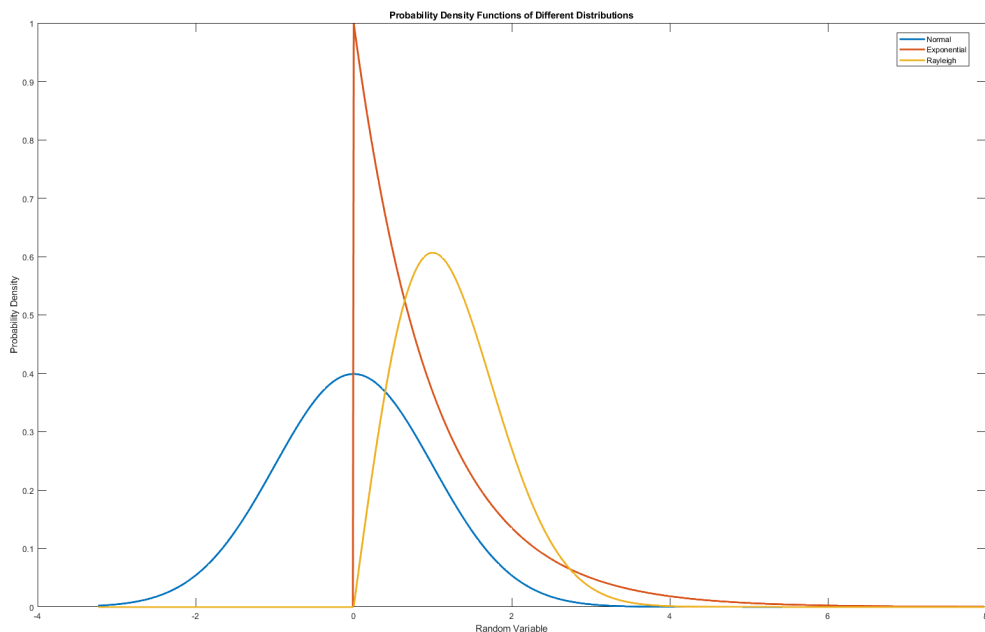
## Rayleighovo rozdělení

Rayleighovo rozdělení se běžně používá k modelování rozdělení velikostí vektorových složek. Hustota pravděpodobnosti (PDF) Rayleighova rozdělení je dána vztahem [12].:

$$f(x; \sigma) = \frac{x}{\sigma^2} e^{-x^2/(2\sigma^2)}, \quad x \geq 0 \quad (8)$$

Zde  $\sigma$  představuje škálovací parametr.

Přehled těchto uvedených rozdělení je uveden na obrázku 2.10. Na první pohled je patrný rozdíl mezi normálním a exponenciálním rozdělením. Normální rozdělení je symetrické kolem svého průměru, zatímco exponenciální rozdělení je asymetrické. Exponenciální rozdělení je také omezeno na kladné hodnoty, zatímco normální rozdělení je definováno pro všechny hodnoty. Rayleighovo rozdělení je také asymetrické a omezené na kladné hodnoty. Významným rozdílem mezi Rayleighovým a exponenciálním rozdělením je to, že Rayleighovo rozdělení je dvourozměrné, zatímco exponenciální rozdělení je jednorozměrné [12].



**Obr. 2.10:** Přehled pravděpodobnostních rozdělení

### 2.4.2 Statistická vlastnosti náhodného procesu

Vzhledem k tomu, že ve frekvenční oblasti je proces definován svou Spektrální výkonovou hustotou  $G(f)$ , statistické vlastnosti stacionárního procesu lze popsat jako momenty oblasti  $G(f)$ .  $i$ -tý moment oblasti je dán rovnicí 9. Momenty oblasti od  $m_0$  do  $m_4$  jsou použity pro získání statistických vlastností PSD [20].



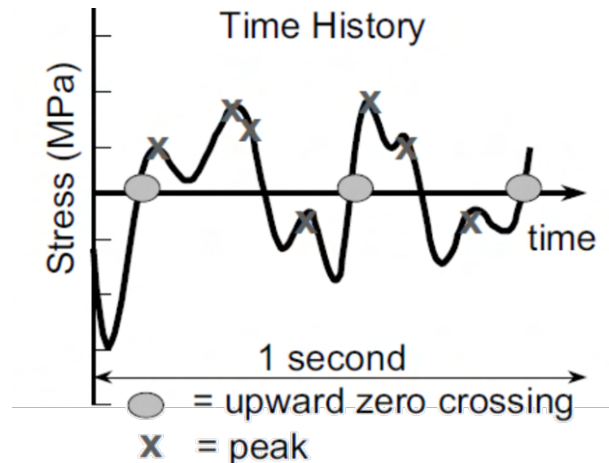
$$m_i = \int_0^\infty (f)^i G(f) df \quad (9)$$

Dvě důležité statistické vlastnosti časového signálu, které lze získat pomocí momentů oblasti, jsou očekávaný počet vrcholů  $v_p$ , znázorněný v rovnici 10, a očekávaná míra nulových přechodů  $v_0$ , popsána v rovnici 11 [20].

$$v_p = \sqrt{\frac{m_4}{m_2}} \quad (10)$$

$$v_0 = \sqrt{\frac{m_2}{m_0}} \quad (11)$$

Tyto dvě veličiny jsou popsány na obr. 2.11, kde je možné vidět počet vrcholů 6 a míra nulových přechodů je 3.



Obr. 2.11: Příklad náhodného procesu [20]

### Iregularita

Faktor iregularity  $\gamma$  je dán rovnicí 12 [20]:

$$\gamma = \frac{v_0}{v_p} \quad (12)$$

Tento faktor může poskytnout indikaci o povaze procesu a může být definován pouze v rozmezí od 0 do 1. Pokud je faktor iregularity roven 1, proces je úzkopásmový. Pokud se faktor iregularity blíží k 0, proces je širokopásmový [20].

### RMS napětí

Nultý moment  $\lambda_0$  odpovídá ploše pod PSD a tedy podle rovnice 13 odpovídá střednímu čtverci ekvivalentního napětí.

$$\langle \sigma_{\text{eq}}^2 \rangle = \lambda_0 = \int G_{\text{eq}}(\omega) d\omega \quad (13)$$

Hodnota *RMS* (*root mean square*) ekvivalentního napětí definovaná jako [3]:

$$\sigma_{\text{eq-RMS}} = \sqrt{\langle \sigma_{\text{eq}}^2 \rangle} = \sqrt{\lambda_0} \quad (14)$$

je měřítkem střední amplitudy ekvivalentního napětí. V programu FEMFAT spectral je tato hodnota také používána v různých filtrech pro definici omezování napětí [3].

### 2.4.3 Charakteristiky Signálu: Energie, Výkon, RMS a Střední Hodnota Druhé Mocniny

Popis signálu a zejména porovnání signálů je důležitou součástí analýzy mechanických soustav. V této části se zaměříme na některé základní charakteristiky signálu, které jsou důležité pro porozumění dynamickým vlastnostem mechanické soustavy.

#### Energie signálu

Energie ( $E$ ) signálu reprezentuje celkovou energii signálu přes všechny vzorky. V kontextu náhodného buzení může být užitečné zkoumat, jak se mění celková energie signálu v čase. Jednotkou energie signálu je Joule ( $J$ ). V našem případě, kdy signál byl naměřen v  $g$ , je definován jako  $g^2 \cdot s$ , případně  $g^2/Hz$  [4].

$$E = \sum_{n=0}^{N-1} |x(n)|^2 \quad (15)$$

kde  $N$  je počet vzorků signálu a  $x(n)$  je  $n$ -tý vzorek signálu.

#### Výkon signálu

Průměrný výkon ( $P$ ) signálu se vypočítá jako průměr druhých mocnin jednotlivých vzorků. Tato hodnota poskytuje informaci o průměrné intenzitě signálu. V našem případě, kdy signál byl naměřen v  $g$ , je definován jako  $g^2$  a jednotkou je  $g^2$  [4].

$$P = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} |x(n)|^2 \quad (16)$$

## Střední hodnota signálu (RMS)

Střední hodnota signálu (RMS) poskytuje měření efektivní amplitudy signálu, což je odmocnina průměru druhých mocnin [4].

$$\text{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} |x(n)|^2} \quad (17)$$

## Střední hodnota druhé mocniny (MS)

Střední hodnota druhé mocniny (*Mean Square Value*) je podobná výkonu, ale bez faktoru normalizace. Tato hodnota se často používá k vyjádření "velikosti" nebo "amplitudy" signálu [4].

$$\text{MS} = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} |x(n)|^2 \quad (18)$$

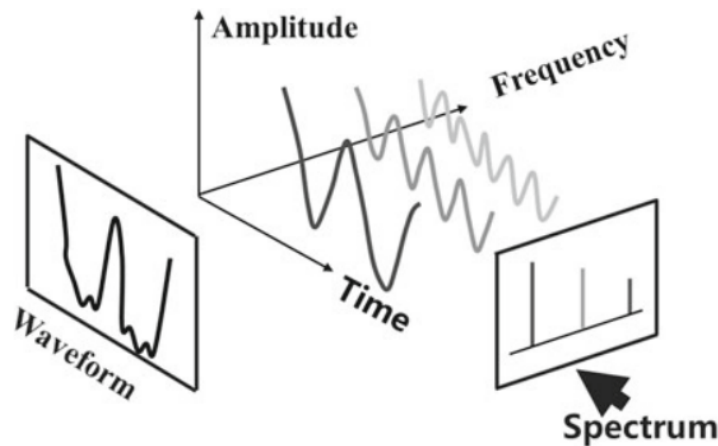
Výběr mezi těmito charakteristikami závisí na konkrétním kontextu analýzy a na tom, jaký aspekt signálu je důležitý pro danou aplikaci [4].

## 2.5 Frekvenční doména

Pro pochopení výpočtu ve frekvenční oblasti je nutné nejprve pochopit rozdíl mezi frekvenční a časovou doménou. Zejména pak pochopit, jak se signál mění v časové a frekvenční oblasti. V této části bude frekvenční doména popsána podrobněji od samotného začátku, tedy od Fourierovy transformace, až po výpočet PSD a výpočet životnosti ve frekvenční oblasti.

Pro každý signál, který lze popsat v časové oblasti proměnnou amplitudou, existuje odpovídající frekvenční spektrum. Frekvenční spektrum se vztahuje konkrétně k zobrazení časové oblasti daného signálu do frekvenční oblasti. Mnoho fyzikálních signálů lze vyjádřit jako součet jednoduchých signálů různých frekvencí. Analýza ve frekvenční oblasti spočívá v nalezení informace (amplitudu, fázi nebo výkon atd.) signálu na různých frekvencích. Můžeme provést Fourierovu expanzi řady nebo Fourierovu transformaci signálu, čímž se signál rozloží na sinusové a kosinusové signály s různými hodnotami frekvencí. Výsledek lze vyjádřit amplitudou nebo fází pro vodorovnou osou a frekvencí jako vodorovnou osou. To je znázorněno na obr. 2.12, analýza v časové oblasti a analýza ve frekvenční oblasti jsou dvě perspektivy pohledu na signál. Obecně platí, že analýza signálu v časové oblasti je nejintuitivnější, zejména u jednoduchých periodických signálů. Při analýze komplexního signálu obsahujícího mnoho frekvenčních složek, jako je například signál zobrazený na tomto obrázku, není

již snadné při analýze v časové oblasti identifikovat informace o signálu. Ve frekvenční oblasti je jasně vidět, že tento má signál tři frekvenční složky. Nástroj, který se používá k přechodu z časové oblasti do frekvenční oblasti je Fourierova transformace [4].



Obr. 2.12: Princip Fourierovy transformace [4]

### 2.5.1 Výhody provedení životnostní analýzy ve frekvenční oblasti

Výpočet životnostnosti ve frekvenční oblasti představuje řadu výhod, oproti standardnímu výpočtu v časové oblasti pomocí metody Rainflow. Kromě výhod tato metoda přináší několik nevýhod, ty byly okrajově v této práci již zmíněny na počátku. Níže uvádím seznam výhod této metody:

- Časová efektivita výpočtu
- V případě, že nemáme naměřená data, tak je možné jednoduše definovat vlastní PSD
- Měření akcelerace je mnohem jednodušší než měření napětí v daných místech
- Vhodnější pro náhodné vibrace než metoda Rainflow
- Frekvenční přechodová závislost vstupního signálu je zohledněna

Kromě výhod, které tato metoda přináší, je nutné zmínit i nevýhody, které jsou uvedeny níže:

- FE modely musí používat lineární prvky a materiály
- Výpočet je založen na předpokladu, že vstupní signál je stacionární
- Složitější naměření zpracování dat
- Citlivost PSD na nastavení celého algoritmu
- Komplexnost interpretace dat

Uvedené výhody a nevýhody byly získány především v průběhu vypracování celé práce, kdy bylo nutné se s těmito výhodami a nevýhodami potýkat. Pro některé

aplikace je metoda PSD vhodnější, pro jiné zase výpočet v časové oblasti pomocí Rainflow. Výběr metody je tedy závislý na konkrétní aplikaci a na požadavcích na výpočet. V této práci je však výpočet proveden pomocí metody PSD a je zde uvedený podrobný popis výpočtu včetně teoretického pozadí.

## 2.5.2 Fourierova transformace

Fourierova transformace je matematická metoda, která umožňuje rozložit libovolnou funkci na součet sinusových a kosinusových funkcí různé amplitudy, frekvence a fáze. Tato transformace je klíčovým nástrojem v analýze signálů a obrazů, kde může být použita k převodu signálu z časové domény do frekvenční domény. Je-li  $X(t)$  periodickou funkcí času s periodou  $T$ , lze  $X(t)$  vyjádřit nekonečnou řadou trigonometrickou řadou následujícího tvaru [21]:

$$X(t) = A_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \left( A_k \cos\left(\frac{2\pi kt}{T}\right) + B_k \sin\left(\frac{2\pi kt}{T}\right) \right) \quad (19)$$

kde  $A_0$  je střední hodnota  $X(t)$ ,  $A_k$  a  $B_k$  jsou Fourierovy koeficienty a  $k$  je celé číslo. Fourierovy koeficienty  $A_k$  a  $B_k$  a střední hodnota  $A_0$  lze vypočítat pomocí následujících rovnic [21]:

$$A_0 = \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} X(t) dt \quad (20)$$

$$A_k = \frac{2}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} X(t) \cos\left(\frac{2\pi kt}{T}\right) dt \quad (21)$$

$$B_k = \frac{2}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} X(t) \sin\left(\frac{2\pi kt}{T}\right) dt \quad (22)$$

Po provedení úprav lze rovnici 19 zapsat v konečném tvaru jako [21]:

$$X(t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \sum_{k=-\infty}^{\infty} \Delta\omega \cdot \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} X(t) e^{-ik\Delta\omega t} dt \cdot e^{ik\Delta\omega t} \quad (23)$$

Zatímco  $T$  klesá k nekonečnu, stává se frekvenční vzdálenost  $\Delta\omega$ , nekonečně malou, označuje se  $d\omega$ , a součet se stává integrálem. V důsledku toho lze rovnici 23 vyjádřit známou dvojicí Fourierových transformací  $X(t)$  a  $X(\omega)$  [21]:

$$X(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} X(t) e^{-i\omega t} dt \quad (24)$$

$$X(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad (25)$$

Funkce  $X(\omega)$  je přímá Fourierova transformace  $X(t)$  a  $X(t)$  je inverzní Fourierova transformace  $X(\omega)$ . Fourierova transformace existuje, pokud jsou splněny následující podmínky [21]:

1. Integrál absolutní funkce existuje, tj.  $\int_{-\infty}^{\infty} |X(t)| dt < \infty$ .  $\int_{-\infty}^{\infty} |X(\omega)| d\omega < \infty$ .
2. Všechny nespojitosti jsou konečné.

### 2.5.3 Fourierova transformace pro diskrétní časové signály

V technických aplikacích se většina signálů zpracovává pomocí počítačů. Signály uložené v počítačích jsou digitální signály, tj. signály s diskrétním časem. Diskrétní časový signál je reprezentován posloupností  $x[n]$  a Fourierova transformace diskrétního času (DTFT) je definována jako [4]:

$$X(f) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} x[n] \cdot e^{-j2\pi f n} \quad (26)$$

Ačkoli je signál diskrétní, spektrum je spojitě; může nabývat libovolných frekvenčních hodnot od záporného nekonečna po nekonečno. Operace sčítání probíhá od záporného nekonečna do nekonečna, což je v počítačích nepoužitelné. Aby bylo možné jej v počítači vypočítat, je třeba provést následující opatření [4]:

1. Diskretizovat signály v časové i frekvenční oblasti.
2. Omezit rozsah výpočtu na konečný interval

Diskretizací spektra a omezením rozsahu výpočtu lze z DTFT odvodit diskrétní Fourierovu transformaci (DFT) [4]:

$$X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x[n] \cdot e^{-j2\pi \frac{k}{N} n} \quad (27)$$

kde  $k$  označuje  $k$ -tou frekvenční složku. Je třeba poznamenat, že DTFT se liší od DFT; obě přijímají jako vstup diskrétní časové signály, ale první z nich poskytuje spojitě frekvenční spektrum, zatímco druhá poskytuje spektrum na diskrétních frekvencích [4].

Výraz DFT lze odvodit dvěma způsoby:

1. Odvození ze Z-transformace diskrétní časové řady, tj. diskrétní Fourierova transformace posloupnosti konečné délky se interpretuje jako její Z-transformace na jednotkové kružnici.

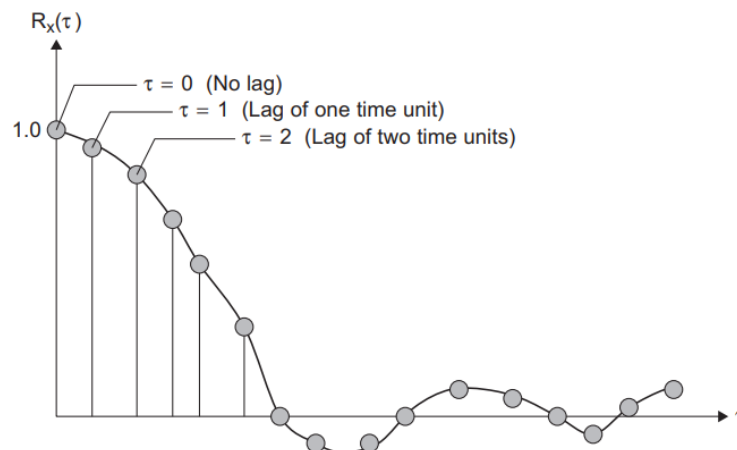
2. Odvodit jako zvláštní případ spojité Fourierovy transformace.

### 2.5.4 Korelace

Korelace je mírou závislosti mezi dvěma náhodnými procesy. Je známo, že větší korelace existuje pro dva podobné náhodné procesy a menší korelace pro dva různé procesy. Pokud jsou dva náhodné procesy stacionární, ale liší se o časovou prodlevu  $\tau$ , korelace mezi  $X(t)$  a  $X(t+\tau)$  se nazývá autokorelační funkce  $R(\tau)$  náhodného procesu, vyjádřeného jako [22]:

$$R_X(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T X(t)X(t+\tau) dt = E[X(t)X(t+\tau)] \quad (28)$$

Z rovnice 28 je zřejmé, že  $R(\tau)$  je sudá funkce ( $R_X(\tau) = R_X(-\tau)$ ) a autokorelace se stává střední průměrnou hodnotou, když  $\tau = 0$  (tj.  $R_X(0) = E[X^2(t)]$ ). Korelace je vlastností náhodného procesu a je nezávislá na časovém posunu  $\tau$ . Obr. 2.13 znázorňuje Autokorelační funkci schematicky v kladné ose časového posunu  $\tau$ .

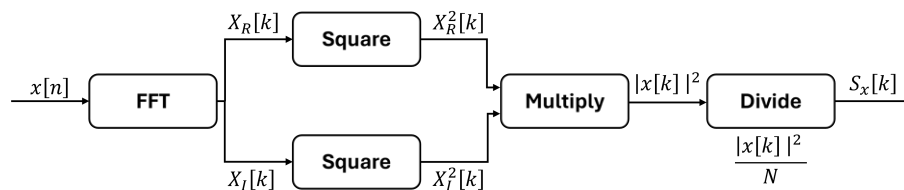


Obr. 2.13: Autokorelační funkce náhodného procesu [22]

### 2.5.5 Spektrální výkonová hustota

Tradiční metody spektrální analýzy spoléhají na analýzu pomocí Fourierovy transformace, která používá principy jako je metoda korelační funkce a metoda periodogramu. Metoda korelační funkce, známá také jako metoda BT navržená Blackmanem a Tukeym v roce 1958, využívá statistickou analýzu k odvození Autokorelační funkce v časové oblasti (viz. minulá kapitola). Následně provede Fourierovu transformaci pro získání výkonového spektra. Na druhé straně metoda periodogramu přímo využívá Fourierovu transformaci na datech, přičemž k získání výkonové spektrální hustoty signálu bere druhou mocninu amplitudy. Tato metoda získala důležitost v odhadu spektra po metodě FFT navržené Cooley-Tukey v roce 1965 [4].

V kontextu náhodných signálů není hodnota signálu v žádném daném časovém bodě předem určena a vzorky vykazují variabilitu, přesné znázornění je tak velmi náročné při použití matematických vzorců nebo grafů. Pro jejich popis se namísto toho využívají statistické parametry. Autokorelace se objevuje jako komplexní parametr charakterizující statistické průměry náhodného signálu. Navíc výkonová spektrální hustota náhodného signálu je Fourierovou transformací jeho Autokorelační funkce. Výkonová spektrální hustota je považována jako klíčová forma pro charakterizaci náhodných signálů a poskytuje základní pohled na jejich statistickou povahu, protože efektivně zachycuje statistické spektrální charakteristiky. Pro získání statistického pochopení náhodného signálu je znalost jeho výkonové spektrální hustoty velmi důležitá [4].



**Obr. 2.14:** Průběh výpočtu PSD [4]

Princip výpočtu PSD je znázorněn na obr. 2.14. To popisují konkrétně níže uvedené rovnice, přičemž základní a nejčastěji udávána rovnice 29 představuje odhad výkonové spektrální hustoty ( $\hat{S}_{xx}(f)$ ) pro daný signál  $X_T(t)$  ve frekvenční oblasti. Výkonová spektrální hustota poskytuje pohled na distribuci výkonu signálu na různých frekvencích [7]:

$$\hat{S}_{xx}(f) = \frac{1}{T} |X_T(f)|^2 \quad (29)$$

- $\hat{S}_{xx}(f)$  odhadovaná výkonová spektrální hustota na frekvenci  $f$ .
- $T$  je celková doba trvání signálu  $X_T(t)$ .
- $X_T(f)$  Fourierova transformace signálu

Výraz 29 normalizuje druhou mocninu Fourierovy transformace na celkovou dobu trvání signálu. Druhá mocnina Fourierovy transformace je známá jako výkonové spektrum signálu. Výkonové spektrum je vlastně výkonová spektrální hustota, která je normalizována na jednotkovou frekvenci.

Rovnice 30 a 31 představují závěrečné vztahy, které vycházejí z fundamentálního Teorému propojení mezi spektrální výkonovou hustotou ( $S_{xx}(f)$ ) a Autokorelační funkcí ( $R_{xx}(\tau)$ ) stochastického procesu. Tyto rovnice poskytují hluboké pochopení chování tohoto procesu v časové i frekvenční doméně, umožňují komplexní analýzu a interpretaci stochastických procesů [7].



$$S_{xx}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_{xx}(\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau \quad (30)$$

$$R_{xx}(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} S_{xx}(f) e^{j2\pi f\tau} df \quad (31)$$

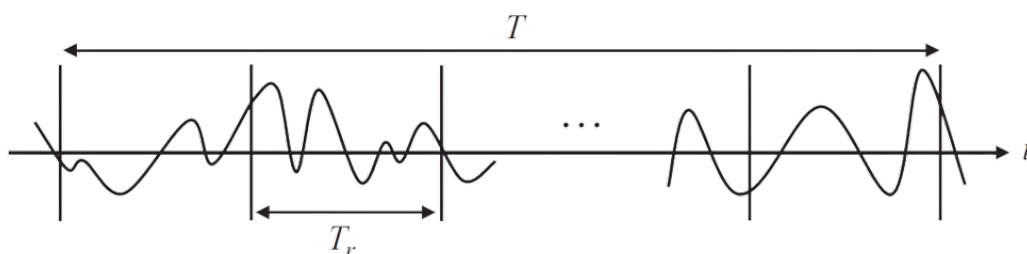
Uvedené vztahy jsou známé jako Wiener-Khinchinův teorém a umožňují přechod mezi charakteristikami v časové a frekvenční oblasti stochastického procesu, což umožňuje analýzu signálů v obou doménách [7].

### 2.5.6 Welchova metoda

V této kapitole bude blíže popsána Welchova metoda a její teoretické pozadí pro pochopení této metody. Metoda je v této práci použita pro vytvoření PSD v programu Matlab pomocí funkce pwelch. Podrobnější teoretické pozadí je popsáno v práci P. Welch z roku 1967 [19].

Welchova metoda, je metoda pro výpočet PSD, která je založena na výpočtu periodogramu. Periodogram je odhadem PSD, který je založen na výpočtu Fourierovy transformace signálu. Výpočet PSD pomocí periodogramu je založen na předpokladu, že signál je stacionární. V případě, že signál není stacionární, je nutné signál rozdělit na menší části, které jsou stacionární. Tento postup se nazývá segmentace signálu. Výsledkem je výpočet PSD pomocí periodogramu pro každý segment signálu. Výsledné PSD je pak průměrem PSD vypočtených pro jednotlivé segmenty signálu [19].

Metoda průměrování segmentu se stala velmi populární především díky své rychlosti výpočtu. Welchova metoda je vylepšením standardní metody odhadu spektra periodogramu a metody Bartletta tím, že snižuje šum ve odhadovaných výkonových spektrech na úkor snížení frekvenčního rozlišení. Kvůli šumu způsobenému nedokonalými a konečnými daty je snížení šumu pomocí Welchovy metody často žádoucí. Princip metody je znázorněn na obr. 2.15 [7].



**Obr. 2.15:** Princip Welchovy metody [7]

Welchova metoda vychází z Bartlettovy metody a liší se dvěma způsoby [7]:

1. Signál je rozdělen na překrývající se segmenty: Původní datový segment je rozdělen na  $L$  datových segmentů o délce  $M$ , překrývajících se o  $D$  bodech.
  - a. Pokud je  $D = \frac{M}{2}$ , překryv (Overlap) je 50 %.
  - b. Pokud je  $D = 0$ , překryv je 0 %. Identické jako v Bartlettově metodě.
2. Překrývající se segmenty se pak zobrazí v okně: Po rozdělení dat do překrývajících se segmentů je na jednotlivé  $L$  datové segmenty aplikováno okno (v časové oblasti).
  - a. Většina funkcí okna poskytuje větší vliv na data ve středu množiny než na data na okrajích, což představuje ztrátu informací. Aby se tato ztráta zmírnila, jednotlivé datové sady se běžně v čase překrývají (jako ve výše uvedeném kroku).
  - b. Okno těchto datových segmentů je právě tím oknem, které činí z Welchovy metody "upravený" periodogram.

Po provedení výše uvedeného je periodogram vypočítán výpočtem diskrétní Fourierovy transformace a poté výpočtem druhé mocniny velikosti výsledku. Jednotlivé periodogramy jsou pak zprůměrovány, což snižuje rozptyl jednotlivých měření výkonu [19].

### 2.5.7 Vliv oříznutí dat - Okna

Při zpracování signálu a Fourierově transformaci je velmi důležitý vliv okna - ořezávání signálu. Ořezávání dat je technika používaná k analýze omezeného segmentu signálu namísto zohledňování celého signálu. To je často nutné z důvodu praktických omezení při akvizici a zpracování dat. Při práci se signály nekonečné délky umožňuje ořezání dat jednodušší výpočty a lepší lokalizaci vlastností signálu [7].

V kontextu Fourierovy transformace ořezávání dat přináší koncept spektrálního úniku. Spektrální únik nastává, když vybraný segment signálu nemá přesný celočíselný počet period v rámci okna, což vede k rozptýlení energie na různé frekvenční složky. K minimalizaci tohoto efektu se před Fourierovou transformací na signál aplikují různé typy oken. Ořezávání dat prostřednictvím Okna je klíčovým prvkem zpracování signálů, zejména ve Fourierově transformaci. Volba této funkce výrazně ovlivňuje přesnost a spolehlivost spektrální analýzy. Tato práce se zaměřuje na několik nejčastěji používaných oken, která jsou popsána níže a zobrazena na obr. 2.16 [7].

#### Obdélníkové okno

Nejjednodušší formou je obdélníkové okno, které zahrnuje násobení signálu obdélníkovou funkcí. Toto okno je charakterizováno tím, že má konstantní hodnotu

v celém vybraném segmentu a nulovou hodnotu mimo okno. Použití tohoto typu okna však může vést k významnému spektrálnímu úniku, zejména když frekvenční obsah signálu není zarovnán s hranicemi okna [7].

### Hammingovo okno

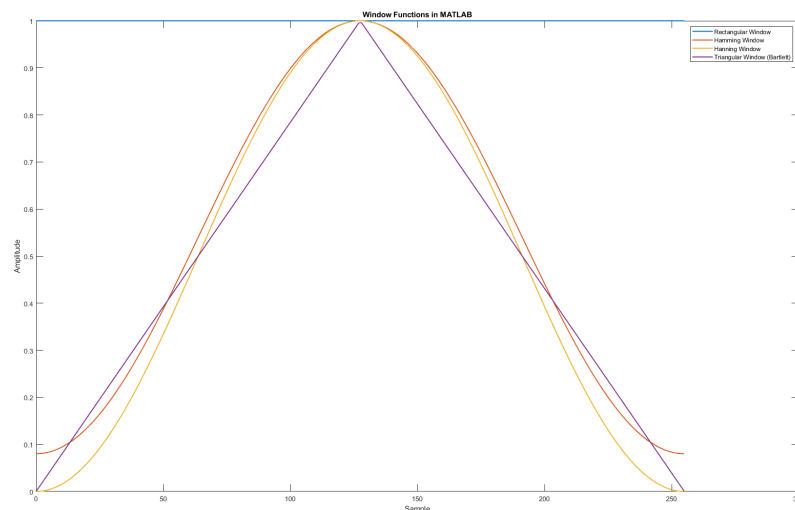
Hammingovo okno je široce používanou funkcí, která má za cíl snížit spektrální únik. Je charakterizováno hladším přechodem mezi vybraným segmentem a nulou mimo okno. Hammingovo okno je definováno váženou kosinovou funkcí [7].

### Hanningovo okno

Podobně jako Hammingovo okno je Hanningovo okno velmi používaným v praxi při zpracování signálů. Pro aplikace, kde je kritická lokalizace daných frekvencí je Hanningovo okno často preferováno před Hammingovým oknem. Hanningovo okno je definováno váženou kosinou na druhou [7].

### Trojúhelníkové okno (Bartlettovo okno)

Trojúhelníkové okno, známé také jako Bartlettovo okno, je další typ okna používaný v zpracování signálů. Toto okno je charakterizováno tím, že jeho tvar připomíná trojúhelník, což znamená, že amplituda postupně stoupá od nuly k maximu a pak zase klesá zpět na nulu [7].



Obr. 2.16: Porovnání různých typů oken

Při použití okna ve Fourierově transformaci je vybraná funkce násobena po každém prvku se signálem. Toto násobení v časové doméně odpovídá konvoluci ve frekvenční doméně. Volba okna závisí na konkrétních požadavcích analýzy, vyvažujících faktory jako je frekvenční rozlišení, přesnost amplitudy a potlačení vedlejších laloků. V rámci

této práce bylo využito Hanningovo okno, neboť je v praxi nejčastěji používané a poskytuje dobré výsledky pro většinu aplikací.

### 2.5.8 Metody vyhodnocení pro životnostní analýzu ve frekvenční doméně

Pro akumulaci poškození se obecně provádí výpočet pomocí metody Stékání deště (Rainflow) pro určení ekvivalentní historie napětí. Protože historie není k dispozici, je vyžadován pravděpodobnostní model, který umožňuje odhad rozložení amplitudy na základě ekvivalentního napětí PSD. V následujícím textu budou diskutovány pouze modely, které nabízí program Femfat v modulu Spectral. Femfat nabízí 4 různé metody pro výpočet poškození ve frekvenční oblasti. Tyto metody jsou popsány níže [3].

#### Rayleighova metoda

Pro úzkopásmové signály lze použít Rayleighovo rozdělení, které je definováno tak, že amplitudy napětí  $\sigma_a$  odpovídají Rayleighovu rozdělení [3]:

$$p_{\text{Rayleigh}}(\sigma_a) = \frac{\sigma_a}{\lambda_0} \exp\left(-\frac{\sigma_a^2}{2\lambda_0}\right) \quad (32)$$

Bylo také prokázáno, že Rayleighovo rozdělení pro širokopásmové signály vede ke konzervativním odhadům poškození, a proto je poškození stanovené pomocí tohoto rozdělení horní hranicí [3].

#### Dirlikova metoda

Dirlikova metoda je nejvíce používanou metodou pro výpočet poškození ve frekvenční oblasti. Dirlikova metoda je založena na předpokladu, že amplitudy napětí odpovídají Dirlikovu rozdělení. Důvodem použití této metody je univerzálnost pro různé typy signálů. Metoda používá empiricky stanovené rozdělení ve tvaru [3]:

$$p_{\text{Dirlik}}(\sigma_a) = \frac{D_1}{Q\sqrt{\lambda_0}} \exp\left(-\frac{\sigma_a}{Q\sqrt{\lambda_0}}\right) + \frac{D_2\sigma_a}{R^2\lambda_0} \exp\left(-\frac{\sigma_a^2}{2R^2\lambda_0}\right) + \frac{D_3\sigma_a}{\lambda_0} \exp\left(-\frac{\sigma_a^2}{2\lambda_0}\right) \quad (33)$$

kde platí  $D_1 + D_2 + D_3 = 1$ . Hodnoty  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $D_3$ ,  $R_h$  a  $Q$  jsou stanoveny z momentů  $\lambda_0$ ,  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$  a  $\lambda_4$  v souladu s empirickými vzorci. V případě úzkopásmového okraje platí  $D_1 \rightarrow 0$ ,  $D_2 \rightarrow 0$  a  $D_3 \rightarrow 1$ , a distribuce proto přechází do Rayleighova rozdělení [3].

#### Dirlikova metoda s možností středního napětí

S volitelnou metodou Dirlik s možností středního napětí se předpokládá, že distribuce středního napětí odpovídá normálnímu rozdělení. To vede k následujícímu vzorci [3]:

$$p_{\text{Dirlik}}(\sigma_a, \sigma_m) = p_{\text{Dirlik}}(\sigma_a) \text{Normal}(\sigma_m) \quad (34)$$

### PDF s možností středního napětí

Metoda PDF s možností středního napětí je dalším empirickým modelem, který odhaduje amplitudu a střední napětí [3]:

$$p_{\text{PDF}}(\sigma_a, \sigma_m) = b \alpha_2 \frac{\sigma_a}{\lambda_0} \exp\left(-\frac{\sigma_a^2}{2\lambda_0}\right) + (1-b) \frac{\sigma_a}{\alpha_2^2 \lambda_0} \exp\left(-\frac{\sigma_a^2}{2\alpha_2^2 \lambda_0}\right) \text{Normal}(\sigma_m) \quad (35)$$

kde  $b = \frac{(\alpha_1 - \alpha_2)(1.112(1 + \alpha_1 \alpha_2 - (\alpha_1 + \alpha_2))e^{2.11\alpha_2 + (\alpha_1 - \alpha_2)})}{(\alpha_2 - 1)^2}$  a  $\alpha_1 = \frac{\lambda_1}{\sqrt{\lambda_0 \lambda_2}}$  a  $\alpha_2 = \frac{\lambda_2}{\sqrt{\lambda_0 \lambda_4}}$  platí. V případě úzkopásmového průběhu platí  $\alpha_1 \rightarrow 1$  a  $\alpha_2 \rightarrow 1$ ; distribuce tedy přechází do Rayleighova rozdělení [3].

### 2.5.9 Odhad poškození za jednotku času

Ve většině případů životnostní analýzy se zabýváme očekávanou životností součástí, v časové doméně je výsledkem odhad počtu cyklů do poruchy. V případě analýzy ve frekvenční doméně je výsledkem odhad poškození za jednotku času. Výsledkem je tedy odhad poškození za jednotku času, který daná součást vydrží. Tento převod je možné provést pomocí vztahu 36 [20].

$$\bar{D} = v_p C^{-1} \int_0^{+\infty} s^k p_a(s) ds \quad (36)$$

- $\bar{D}$  je odhad poškození za jednotku času
- $C$  a  $k$  jsou materiálové konstanty

Parametry  $C$  a  $k$  jsou parametry únavy materiálu používané k popisu křivky  $S - N$  ve tvaru  $S^k N = C$ , což znamená, že poškození je výhradně závislé na funkci hustoty pravděpodobnosti amplitudy cyklu [20].

Rovnice 37 definuje očekávanou životnost ( $T$ ) součásti v závislosti na poškození za jednotku času ( $\bar{D}$ ). Představuje stav, kdy kumulativní poškození dosáhne kritické hodnoty poškození 1 [20].

$$T = \left( \frac{1}{\bar{D}(1)} \right) \quad (37)$$

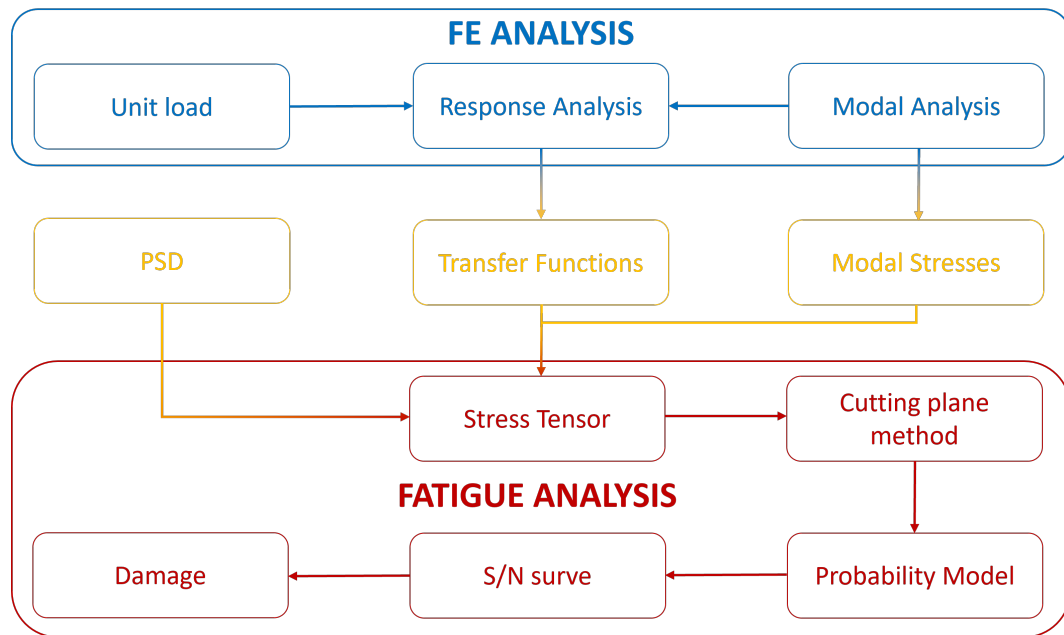
## 2.6 Výpočet životnosti ve frekvenční oblasti pomocí FEM

Výpočet životnosti pomocí MKP je možné rozdělit na 2 základní kroky:

1. Výpočet napětového tenzoru
2. Výpočet poškození

Výpočet napětového tenzoru je založen na výpočtu napětí v jednotlivých uzlech pomocí metody konečných prvků. Výpočet poškození je založen na výpočtu poškození za jednotku času pomocí výpočtu PSD. V této kapitole bude postupně popsán postup výpočtu životnosti od samotného počátku až po výsledek výpočtu, tedy vzniklé poškození. Postup výpočtu je znázorněn na obrázku 2.17.

Prvním krokem je vytvoření FE modelu a jeho co nejpřesnější možná definice. Na tomto definovaném modelu proběhne výpočet modální analýzy a frekvenční odezvy systému. Tyto dané vstupy z FE modelu jsou v kombinaci s PSD zatíženým vstupem pro výpočet řešiče Femfat a jeho modulu Spectral, kde proběhne výpočet napětového tenzoru a následně výpočet poškození za jednotku času. V následujících podkapitolách budou jednotlivé kroky výpočtu popsány podrobněji.



Obr. 2.17: Přehled postupných kroků výpočtu životnosti pomocí FEM, inspirace [3]

### 2.6.1 Lineární modální analýza

Cílem modální analýzy je nalézt vlastní frekvence a odpovídající vlastní módy systému. Pro systém s více stupni volnosti (DOF) je možné, aniž by byl vyvolán pohyb struktury, narazit na stav, kdy všechny stupně volnosti oscilují při stejné frekvenci a fázi. Frekvence, při kterých k tomu může dojít, se nazývají vlastní frekvence. Tento kritický stav může způsobit vážné poškození, protože vibrace celé struktury mohou být velmi velké. Pro spojitý systém existuje nekonečně mnoho vlastních frekvencí, pro aplikace v praxi je však nutné zvážit pouze konečný počet nejnižších vlastních frekvencí

v daném intervalu frekvencí. Pohybové rovnice pro lineární systém s  $n$  stupni volnosti pokud nedochází k vnějšímu buzení této soustavy, lze zapsat ve tvaru [4]:

$$\mathbf{M}_F \ddot{\mathbf{q}}_F + \mathbf{C}_F \dot{\mathbf{q}}_F + \mathbf{K}_F \mathbf{q}_F = 0 \quad (38)$$

Pro netlumený systém ( $\mathbf{C}_F = 0$ ) lze vlastní módy  $\Phi_i$  a odpovídající vlastní frekvence  $\omega_i$  vyřešit z rovnice [4]:

$$(\mathbf{K}_F - \omega_i^2 \mathbf{M}_F) \Phi_i = 0 \quad \Leftrightarrow \quad \omega_i^2 = \frac{\Phi_i^T \mathbf{K}_F \Phi_i}{\Phi_i^T \mathbf{M}_F \Phi_i} \quad (39)$$

Nyní chceme najít frekvence  $\omega_i$ , pro které existuje netriviální řešení rovnice (39), což nastává, když determinant je roven nule [4]:

$$\det(\mathbf{K}_F - \omega_i^2 \mathbf{M}_F) = 0 \quad (40)$$

Vlastní módy  $\Phi_i$  mají obecně neznámou velikost, ale obvykle se normalizují pomocí matice hmotnosti jako [4]:

$$\Phi_i^T \mathbf{M}_F \Phi_i = 1 \quad (41)$$

Analýzou modů napětí lze určit rozložení napětí pro různé typy vlastních frekvencí a lokalizovat kritická místa. Velikost napětí však není důležitá. Namísto toho je třeba uvažovat rozložení napětí nebo rozdíl amplitud [4].

## 2.6.2 Lineární přenosová funkce

Pohybové rovnice lze převést do frekvenční oblasti pomocí Fourierovy transformace. Uvažujme rovnici pro jeden stupeň volnosti [4]:

$$m\ddot{q} + c\dot{q} + kq = p \quad (42)$$

kde  $q$  je posunutí,  $m$  je hmotnost,  $c$  je koeficient tlumení,  $k$  je tuhost pružiny a  $p$  je působící zatížení. Fourierova transformace rovnice (42) je dána [4]:

$$F(mx'' + cx' + kx) = F(p) \Rightarrow \hat{x}(f) = \frac{1}{k - m\omega^2 + ic\omega} \hat{p}(f) = H(f) \hat{p}(f) \quad (43)$$

kde  $H(f)$  je přenosová funkce mezi vstupním zatížením  $\hat{p}(f)$  a posunem  $\hat{x}(f)$ . přenosová funkce je závislá na úhlové frekvenci  $\omega$ , ale protože  $\omega = 2\pi f$ , můžeme ji vyjádřit jako

funkci frekvence  $f$ .

Přenosovou funkci lze získat pro libovolný vstupní a výstupní signál. Obecně platí, že pokud  $u(t)$  označuje vstup a  $x(t)$  označuje výstup, transformace se jednoduše vyjádří takto:

$$\hat{x}(f) = H(f)\hat{u}(f) \quad (44)$$

### 2.6.3 PSD odezva komponentu

PSD odezva komponentu je výsledkem výpočtu odezvy komponentu na zatížení PSD. Výpočet PSD odezvy komponentu je založen na výpočtu přenosové funkce a PSD zatížení. Rovnice 45 definuje vztah mezi PSD odezvy komponentu a PSD zatížení [4].

$$G_{xx}(f) = |H(f)|^2 G_{uu}(f) \quad (45)$$

kde  $|H(f)|^2$  označuje přenosovou funkci PSD. Výstupní PSD je označováno jako  $S_{xx}$ , zatímco vstupní PSD je označeno jako  $G_{uu}$ . Přenosové funkce jsou také označeny indexy  $H_{xu}(f)$ , kde levý a pravý index reprezentují výstup a vstup [4].

### 2.6.4 Výsledek životnostní analýzy

Pravděpodobnostní model, konkrétně modely použité v programu Femfat byly již popsány v kapitole 2.5.8. S-N křivka a její definice byla taktéž v této práci popsána, konkrétně v kapitole 2.2.2. V praktické části této práce pak bude pro použitý materiál tato křivka demonstrována. Finální výsledek celé analýzy je poté výpočet poškození za jednotku času. Je možné provést vyhodnocení pomocí dalších veličin, v této práci však bude provedeno vyhodnocení právě pomocí poškození za jednotku času.

## 2.7 Vibrační zkouška na vibrační stolici

Metoda vibračních zkoušek spočívá v vystavení zkoušeného dílu nebo celé sestavy působení kmitavé síly a následném sledování jeho odezvy na dané buzení. Výsledky zkoušky mohou zahrnovat měření vibrací, odhalení porušení integrity nebo ztráty funkčnosti zkoušeného vzorku. V případě této práce bude zkouška zaměřena na provedení životnostní analýzy pomocí vibrační zkoušky.

Síla, která je při zkoušce na vzorek aplikována, může mít různé charakteristiky. Základními jsou sinusový pohyb a náhodné buzení, známé též jako šum. Výhodou náhodného buzení je jeho schopnost realisticky simulovat reálné prostředí a zahrnout všechny přirozené frekvence v daném rozsahu. Na druhou stranu má nevýhodu ve vyšší náročnosti na výkon testovacího zařízení a komplexnosti řízení. Zkouška bývá



vždy provedena podle platné normy, ta definuje specifické vlastnosti pro případ bílého šumu, které musí být dodrženy při použití vibračního shakeru. Zkouška podle této normy slouží k prokázání schopnosti zkoušených vzorků odolávat dynamickým zátěžím bez ztráty svých vlastností a dané funkčnosti.

### 2.7.1 Bílý šum

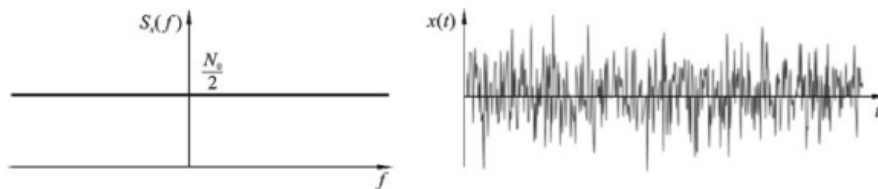
V časové oblasti je bílý šum diskretní signál, jehož vzorky jsou považovány za sekvenci sériově nekorelovaných náhodných proměnných s nulovým průměrem a konečnou variancí. Bílý šum je náhodný signál, který má stejnou intenzitu na všech frekvencích. Výkonová spektrální hustota bílého šumu je konstantní. V praxi je však nemožné generovat signál s konstantním výkonem na všech frekvencích. Výkonová spektrální hustota bílého šumu je tedy konstantní pouze v určitém rozsahu frekvencí. Bílý šum je náhodný signál s plochou spektrální hustotou výkonu. Pro všechny frekvence  $f$  platí [4]:

$$S_x(f) = N_0^2 \quad (46)$$

A jeho střední hodnota je rovná nule:

$$\mu_x = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt = 0 \quad (47)$$

Signál bílého šumu je ilustrován na obrázku 2.18.



**Obr. 2.18:** Bílý šum [4]

Generování bílého šumu z původního PSD je možné pomocí inverzní Fourierovy transformace. Výsledkem je signál, který má stejný průběh PSD jako původní signál. Tento signál je však náhodný a není možné přesně předpovědět jeho průběh [4].

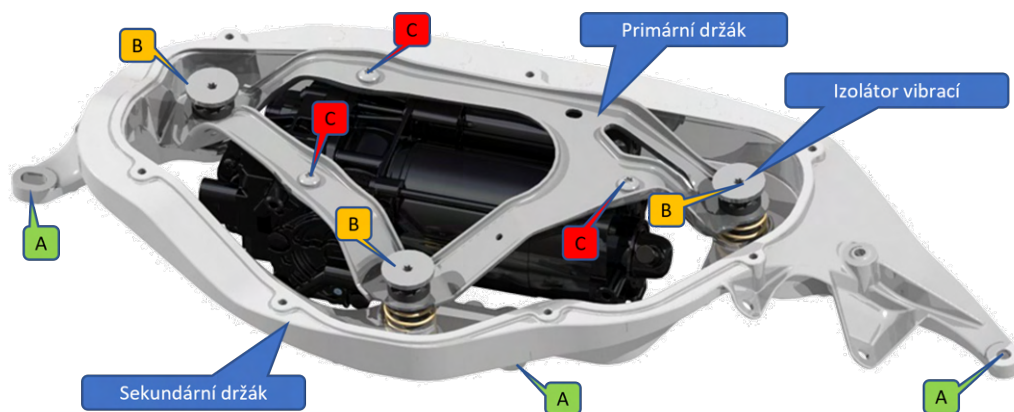
### 3 Popis problematiky

V praktické části diplomové práce bude popsána daná problematika, zmíněny problémy a nedostatky aktuálního, již používaného řešení. Následovat bude systematický postup počínaje zpracováním získaných naměřených dat, transformací těchto dat do frekvenční oblasti interpretované pomocí průběhu PSD. Následně vytvoření modelu izolátoru vibrací s pomocí měření charakteristiky dané součásti. Tyto vstupy jsou následně použity pro samotnou životnostní analýzu, která je v poslední části validována měřením na vibrační stolici.

Předmětem zkoumání v této práci je sestava držáků kompresoru vzduchového odpružení. Celá sestava se skládá ze 3 základních dílů jdoucích chronologicky od místa uchycení k rámu karoserie po místo uchycení kompresoru vzduchového odpružení. Jedná se o následující díly:

- Sekundární držák
- Izolátory vibrací
- Primární držák

Cílem celé práce je provést výpočet životnosti těchto dvou držáků zatížených stochastickým buzením, které je představováno naměřenými daty z akcelerometrů umístěných v přípojném místě sekundárního držáku k primárnímu držáku.



**Obr. 3.1:** Sestava držáků kompresoru vzduchového odpružení včetně kompresoru

Kromě těchto tří výše vypsanych dílů je součástí sestavy také kompresor vzduchového odpružení, který je uchycen na primárním držáku. Tento díl však není předmětem zkoumání v rámci této práce. V rámci FEM simulací je brána v úvahu pouze jeho hmotnost, souřadnice těžiště a moment setrvačnosti, vycházející z reálných hodnot které byly obdrženy od dodavatele kompresoru.

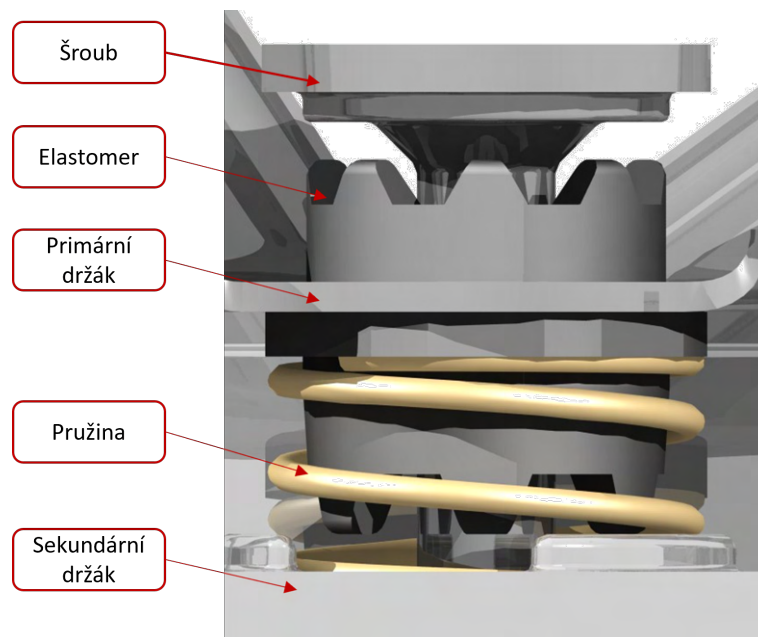
Primární a sekundární držáky jsou spojeny již zmíněnými izolátory vibrací, v sestavě jsou obsaženy dohromady 3 kusy. Tyto izolátory vibrací jsou tvořeny dvěma hlavními

díly. Prvním z nich je gumový elastomer, který je uchycen na primárním držáku a druhým dílem je pak ocelová pružina, která je umístěna mezi elastomerem a sekundárním držákem. Oba tyto díly jsou uchyceny a staženy k držákům pomocí šroubu s maticí. Celá sestava je znázorněna na obrázku 3.1 včetně označení přípojných míst, která jsou popsána níže:

- A - Přípojně místo primárního držáku k rámu karoserie
- B - Přípojně místo sekundárního držáku k primárnímu držáku
- C - Přípojně místo kompresoru k primárnímu držáku

V přípojných místech označených písmenem B byly v rámci měření umístěny akcelerometry na kterých bylo naměřeno zrychlení ve všech třech osách. Tato naměřená data budou použita pro výpočet životnosti v rámci této práce.

Podíváme-li se detailně na obr. 3.2 znázorňující sestavu izolátoru vibrací uchycenou v držácích, můžeme vidět, že pružina a elastomer jsou vlastně dvě paralelní pružiny. Ty slouží k tlumení vibrací jak od vozovky tak od kompresoru, který v průběhu své práce také produkuje vibrace. Nicméně tato práce se zaměřuje zejména na vibrace způsobené jízdou po vozovce.



**Obr. 3.2:** Sestava elastomeru s pružinou

Tlumení vibrací probíhá zejména ve směru Z který je z hlediska naměřených amplitud nejvíce dominantní. Zde si můžeme všimnout, že tlumení probíhá jak pro kladný tak i pro záporný směr osy Z. Ve směru kladném, tedy dojde-li k pohybu sekundárního držáku, který je připevněný ke karoserii, směrem k primárnímu držáku, je tlumení zajištěno pro malé amplitudy pouze pružinou. V případě vyšších amplitud dochází k tlumení jak pružinou tak i elastomerem. V případě záporného směru osy Z, tedy

dojde-li k pohybu sekundárního držáku směrem od primárního držáku, je tlumení zajištěno pouze elastomerem.

Ocelová pružina samotná je ryze lineární, avšak při vytvoření konfigurace s elastomerem, který je nelineární, se tato sestava jako celek chová nelineárně. Pro životnostní analýzu je tak právě tato sestava pružiny s elastomerem nejnáročnějším elementem z hlediska definice jejich vlastností. Bylo rozhodnuto, že výpočet na základě naměřených dat bude proveden v časové doméně. Pro definici v časové doméně bude nutné vytvořit lineární model, který bude aproximovat nelineární chování sestavy pružiny s elastomerem. V dalších kapitolách této práce bude popsán postup a také varianty které byly uvažovány jako možné řešení této problematiky.

### 3.1 Popis současného řešení

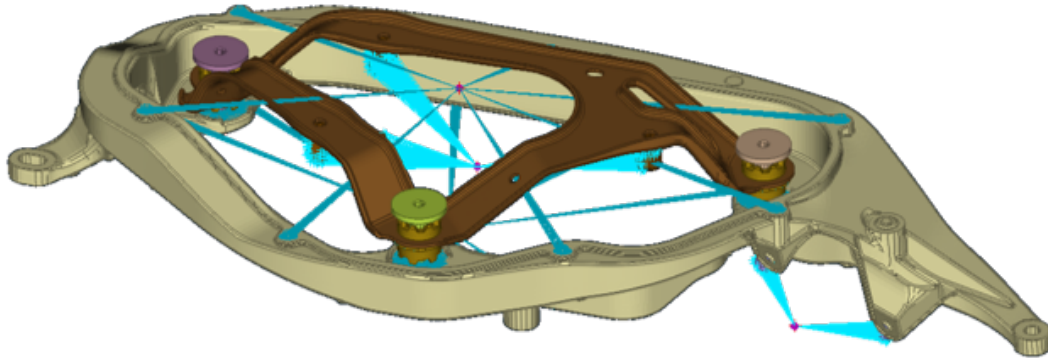
V předchozí kapitole došlo k popisu dané problematiky, nyní se podíváme na aktuální řešení, které bylo použito pro výpočet životnosti. Pro řešení této problematiky bylo rozhodnuto použít metodu PSD, namísto běžně používané metodiky výpočtu v časové doméně. Tato metoda je využívána pro výpočet životnosti ve frekvenční oblasti. Ta byla včetně pojmu PSD popsána v teoretické části této práce, včetně výhod a nevýhod této metody. Byl také představen postup výpočtu životnosti pomocí této metody který bude v rámci praktické části dále aplikován.

Výpočet životnosti ve frekvenční oblasti rozdělíme v této práci na 3 základní složky. V první části naměřená a zpracovaná data z akcelerometrů transformujeme do frekvenční oblasti vytvořením průběhu PSD, v druhé části vypočítáme přenosovou funkci dané sestavy a v poslední části vypočítáme napěťový tenzor a provedeme životnostní analýzu.

Pro stávající výpočet, ze kterého ve své práci vycházím, nebylo použito PSD získané z naměřených dat, nýbrž PSD používané pro obecné případy, kdy nemáme k dispozici naměřená data. Důvodem použití bylo zejména to, že výpočetní model nebyl dostatečně přesně definován. Což by při kombinaci s PSD vycházející z naměřených dat mohlo vést k nekonzistenci výsledků. Použitím náhradního PSD bylo také zvoleno konzervativnější řešení, neboť výkon tohoto signálu je větší než výkon naměřeného signálu. Výsledky tak budou konzervativnější a výpočet životnosti bude probíhat pro horší zátěžný případ. V kapitole 'Tvorba PSD signálu' na straně 47 bude tato problematika rozebrána dopodrobna a vysvětlen důvod volby tohoto přístupu.

Jak již bylo zmíněno, tak pro definici FEM modelu byly použity pouze oba držáky a sestava izolátorů vibrací. Kompresor byl nahrazen hmotným bodem definovaným v jeho těžišti s přesnou hmotností a momentem setrvačnosti. Materiál všech součástí byl definován jako lineární. Materiálem primárního držáku je ocel, sekundárního

hliník. Elastomer byl také definován pouze lineárně pomocí E-modulu a Poissonova čísla. Materiálové vlastnosti nebyly přesně naměřeny a proto byly vlastnosti zvoleny z literatury. Pružina byla nahrazena pružinovým elementem o definované tuhosti ve směru všech tří os a také v rotaci kolem těchto os. Tlumení v tomto elementu bylo zanedbáno. Výpočet připraveného FE modelu proběhl v řešiči Permas.



**Obr. 3.3:** Model definovaný ve FEM v programu Ansa

Výpočet životnosti byl proveden v programu Femfat od společnosti Magna. Zatížení bylo definováno pomocí PSD signálu pro všechny 3 osy. Výsledky byly následně zpracovány a vyhodnoceny. Podrobnější nastavení programu Femfat a následné vyhodnocení bude probráno v další části této práce.

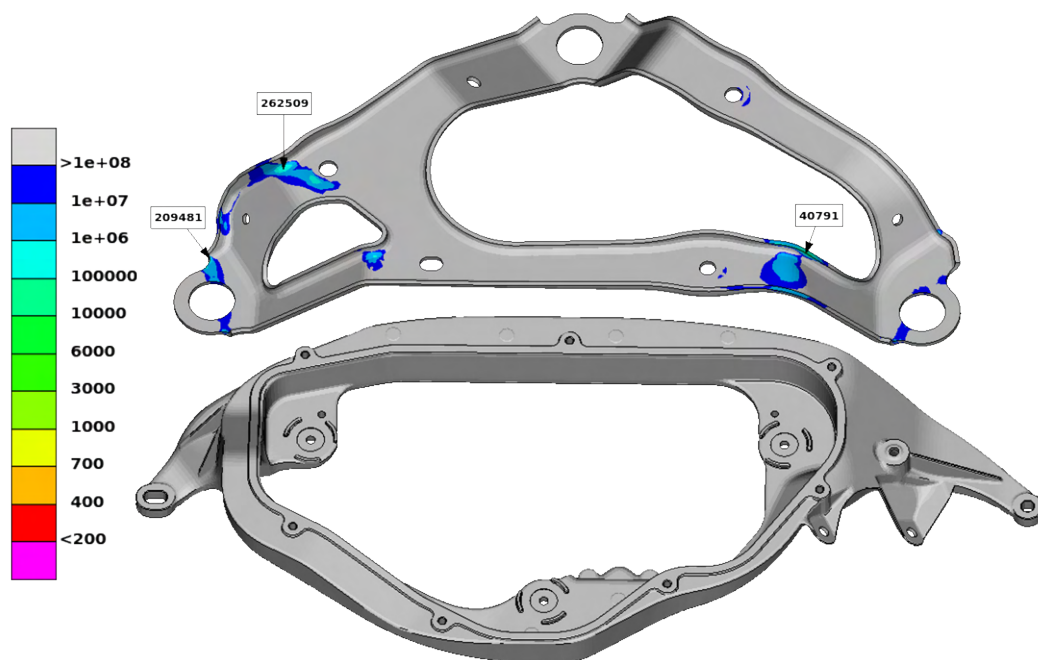
### 3.2 Výsledky životnosti současného řešení

Analýza životnosti byla provedena pro zatížení ze všech tří směrů X, Y, Z při použití stávající metodiky. Výsledné poškození je pak vypočítáno jako součet poškození ze všech tří směrů. Obr. 3.4 znázorňuje počet hodin do vzniku poškození pro oba díly.

Podle očekávání můžeme pozorovat na primárním držáku vzniklé poškození, tedy sníženou hodnotu počtu hodin v těchto místech. Na sekundárním držáku však žádné poškození nevzniklo. Teoreticky tento díl může být předdimenzovaný a je tedy možné, že zde opravdu v tomto zátěžném cyklu žádné poškození nevznikne. Nicméně dle provedení několika citlivostních analýz je zjevné, že výsledky jsou velmi ovlivněny nastavením parametrů izolátoru vibrací a pravděpodobně je tak tento výpočet velmi nepřesný. V následující kapitole 'Problémy a nedostatky aktuálního řešení' na str. 43 budou tyto problémy rozebrány do podrobnosti a budou navržena možná řešení.

### 3.3 Problémy a nedostatky aktuálního řešení

Životnostní analýza ve frekvenční doméně přináší několik výhod, ale také několik nevýhod. Jednou ze zásadních nevýhod je její linearita, jinými slovy není možné definovat nelineární prvky v této analýze, jako je například nelineární materiál,



**Obr. 3.4:** Výsledky životnosti současné varianty [1/poškození]

geometrie a také nelineární elementy jako je nelineární kontakt. Sestava izolátoru vibrací obsahuje prvek s nelineárním chováním, kterým je elastomer. Ten v rámci této analýzy musíme nahradit prvkem lineárním a tím ztrácíme možnost získat přesnější výsledky, které by byly získány při použití nelineárního materiálu. Pro větší deformace tak řešení nebude zcela přesné. Předchozí metodika výpočtu však obsahuje další nedostatky, které jsou uvedeny níže.

### Nepoužití PSD z naměřených dat

PSD vycházející z naměřených dat nebylo použito z důvodu vysoké citlivosti na přesnost modelu, jelikož rozdíl mezi naměřeným a náhradním PSD byl velmi vysoký v jejich průběhu. Mohla by tak nastat situace, že v případě použití PSD z naměřených dat a nepřesného modelu můžeme být ve frekvenčním spektru mimo maximální hodnoty PSD z naměřených dat a nebude vznikat téměř žádné poškození. Obráceným způsobem by mohlo dojít k výraznému zvýšení poškození, nepřesný model by mohl být v oblasti maximálních hodnot PSD z naměřených dat a výsledky by tak byly velmi nepřesné. Elastomer a jeho vlastnosti jsou v tomto modelu elementem s neznámými vlastnosti, které byly získány pouze z literatury, proto bylo dosud využito náhradní PSD, jelikož jeho hodnota v hlavní části spektra ve kterém se pohybujeme, je konstatní.

V kapitole 'Tvorba PSD signálu' na str. 47 bude tato problematika rozebrána do podrobnosti a budou porovnány průběhy obou PSD včetně jejich vlivu na výsledky životnosti. Další problematickou částí týkající se použití PSD z naměřených dat je zpracování samotného signálu. Ve výpočtu životnosti nejsou příliš zohledněny

maximální hodnoty zrychlení, které v průběhu měření nastaly, neboť nastaly pouze v krátkém časovém úseku a nebyly tak zohledněny v průběhu PSD. V kapitole 'Modifikace signálu a nastavení PSD' na str. 54 bude popsán postup zpracování signálu a jeho vliv na výsledky životnosti.

### **Nedefinován kontakt mezi elastomerem a sekundárním držákem**

Mezi elastomer a sekundární držák není možné předepsat nelineární kontakt, který lze při výpočtech v časové doméně použít. Oba držáky tak byly spojeny pouze pružinovým elementem a vliv elastomeru zde byl úplně zanedbán, neboť nevytvářel žádnou silovou vazbu.

### **Elastomer definován jako lineární materiál s neznámým E-modulem**

Předchozí bod uvádí úplné zanedbání elastomeru. Druhý problém týkající se tohoto prvku jsou jeho neznámé mechanické vlastnosti. Od dodavatele bylo získáno pouze označení materiálu a fyzické díly. Elastomer jako materiál v porovnání s ostatními materiály zde použitými je velmi měkký a jeho mechanické vlastnosti dosahují řádově nižších hodnot.

## **3.4 Navržená řešení**

V této kapitole budou navržena řešení, která by mohla vést k přesnějším výsledkům. Tato řešení budou v následující části práce dále rozebrána a budou porovnány jejich výsledky s výsledky získanými pomocí stávajícího řešení.

### **Zpracovat naměřená data a vytvořit PSD z naměřených dat**

Pomocí modifikace a pochopení vlivu parametrů na výsledky životnosti by bylo možné vytvořit přesnější model. Výpočet životnosti by tak mohl být proveden přímo pro změřená data. To by mohlo vést k přesnějším výsledkům díky kterým bychom potenciálně mohli přesněji navrhovat dané díly. Problematice PSD a jejímu vlivu na výsledky životnosti bude věnována kapitola 'Tvorba PSD signálu' na str. 47.

### **Naměřit mechanické vlastnosti elastomeru a navrhnout metodiku jeho modelování**

V rámci modifikace FEM modelu je v první řadě nutné získat přesnější materiálové vlastnosti elastomeru. V kapitole 'Měření charakteristiky izolátoru vibrací' na str. 67 bude popsán postup získání materiálových vlastností elastomeru pomocí měření charakteristiky elastomeru na zkušební zařízení.

## **Nahrazení nelineárního kontaktu mezi elastomerem a sekundárním držákem**

Dalším krokem je nahrazení nelineárního kontaktu mezi elastomerem a sekundárním držákem, který není možné použít. V rámci této práce bylo navrženo několik možných řešení, které budou popsány v kapitole 'Výpočet přenosové funkce a modálních napětí' na str. 87.

## **Měření na vibrační stoličce pro validaci výsledků**

Posledním krokem pro validaci těchto změn bude provedení měření na vibrační stoličce. V kapitole 'Validační měření' na str. 100 bude popsán postup měření a následné vyhodnocení výsledků.

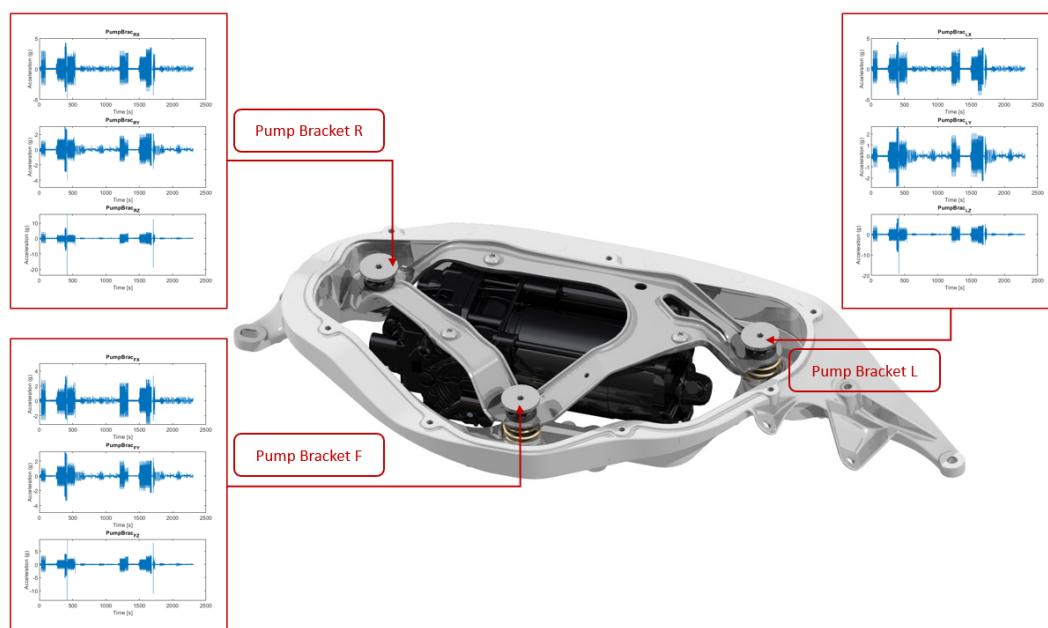


## 4 Tvorba PSD signálu

V této kapitole bude popsán postup tvorby PSD signálu. V první části bude popsán postup interpretace a zpracování naměřených dat. V druhé části bude popsán postup vytvoření PSD z naměřených dat. V poslední části bude podrobněji popsáno nastavení PSD a jeho citlivost na výsledek, včetně porovnání s náhradním PSD signálem.

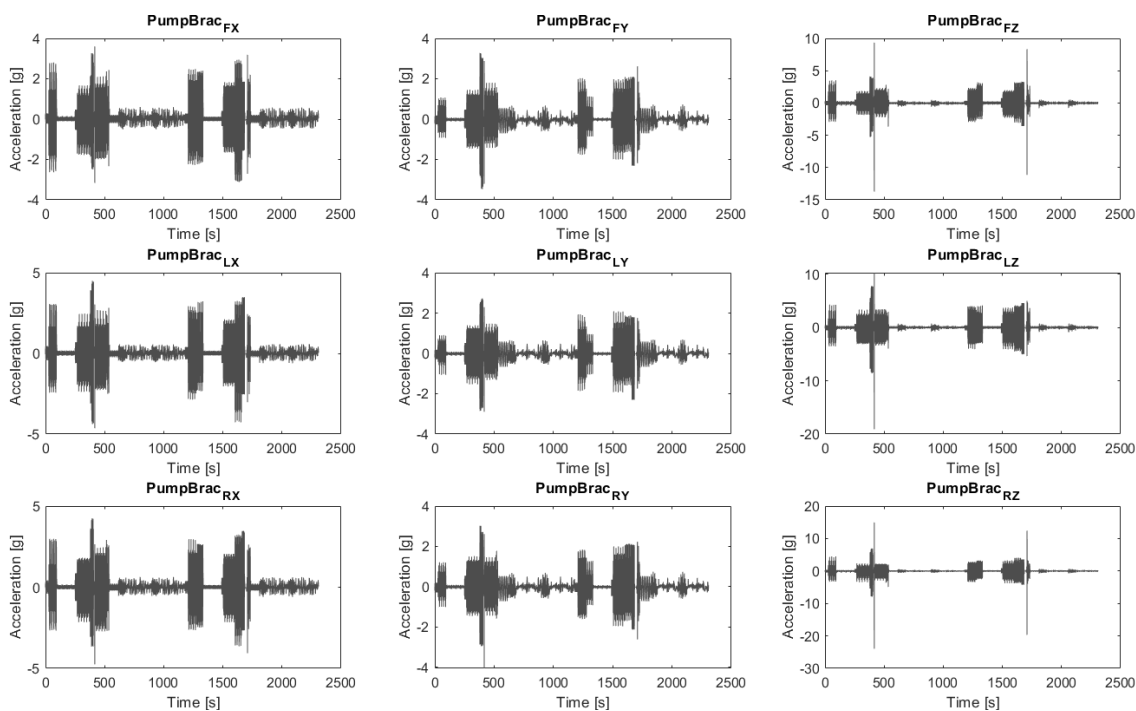
### 4.1 Interpretace a zpracování naměřených dat

Na obr. 4.1 je znázorněna sestava včetně konkrétně naměřených signálů ve všech 3 osách v přípojných místech tak, jak byly umístěny akcelerometry. Tato místa jsou popsána dle uchycení držáků ve voze. Tedy 'Pump bracket F' je místo uchycení vpředu, 'Pump bracket R' je místo uchycení vpravo a 'Pump bracket L' je místo uchycení vlevo. S těmito konkrétními naměřenými daty bude v této práci dále pracováno a budou použity pro výpočet životnosti.



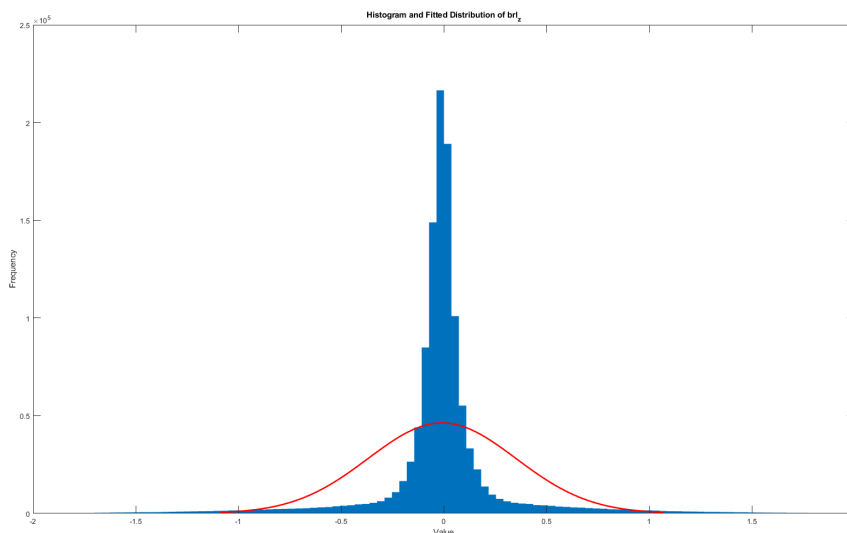
Obr. 4.1: Model držáků s naměřenými signály

Vstupní data byla naměřena a uložena ve formátu .rsp, který byl nejprve převeden na formát .csv. Tato operace byla provedena v programu Femfat Lab, který je jedním z programů od společnosti Magna. Zpracování dat proběhlo v programu Matlab. Měření pomocí akcelerometrů bylo provedeno s vzorkovací frekvencí 500 Hz ( $T = 0,002$  s) s celkovou délkou signálu 2310 sekund (38,5 minut). Celkovým výstupem je tedy kolem 1155000 naměřených vzorků pro každý z 9 naměřených signálů. V grafu 4.2 je znázorněn průběh naměřených signálů ve všech 3 osách. Podle očekávání jsou největší amplitudy naměřeny ve směru osy Z pro všechny 3 přípojná místa.



**Obr. 4.2:** Naměřená data z akcelerometrů umístěných na přípojných místech

Vytvořením histogramu pomocí funkce 'histfit' v programu Matlab bylo potvrzeno, že signál je opravdu stochastický. Rozdělení signálu odpovídá normálnímu (Gaussovskému) rozdělení. V grafu je znázorněný histogram pro signál Pump bracket L ve směru Z, stejné rozdělení je pozorováno i pro ostatní naměřené signály. Graf je zobrazen na obr. 4.3.

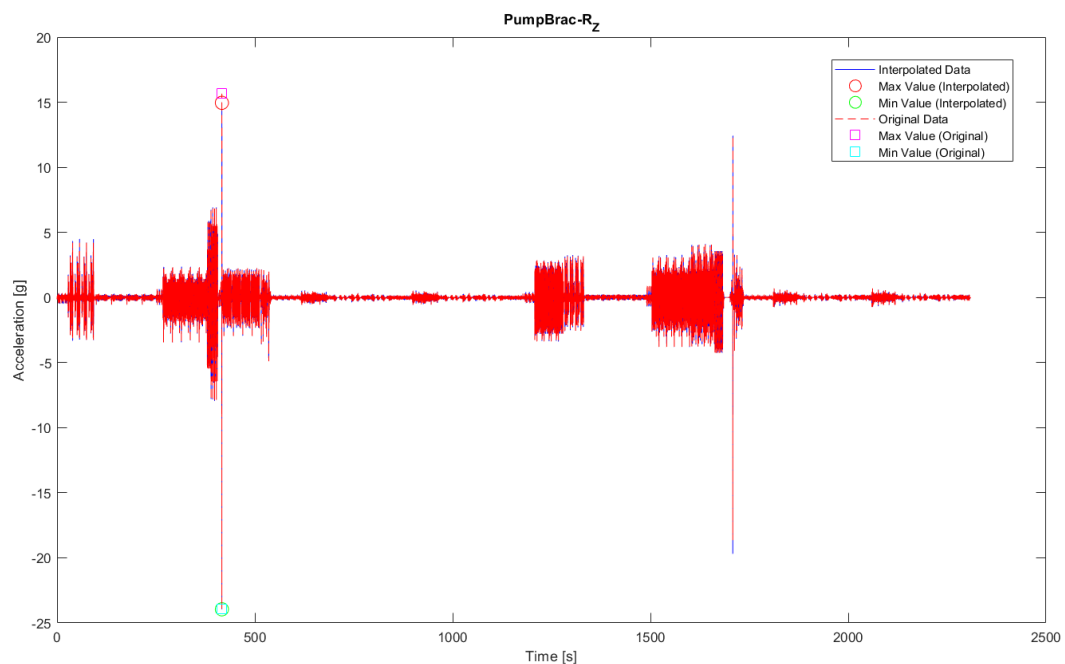


**Obr. 4.3:** Vytvořený histogram signálu Pump bracket L ve směru Z

V první části zpracování dat byl signál nejprve interpolován, aby došlo k odstranění drobného šumu který byl v signálu obsažen. Vzorkovací frekvence naměřených dat byla 500 Hz, nebylo tak nutné při interpolaci zvyšovat vzorkovací frekvenci. Jako interpolační metoda byla použita metoda 'spline'. Tato metoda je vhodná pro

interpolaci naměřených dat, protože signál obsahuje výrazné špičky, které by mohly být při použití jiné metody interpolace zkresleny.

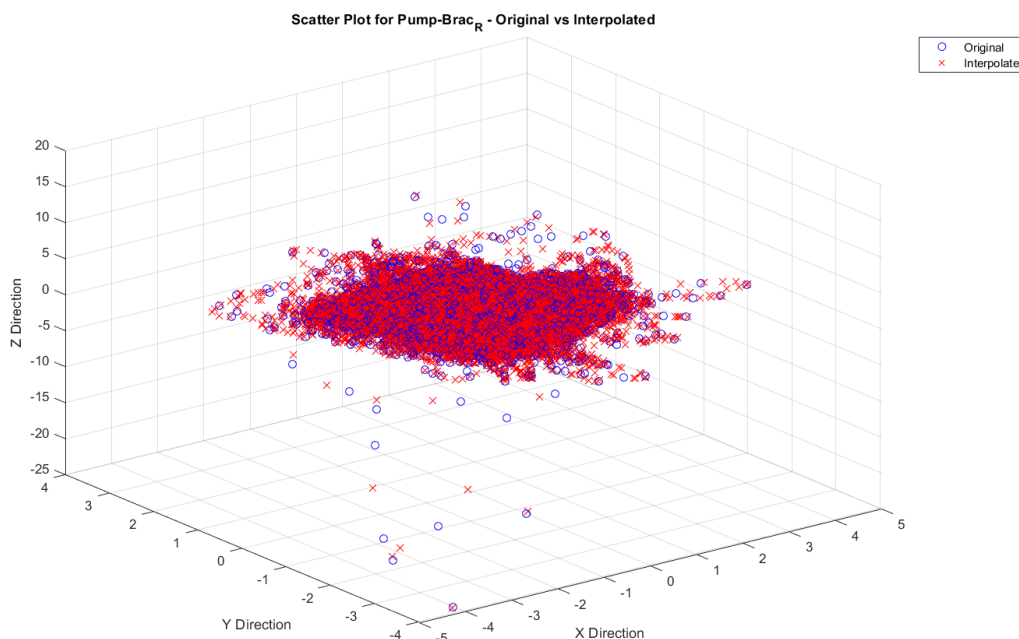
Pro zabránění aliasingu stanovuje Nyquistovo kritérium minimální vzorkovací frekvenci, která by měla být alespoň dvojnásobkem nejvyšší frekvence obsažené v signálu. Provedením interpolace při stejné vzorkovací frekvenci jako u původního signálu, je stále dodrženo Nyquistovo kritérium pro původní signál a nedochází tak ke vzniku aliasingu. Při interpolaci signálu se stejnou vzorkovací frekvencí v podstatě přidávám další vzorky mezi ty původní, aniž bych změnil frekvenční rozsah signálu. Nyquistovo kritérium zůstává dodrženo, nedochází ke vzniku žádné nové frekvenční složky ani změně vlastnosti původního signálu.



**Obr. 4.4:** Signál Pump bracket R ve směru Z

Zpracovaný signál je znázorněn v grafu 4.4, kde je znázorněn průběh signálu ve směru osy Z v úchytném místě 'Pump bracket R'. Následující modifikace signálu budou interpretovány právě na tomto signálu, zpracování ostatních signálů proběhlo stejným způsobem. Modrou barvou je zobrazen původní signál, červenou barvou pak signál zpracovaný. Dále jsou zde zobrazeny maximální hodnoty zrychlení v obou směrech pro oba signály. V směru záporném (min. hodnota), je pro původní data hodnota  $-23,9503 \text{ g}$  v čase  $416,666 \text{ s}$  a pro zpracovaná data  $-23,9535 \text{ g}$  v čase  $416,666 \text{ s}$  (delta  $0,0032 \text{ g}$ ). Ve směru kladném je maximální hodnota původních dat  $15,6544 \text{ g}$  v čase  $416,688 \text{ s}$ , pro zpracovaná data  $14,9551 \text{ g}$  v čase  $416,688 \text{ s}$  (delta  $0,6993 \text{ g}$ ). Střední hodnota signálu (RMS) původního je  $0,3605 \text{ g}$  a interpolovaného  $0,3604 \text{ g}$  (delta  $0,0001 \text{ g}$ ). Byl odstraněn drobný šum v signálu a zároveň nedošlo k výraznému zkreslení signálu.

Jinou interpretací modifikace naměřeného signálu může být rozptylový 3D graf 4.5



**Obr. 4.5:** 3d graf signálu Pump bracket R

zobrazující všechny naměřené signály ve všech 3 osách. Zde je vidět, že interpolované hodnoty jsou velmi blízké hodnotám původního signálu. Pomocí tohoto zobrazení je zároveň možné vidět, že primárním zatížením je směr osy Z.

V příloze 2.1 na str. 157 je uvedeno porovnání pro všechna 3 naměřená místa a směry. Je zde také porovnání středních hodnot signálu (RMS) a maximálních a minimálních hodnot zrychlení pro oba signály. Smysl zpracování dat je více zřejmý na porovnání Pump Bracket F v ose Y, signál původní (ozn. Raw) obsahuje 2 maximální a minimální hodnoty, přičemž jedna z nich je vždy výrazně vyšší než druhá. Hodnota maximálního zrychlení v tomto případě je  $386,0137\text{ g}$  a minimální  $-401,4492\text{ g}$ , přičemž zpracované maximální hodnoty jsou  $3,2744\text{ g}$  a  $-3,4742\text{ g}$ . Jedná se o šum, který byl odstraněn při zpracování dat. Maximální hodnoty se také objevují v úplně jiném čase. Menší z původních hodnot již odpovídají těm zpracovaným.

Pro využití vstupního signálu pro tvorbu PSD bylo dále nutné rozhodnout z jakého naměřeného místa bude možné signál použít. Vstupem pro výpočet životnosti je jedno PSD, jelikož při následném validačním měření na vibrační stoličce nejsme schopni budit jednotlivá místa zvlášť. Z toho důvodu bylo rozhodnuto použít pouze jeden signál. Pro porovnání signálu byl použit Výkon signálu (definován rovnicí 16), střední hodnoty signálu (RMS) a také maximální a minimální hodnoty signálu.

	F			L			R		
	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
RMS [g]	0.2768	0.2388	0.2863	0.3153	0.231	0.4242	0.316	0.2429	0.3604
Power in time domain [g <sup>2</sup> ]	0.0763	0.0565	0.0818	0.0993	0.0532	0.1799	0.0998	0.0588	0.1298

**Tab. 4.1:** Porovnání výsledků RMS a Variance pro všechny signály

V tabulce 2.1 na str. 157 je znázorněno jejich porovnání. Ve směru X dosahuje největších hodnot signál Pump Bracket R, nejvyšších hodnot dosahuje signál Pump Bracket L. Pro směr Y dosahuje největších hodnot signál Pump Bracket R včetně nejvyšších hodnot. Ve směru Z dosahuje největších hodnot signál Pump Bracket L a nejvyšších hodnot signál Pump Bracket R. Na základě vstupů z časové oblasti bylo rozhodnuto použít následující signály, které budou dále použity pro tvorbu PSD signálu:

- Směr X: Pump Bracket L
- Směr Y: Pump Bracket R
- Směr Z: Pump Bracket L

## 4.2 Vytvoření průběhu PSD

V této části bude popsán postup vytvoření průběhu PSD z naměřených dat. V teoretické části popsáno teoretické pozadí tvorby PSD, včetně Welchovy metody. V praktické části bude popsán postup vytvoření PSD v programu Matlab pomocí Welchovy metody. Welchova metoda spočívá v rozdělení signálu na menší segmenty, výpočtu PSD pro každý segment a následném průměrování výsledků pomocí použitého okna. Tento postup umožňuje získat přesnější odhady PSD, zejména pro nestacionární signály.

### 4.2.1 Nastavení PSD

Jednotky PSD jsou výsledkem výpočtu výkonového spektra. Data jsou naměřena v jednotkách  $g$ , jednotkou PSD je tedy  $\left(\frac{g}{Hz}\right)^2$ . Správné nastavení Welchovy funkce je nejdůležitější částí celého skriptu, definice této funkce je zobrazena v rovnici 48.

$$[pxx, f] = pwelch(x, window, noverlap, nfft, fs, freqrange, trace, conflevel) \quad (48)$$

Kde  $x$  je vstupní signál,  $window$  je typ okna,  $noverlap$  je překrytí segmentů,  $nfft$  je počet bodů DFT,  $fs$  je vzorkovací frekvence,  $freqrange$  je frekvenční rozsah pro určení PSD,  $trace$  je režim trasování a  $conflevel$  je pravděpodobnost (interval spolehlivosti pro odhad PSD) [13].

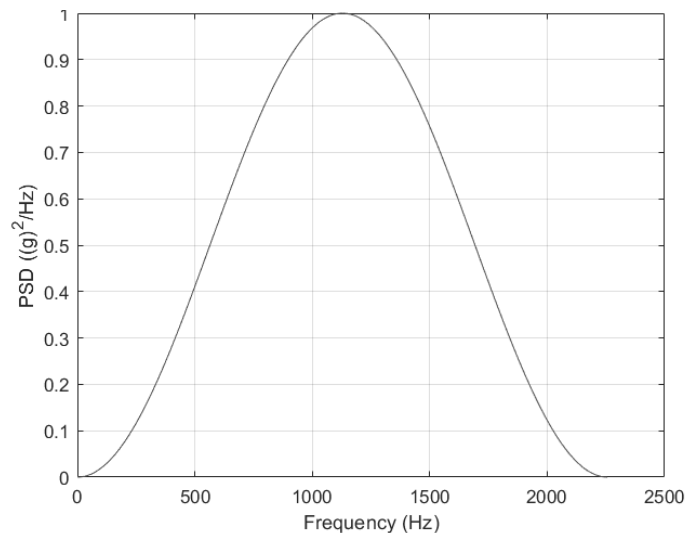
### Vstupní signál ( $x$ )

Vstupní signál je vstupním časovým signálem, který je analyzován.

### Typ okna (*window*)

Definice okna má velký vliv na výsledný průběh PSD. Výběr závisí na typu signálu a na požadované přesnosti výsledků. V této práci bylo zvoleno Hanningovo okno. Používá se k minimalizaci efektu tzv. "okrajových efektů" při analýze signálů. Tyto efekty vznikají v důsledku konečné délky signálu a mohou způsobit zkreslení výsledků analýzy. Hanningovo okno umožňuje snížit tyto efekty tím, že postupně snižuje váhu vzorků na okrajích signálu. Graf 4.6 znázorňuje Hanningovo okno vycházející ze signálu ve směru Z [4].

Velikost segmentu okna ( $n$ ) byl nastaven na 512 vzorků, což při vzorkovací frekvenci 500 Hz odpovídá velikosti 1,024 s. Tato hodnota byla zvolena na základě několika iterací. Při použití větších hodnot segmentu byl výsledný PSD velmi hladký, pro menší hodnoty příliš šumivý.



**Obr. 4.6:** Hanningovo okno

### Překrytí segmentů (*noverlap*)

Překrytí segmentů bylo nastaveno na 50 %. Překrytí segmentů určuje, kolik vzorků bude společných pro každý segment. Překrytí segmentů je vždy menší než velikost segmentu. Při překrytí 50 % je tak každý segment společný vždy se svým předchozím a následujícím segmentem.

### Počet bodů DFT ( $nfft$ )

Počet bodů DFT je dopočítán podle počtu segmentů okna. Počet bodů DFT je vždy větší než počet segmentů okna. Výsledný počet bodů DFT je 4096.

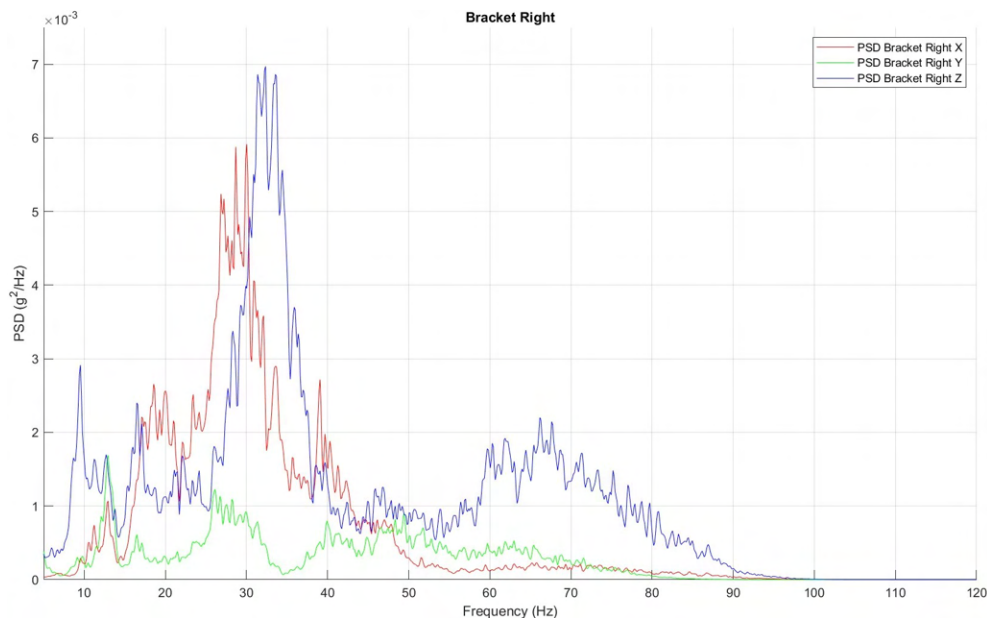
## Nastavení dalších parametrů

Vzorkovací frekvence ( $f_s$ ) je funkcí vzorkovací frekvence vstupního signálu. Další parametry jako pravděpodobnost (interval spolehlivosti pro odhad PSD), režim trasování (*tracemode*), druh spektra, frekvenční rozsah pro určení PSD byly nastaveny na výchozí hodnoty.

### 4.2.2 Výsledné PSD

V grafu 4.7 je znázorněn výsledné PSD pro úchytné místo *Pump bracket R*, zbývající směry jsou uvedeny v příloze 3.1 na str. 158. V následující příloze 4.1 na str. 159 jsou znázorněny PSD v jednotlivých směrech pro všechna naměřená místa. Frekvenční spektrum těchto signálů je v rozsahu 0 Hz až 100 Hz. Z těchto grafů lze určit na kterých frekvencích jsou největší amplitudy a které frekvence jsou dominantní.

Dominantními frekvencemi jsou frekvence kolem hodnot 10 Hz, 30 Hz a 60 Hz. V rozsahu 10 Hz až 15 Hz a zejména na frekvencích mezi 25 Hz až 35 Hz je zřejmé, že se jedná o rezonanční frekvence. V rozsahu 55 Hz až 65 Hz jsou pravděpodobně harmonické frekvence. Harmonické frekvence v odpovídají násobkům základní frekvence a naznačují periodické oscilace v měřeném signálu, mohou být spojeny s pravidelnými pohyby nebo rotací dílů. Rezananční frekvence označují frekvence, při kterých systém dosahuje maximálního výkyvu, tyto frekvence jsou nejvíce kritické pro výpočet životnosti.



Obr. 4.7: PSD průběh Pump bracket Right

### 4.2.3 Parsevalův vztah

Pro ověření správnosti nastavení skriptu byl použit tzv. Parsevalův vztah. Parsevalův vztah mezi spektrální výkonovou hustotou (PSD) a signálem v časové doméně můžeme

také nazývat jako "Parsevalova věta pro zachování energie". Ta říká, že celková energie signálu v časové doméně, je rovna celkové energii spočtené ve frekvenční doméně. Matematicky lze tuto větu vyjádřit jako:

$$\text{Energie v časove oblasti} = \text{Energie ve frekvenčni oblasti} \quad (49)$$

Popisuje vztah mezi energií signálu v časové doméně a jeho reprezentací ve frekvenční doméně. Při analýze signálu umožňuje porozumění zachování energie napříč různými doménami. Parsevalův vztah můžeme dále po dosazení vyjádřit takto [4]:

$$\int_{-\infty}^{\infty} |x(t)|^2 dt = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |X(f)|^2 df \quad (50)$$

Ve frekvenční doméně byl výpočet proveden pomocí funkce *trapz* v programu Matlab. Tato funkce vypočítá určitý integrál pomocí metody trapézů, která je založena na aproximaci integrálu pomocí součtu ploch obdélníků, které jsou vypočítány z hodnot funkce v bodech intervalu. Výsledek vyjadřuje energii signálu ve frekvenční oblasti ( $E_{xxf}$ ) s jednotkou  $g^2/Hz$  [13].

V časové doméně byla použita funkce *var*. Výpočet pomocí této funkce je založen na výpočtu rozptylu signálu. Ten je definován vzorcem 16. Výsledek vyjadřuje energii signálu v časové oblasti ( $E_{xxt}$ ) s jednotkou  $g^2$  [13].

Výsledky Parsevalova vztahu jsou znázorněny příloze 5.1 na str. 160. Výpočet byl proveden pro různý počet segmentů okna (nfft), protože tento parametr má na výsledky největší vliv. Rozdíl mezi výsledky jsou v řádu  $10^{-3}$ , což je zanedbatelné. Zvolena byla hodnota nfft 512.

V tabulce je také uvedeno porovnání energie signálů pro všechny 3 směry a místa. Tato tabulka včetně uvedených grafů v příloze 4.1 tak potvrzuje volbu použitých PSD z naměřených pozic pro směry X, Y a Z.

### 4.3 Modifikace signálu a nastavení PSD

V úvodu praktické části byl zmíněn problém s nastavením PSD a nezohledňováním maximálních amplitud z naměřených dat. Níže uvádím navržená řešení, která byla vyzkoušena a jejichž výsledky budou dále porovnány s výsledky původního PSD. Modifikace budou znázorněny pouze na jednom signálu, a to Pump bracket L ve směru Z.

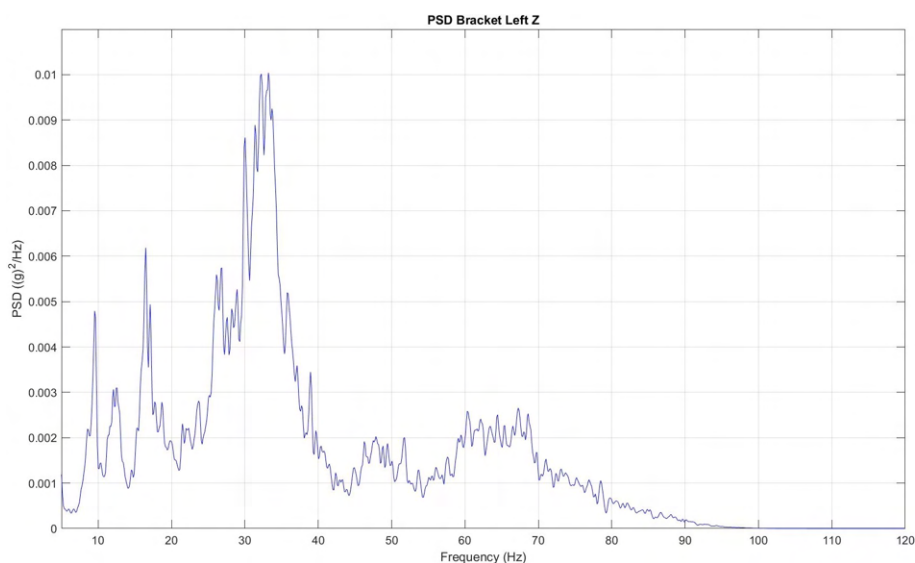
1. Signál bez modifikace
2. Zkrácení časového signálu - odstranění části signálu menší amplitudy než 0,1 g



3. Rozdělení signálu na 3 oblasti podle amplitudy. Pro každou oblast zároveň jiné nastavení tuhosti izolátoru vibrací.
4. Změna nastavení PSD

### 4.3.1 Signál bez modifikace

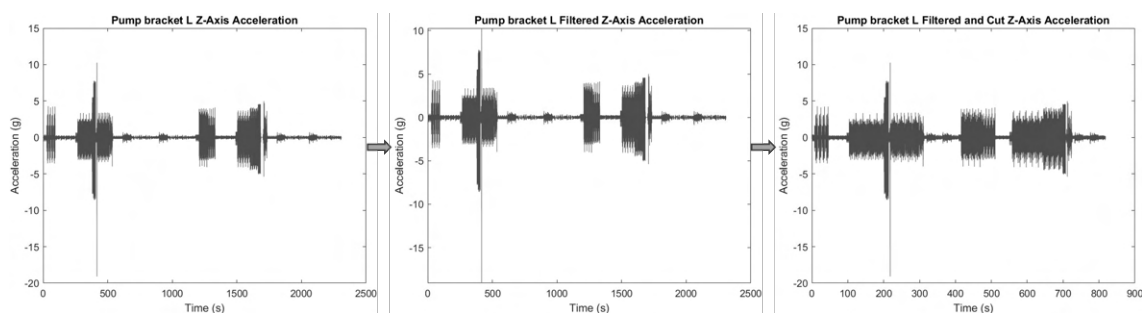
Pro signál bez modifikace je výsledné PSD znázorněno v grafu 4.8 s délkou signálu 2310 sekund (38,5 minut). Výhodou tohoto řešení je, že není nutné další zpracování signálu. Nevýhoda je nezohlednění maximálních hodnot amplitud.



Obr. 4.8: PSD průběh Pump bracket L ve směru Z

### 4.3.2 Zkrácení časového signálu

Signál byl zkrácen o část, kde je absolutní hodnota amplitudy menší než definovaná hranice. Dojde tak k celkovému zkrácení signálu. Průběh zkrácení signálu je znázorněn v grafu 4.9. Příklad je uveden pro hodnotu hranice 0,1  $g$ . Nejprve došlo k odstranění hodnot menších než 0,1  $g$ , těmto hodnotám byla přiřazena hodnota 0. Následně byl signál zkrácen o tyto hodnoty na délku 818 s.



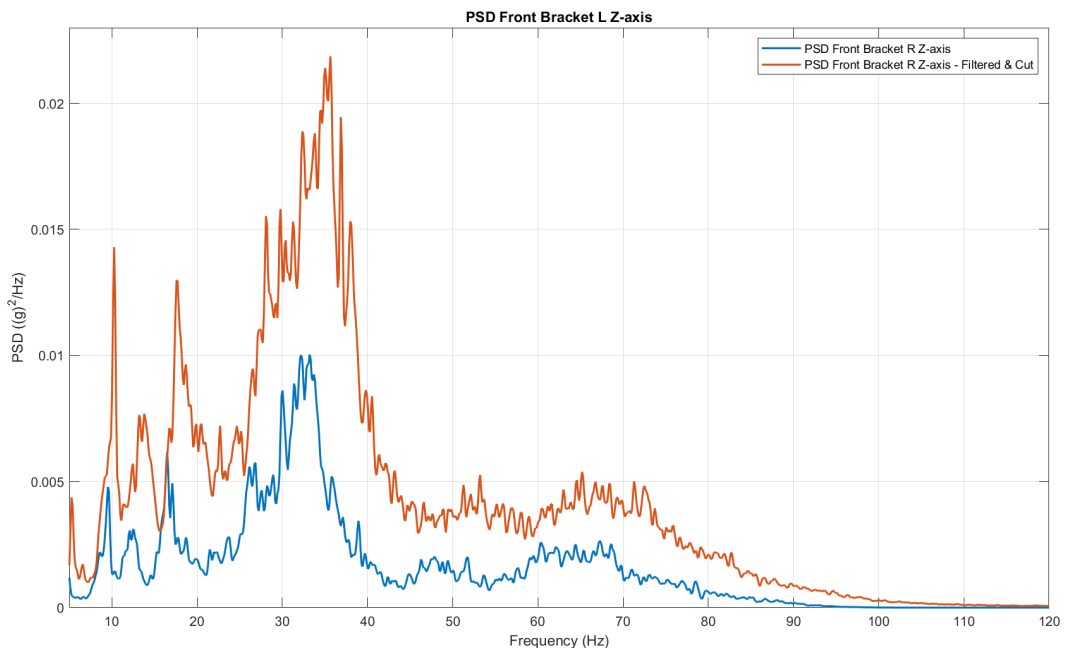
Obr. 4.9: Filtrace signálu Pump bracket L ve směru Z

Hranice byla zvolena na základě porovnání délky signálu při různých hranicích filtrování a vliv na Výkon ve frekvenční doméně. Porovnání je uvedeno v tabulce 4.2. Tabulka také ukazuje, že mezi hodnotami 0 až 0,2  $g$  se nachází 84,5 % z celkového signálu. Zvolena byla hodnota 0,1  $g$ , došlo tak ke zkrácení signálu na 818 s (35,4 %). Při porovnání Výkonu ve frekvenční doméně (PSD) bylo zjištěno, že při hranici 0,1  $g$  je výkon ve frekvenční doméně 2,7 krát větší než u původního signálu.

Hranice filtrování	Délka signálu	Výkon ve frekvenční doméně
[ $g$ ]	[s]	[ $g^2$ ]
<b>Původní signál</b>	2310	0,1869
<b>0,1</b>	818	0,5084
<b>0,2</b>	466	0,8776
<b>0,3</b>	360	1,1070
<b>0,4</b>	303	1,2740
<b>0,5</b>	257	1,4310

**Tab. 4.2:** Tabulka porovnávající délku signálu při různých hranicích filtrování

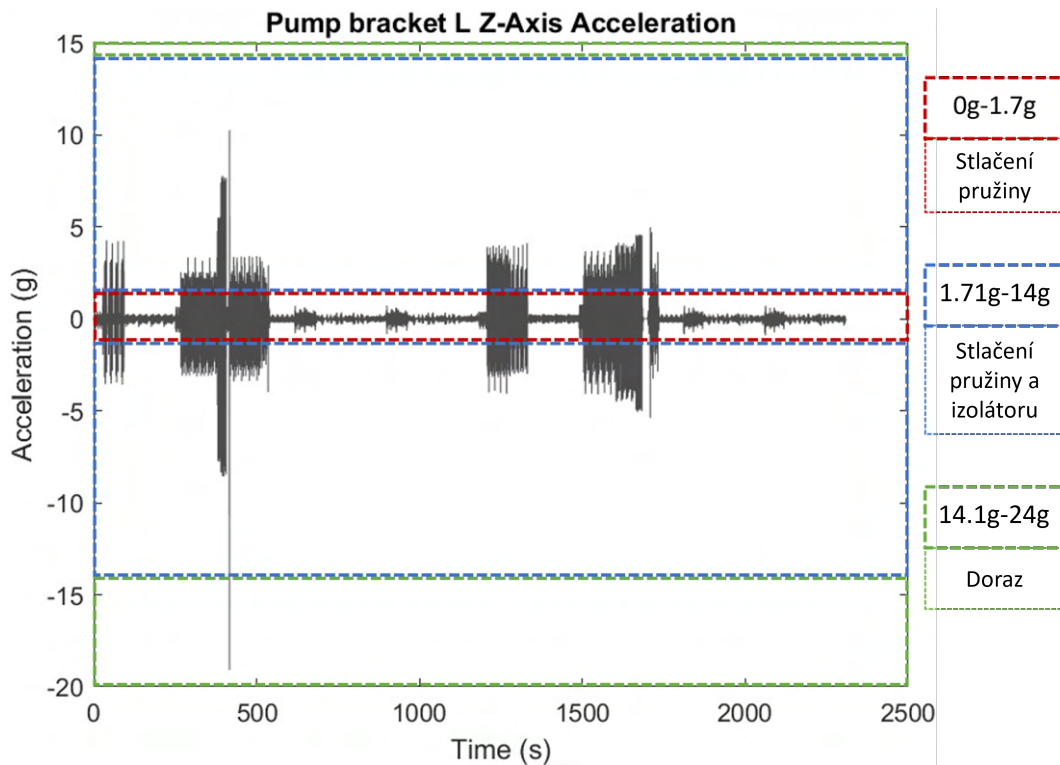
Graf 4.10 zobrazuje rozdíl mezi původním signálem (modrá barva) a signálem zkráceným (oranžová barva). Maximální hodnota amplitudy je více než dvojnásobná, došlo zároveň k drobnému posunu frekvence téměř většiny špiček. Pro následující výpočet životnosti bude použit pouze filtrovaný signál s hranicí 0,1  $g$ .



**Obr. 4.10:** Porovnání původního PSD s PSD po odfiltrování

### 4.3.3 Rozdělení signálu na 3 oblasti podle amplitudy

Pro zohlednění nelineární charakteristiky elastomeru bylo rozhodnuto rozdělit signál na 3 oblasti podle amplitudy. V každé této oblasti bude použita jiná hodnota tuhosti izolátoru vibrací na základě provedeného měření. Tím k vytvoření po částech lineárního modelu. Na základě naměřené charakteristiky sestavy izolátoru vibrací byl vytvořen matematický model, který je schopný určit hodnotu stlačení v závislosti na hodnotě zrychlení. Tento model je blíže popsán v kapitole 5.3.1 na str. 76. Pomocí tohoto modelu pak byly definovány hranice pro jednotlivé oblasti. Příklad bude opět znázorněn na signálu Pump bracket L ve směru Z.

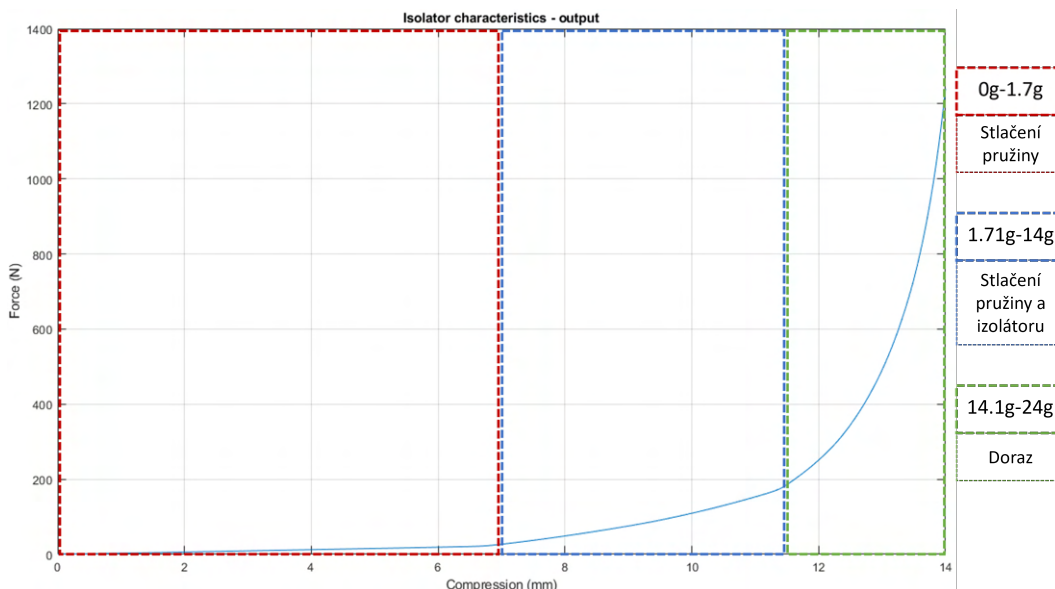


Obr. 4.11: Rozdělení časového signálu na 3 oblasti

Na obr. 4.11 je uvedeno rozdělení signálu na 3 oblasti podle amplitudy. První oblast označená červenou barvou je oblast s amplitudou od 0 do 1,7 *g*. Druhá oblast označená modrou barvou je oblast s amplitudou od 1,71 *g* do 14 *g*. Třetí oblast označená zelenou barvou je oblast s amplitudou od 14,1 *g* až do maximální hodnoty, která je v tomto případě menší než 24 *g*.

Rozdělení vychází z naměřené charakteristiky znázorněné na obr. 4.12. Zde můžeme pozorovat 3 výrazné oblasti. Rozdělením na tento počet tak získáme po částech lineární charakteristiku sestavy izolátoru vibrací. Silovým vstupem do matematického modelu je zrychlení sestavy kompresoru, které vychází z naměřených dat. Zde je uvažována hmotnost kompresoru a všech částí, které jsou k němu přímo připojeny. Celková síla je podělena 3, protože primární a sekundární držák jsou spojeny 3 těmito izolátory

vibrací. Stanovení hranice mezi jednotlivými oblastmi je tak založeno na naměřené charakteristice a na výpočtu zrychlení sestavy kompresoru. Model je nastavený tak, že můžeme měnit hodnotu zrychlení a model nám vypočítá hodnotu stlačení. Průběh filtrace signálu je v tomto případě stejný jako je popsán na obr. 4.9.



**Obr. 4.12:** Rozdělení signálu na 3 oblasti dle naměřené charakteristiky

Z této charakteristiky lze také vypočítat tuhost pro jednotlivé oblasti. Tuhost je vypočítána jako poměr změny síly a změny stlačení. Pro každou oblast byla vždy použita nejvyšší tuhost v dané oblasti. Hodnoty jsou uvedeny v tabulce 4.3.

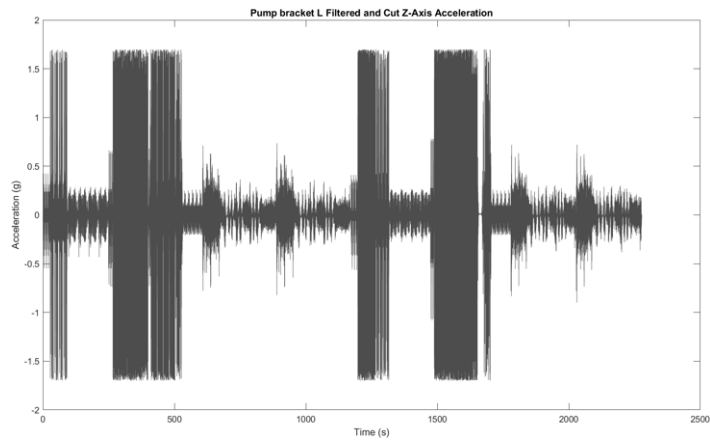
Oblast	Stlačení	Tuhost
[g]	[mm]	[N/mm]
<b>První</b>	6,70	3,29
<b>Druhá</b>	11,46	15,84
<b>Třetí</b>	12,35	25,21

**Tab. 4.3:** Tabulka porovnávající délku signálu při různých hranicích filtrování

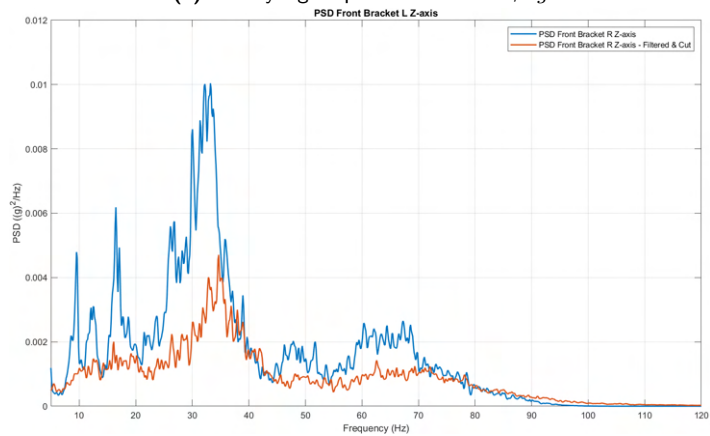
### První oblast: 0 - 1,7 g

V této oblasti dochází k přenášení vibrací pouze přes pružinu. Charakteristika v této oblasti je lineární, ale nejedná se o oblast s konstantní tuhostí, ale tuhost postupně lehce narůstá tím, jak je stlačován také elastomer. Také hodnota tuhosti je vlivem elastomeru nižší, než je tuhost samotné pružiny, jejíž charakteristika byla také naměřena v rámci měření. Obr. 4.13a zobrazuje signál v daném intervalu po odfiltrování. Délka signálu je zkrácena na 2279,01 s (98,6 %) z původní délky signálu.

Výsledné PSD (oranžová barva) v porovnání s původním PSD (modrá barva) je znázorněno na obr. 4.13b. Signál v této oblasti nedosahuje takového výkonu jako původní signál, došlo také k posunu frekvence některých špiček.



(a) Časový signál první oblasti 0 - 1,7 g



(b) Porovnání původního PSD s PSD vytvořeného z první oblasti 0 - 1,7 g

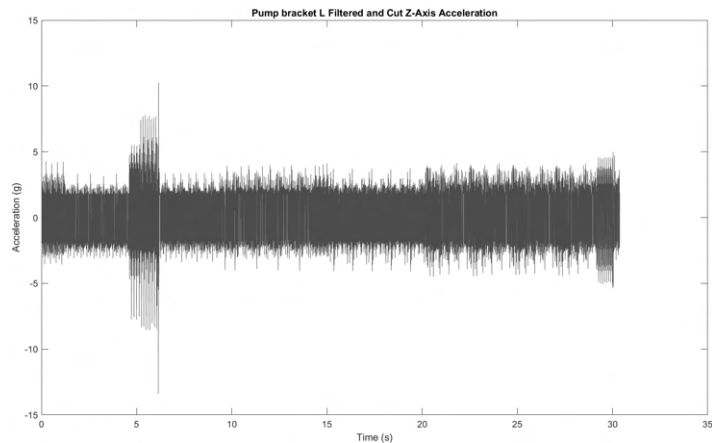
**Obr. 4.13:** Časový a PSD průběh první oblasti 0 - 1,7 g

### Druhá oblast: 1,71 - 14 g

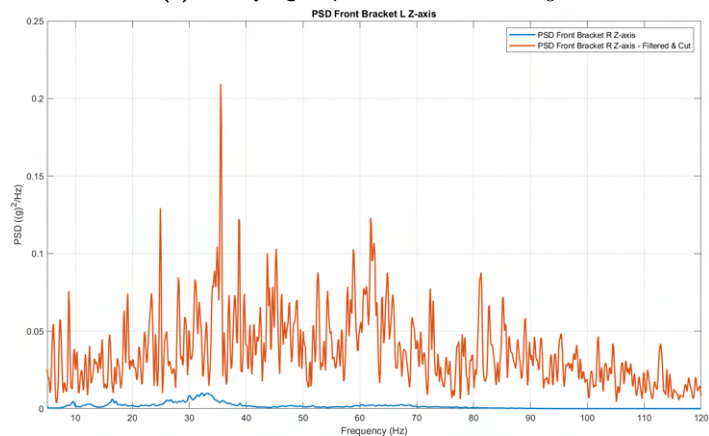
V druhé oblasti dochází k přenášení vibrací přes pružinu a elastomer, charakteristika je ovlivněna nelinearitou elastomeru. Obr. 4.14a zobrazuje signál v daném intervalu po odfiltrování. Délka signálu v tomto případě je již pouhých 30,38 s (1,3 %). Na obr. 4.14b je znázorněn výsledný PSD (oranžová barva) v porovnání s původním PSD (modrá barva). Odfiltrovaný signál dosahuje řádově vyšších maximálních hodnot, jeho spektrum zároveň obsahuje více špiček při jiných hodnotách frekvence. Původní signál také dosahuje téměř nulové hodnoty při 100 Hz, zatímco odfiltrovaný signál je v této oblasti stále výrazný.

### Třetí oblast 14,1 - 24 g

V poslední oblasti dochází k přenášení vibrací přes pružinu a elastomer, pružina je již plně stlačena a přenos je tak pouze přes elastomer, jedná se tak o doraz. Průběh



(a) Časový signál první oblasti 1,71- 1,7 g



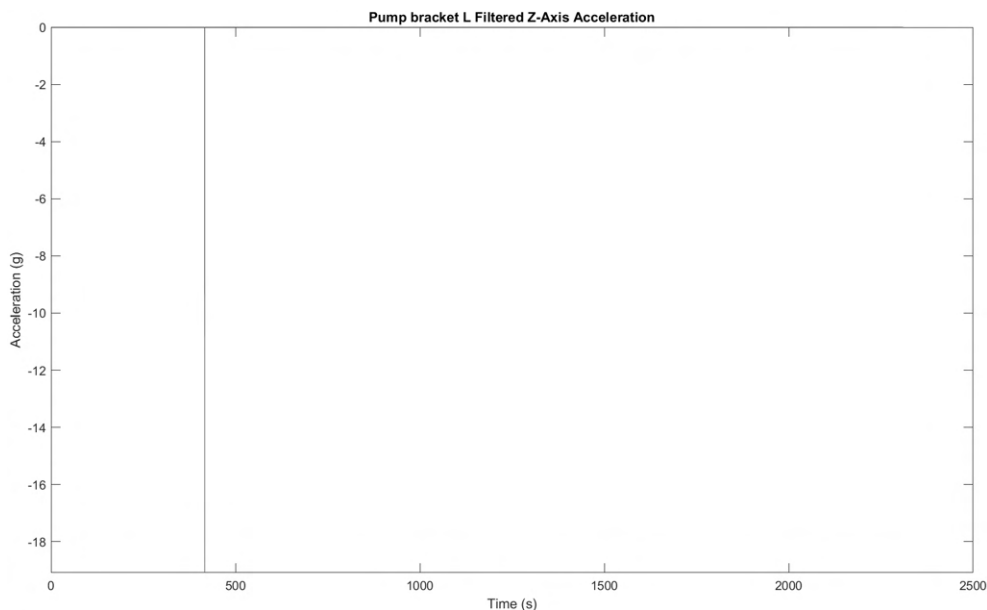
(b) Porovnání původního PSD s PSD vytvořeného z první oblasti 0 - 1,7 g

**Obr. 4.14:** Časový a PSD průběh první oblasti 1,71 - 14 g

v této oblasti je spíše exponenciální. Signál poslední oblasti obsahuje pouze jednu špičku, délka signálu je tak pouze 0,004 s (0,0002 %) z původní délky signálu. Uvedený signál je znázorněn na obr. 4.15. Z takto krátkého průběhu nebylo možné sestavit PSD a výsledky tak nejsou znázorněny.

## Závěr

Rozdělení na 3 oblasti není možné s tímto nastavením provést, protože PSD z poslední oblasti není možné sestavit. Měnit nastavení intervalů pro rozdělení na tyto oblasti není možné, jelikož bychom tím nerespektovali naměřenou charakteristiku. Hodnota vyšší než 14 g se vyskutekuje v signálu pouze jednou a tak tuto hodnotu považujeme spíše jako vstup pro výpočet statiky namísto životnosti. S daným nastavením tak není možné tento přístup použít. V dalším přístupu bude signál rozdělen pouze na 2 oblasti, to bude popsáno v kapitole 4.3.5.



Obr. 4.15: Časový a PSD průběh první oblasti 14,1 - 24 g

#### 4.3.4 Změna nastavení PSD

Nastavení PSD bylo změněno tak, aby byly zohledněny maximální hodnoty signálu. Při změně parametru *Trace mode* (Modifikace stopy) z hodnoty *Mean* (Střední hodnota) na hodnotu *Maxhold* (Maximální hodnota) algoritmus zohlední maximální hodnoty signálu v daném časovém okně. Vstupní signál pro obě nastavení je stejný viz obr. 4.9, liší se pouze nastavení PSD. Výsledky jsou znázorněny v grafu 4.16. Délka signálu je 2310 sekund (38,5 minut). Tato 2 nastavení jsou popsána níže:

##### Střední hodnota

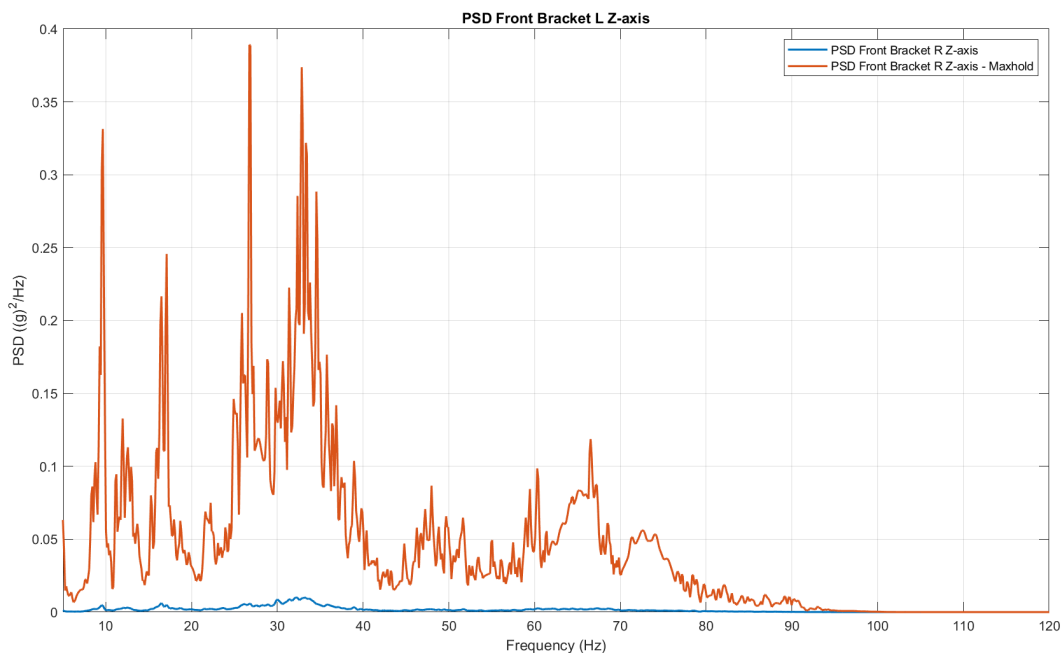
Nastavení spočívá v průměrování výkonových spekter různých časových segmentů signálu při použití stejného okna. Každý segment je násoben Hanningovým oknem, což pomáhá vyhlazovat spektrální obsah a minimalizovat vliv prudkých změn ve signálu [13].

##### Maximální hodnota

Zachycuje maximální amplitudu v každém segmentu. Výsledkem je spektrum, které zobrazuje maximální hodnoty. Toto nastavení více zohledňuje přechodné jevy a poskytuje detailnější a dynamický pohled na frekvenční charakteristiky signálu [13].

##### Závěr

Použitím této funkce došlo k zesílení signálu o řád. Maximální hodnoty v tomto případě byly zohledněny, nicméně signál je až příliš zesílený a výsledek životnosti by byl v tomto případě extrémně konzervativní.



**Obr. 4.16:** Porovnání původního PSD s nastavením Maxhold

Ze všech navržených přístupů není ani jeden úplně ideální. V případě prvního přístupu došlo k zanedbání výrazných špiček, v případě druhého přístupu došlo k odstranění oblasti menší než  $0,1\text{ g}$ . V případě třetího přístupu došlo k zanedbání poslední oblasti, jelikož signál v této oblasti byl příliš krátký. V případě čtvrtého přístupu došlo k zesílení signálu a za předpokladu, že bychom použili pouze tento signál, tak výsledek životnosti bude až příliš konzervativní.

Proto byly vytvořeny 2 nové přístupy, které jsou kombinací všech zmíněných přístupů, přičemž se snaží řešit jejich nedostatky.

#### 4.3.5 Rozdělení signálu na 2 oblasti podle amplitudy

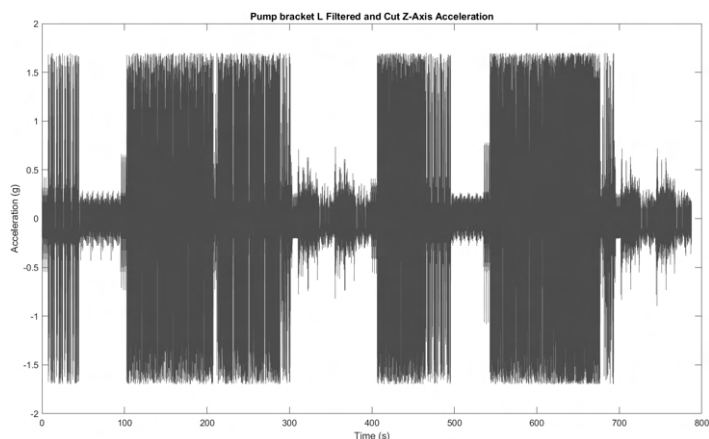
Z časového signálu byly odstraněny hodnoty menší než  $0,1\text{ g}$ , následně byl signál rozdělen na 2 oblasti podle amplitudy. První oblast je od  $0,1\text{ g}$  do  $1,7\text{ g}$ , druhá oblast je od  $1,71\text{ g}$  do maximální hodnoty signálu.

##### První oblast $0,1 - 1,7\text{ g}$

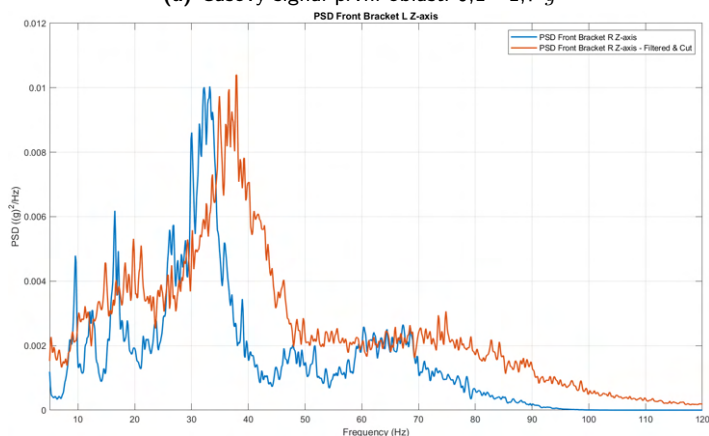
Přenos vibrací v této oblasti je pouze přes pružinu, délka signálu je  $787,61\text{ s}$  ( $34,1\%$ ) z původní délky signálu.

Na obr. 4.17b je znázorněn výsledný PSD (oranžová barva) v porovnání s původním PSD (modrá barva). Tento vyfiltrovaný signál je velmi podobný signálu bez modifikace, pouze frekvenční špičky jsou posunuty. Nastavení izolátoru vibrací odpovídá první oblasti.





(a) Časový signál první oblasti 0,1 - 1,7 g



(b) Porovnání původního PSD s PSD vytvořeného z první oblasti 0 - 1,7 g

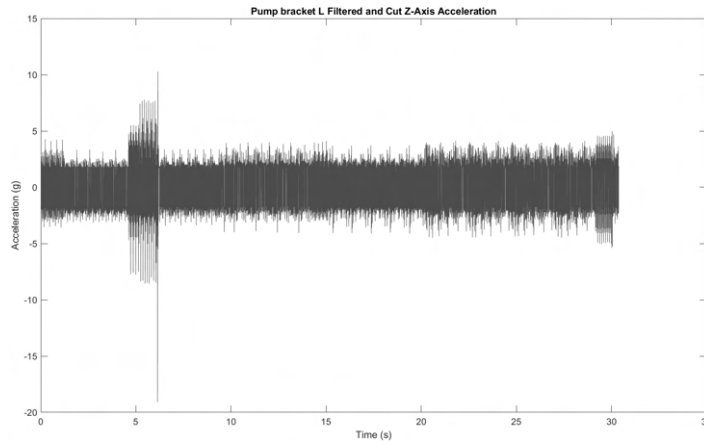
**Obr. 4.17:** Porovnání výsledků pro druhou oblast 0,1 - 1,7 g

### Druhá oblast 1,71 - 24 g

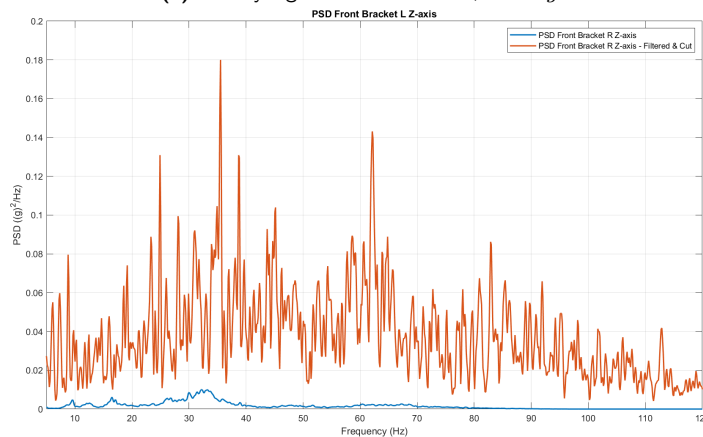
V této oblasti dochází k přenosu vibrací přes pružinu a elastomer. Obr. 4.18a zobrazuje signál v daném intervalu po odfiltrování. Délka signálu je zkrácena na 30,38 s (1,3 %) z původní délky signálu.

Na obr. 4.18b je znázorněn výsledný PSD (oranžová barva) v porovnání s původním PSD (modrá barva). Signál dosahuje řádově vyšších maximálních hodnot než signál původní. Nové spektrum zároveň obsahuje více špiček při jiných hodnotách frekvence. PSD je oproti rozdělení na 3 oblasti téměř identické. Nastavení izolátoru vibrací odpovídá druhé oblasti.

Signál po odfiltrování hodnot menších než 0,1 g dosahuje délky 818 s. Po rozdělení na 2 oblasti má první délku 787,61 s (96,3 %) a druhá oblast má délku 30,38 s (3,7 %) z celkové délky zkráceného signálu. V tomto procentuálním rozdělení by měly být obě oblasti zastoupeny v celkovém výpočtu životnosti.



(a) Časový signál druhé oblasti 1,71- 24  $g$



(b) Porovnání původního PSD s PSD vytvořeného z první oblasti 1,71- 24  $g$

**Obr. 4.18:** Porovnání výsledků pro druhou oblast 1,71 - 24  $g$

#### 4.3.6 Rozdělení signálu na 2 oblasti se změnou nastavení PSD

V tomto případě je signál rozdělen také na 2 oblasti se stejným časovým signálem, ten je vyfiltrovaný stejným způsobem jako v předchozím případě. Bylo použito jiné nastavení Welchova algoritmu *Standard* a *Maxhold*.

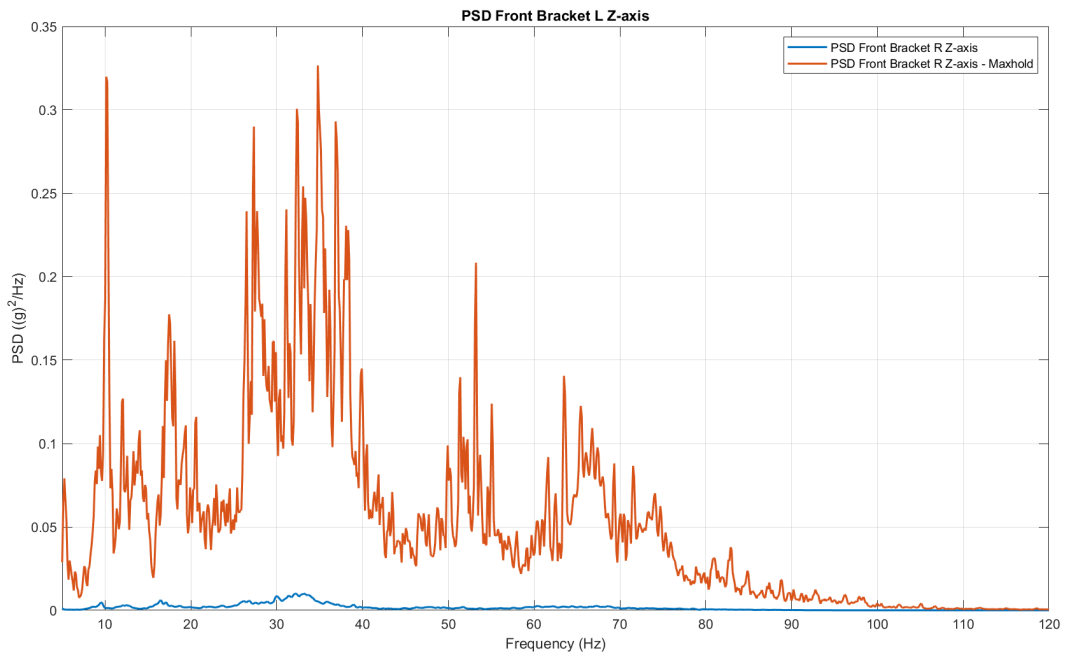
##### První oblast 0,1 - 24 $g$

Rozdělení signálu a PSD je stejné jako v kapitole 4.3.2, není tedy nutné uvádět časový průběh ani PSD.

##### Druhá oblast 0,1 - 24 - *Maxhold* $g$

Na obr. 4.19 je znázorněn výsledný PSD (oranžová barva) pro tuto oblast v porovnání s původním PSD (modrá barva). Signál dosahuje řádově vyšších maximálních hodnot než signál původní.

Nastavení tuhosti je stejné jako v předchozí kapitole. Oba průběhy nejvíce odpovídají předpokladu o zohlednění maximálních hodnot signálu a zároveň neovlivnění



**Obr. 4.19:** Porovnání původního PSD s nastavením Maxhold

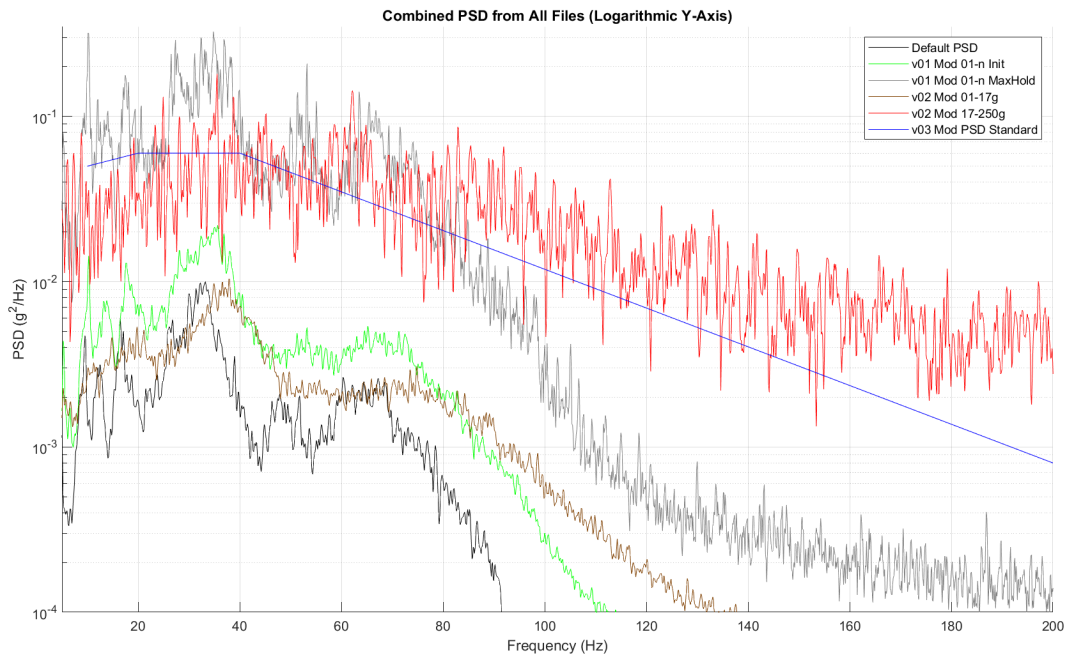
frekvenčního spektra, které je při použití funkce *Maxhold* hlavně zesíleno.

Procentuální zastoupení těchto dvou oblastí je stejné jako v předchozím případě. Pro následující analýzu budou označeny jako *Init* pro signál uvedený jako První oblast, druhá oblast při použití funkce *Maxhold* je označena stejným.

#### 4.4 Výstup pro životnostní analýzu

V této kapitole byla navržena možná řešení a přístupy pro zohlednění maximálních hodnot signálu, odstranění příliš nízkých hodnot a také pro rozdělení signálu na jednotlivé oblasti. Výsledkem jsou 2 přístupy, které by mohly být dále použity pro výpočet životnosti. Také přístup s odstraněním nízkých hodnot signálu bude použit pro výpočet životnosti, jelikož se jedná o nejjednodušší přístup, který by měl být použit namísto úplně nezkráceného signálu. Porovnání výsledných průběhů je znázorněno na obr. 4.20. Je zde také znázorněno porovnání s původním signálem bez modifikace a také s náhradním PSD které bylo použito v předchozím řešení a používá se pro univerzální případy. Zobrazení je v logaritmickém měřítku, aby bylo možné lépe porovnat výsledky.

1. Nezpracovaný signál je znázorněn černou barvou (označení *Default PSD*). Při porovnání s ostatními signály je zřejmé, že jeho výkon je výrazně nižší než u ostatních signálů.
2. Rozdělení na dvě oblasti popsané v kapitole 4.3.6 s odfiltrováním hodnot menších než  $0,1\text{ g}$  je znázorněno zelenou barvou (označení *v01 Mod 01-n Init*), použití funkce *Maxhold* je znázorněno šedou barvou (označení *v01 Mod 01-n Maxhold*).



**Obr. 4.20:** Porovnání všech PSD

3. Rozdělení na dvě různé oblasti popsané v kapitole 4.3.5 s odfiltrováním hodnot menších než  $0,1\text{ g}$  je znázorněno hnědou barvou (označení *v02 Mod 01-17g*), druhá oblast je znázorněna červenou barvou (označení *v02 Mod 17-250g*).
4. Posledním signálem je náhradní PSD, které bylo použito v předchozím řešení a je znázorněno modrou barvou (označení *v03 Mod PSD Standard*).

V přímém porovnání těchto signálů je možné vidět, že náhradní PSD použité v předchozím řešení má oproti nezpracovanému signálu výrazně vyšší výkon. Zároveň je definované až do 200 Hz oproti nezpracovanému signálu, který je definovaný pouze do 100 Hz. Porovnání mezi použitím funkce *Maxhold* zvýrazněný šedou barvou a signálu definovaném v intervalu  $1,71 - 24\text{ g}$  zvýrazněném červenou barvou ukazuje, že funkcí *Maxhold* jsme dosáhli opravdu respektování maximálních hodnot signálu a přitom nedošlo k výrazné změně frekvenčního spektra. Což právě v případě použití signálu definovaného v intervalu  $1,71 - 24\text{ g}$  nastalo a frekvenční spektrum bylo výrazně změněno.

Pro následující analýzu bude použit pouze signál po filtrování, dále označovaný jako *Init* pokud nebylo provedeno rozdělení na více oblastí. Tento signál bude použit jako referenční pro porovnání s ostatními signály. Při rozdělení na 2 oblasti budou použity funkce signálu *Init* (zelená) a *Maxhold* (šedá) pro druhou oblast. Kromě uvedených důvodů je výhodou stejný vstupní časový signál pro obě oblasti, což zjednodušuje zpracování signálu Tyto signály jsou společně s dalšími specifickými vlastnostmi týkající se rozdělených oblastí *Init* a *Maxhold* uvedeny v příloze 10.1. Porovnání výsledků životnostní analýzy bude uvedeno v poslední kapitole 9.

## 5 Tvorba modelu izolátoru vibrací

Vlastnosti elastomeru nebyly známé, tento produkt je dodáván již hotový od dodavatele, který materiálové vlastnosti nezveřejňuje. K dispozici tak máme pouze dodané vzorky a jeho označení NR IRHD 35 SHA 45. Materiálové vlastnosti z literatury nejsou uváděny příliš přesně, dostupné jsou pouze rozpětí hodnot. V následující kapitole budou v krátkosti popsány elastomery, jejich vlastnosti a také bude dále popsán postup pro získání materiálových vlastností elastomeru. Následně bude popsán postup měření charakteristiky sestavy izolátoru a vyhodnocení.

### 5.1 Elastomery: Přírodní kaučuk a jeho vlastnosti

Přírodní kaučuk, projevuje nelineární chování během mechanických deformací. Tato nelinearita je zřetelná při stlačování, kdy odpor materiálu neustále mění svou intenzitu v závislosti na míře deformace. Dalším významným aspektem je inkompresibilita materiálu, což znamená, že přírodní kaučuk je prakticky nesmáčkutelný, a to i při vysokých tlacích. Dále je tento materiál citlivý na rychlost deformace během procesu stlačování. Rychlost stlačení má vliv na reakci materiálu, což je klíčový faktor při výrobě elastických komponentů s požadovanými mechanickými vlastnostmi [5].

Standard IRHD 35 hraje klíčovou roli při charakterizaci tvrdosti elastomerů. IRHD poskytuje číselný ukazatel odolnosti materiálu vůči deformaci. Standard SHA 45 se odkazuje na tvrdost podle stupnice Shore A, což je běžně používaná metoda pro měření tvrdosti elastomerních materiálů. Numerická hodnota získaná na této stupnici indikuje odolnost materiálu vůči indentaci při stanovené síle. V kontextu elastomerů vyšší hodnota SHA 45 naznačuje větší tvrdost [8].

Vzhledem k omezené dostupnosti materiálových informací o přírodním kaučuku označeném jako NR IRHD 35 SHA 45 bylo rozhodnuto provést měření jeho mechanických vlastností při stlačování. Naměřená data umožní lepší porozumění chování tohoto elastomeru v praxi a jeho optimální využití v této aplikaci.

### 5.2 Měření charakteristiky izolátoru vibrací

Měření charakteristiky elastomeru bylo provedeno na zkušebním zařízení MTS Exceed řada E42 na ústavu Materiálového inženýrství ČVUT v Praze. Toto zařízení je určeno pro zkoušení materiálů a komponentů. Maximální možná síla je 5 kN [14]. Uvedený elastomer z přírodního kaučuku bývá namáhán pouze na tlak, z tohoto důvodu bylo rozhodnuto o měření pouze na tlak.

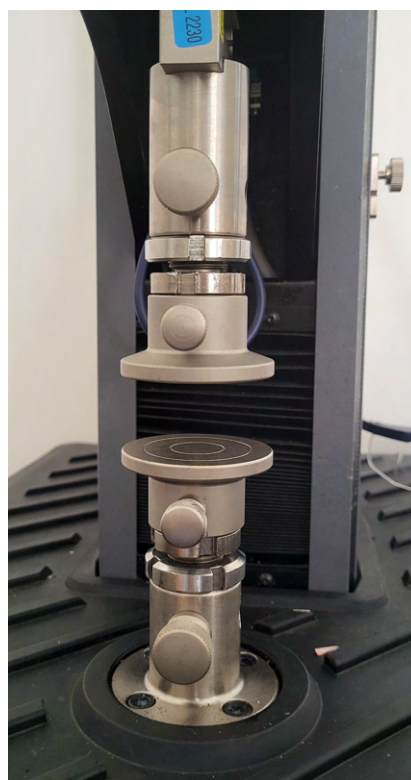
Samotné měření nebylo provedeno dle normy, neboť nebylo možné zajistit vzorek, který by splňoval požadavky normy. Měření bylo tedy provedeno přímo na skutečně

používaných elastomerech používaných v těchto držácích s vědomím toho, že naměřená charakteristika nebude popisovat pouze materiál, ale i geometrii izolátoru vibrací. Charakteristiku je tak možné použít dále pouze pro tento konkrétní izolátor vibrací.

Pro měření byl vytvořen přípravek do kterého bylo možné uchytit elastomer stejným způsobem jako je uchycen v držáku v reálném provozu. Byla provedena 3 různá měření, při prvním měření byl stlačován pouze elastomer, při druhém měření pak byla stlačována pružina a v posledním případě byl stlačován elastomer společně s pružinou. Každé měření bylo provedeno na 5 různých vzorcích, přičemž každý ze vzorků byl naměřen 3x. S ohledem na nelinearitu elastomeru a to konkrétně na jeho závislost na rychlosti stlačení, byla provedena měření s 3 různými rychlostmi stlačení. Tyto rychlosti byly 10 mm/min, 500 mm/min a 5000 mm/min. Limit rychlosti stlačení 5000 mm/min stroj reálně bohužel nebyl schopný dosáhnout, reálná rychlost stlačení bude uvedena v další části na obr. 5.9.



**Obr. 5.1:** Zkušební zařízení MTS Exceed řada E42

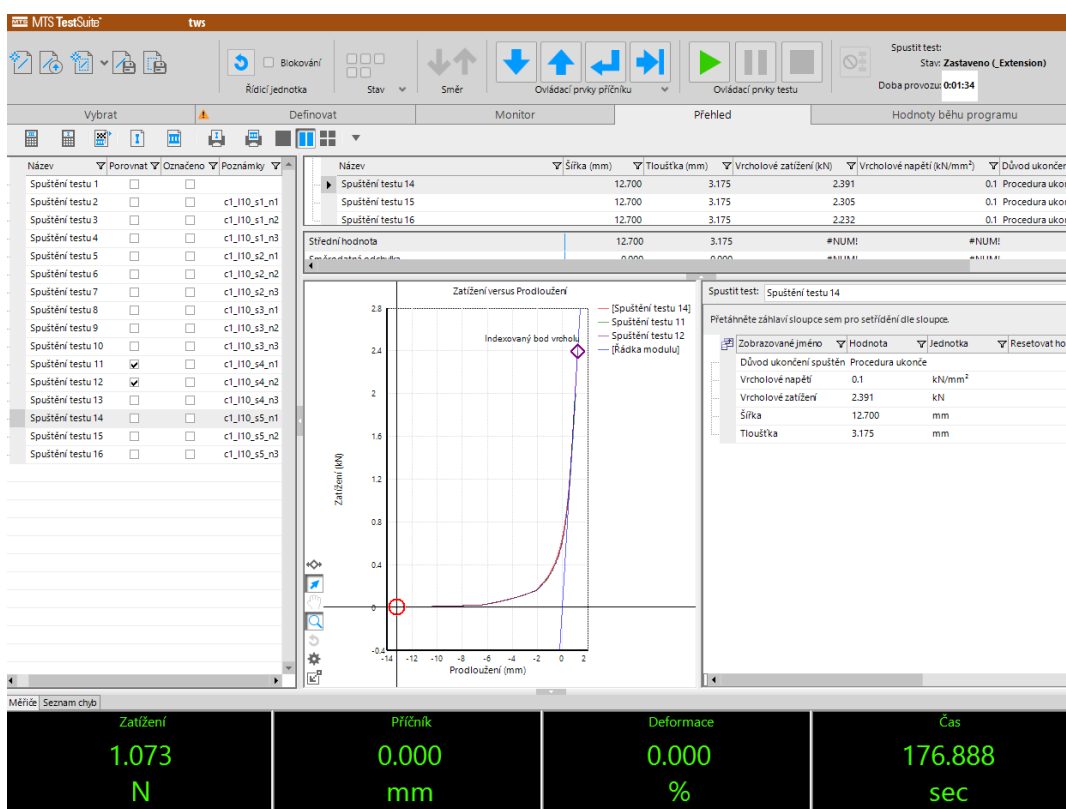


**Obr. 5.2:** Použité čelisti zkušebního zařízení použité při stlačování vzorků

Dohromady bylo tedy měření pro každou konfiguraci provedeno 45x. Charakteristika každého vzorku pružiny byla naměřena pouze pro jednu rychlost stlačení 500 mm/min, jelikož pružina je lineární a rychlost stlačení nemá na její charakteristiku vliv. Na jednom vzorku bylo provedeno také měření při různých rychlostech stlačení, aby to bylo možné s jistotou tvrdit. V příloze 6.1 na str. 161 jsou uvedeny fotografie z provedeného měření se všemi uvedenými konfiguracemi tak, jak byly zkoušky provedeny.

### 5.3 Zpracování naměřených dat

Naměřená data byla zpracována v programu Matlab, po měření byla uložena v formátu .txt. Měřenými veličinami byla síla ( $N$ ), stlačení ( $mm$ ) a čas ( $s$ ). Měření bylo provedeno se vzorkovací frekvencí 100 Hz. Obr. 5.3 zobrazuje měřící software MTS Test Suite, který byl použit pro měření. V tomto softwaru byly nastaveny parametry měření, jako je rychlost stlačení, průměr vzorku, zdvih a další. Zdvih byl nastaven na 14 mm, nicméně v průběhu měření byl upraven na 12 mm, jelikož při nastavení 14 mm docházelo k příliš velkému zatížení vzorku. Odhadovaný pracovní zdvih byl také maximálně 12 mm, proto bylo rozhodnuto o změně tohoto parametru. Měření vzorků elastomeru s pružinou byla pro nejnižší rychlost provedena s původním nastavením a proto rozsah uváděný v grafech při této rychlosti bude až 14 mm. Pro vzorky kde byl naměřený rozsah do 12 mm byla tato hodnota extrapolována na 14 mm.



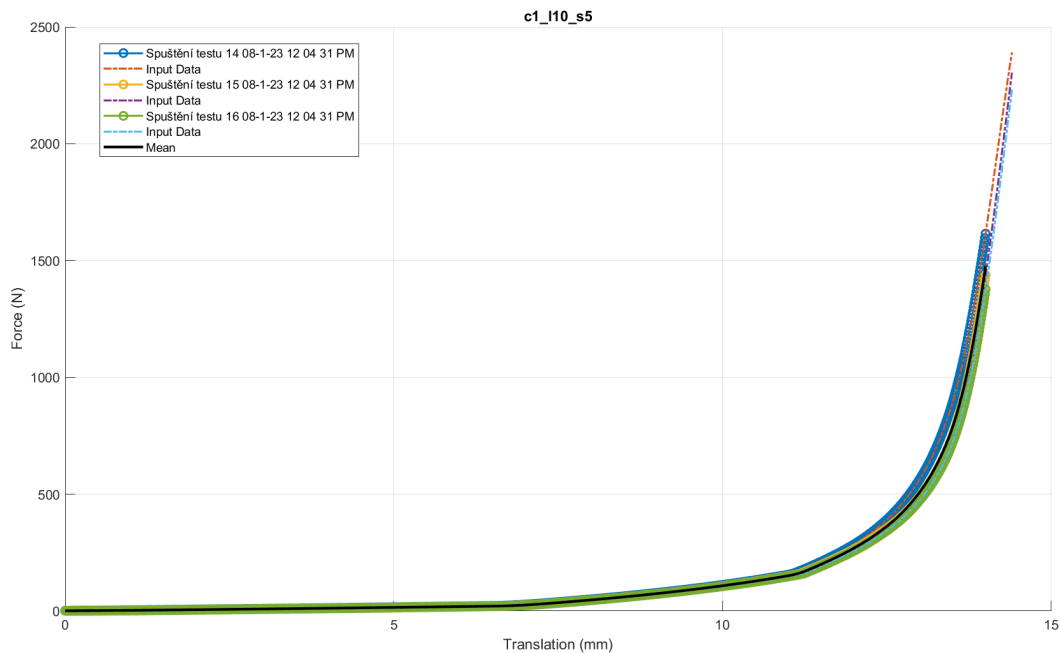
Obr. 5.3: Měřící software MTS Test Suite

Zpracování dat bylo provedeno pro každou z konfigurací zvlášť, postup bude demonstrován pouze na konfiguraci s elastomerem a pružinou. Výsledky všech konfigurací budou poté uvedeny v porovnání. Naměřená data byla nejprve interpolována a převzorkována. Použita byla lineární interpolace definovaná v intervalu 0 až 14 mm s krokem 0,01 mm. Tímto krokem bylo dosaženo vyšší přesnosti a také bylo možné data porovnávat mezi sebou.

Každé z provedených měření neslo své označení. Označení obsahuje 3 části. První část

označuje konfiguraci, druhá část označuje rychlost stlačení a třetí část označuje číslo vzorku. Číslo měření daného vzorku bylo určeno pouze názvem výstupního souboru. Označení nese název například:  $c1 - l10 - s5$ , kde  $c1$  označuje první konfiguraci,  $l10$  označuje rychlost stlačení 10 mm/min a  $s5$  označuje číslo vzorku 5.

Pro každý vzorek při dané rychlosti byla provedena 3 měření, ta byla zpracována jako první. Z těchto 3 měření byla vytvořena průměrná hodnota síly a stlačení pomocí funkce *Mean*, označená černou barvou. Ta byla dále použita pro další porovnání mezi jednotlivými vzorky. Odchylka naměřených hodnot byla velmi malá, proto bylo rozhodnuto použít právě průměrování. Na obr. 5.4 je znázorněno porovnání naměřených hodnot pro jeden vzorek při stejných OP. V grafu je zároveň zobrazeno porovnání naměřených hodnot s interpolovanými. Odchylka v tomto případě je také velmi malá. Interpolovaná data jsou definovaná pouze do 14 mm stlačení a provedené měření bylo až do 14,3 mm, z toho důvodu je možné vidět na grafu tento rozdíl.

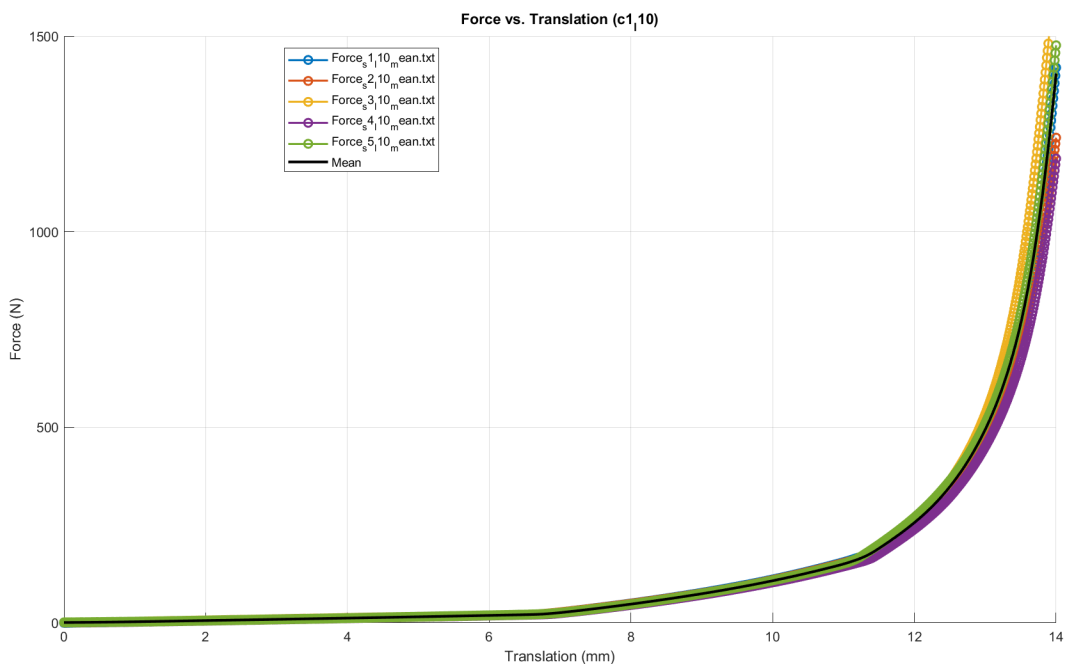


**Obr. 5.4:** Porovnání naměřených hodnot pro jeden vzorek při stejných OP

Následné porovnání vzorků při stejné rychlosti zatěžování, znázorněné na obr. 5.5, ukazuje, že odchylka mezi jednotlivými vzorky se zvyšuje se vzrůstajícím stlačením. Porovnáme-li vzorek č. 3 (žlutá) se vzorkem č. 4 (fialová) mezi nimiž je největší odchylka, tak při stlačení 14 mm je tato odchylka okolo 300 N. Vzorek č. 3 zároveň napříč všemi měřeními ukazuje výrazně vyšší tuhost.

Výstupem z tohoto grafu střední hodnota síly a stlačení pro danou rychlost zatížení. Použité vstupní hodnoty jsou znázorněny v předchozím grafu černou barvou jako střední hodnoty. Tato křivka bude dále použita jako výstupní z daného měření a v kapitole 5.3.1 pro výpočet stlačení při dané akceleraci.





**Obr. 5.5:** Porovnání naměřených hodnot různých vzorků

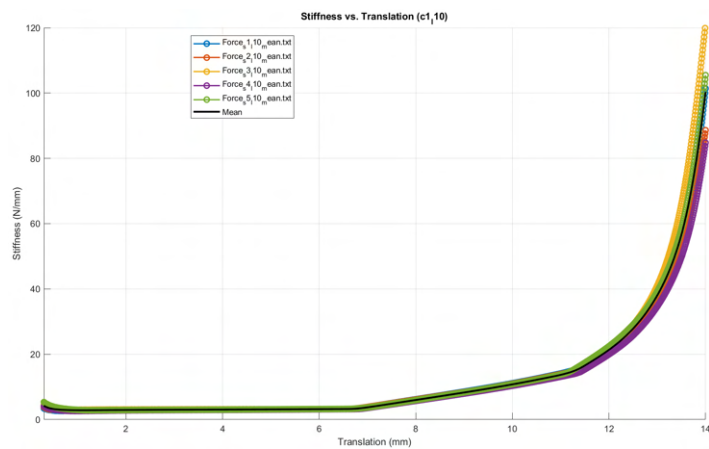
Dále byly porovnány tuhosti, právě tuhost je použita do výpočetního modelu životnosti. Pohled na průběh tuhosti v závislosti na stlačení je znázorněn obou grafy 5.6. Právě průběh tuhosti nám lépe ukazuje průběh celého stlačení.

Z grafu 5.6a je zřejmé, že v oblasti stlačení od 0 mm do 6,9 mm je tuhost téměř konstantní, to odpovídá lineárnímu průběhu pružiny. I přesto tuhost v této oblasti lehce narůstá a to přibližně od hodnoty 2,5 N/mm do hodnoty 3,3 N/mm. Nárůst tuhosti je v tomto případě ovlivněn elastomerem, neboť pružina je lineární a ta právě dosedá na elastomer ve smontovaném stav viz. příloha 6.1. V oblasti od 6,9 mm do 11,3 mm je tuhost výrazně ovlivněna elastomerem, zde tuhost dosahuje hodnoty až 15 N/mm. Při dalším stlačování je tuhost ovlivněna pouze elastomerem, protože pružina je zcela úplně stlačena. Dochází k prudkému nárůstu tuhosti přibližně až na hodnotu 100 N/mm při stlačení 14 mm.

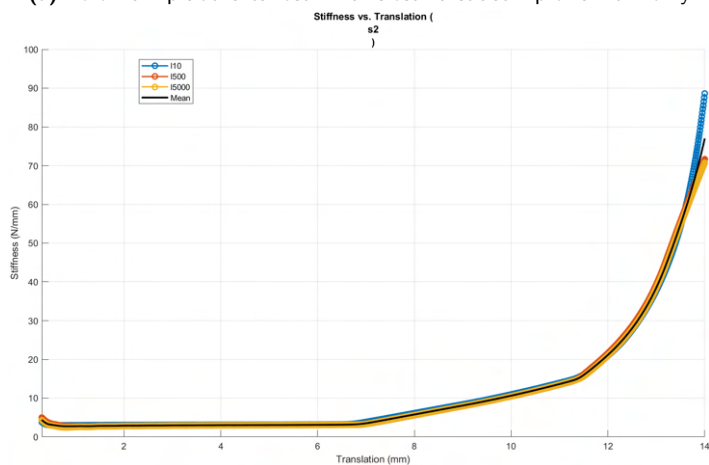
V druhém grafu 5.6b je znázorněno porovnání při různých rychlostech stlačení, při rychlosti 10 mm/min (modrá), 500 mm/min (červená) a 5000 mm/min (žlutá). Vyhodnoceno bude stlačení do hodnoty 12 mm a to i přesto, že nejnižší rychlost byla naměřena až do hodnoty 14 mm. Rychlost stlačení v daném intervalu příliš nemá vliv na výslednou hodnotu tuhosti. Průběhy respektují daný předpoklad, že největší tuhost dosahuje sestava při vyšší rychlosti zatížení, ale rozdíly jsou velmi malé. Pro některé vzorky je dokonce tuhost vyšší pro nižší rychlost zatížení.

Příloha 7.1 na str. 162 obsahuje zbývající 2 grafy porovnávající závislost síly na stlačení pro ostatní rychlosti zatížení. Grafy také ukazují odlišnost charakteristiky vzorku č. 3 od vzorků zbylých, přičemž rozdíl se s přibývajícím stlačením zvětšuje.

Porovnání tuhosti v závislosti na stlačení pro zbylé 4 vzorky je znázorněno v příloze 8.1 na str. 163. Z porovnání průběhů tuhosti pro další vzorky je zřejmé, že rychlost zatěžování v tomto případě nemá příliš velkou citlivost na výslednou hodnotu tuhosti.



(a) Porovnání průběhů tuhosti v závislost na stlačení pro různé vzorky



(b) Porovnání průběhů tuhosti v závislost na stlačení při různých rychlostech zatížení

**Obr. 5.6:** Porovnání průběhů tuhosti v závislost na stlačení

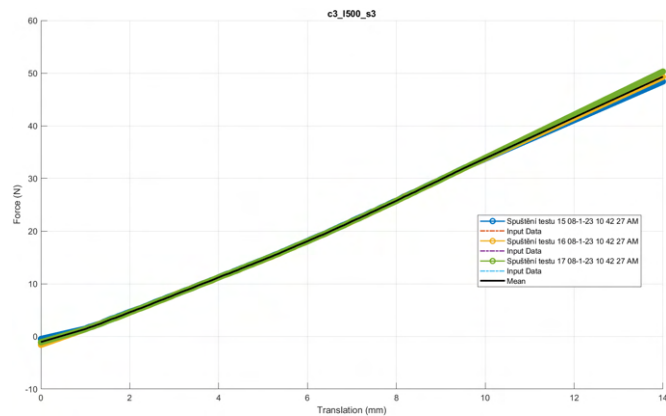
### Výsledný průběh tuhosti pružiny

Naměřená data pro pružinu (konfigurace 6.1a) byla zpracována stejným způsobem jako data pro elastomer. V případě tohoto komponentu ale nebylo nutné měřit pro každý vzorek různé rychlosti zatížení. Druhou změnou která byla v průběhu měření nastavena byla vzdálenost čelistí, vzdálenost byla nastavena na 6 mm.

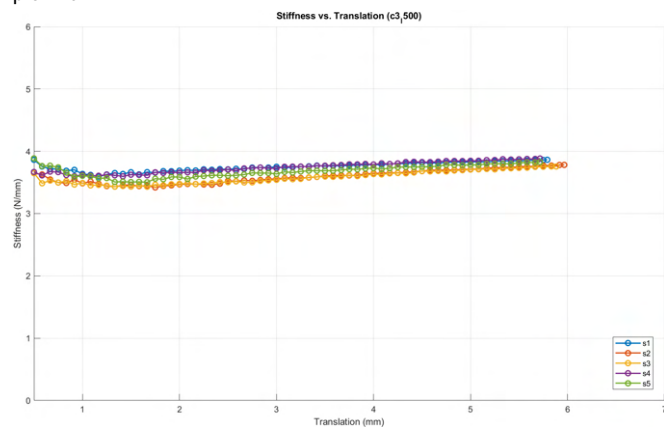
Vyhodnocené průběhy síly a tuhosti jsou znázorněny na grafech 5.7. Graf 5.7a znázorňuje 3 naměřené průběhy pro třetí vzorek ze kterých byla vytvořena průměrná hodnota. Naměřené hodnoty byly extrapolovány až do hodnoty 14 mm, v celkovém vyhodnocení byly použity pouze hodnoty do 6 mm. Prostřední graf 5.7b porovnává průběhy tuhosti všech 5 naměřených vzorků při stejné rychlosti zatížení. Pružiny jsou dodávány s tolerancí větší než 10 %, což se při našem měření potvrdilo. Při větším

stlačení pružiny se tato odchylka zmenšuje. Poslední graf pouze ověřuje nezávislost tuhosti na rychlosti zatížení, která byla potvrzena, odchylka je minimální.

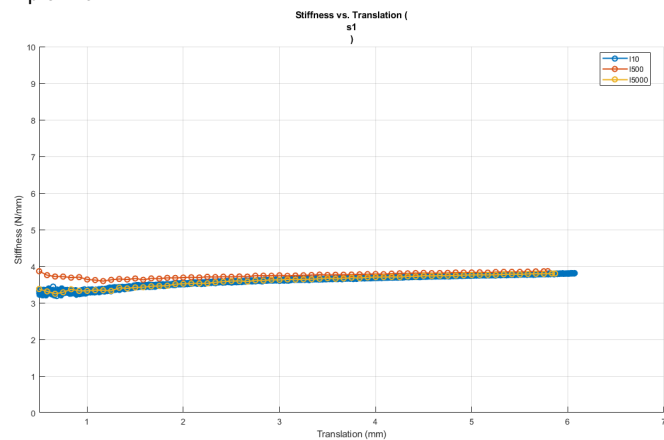
Výsledná tuhost pružiny je  $3,85 \text{ N/mm}$ . Tato hodnota byla získána jako průměr z naměřených hodnot všech vzorků. Při měření v sestavě s elastomerem byla naměřena tuhost  $3,3 \text{ N/mm}$ , tato hodnota je o 16 % nižší. Odchylka je způsobena elastomerem a jeho vlivem na celkovou tuhost sestavy.



(a) Porovnání průběhů síly v závislosti na stlačení pro různé vzorky - pružina



(b) Porovnání průběhů tuhosti v závislosti na stlačení pro různé vzorky - pružina



(c) Porovnání průběhů tuhosti v závislosti na stlačení pro různé vzorky - pružina

**Obr. 5.7:** Porovnání naměřených průběhů pro pružinu

## Výsledný průběh tuhosti elastomeru

Měření samotného elastomeru proběhlo identickým způsobem jako měření pro elastomer společně s pružinou. Obrázek nastavení při měření je uveden v příloze 6.1b na str. 161. Také v tomto případě byla pozměněna vzdálenost čelistí a to na 10 mm.

Vyhodnocené průběhy síly a tuhosti jsou uvedeny v grafech 5.8. Stejně jako v případě měření sestavy elastomeru s pružinou, tak zde jsou 2 výrazné oblasti. Oproti zkouškám provedeným dle norem nebyla naměřena pouze charakteristika materiálu, ale také geometrie izolátoru vibrací. Geometrie, která je v tomto případě velmi složitá a přizpůsobena pro tuto aplikaci, hraje velký vliv na výslednou charakteristiku.

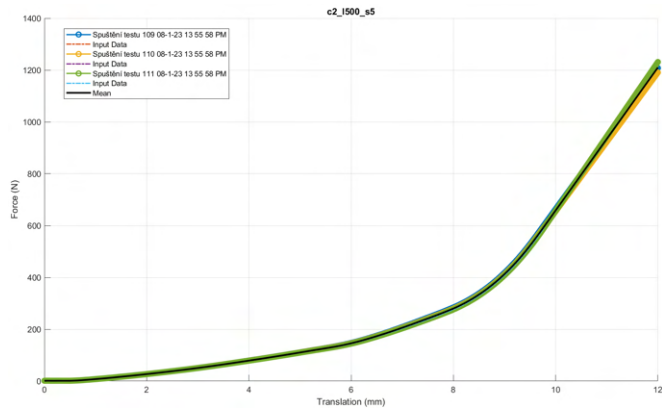
Graf 5.8a znázorňuje 3 naměřené průběhy pro vzorek číslo 5 ze kterých byla vytvořena průměrná hodnota. Dále jsou na grafu 5.8b porovnány průběhy tuhosti všech 5 naměřených vzorků při stejné zatěžovací rychlosti a to 500 mm/min. Průměrná tuhost při stlačení 10 mm byla naměřena 62,8 N/mm, maximální zpřůměrovaná hodnota při stlačení 12 mm byla 94 N/mm. Vzorek číslo 5 (zelená) dosahuje nejvyšší tuhosti, jeho odchylka se od ostatních vzorků s vzrůstajícím stlačením zvětšuje. Průběhy zbylých vzorků jsou si však již velmi podobné.

Poslední graf uvádí porovnání tuhosti při různé rychlosti zatížení. Oproti naměřené sestavě obou prvků, v tomto případě jsou rozdíly pro větší deformace již výraznější. Pro rychlost 10 mm/min je tuhost přibližně od hodnoty stlačení 8 mm výrazněji menší než pro ostatní dvě naměřené rychlosti. Největší tuhost vychází pro prostřední naměřenou rychlost 500 mm/min.

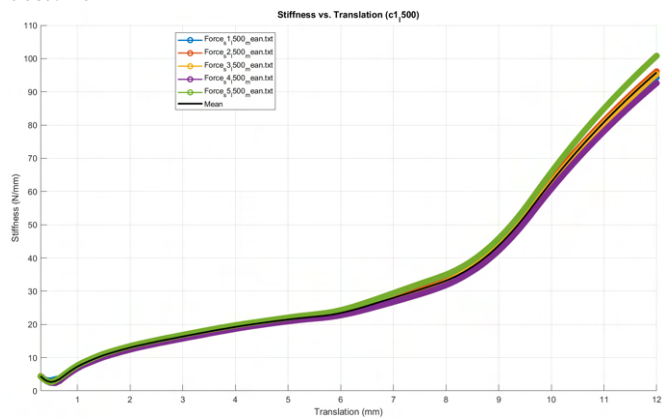
Na začátku kapitoly bylo zmíněno, že zařízení na kterém bylo měření provedeno nebylo schopné dosáhnout rychlosti 5000 mm/min a to i přesto, že řídicí software tuto hodnotu dovoluje nastavit. Až v průběhu měření tak bylo zjištěno, že maximální rychlost nebude příliš přesahovat rychlost 500 mm/min. Rychlost byla zpětně dopočtena z naměřených dat. Porovnání je uvedeno v grafu 5.9 pro vzorek č. 5 v této uvedené konfiguraci.

Maximální dosažená rychlost stlačení byla 481,33 mm/min naměřená pro nastavení 5000 mm/min. Pro hodnotu 500 mm/min je maximální dosažená rychlost 481,21 mm/min. Nastavení vyšší rychlosti než 500 mm/min již nemá žádný vliv na rychlost stlačení ani na průběh rychlosti. To je způsobeno omezením rychlosti stroje, který již není schopný dosáhnout vyšší rychlosti. Měření pro nastavení 500 mm/min a 5000 mm/min by tak měla být přímo porovnatelná a měla poskytovat stejné výsledky.

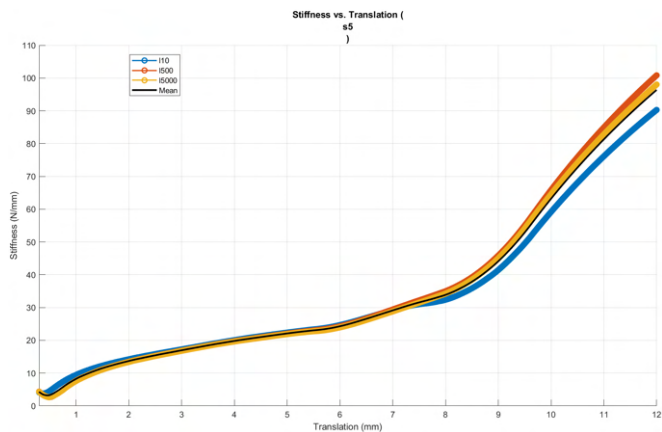
Individuální grafy jsou zobrazeny v příloze 9.1 na str. 164. Při nastavení nejnižší rychlosti 10 mm/min je stroj schopný již od úplného počátku tuto rychlost dodržet, v celém průběhu tak dosahujeme této rychlosti. Při nastavení limitní hodnoty 500 mm/min stroj není schopen tuto rychlost dosáhnout okamžitě, ale až na konci



(a) Porovnání průběhů síly v závislosti na stlačení pro různé vzorky - elastomer



(b) Porovnání průběhů tuhosti v závislosti na stlačení pro různé vzorky - elastomer

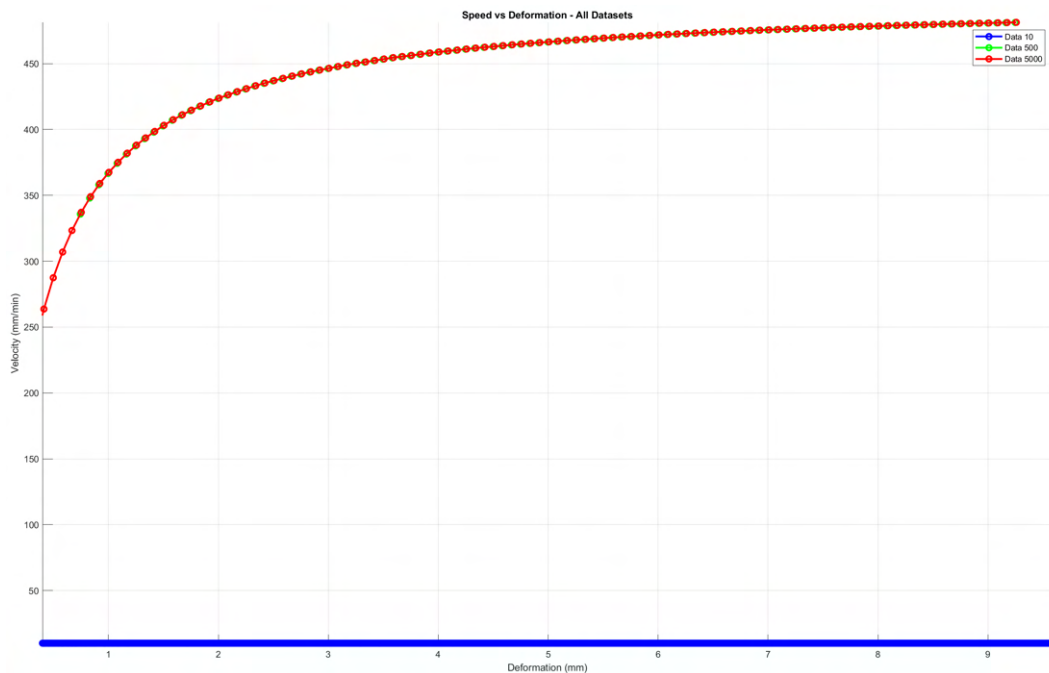


(c) Porovnání průběhů tuhosti v závislosti na stlačení pro různé vzorky - elastomer

**Obr. 5.8:** Porovnání naměřených průběhů elastomeru

stlačení, přičemž cílové hodnoty jsme v rámci měření nedosáhli. Bylo by tedy vhodné definovat větší vzdálenost čelistí, aby bylo možné dosáhnout maximální rychlosti již před začátkem stlačení a v průběhu měření již pouze udržovat tuto rychlost. Dále by bylo vhodné definovat jiné rozpětí hodnot s maximální možnou rychlostí  $500 \text{ mm}/\text{min}$ . Pro účely této práce je toto měření dostatečné, protože máme naměřený dostatek vzorků a citlovost na rychlost zejména pro sestavu izolátoru s pružinou se ukázala

jako velmi malá. Cílem měření bylo získat danou charakteristiku pro následný výpočet životnosti pomocí PSD, která slouží pouze jako vstup do výpočtu. Není použit celý průběh, ale pouze některé z hodnot. Pro výpočet uvažujeme po částech lineární křivku.



**Obr. 5.9:** Porovnání maximální dosažené rychlosti zatížení pro jednotlivá nastavení

### 5.3.1 Charakteristika izolátoru: akcelerace vs. stlačení

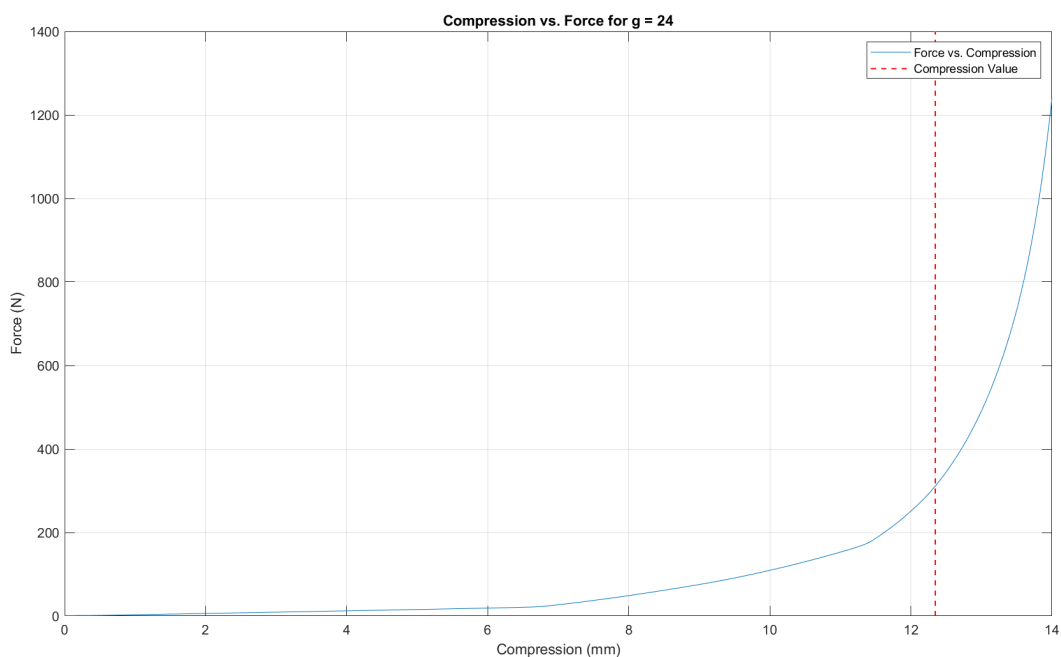
Zásadní informací pro výpočet životnosti, nastavení PSD a materiálového modelu je vztah akcelerace a stlačení. Známe hodnoty zrychlení v jednotlivých osách, z měření známe stlačení ve směru Z. Známe také hmotnost kompresoru a jeho příslušenství, která je 3,965 kg. Na základě těchto dat byl vytvořen matematický model, který z charakteristiky sestavy izolátoru vibrací a hmotnosti kompresoru s danou akcelerací vypočítá stlačení izolátoru vibrací. Při výpočtu bylo uvažováno pouze stlačení ve směru osy Z s rovnoměrným rozložením síly na všechny 3 izolátory vibrací. Výsledkem modelu je výpočet stlačení a tuhost při daném zrychlení.

Pro výpočet stlačení byly uvažovány 2 výpočetní modely. První model pouze hledal nejbližší hodnotu síly působící na izolátor vibrací. Tento model velmi přesně funguje v lineární oblasti, kdy je stlačení malé, při větším stlačení se odchylka zvyšuje. Druhý výpočetní model iteruje přes každou aplikovanou sílu a pomocí interpolace (interp1) zjišťuje odpovídající hodnotu stlačení. Tento model je přesnější, jelikož využívá všech naměřených hodnot a ne pouze nejbližší hodnoty. Pro tento model je však nutné mít k dispozici všechny naměřené hodnoty.

Maximální naměřená hodnota akcelerace byla 24 g. Při dané hmotnosti kompresoru je aplikována síla 933,51 N, ta je rovnoměrně rozložena na všechny 3 izolátory vibrací,

síla je tak 311,17  $N$  na jeden izolátor vibrací.

Výpočet stlačení dle druhého modelu je znázorněn na grafu 5.10. Při dané akceleraci dochází ke stlačení 12,34  $mm$ , stanovená tuhost v tomto místě odpovídá hodnotě 25,21  $N/mm$ . Stejný výpočet provedený pomocí první metody vede k hodnotě 12,35  $mm$  a tuhosti 25,19  $N/mm$ . Odchyłka mezi oběma výpočetními modely je tedy velmi malá a bylo by možné použít oba modely. Pro účely této práce byl použit druhý model, jelikož je přesnější a využívá všech naměřených hodnot.



**Obr. 5.10:** Stlačení izolátoru vibrací při maximální akceleraci 24  $g$

Při akceleraci 1  $g$  odpovídající gravitačnímu zrychlení dostáváme hodnotu stlačení 4,17  $mm$  a tuhost 3,11  $N/mm$ . Tato hodnota stlačení odpovídá poloze kompresoru v klidovém stavu. Při návrhu těchto pružin bylo počítáno s hodnotou tuhosti stanovenou výrobcem 3,9  $N/mm$ , výpočet byl však prováděn pouze analyticky. Po provedení tohoto výpočtu by stlačení mělo odpovídat hodnotě 3,32  $mm$ , nicméně byla brána vyšší hodnota než byla reálně naměřena. V tomto výpočtu není zahrnuta tuhost elastomeru, jak můžeme vidět v příloze 6.1c, tak mezi plechem a pružinou je umístěn elastomer, který je v tomto případě zanedbán. Výsledná hodnota stlačení je tedy vyšší, jelikož je zde zahrnuta i tuhost elastomeru.

Model byl dále použit pro nastavení PSD, konkrétně k rozdělení PSD na dané oblasti. Z této charakteristiky bylo možné určit pro která zrychlení dochází k stlačení pouze pružiny a pro která již dochází k stlačení i elastomeru. Je tak možné rozdělit PSD na 2 části, kdy pro nižší zrychlení je použita pouze tuhost pružiny odpovídající hodnotě 3,3  $N/mm$ , pro vyšší zrychlení je použita tuhost pružiny a elastomeru 25  $N/mm$ .

## 5.4 Kalibrace modelu izolátoru

Naměřená charakteristika byla změřena pro směr zatížení Z. S ohledem na to, že celá sestava pružiny a elastomeru bude nahrazena pružinovým elementem, je nutné získat také tuhost pro ostatní směry zatížení. Pružinový element má všech 6 stupňů volnosti, je tedy nutné získat tuhost pro všechny směry zatížení a také rotační tuhosti. Pro tyto účely byl vytvořen FE model sestavy pružiny a elastomeru. Řešení výpočtu bylo provedeno ve výpočetním řešiči Permas.

Nejprve bylo třeba model zkalibrovat tak, aby ve směru Z odpovídal naměřeným hodnotám, které jsme získali z měření. Pro kalibraci byla použita metoda *Inverse Analysis*, která umožňuje získat materiálové parametry na základě naměřených hodnot. Tato metoda je založena na porovnání naměřených hodnot a výpočtu výsledků z FE modelu. Výsledkem je pak optimalizace materiálových parametrů tak, aby výsledky z FEM modelu odpovídaly naměřeným hodnotám.

Simulace byla provedena pouze na jednom izolátoru vibrací včetně úchytných míst, konfigurace přesně odpovídá obr. 3.2. Materiály použité v rámci analýzy byly definovány jako lineární a to včetně elastomeru. Toto rozhodnutí bylo učiněno z důvodu jednoduchosti a rychlosti výpočtu, protože nastavit nelineární materiálový model se všemi parametry by bylo velmi časově náročné a není to při této analýze nutné.

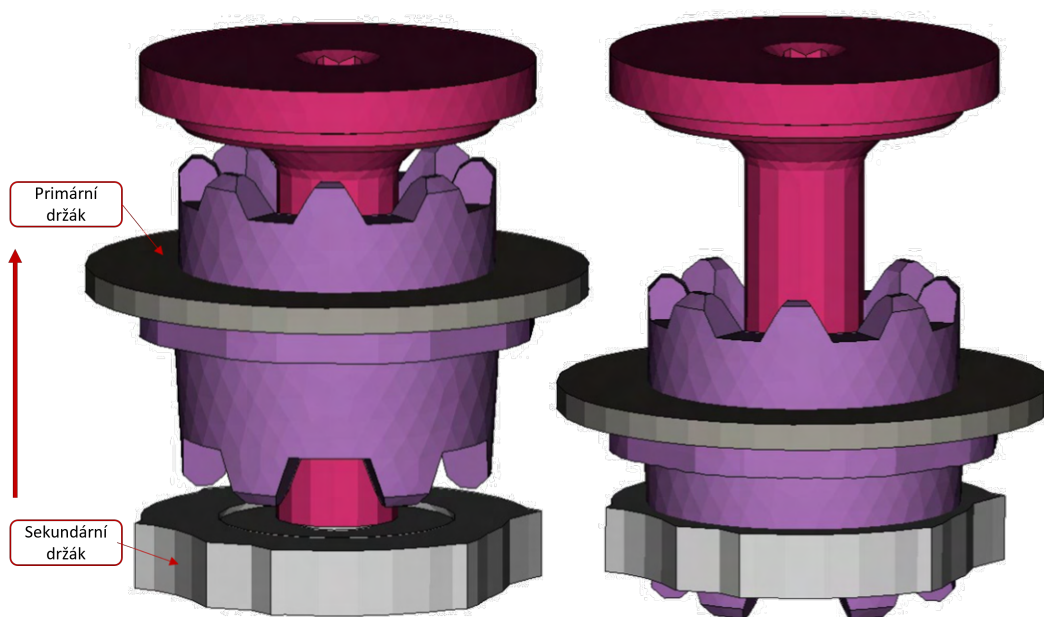
### Tvorba modelu pro získání tuhosti ve směru Z

Pro získání tuhosti ve směru X, Y, Z byl vytvořen model sestavy pružiny a elastomeru. Model byl vytvořen v preprocesoru Ansa, kde byl model definován. První vytvořenou verzí byla verze původní, která byla na počátku použita pro výpočet životnosti. Tato verze obsahuje všechny prvky, které jsou součástí sestavy pružiny a elastomeru. Jedná se o pružinu, elastomer, 2 plechy a 2 úchytné body. Pružina je nahrazena pružinovým elementem o tuhosti  $3,3 \text{ N/mm}$  ve směru Z. Mezi elastomerem a sekundárním držákem nebyl předepsán žádný kontakt přesně tak, jak to bylo definováno při výpočtu životnosti. Youngův modul elastomeru byl definován jako  $E = 3 \text{ MPa}$  a Poissonova konstanta na hodnotu  $\nu = 0,49$ .

Primární držák má odebrané všechny stupně volnosti, sekundárnímu držáku je předepsán pohyb pouze ve směru osy Z a to o 14 mm odpovídajícím naměřené charakteristice. Pružinový element je definován mezi dosedací plochou elastomeru a sekundárního držáku s danou tuhostí. Mezi elastomerem a primárním držákem je předepsaný MPC iSurface, který tyto dva prvky spojuje. Šroub a sekundární držák jsou spojeny stejným způsobem. Tato verze je znázorněna na obr. 5.11. Obrázek vlevo znázorňuje počáteční polohu, pravý obrázek pak polohu při maximálním stlačení. Tento model demonstruje problém předchozího řešení. Sekundární držák projde skrz



elastomer, jelikož mezi nimi nebyla stanovena žádná vazba.

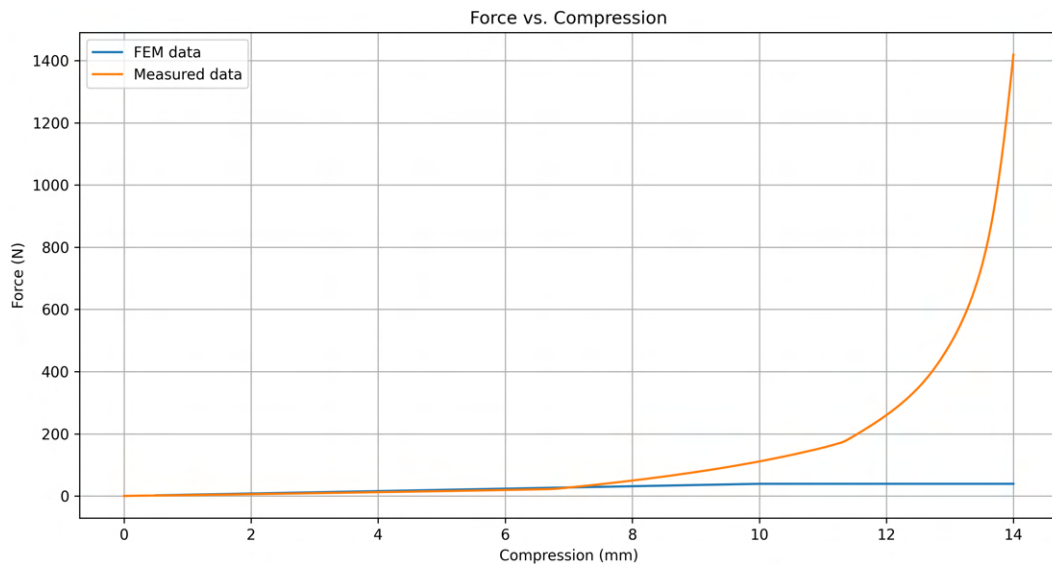


**Obr. 5.11:** První verze modelu pro kalibraci

Pro účely kalibrace bylo nutné odečítat síly, které působí na sekundární držák, abychom získali požadované hodnoty stlačení. Z toho důvodu byl nastaven krok výpočtu na  $0,5\text{ mm}$ . Pro stlačení  $14\text{ mm}$  bylo tedy použito 28 kroků výpočtu. Odečet sil byl proveden pomocí absolutně tuhé pružiny ve všech směrech. Ta byla umístěna mezi pružnový element a dosedací plochu elastomeru.

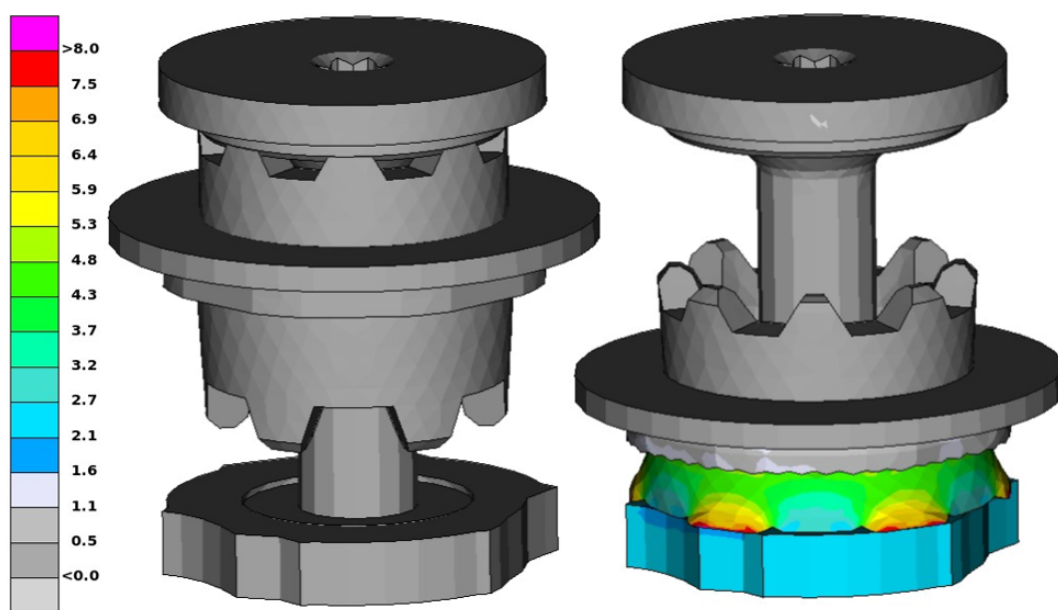
Pro vyhodnocení byl použit skript v jazyce Python, ten byl zvolen z důvodu jednoduchého puštění na Linuxovém počítači, kde byl výpočet prováděn. Skript z .res souboru, který řešič Permas po ukončení výpočtu generuje, získá hodnoty síly působící právě na absolutně tuhou pružinu v jejich nodech. Na prvním nodu získáme hodnotu zápornou a na druhém kladnou, jejich absolutní hodnota je identická. Tyto hodnoty jsou následně porovnány s naměřenými daty v grafu 5.12. Dle předpokladu působící síla odpovídá naměřeným hodnotám pouze v oblasti, kde dochází ke stlačení pružiny. V oblasti, kde již dochází reálně ke stlačení elastomeru však FEM výpočet stlačuje pouze pružinu a charakteristika tak vůbec neodpovídá naměřeným hodnotám.

Pro získání charakteristiky odpovídající naměřeným hodnotám bylo třeba upravit model tak, aby byl schopen zohlednit i stlačení elastomeru. Nejdůležitějším krokem je nastavení kontaktu mezi elastomerem a sekundárním držákem. S ohledem na členitost dosedací plochy byly použity dva kontakty. První kontakt byl nastaven jako typ "Contact Surface" mezi plochou sekundárního držáku a vyčnívající částí elastomeru. Druhý kontakt stejného typu byl nastaven mezi identickou plochou držáku a plochou elastomeru nacházející se mezi vyčnívajícími částmi. Oba kontakty byly nastaveny bez tření.



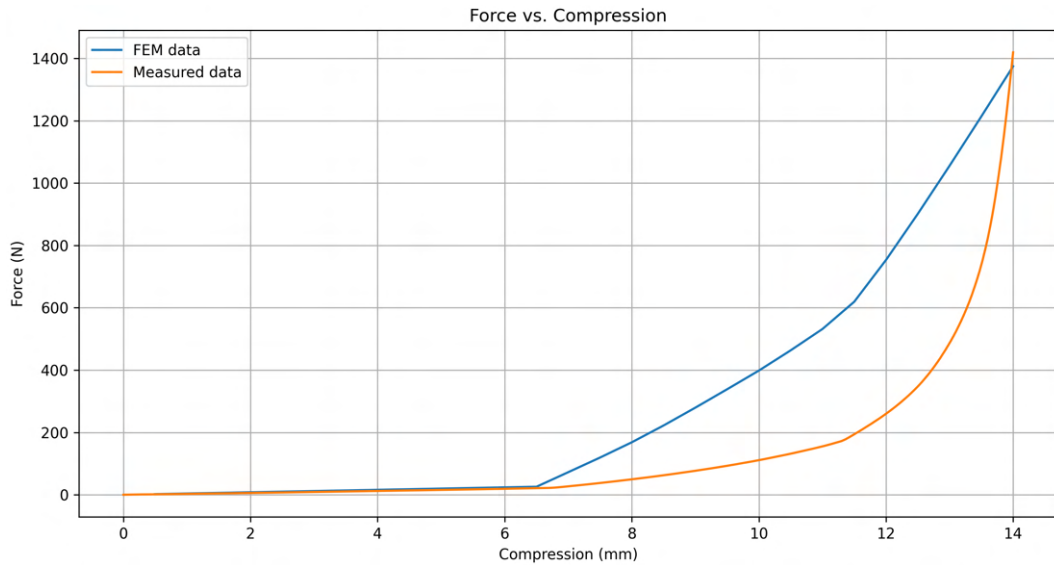
**Obr. 5.12:** Průběh síly v závislosti na stlačení pro první verzi modelu pro kalibraci

Po provedení těchto změn model funguje dle očekávání, viz obr. 5.13. Levý model zobrazuje sestavu v počáteční poloze, pravý model zobrazuje sestavu v poloze, kdy dochází k maximálnímu stlačení. V tomto případě už je také možné sledovat změnu napětí v průběhu stlačování, neboť zde už dochází k deformaci elastomeru. Tento model je zpracováván a vyhodnocen s vědomím, že je zde zanedbáno spousty vlivů, které by měly být v reálném modelu zohledněny. Permas nabízí modul *Hyperelastic*, který umožňuje zohlednit vliv hyperelastického materiálu. Tento modul však bohužel nebylo možné v mé práci použít, protože nebyla dostupná licence pro tento modul. Cílem tedy není přesně kopírovat danou charakteristiku, nýbrž nastavit základní parametry pro lineární statickou analýzu tak, aby se výsledky co nejvíce blížily naměřeným hodnotám.



**Obr. 5.13:** Nastavený model pro kalibraci elastomeru

Tento model byl dále použit pro nastavení materiálových parametrů elastomeru. Tím, že se jedná o lineární statickou analýzu, tak byly modifikovány pouze dva materiálové parametry. Youngův modul byl nastaven na hodnotu  $E = 10\text{MPa}$  a Poissonova konstanta na hodnotu  $\nu = 0,49$ .



**Obr. 5.14:** První verze modelu pro kalibraci elastomeru

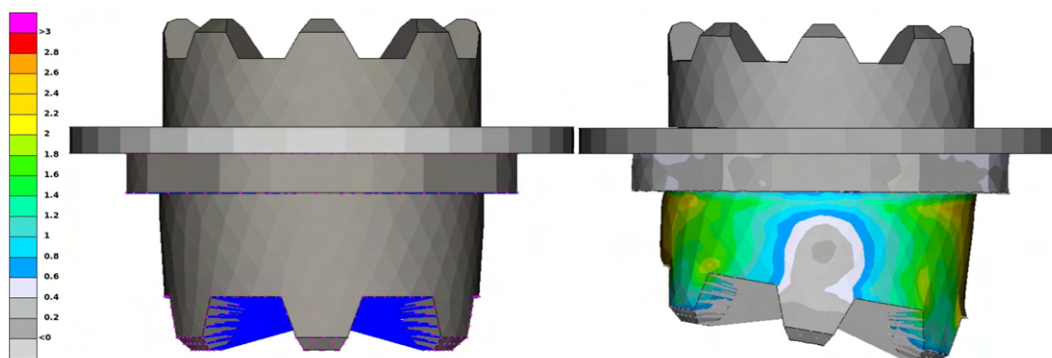
Výsledný průběh lze sledovat na obr. 5.14. Tento průběh se více blíží naměřeným hodnotám, přičemž počáteční průběh jen při stlačení pružiny je identický. V druhé oblasti již dochází k větším odchylkám, nicméně při stlačení  $14\text{ mm}$  je odchylka pouze  $43\text{ N}$ . Tato odchylka je způsobena tím, že v modelu není zohledněn vliv hyperelastického materiálu, který by měl vliv na výslednou charakteristiku. Pro použití v této práci je tento model dostačující, neboť je dále použit pouze pro získání tuhostí v dalších směrech zatížení a tz budou dále validovány měřeními.

Nastavení materiálu bylo nadále použito pro získání tuhosti ve směru X, Y a všech rotačních tuhostí. Pro tyto účely byl model zatěžován jiným způsobem než při kalibraci ve směru Z.

### **Tvorba modelu pro získání tuhostí ve směru X,Y a rotačních tuhostí**

Pro získání tuhostí ve směru X, Y a rotačních tuhostí byl vytvořen model obsahující elastomer připevněný k primárnímu držáku, který má odebrané všechny stupně volnosti, pomocí iSurface MPC. Vnitřní části výstupků elastomeru jsou pomocí MPC *Rigid (RBE2)* zatěžovány v daných směrech pro získání všech tuhostí. Obr. 5.15 znázorňuje tento model, který má předepsanou rotaci podle osy Z.

Rotační tuhosti byly získány pomocí tohoto vytvořeného modelu, kde byl vždy pouze změněn směr zatížení. Tuhosti podle osy X a Y a jejich rotační tuhosti jsou uvažovány stejné. Natočení bylo provedeno až do hodnoty  $10$  stupňů odpovídající  $0,1745\text{ Rad}$ .



**Obr. 5.15:** Nastavený model pro kalibraci elastomeru pro získání rotačních tuhostí

V každém směru byl sledován průběh síly v závislosti právě na natočení, výpočový krok byl nastaven na 1 stupeň.

Posuvné tuhosti ve směru X a Y byly získány pomocí stejného modelu. V tomto případě byly definovány posuvy v daném směru. Maximální hodnota posuvu byla nastavena na hodnotu 5 mm s krokem 0,5 mm. V případě posuvných tuhostí bylo vytvořeno několik variant zatížení modelu, tato možnost se však ukázala jako nejlepší varianta s ohledem na reálné namáhání a skutečnost, že se snažíme nasimulovat situaci, kdy simulujeme přímo doraz na elastomer. Ostatní modely dávaly velmi vysoké hodnoty tuhosti, které vůbec neodpovídaly předpokládaným hodnotám.

Tímto přístupem byly získány tuhosti ve všech směrech zatížení. Výsledné tuhosti jsou uvedeny v tabulce 5.1.

Coordinate	Translational stiffness	Rotational stiffness
[-]	[N/mm]	[N*mm/Rad]
<b>X</b>	69.5	18387
<b>Y</b>	69.5	18387
<b>Z</b>	25	10006

**Tab. 5.1:** Určené tuhosti elastomeru ve všech směrech zatížení

Získané tuhosti byly následně použity pro výpočet životnosti. Budou použity pouze pro referenční výpočet, který byl použit pro návrh daných komponent. Po provedení validačního měření budou dále hodnoty tuhostí rozebrány a bude provedena citlivostní analýza na tyto parametry.

## 6 Životnostní analýza pomocí PSD

V teoretické části této práce byla popsána metoda PSD, představeny její výhody a nevýhody. Na základě těchto znalostí byl vytvořen výpočetní model, který byl použit pro výpočet životnosti pomocí PSD. V této kapitole bude popsán prvotní výpočet, který sloužil jako předpoklad pro následná validační měření. V kapitole 8 budou tyto výsledky přímo porovnány s naměřenými hodnotami a na základě toho budou provedeny modifikace a upraveny parametry výpočtu tak, aby se výpočet přiblížil naměřeným hodnotám. Tyto kapitoly jsou tak velmi úzce propojeny, v rámci této práce jsou popsány tak, jak šly chronologicky po sobě.

Původním předpokladem byla životnostní analýza a provedení zkoušky na vibrační stolici držáků popsaných na obr. 3.1, s ohledem na dostupnost těchto dílů a možné potenciální náklady pro provedení životnostní zkoušky, bylo rozhodnuto o změně testovaných dílů. To spočívá v návrhu nových držáků kompresoru, které budou optimalizovány přímo pro účely životnostní zkoušky.

### 6.1 Návrh testovaných dílů

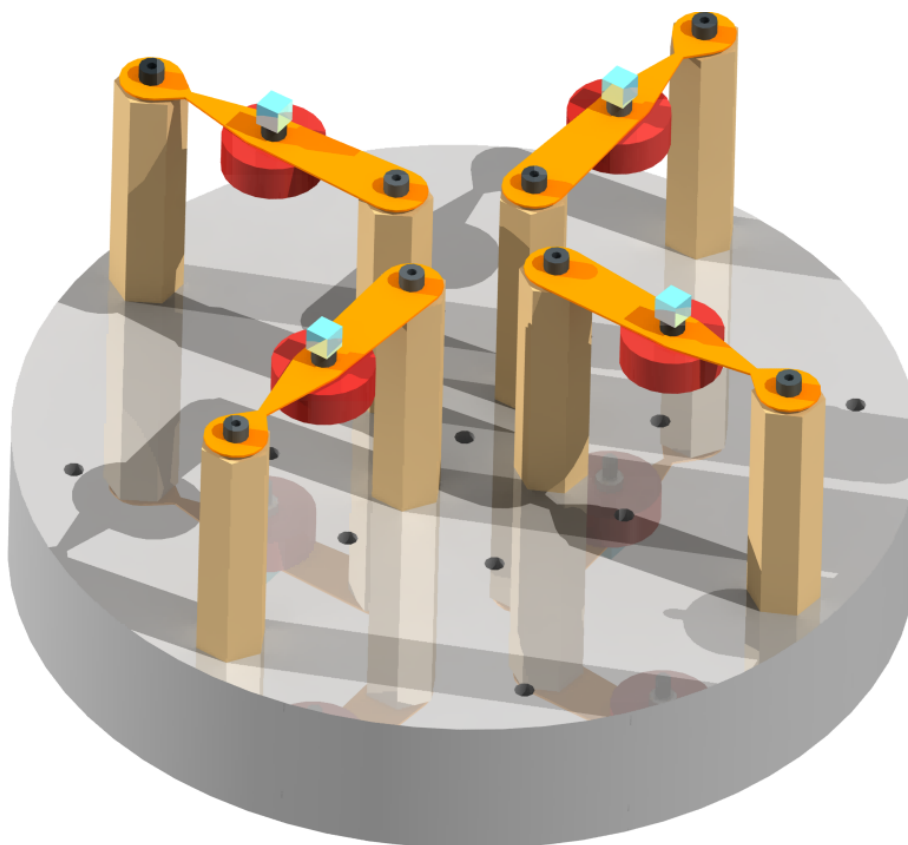
Druhým problémem, který byl zjištěn v průběhu práce, byl příliš předimenzovaný sekundární držák. Jedná se o hliníkový odlitek, jehož konstrukce je až příliš komplexní a tuhá pro účely testu a simulace z naměřených dat. Obrovská výhoda při návrhu vlastních držáků je možnost dimenzovat je přesně pro účely následné zkoušky, tedy například vytvořit slabá místa v konstrukci a v těch místech sledovat vývoj trhliny.

S ohledem na výrobní náročnost a tím také vysokou cenu původních držáků, byly nové držáky navrženy pomocí velmi jednoduché konstrukce v porovnání s původními díly. Tyto díly byly navrženy tak, aby je bylo možné vyrobit za pomoci laserového paprsku, případně řezání vodním paprskem. Tímto způsobem bylo možné výrazně snížit náklady na výrobu jednoho kusu, ale také vyrobit větší počet kusů pro následné testování. Vyrobit až 10 kusů těchto držáků by bylo však příliš finančně náročné, sestava navíc obsahuje izolátory, kterých byl k dispozici omezený počet. Celý model také obsahuje celou řadu neznámých, které by potenciálně po provedení zkoušky bylo velmi obtížné zohlednit a výsledky by tak potenciálně nebyly přesné.

Pro pochopení principu a průběhu celé zkoušky, nastavení procesů pro měření a lepší zvládnutí celé problematiky životnostních zkoušek byly navrženy navíc testovací vzorky. Ty byly navrženy pro stejný výrobní proces a stejný materiál jako jsou navržené držáky. Cílem a důvodem vzniku těchto vzorků je získání zkušeností s měřením, jeho provedením a analýzou dat, ale zejména pak validace výpočtu a nastavení parametrů pro následnou životnostní analýzu držáků kompresoru.

### 6.1.1 Návrh testovacích vzorků

Testovací vzorky byly navrženy dle možnosti upnutí k vibrační stoličce. Upnutí přímo na desku je možné pomocí šestihranných tyčí, vzorky byly navrženy tak, aby se jich v rámci jednoho měření vešlo co nejvíce. Podrobnější informace ohledně zkoušky, uchycení ke stolu apod., budou uvedeny až v kapitole 7 zabývající se přímo tímto měřením, z hlediska návrhu však bylo nutné definovat základní rozměry. Přesné rozložení a návrh těchto dílů je zobrazen na obr. 6.1. V rámci jednoho měření je možné měřit až 4 vzorky, ty jsou zobrazeny oranžovou barvou. Uprostřed každého z nich je umístěno závaží, které je připevněno pomocí šroubu. Vzorek je uchycen na 2 místech na obou koncích také pomocí šroubů k šestihranným tyčím. Světle modrou barvou jsou zvýrazněny akcelerometry, které se v rámci měření mohou nacházet na tomto místě. Deska vibrační stoličce je zobrazena šedou barvou.

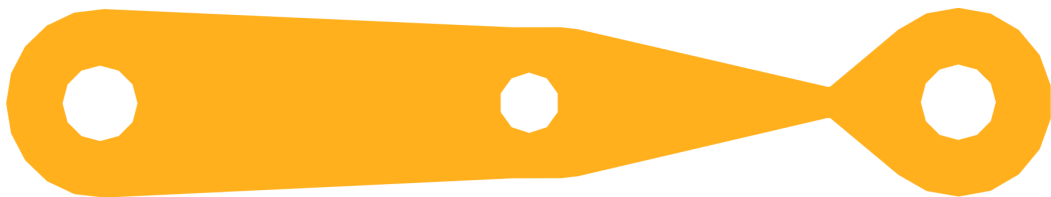


**Obr. 6.1:** Render sestavy testovacích vzorků na vibrační stoličce

Materiálem pro tyto vzorky byl zvolen hliník EN AW 6082 T6 o tloušťce 1 *mm*. Materiál byl zvolen kvůli jeho dostupnosti a také má vhodné mechanické vlastnosti pro účely této zkoušky. Bližší detail vzorku je zobrazen na obr. 6.2. Na první pohled je zřejmé, že díl byl navržen tak, aby praskl v předem určeném místě a to ve zúžení které je zde vytvořeno. Druhou důležitou vlastností byla možnost uchycení závaží různých hmotností tak, aby jejich kontaktní plocha byla stále stejná a bylo je možné v případě potřeby vyměnit. Důležité bylo také potenciální umístění akcelerometru. Vzorek byl

navržen tak, aby bylo možné akcelerometr umístit na 3 různá místa. První místo je přímo na závaží, zbývající dvě místa jsou na koncích vzorku. Tímto způsobem je možné sledovat vliv závaží na životnost vzorku a naměřit zrychlení v různých místech vzorku.

Ve zúžení má vzorek šířku pouhé 4 mm, jeho hmotnost dosahuje pouhých 6,4 g. Každý ze spojů obsahuje stejné podložky z obou stran pro zachování rozložení stejného kontaktního tlaku a stejné podmínky pro simulaci. CAD model byl vytvořen v programu Catia V5, FE model v programu Ansa a životnostní výpočet byl proveden v programu Femfat.



**Obr. 6.2:** Testovaný vzorek

Pro tuto zkoušku byla uvažována 2 závaží. Hmotnost prvního závaží je 158,5 g, druhého pak pouze 44,7 g. Různá závaží byla zvolena zejména z důvodu rozdílné odhadované životnosti, kde v případě těžkého závaží bychom se pravděpodobně měli pohybovat v oblasti nízkocyklové a v případě lehkého závaží v oblasti vysokocyklové únavy. Uvedené modely jsou zobrazeny na obr. 6.3, vzorek s lehčím závažím je uveden na straně vlevo, těžší závaží na straně pravé. Lehčí závaží je tvořeno velkoplošnými podložkami, v modelu jsou zobrazeny takto jako plný materiál pouze z důvodu jednoduchosti, celková hmotnost je stejná. Podložky jsou umístěny symetricky nad a pod vzorkem. Těžiště závaží včetně spojovacího materiálu a akcelerometru je tak téměř ve středu vzorku. Těžší závaží je tvořeno ocelovou kulatinou o průměru 40 mm. Závaží je umístěno pod vzorkem, těžiště je tak níže v porovnání s předchozím vzorkem. Závaží v obou případech je uchyceno pomocí šroubu M6 s podložkami a maticí M6.



**Obr. 6.3:** Testované vzorky se závažími 44,7 g a 158,5 g

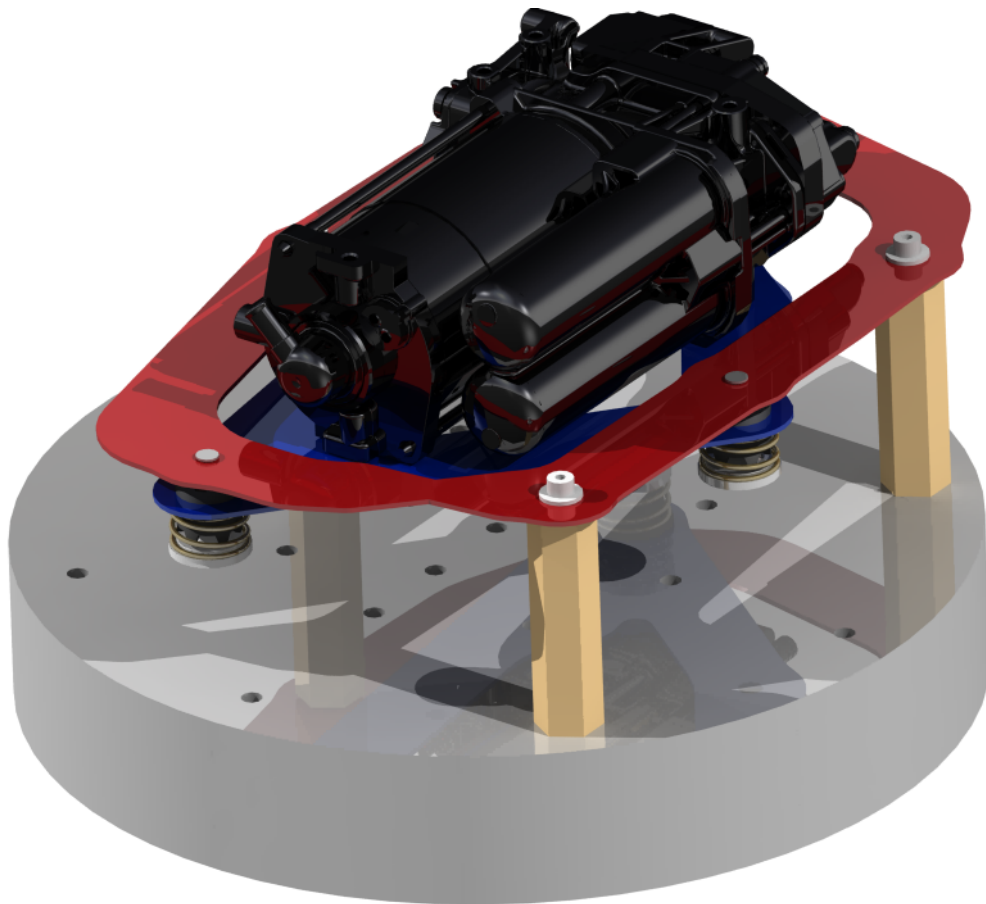
### 6.1.2 Návrh držáků kompresoru

Původní držáky byly navrženy především s ohledem na zástavbu ve voze. Pro účely zkoušky a návrhu nových držáků však nebylo nutné tento požadavek zohledňovat. Kompresor je tak uchycen oproti původnímu řešení zespodu, sekundární držák je

umístěn nad primárním a konfigurace izolátoru vibrací je také obráceně oproti původnímu řešení.

Bylo vytvořeno více než 10 iterací této sestavy, přičemž finální verze je zobrazena na obr. 6.4 včetně uchycení na vibrační stoliici. Primární držák je zvýrazněn modrou barvou a sekundární držák je zvýrazněn červenou barvou. Úchytné body sekundárního držáku jsou stejně jako v případě vzorků navrženy přesně pro uchycení na vibrační stoliici. S ohledem na rozměry stolu je možné uchytit pouze jeden držák v rámci jednoho měření.

Konstrukce držáků je velmi jednoduchá, nicméně pro účely zkoušky dostačující. Oba plechy jsou stejné tloušťky 2 mm a materiálu EN AW 6082 T6. Primární a sekundární držák jsou spojeny pomocí 3 stejných izolátorů vibrací jako v případě původního řešení. Princip těchto držáků je tak identický jako v případě původního řešení, nicméně jejich konstrukce je velmi jednoduchá a především levná na výrobu.



**Obr. 6.4:** Sestava nově navržených držáků kompresoru

Stejně jako v případě vzorků, tak i zde bylo vytvořeno zeslabené místo, kde bylo očekáváno, že při mechanické zkoušce dojde k praskutí. Toto místo bylo vytvořeno identickým přístupem jako v případě vzorků, došlo tedy k vytvoření zúžení jednom místě sekundárního držáku. S ohledem na to, že výsledkem předchozího přístupu



k výpočtu byl právě problém s vzniklým poškozením na sekundárním držáku, konkrétně se zde žádné neobjevovalo, bylo rozhodnuto o vytvoření zesláblého místa právě zde. Primární držák zároveň není tolik namáhán vzhledem k tomu, že k němu přímo přimontován kompresor a vyztužuje tak celou konstrukci primárního držáku.

Pozice izolátorů vibrací byla určena a dopočítána tak, aby všechny byly vertikálně namáhány v návrhovém stavu stejně. Jejich vzdálenost a také úhel jsou tak přesně definovány k těžišti celého kompresoru. Výsledný návrh včetně všech předchozích verzí byly počítány na životnost, která je výrazně nižší než je požadovaná životnost v reálném provozu. Výsledky této simulace budou uvedeny v následující kapitole. V příloze 10.1 jsou uvedeny další pohledy na tuto sestavu, včetně pohledu na zeslabené místo sekundárního držáku. V tomto místě je šířka držáku pouze 15 mm. Šířka v ostatních místech sekundárního držáku je 35 mm. Primární držák má také šířku 35 mm.

## 6.2 Životnostní analýza navržených dílů

V této kapitole bude popsán první výpočet, který byl proveden na základě znalostí a vstupů z předchozích kapitol. V teoretické části byl popsán přístup a postup jakým je výpočet životnosti proveden. V této kapitole bude popsán konkrétní postup a nastavení výpočtu. Tyto výpočty budou v následující kapitole porovnány s naměřenými daty a na základě toho budou upraveny parametry výpočtu tak, aby výsledky co nejvíce odpovídaly naměřeným hodnotám. Výsledné výpočetní modely a jejich nastavení tak bude uvedeno až v kapitole 8.

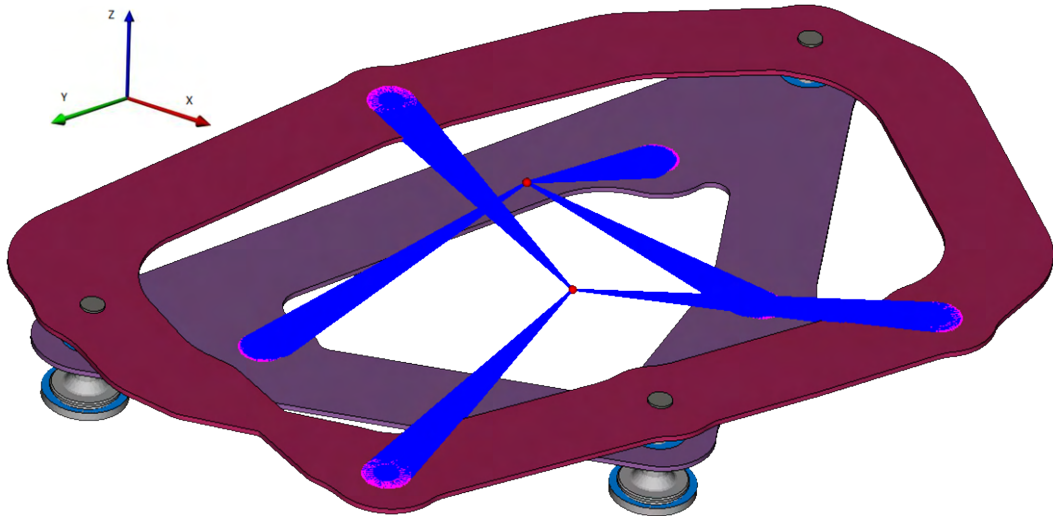
Výpočet můžeme rozdělit na 2 základní části, první částí je výpočet přenosové funkce a modálních napětí daného modelu. Druhou částí je výpočet v programu Femfat, kde jsou výsledky z předchozí části použity jako vstupní data pro výpočet životnosti společně s materiálovými vlastnostmi a daným PSD.

Princip výpočtu a jeho průběh bude popsán na výpočtu držáků kompresoru, princip výpočtu vzorků je identický, proto budou uvedeny pouze změny oproti výpočtu držáků kompresoru a výsledky. Vzhledem k tomu, že díly jsou navrhovány na zkoušku na vibrační stoličce, tak zatížení je pouze v jednom směru, a to ve směru Z. Souřadný systém vychází ze souřadného systému vozu. Vertikální směr je tedy směr Z, směr X je směr podélný a směr Y je směr příčný. Souřadný systém je uveden také na obr. 6.5.

### 6.2.1 Výpočet přenosové funkce a modálních napětí

Geometrie každého z modelů byla nejprve naimportována do preprocessoru Ansa od společnosti BETA CAE Systems. V preprocessoru došlo k přípravě samotného modelu pro výpočet. Vzhledem k relativně jednoduchému 2d tvaru geometrie byly pro vytvoření sítě použity hexa elementy. Velikost sítě byla nastavena na 1 mm, počet elementů na

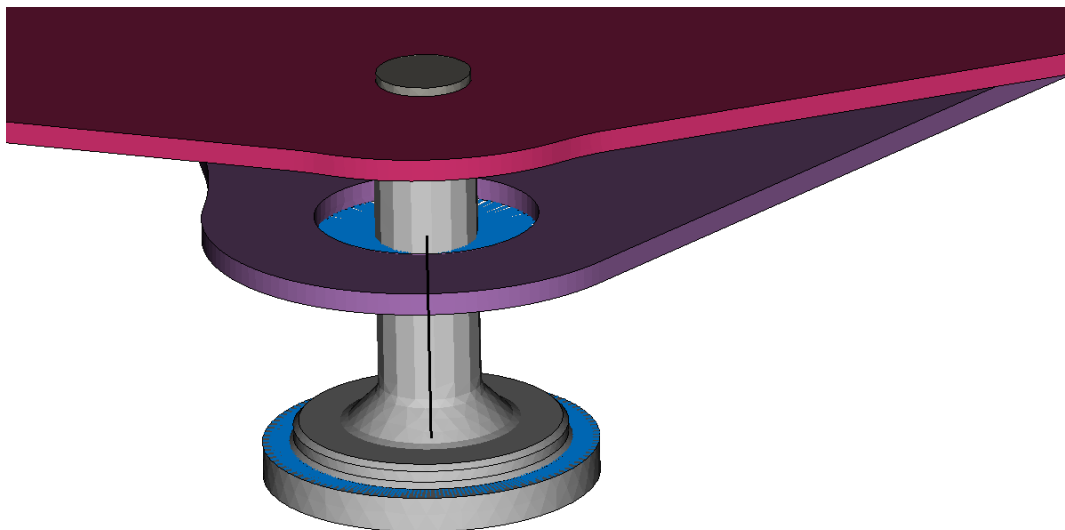
tloušťku plechu byl nastaven na 3. Celkový počet elementů obou plechů byl 169 740.



**Obr. 6.5:** Definice FE modelu sestavy navržených držáků kompresoru

### Definice pružinového elementu

Sestava také obsahuje šrouby spojující oba plechy. Jak již bylo zmíněno v předchozích kapitolách této práce, tak vzhledem k tomu, že modální analýza může obsahovat pouze lineární materiály a geometrií, tak bylo nutné elastomer nahradit lineární pružinou, která je definována mezi hlavou šroubu a sekundárním držákem. Ta je definována mezi dvěma prvky *MPC Rigid (RBE2)*. Tyto prvky jsou definovány na hlavě šroubu a na sekundárním držáku. Definice pružinového elementu je zobrazena na obr. 6.6.



**Obr. 6.6:** Detail na definici pružiny v FE modelu

Materiál elastomeru je ve skutečnosti nelineární, což bylo potvrzeno měřením jeho charakteristiky. Potřebovali bychom tedy definovat celou jeho charakteristiku pro přesný popis včetně maximální hodnoty zdvihu. S ohledem na nestlačitelnost gumy

je také třeba definovat doraz, tedy skokovou maximální hodnotu. Pro zohlednění vlivu elastomeru bylo rozhodnuto rozdělit výpočet na 2 části (uvedeno již v kapitole 4.3) a tím nahradit nelineární pružinu dvěma lineárními pružinami. První pružina bude zohledňovat pouze tuhost pružiny a druhá pružina bude zohledňovat tuhost pružiny a elastomeru. Pro tuto zkoušku bylo rozhodnuto použít PSD s označením *Init* a *Maxhold*, přičemž označení *Init* je použito pro první nastavení tuhosti. Označení *Maxhold* je použito pro druhou oblast, kde je zapojen elastomer, který má simulovat dosažení dorazu. Definice těchto PSD je popsána v kapitole 4.3.6, rozdíl v nastavení mezi nimi je uveden v příloze 10.1. Dále budou použita pojmenování *Init* a *Maxhold* pro rozdělení oblastí výpočtu.

V první oblasti s označením *Init* je použita pouze pružina, která je definována mezi hlavou šroubu a sekundárním držákem. Tuhost pružiny, jejíž charakteristika je použita pro první oblast výpočtu, byla v této práci převzata z předchozího výpočtu. Tuhost ve směru Z z provedeného měření vychází  $3,3 \text{ N/mm}$ , v této části budou ale použity původní tuhosti. V druhém sloupci tabulky 6.1 jsou uvedeny tuhosti použité pro všechny směry zatížení včetně rotačních tuhostí pro první oblast výpočtu bez zohlednění elastomeru.

Druhá oblast výpočtu *Maxhold* je zobrazena ve třetím sloupci tabulky 6.1. Tato oblast vycházející z naměřené charakteristiky byla určena v předchozí kapitole. V této oblasti zatížení dochází k zapojení pružiny a elastomeru, přičemž pružina je na konci svého zdvihu. Tuhosti použité v této oblasti jsou značně vyšší v porovnání s první oblastí, což je způsobeno právě charakteristikou elastomeru.

Coordinate	Init Stiffness		Maxhold Stiffness	
	Translational	Rotational	Translational	Rotational
[-]	[N/mm]	[N*mm/rad]	[N/mm]	[N*mm/rad]
<b>X</b>	7,69	1312	69,5	18387
<b>Y</b>	7,69	1312	69,5	18387
<b>Z</b>	3,95	879	25	10006

**Tab. 6.1:** Tuhosti pružinového elementu použité pro výpočet životnosti

Pro výpočet životnosti *Maxhold* bylo použito tlumení ve směru Z. Problematika tlumení elastomerů je velmi komplexní, proto bylo rozhodnuto použít takto jednoduchý model s tlumením pouze ve směru Z. Tlumení pružinového elementu bylo nastaveno na 0,2. Také ocelové a hliníkové díly mají definované tlumení, pro ocelové díly je nastavena hodnota 0,04 a pro hliníkové díly hodnota 0,02.

## Definice dalších prvků

Kompresor je definován pouze jako hmotný bod s danou hmotností 3,965 kg a momentem setrvačnosti v přesně určeném těžišti, které bylo definováno. Tato data byla pouze převzata z původního modelu. Použití hmotného bodu s danými vlastnostmi je v tomto případě vhodnější volbou než použití celého modelu kompresoru, jelikož výpočet by byl značně zpomalen, zatímco výsledky by měly být identické. Tento hmotný bod byl následně připojen k primárnímu držáku pomocí *MPC Rigid (RBE2)* a to na 3 přípojných místech.

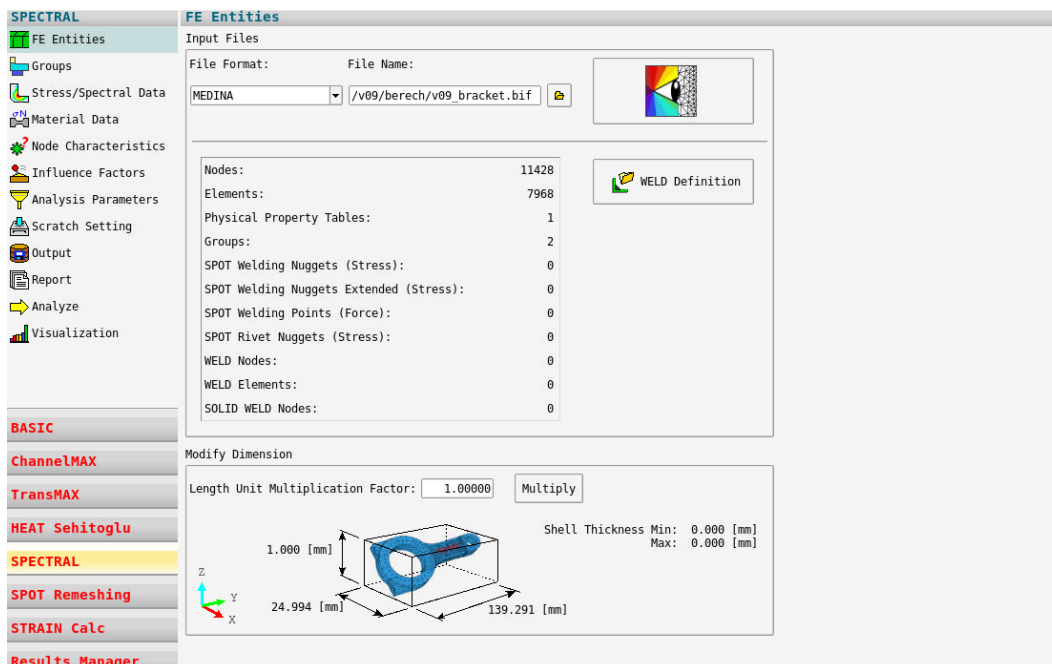
Přípojná místa sekundárního držáku ke karoserii jsou také pomocí *MPC Rigid (RBE2)* spojena. V bodě tohoto MPC je definován také hmotný bod. Tento hmotný bod je použit pro výpočet přenosové funkce v rámci modální analýzy pro získání modálních posuvů. Vzhledem k tomu, že naměřený časový signál je v jednotkách  $g$ , tak i zatížení v rámci této analýzy je v jednotkách  $g$ . Tento hmotný bod tak v rámci této analýzy musíme zatížit právě 1  $g$  v každém směru zatížení. Definovat hmotnému bodu zrychlení není možné v tomto druhu analýzy, musíme tak zatížit hmotný bod silou odpovídající právě 1  $g$ . Z toho důvodu je hmotnému bodu definována hmotnost 10 tisíc  $tun$ , moment setrvačnosti není definován. Zátěžná síla odpovídající 1 $g$  poté odpovídá hodnotě  $9,81 \times 10^7$  N. Síla je získána ze základního vzorce pro sílu  $F = m \times a$ , kde  $m$  je hmotnost a  $a$  je zrychlení. V tomto případě je zrychlení 1  $g$ , tedy  $9,81$  m/s<sup>2</sup>.

Připravený model v preprocesoru Ansa byl následně spočítán v řešiči Permas. Nejprve byla provedena modální analýza, následovaná frekvenční odezvou (Frequency response function (FRF)) až do 300 Hz. Tento výstup je použit jako vstupní data pro výpočet přenosové funkce v programu Femfat. Výstupem z této analýzy jsou modální napětí pro každý z tvarů a také modální posuvy.

### 6.2.2 Výpočet životnosti v programu Femfat

Pro výpočet životnosti je použit již zmíněný Femfat, konkrétně modul Spectral využívaný pro výpočty pomocí PSD. Femfat Spectral je modul softwaru Femfat, který se používá pro výpočet životnosti pomocí spektrální analýzy. Tento modul umožňuje výpočet životnosti komponentů a struktur na základě zatížení od spektrální výkonové hustoty (PSD). Výsledkem výpočtu v Femfat Spectral jsou odhady životnosti komponentů a struktur na základě naměřených nebo simulovaných dat. Obrazovka programu Spectral je zobrazena na obr. 6.7.

Definice modelu a celého výpočtu je rozdělena do několika částí, které jsou zobrazeny na obr. vlevo. První částí je definice FE modelu, jako vstup je použit model vytvořený v předchozí kapitole. Následně definice souborů modálních napětí, přenosové funkce a PSD signálu (karta s ozn. Stress/Spectral data). Zatížení použité pro výpočet je



**Obr. 6.7:** Obrazovka programu Femfat v modulu Spectral

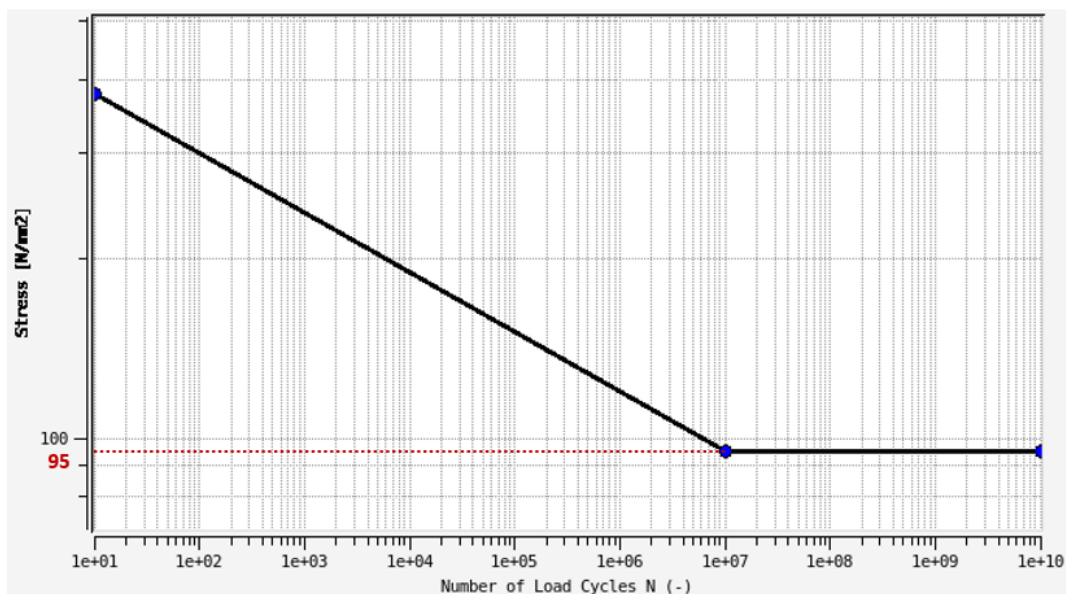
pouze v jednom směru. Je to z toho důvodu, že vzorek je navrhovaný na zkoušku na vibrační stolici, která je schopna působit pouze v jednom směru.

Pro definici materiálových vlastností (karta Material data) byla použita materiálová knihovna Femfat, která obsahuje materiálové vlastnosti pro většinu používaných materiálů a to zejména v automotive průmyslu. V této knihovně byl vyhledán materiál EN AW 6082 T6, který byl použit pro výrobu všech dílů. S-N křivka pro tento materiál je zobrazena na obr. 6.8. Pravděpodobnost přežití materiálu (Survival probability) je nastavena na 90 %. To znamená 90 % pravděpodobnost, že daný materiál vydrží daný počet cyklů. V programu je možné dále si zobrazit Haighův diagram a  $\sigma$ - $\epsilon$  křivku pro tento materiál. Ty jsou zobrazeny v příloze 11.1.

Následující karty byly ponechány v základním nastavení. Pravděpodobnostní model (Probability model) byl zvolen Dirlikův s volbou středního napětí. V teoretické části práce je Dirlikův model blíže popsán. Výpočet poškození byl nastaven na Minerovu kumulaci únavy (Miner's rule) s upraveným nastavením (Modified).

### 6.3 Výsledky životnostní analýzy navržených dílů

V této kapitole budou uvedeny výsledky životnostní analýzy pro oba držáky kompresoru a také pro testovací vzorky.



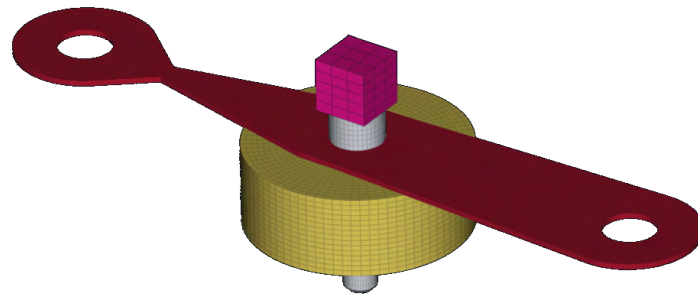
Obr. 6.8: S-N křivka pro materiál EN AW 6082 T6

### 6.3.1 Výsledky životnostní analýzy testovacích vzorků

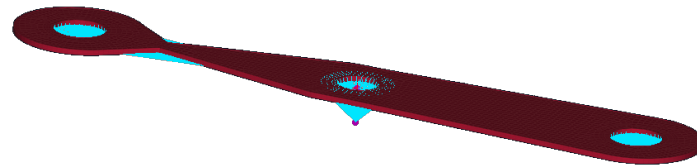
Navržené vzorky byly zatíženy pomocí původně používaného *PSD Standard*, to je uvedeno modrou barvou na obr. 4.20, kde je porovnáno v kontextu s ostatními PSD, případně na obr. 9.1. Připevněná závaží, včetně šroubu, podložek a také vymodelovaného akcelerometru byly pomocí funkce "Rigidize" převedeny na hmotný bod s daným momentem setrvačnosti a hmotností v těžišti sestavy všech komponentů. Sestava je zobrazena na obr. 6.9, první obrázek 6.9a zobrazuje kompletní sestavu, na druhém obrázku 6.9b je zobrazení po použití funkce "Rigidize". Tento přístup je velmi výhodný pro zvýšení rychlosti výpočtu, kdy není nutné počítat s velkým množstvím elementů, ale pouze s jedním hmotným bodem. Dále také není nutné používat žádné lineární kontakty mezi jednotlivými komponenty. Tato funkce byla použita pro obě konfigurace závaží 44,7 g a 158,5 g.

Frekvenční odezva (FRF) byla provedena v rozsahu 0 - 300 Hz s krokem 1 Hz. V tomto rozsahu byly nalezeny vlastní frekvence uvedené v tabulce 6.2 pro obě konfigurace závaží včetně vlastních tvarů. Vlastní frekvence pro konfiguraci závaží 44,7 g jsou výrazně vyšší než pro konfiguraci závaží 158,5 g. V daném intervalu byly nalezeny 2 vlastní frekvence pro konfiguraci závaží 44,7 g a 3 vlastní frekvence pro konfiguraci závaží 158,5 g.

S ohledem na zatížení PSD definované do 200 Hz je v této oblasti pouze jedna vlastní frekvence pro konfiguraci závaží 44,7 g a 2 vlastní frekvence pro konfiguraci závaží 158,5 g. Podíváme-li se na výsledky Ekvivalentního napětí PSD v nejvíce namáhaném bodě, tak můžeme vidět, že v celém spektru s ohledem na to, že PSD je definováno do 200 Hz a to pouze ve směru zatížení Z, se projeví pouze 1 vlastní frekvence pro konfiguraci



(a) FE model testovaného vzorku včetně šroubů, podložek a závaží



(b) FE model testovaného vzorku po použití funkce Rigidize

**Obr. 6.9:** FE model testovaného vzorku - porovnání před a po použití funkce Rigidize

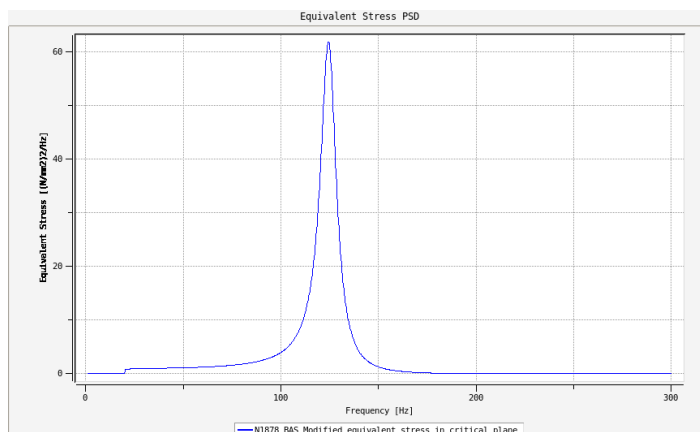
	Mass 44,7 g		Mass 158,5 g	
Order	Frequency [Hz]	Modal shape	Frequency [Hz]	Modal shape
1	124,65	1st bending	67,67	1st bending
2	234,03	1st torsional	76,54	1st torsional
3	-	-	158,15	2nd bending

**Tab. 6.2:** Vlastní frekvence pro obě konfigurace závaží

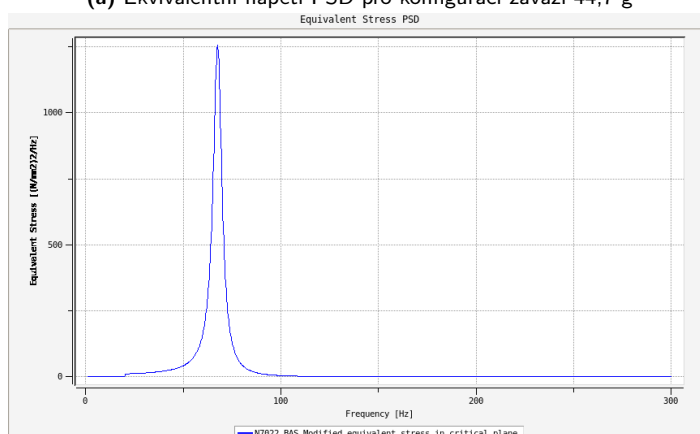
obou závaží. Výsledky Ekvivalentního napětí PSD jsou uvedeny na obr. 6.10.

V kontextu Ekvivalentního napětí PSD na obrázku 6.10 je důležité zdůraznit jeho roli při analýze únavy materiálu. Ekvivalentní napětí slouží k převedení složitých multiaxiálních napěťových stavů na jednodušší uniaxiální hodnoty, což usnadňuje posouzení strukturální integrity materiálu v podmínkách cyklického zatížení. Ekvivalentní napětí je klíčovým nástrojem pro optimalizaci designu komponent a prevenci únavových poruch, poskytující jasný a srozumitelný ukazatel namáhání materiálu v různých frekvenčních oblastech zatížení [22].

Výsledky životnostní analýzy pro obě konfigurace závaží jsou uvedeny na obr. 6.11. Jak bylo zmíněno v teoretické části, tak výsledky životnostní analýz jsou uvedeny v hodinách. Výsledky jsou uvedeny pro obě konfigurace závaží, jelikož se výrazně liší. Výsledky pro konfiguraci závaží 44,7 g jsou uvedeny na obr. 6.11a a výsledky pro konfiguraci závaží 158,5 g jsou uvedeny na obr. 6.11b. Pro závaží lehčí, tedy 44,7 g je výsledná nejnižší hodinová životnost 2943 hodin, což je výrazně nad rámec času potřebného pro provedení testu na vibrační stoli. Těžší závaží dosahuje naopak velmi nízké hodnoty, konkrétně je nejnižší hodnotou 0,308 hodin (18,5 minut). Postproces



(a) Ekvivalentní napětí PSD pro konfiguraci závaží 44,7 g



(b) Ekvivalentní napětí PSD pro konfiguraci závaží 158,5 g

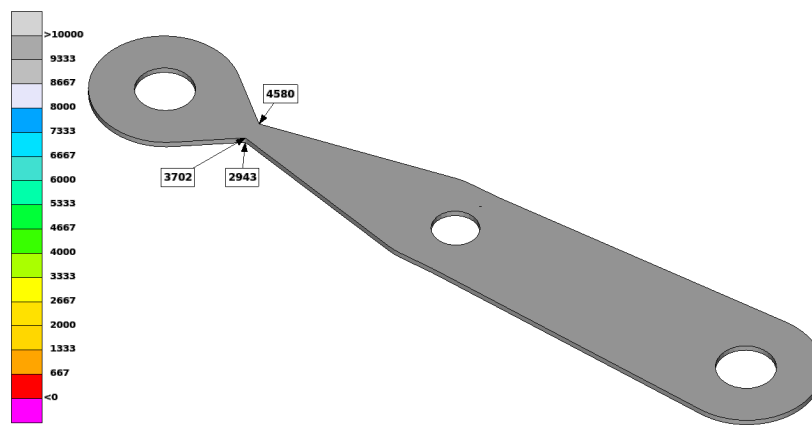
**Obr. 6.10:** Porovnání Ekvivalentního napětí PSD pro obě konfigurace závaží

výsledků byl proveden v programu Metapost také od společnosti BETA CAE Systems, společně s preprocessoru Ansa jsou tyto programy součástí softwaru Ansa.

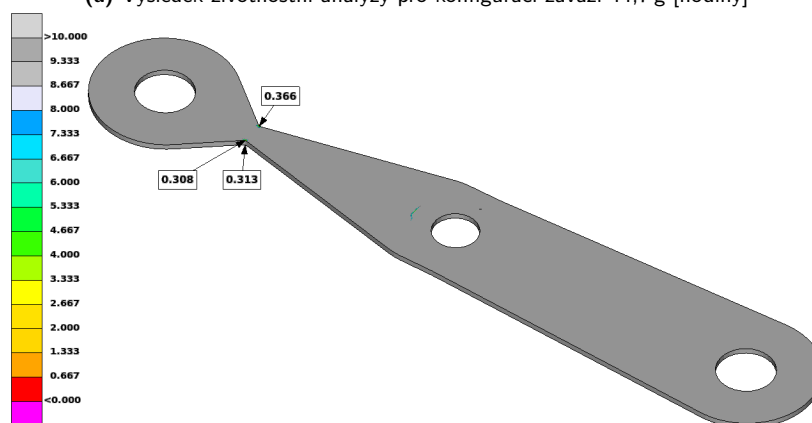
Závaží byla zvolena právě z toho důvodu, že se výrazně liší a tak je možné pozorovat velmi významné rozdíly v životnosti. Zároveň zatímco u vzorku těžšího mluvíme spíše o nízkocyklové únavě, tak v případě vzorku lehčího už se jedná o vysokocyklovou únavu. Kromě hmotnosti má na životnost velký vliv také poloha těžiště a moment setrvačnosti, protože zatímco lehčí závaží má těžiště téměř v počátku osy Z, tak těžší závaží má těžiště pod vzorkem. To má tak za následek tak dramatický rozdíl v životnosti mezi těmito dvěma konfiguracemi závaží.

Tyto výsledky budou validovány na vibrační stoličce, kde bude proveden test obou konfigurací závaží. Výsledky testu budou porovnány s výsledky životnostní analýzy. Dle předběžných předpokladů tedy očekáváme, že vzorek s těžším závažím vydrží kolem 20 minut dané zatížení a vzorek s lehčím závažím by neměl prasknout vůbec, neboť jeho životnost daleko přesahuje maximální možnou délku testu.





(a) Výsledek životnostní analýzy pro konfiguraci závaží 44,7 g [hodiny]



(b) Výsledek životnostní analýzy pro konfiguraci závaží 158,5 g [hodiny]

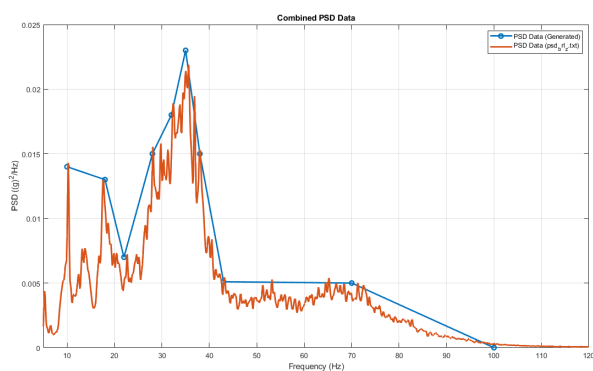
**Obr. 6.11:** Výsledek životnostní analýzy pro obě konfigurace závaží

### 6.3.2 Výsledky životnostní analýzy držáků kompresoru

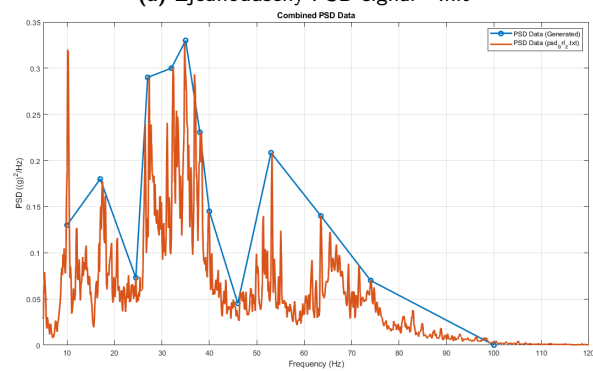
Definice modelu, jeho nastavení a použité tuhosti izolátorů vibrací pro výpočet byly popsány již v předchozí podkapitole 6.2.1. Délka signálu oblasti *Init* byla vypočtena z naměřených dat na 781 sekund (13,02). Délka signálu oblasti *Maxhold* je pak 31 sekund. Jeden cyklus trvající po sečtení těchto 2 PSD trvá 818 sekund (13 minut 38 sekund). Pro získání hodinové životnosti je nutné tyto výsledky sečíst a přenásobit hodnotou 4,401, abychom dostali celkovou délku trvání 60 minut. Poté můžeme zobrazit výsledky v hodinách, tedy počet hodin který daný vzorek vydrží. Případně vzniklé poškození za 1 hodinu.

PSD vycházející z kapitoly 4.3.6, bylo nutné pro potřeby měření zjednodušit tak, aby byl schopen řídicí systém tento signál přijmout. Bylo tedy nutné snížit počet bodů, ve kterých je signál definován. Původní signál byl definován v 2048 bodech, což je pro řídicí systém příliš velké množství bodů. Signál byl zjednodušen 10 bodů pro signál *Init* a 13 bodů v případě *Maxhold*. Tyto signály jsou zobrazeny v porovnání s původními signály na obr. 6.12. Oranžová křivka je vždy signál původní a modrá označuje signál zjednodušený. Oproti původnímu signálu je zde také omezení intervalu, ve kterém je signál definován. Zjednodušený signál je definován až od hodnoty 10 Hz,

protože shaker není schopný v nižší oblasti plynule pracovat. Pro porovnání výsledků z měření a simulace bude nutné použití tohoto zjednodušeného PSD v obou případech, aby bylo možné výsledky proti sobě porovnat.



(a) Zjednodušený PSD signál - *Init*



(b) Zjednodušený PSD signál - *Maxhold*

**Obr. 6.12:** Použité PSD signály pro měření držáků kompresoru

Vlastní frekvence pro obě nastavení tuhostí elastomeru s pružinou jsou uvedeny v tabulce 6.3. Tvary vlastních frekvencí nebudou uvedeny z důvodu jejich velkého množství. S ohledem na to, že PSD vytvořené z naměřeného signálu je definováno přibližně do 100 *Hz*, tak frekvenční analýza byla provedena do 200 *Hz*. V intervalu do 100 *Hz* bylo nalezeno 8 vlastních tvarů pro nastavení *Init* a 6 vlastních tvarů pro nastavení *Maxhold*. Rozdílná nastavení tuhostí mají na vlastní frekvence obrovský vliv, neboť v celé sestavě se jedná o elementy s nejmenší tuhostí. V daném rozsahu se vyskytuje stejné množství vlastních frekvencí, vlastní tvary a jejich pořadí jsou identické, liší se pouze hodnoty frekvencí a deformace vzniklé vlastním tvarem.

Výsledky životnosti jsou zobrazeny na obr. 6.13. Výsledky jsou uvedeny pro obě nastavení tuhostí, pro nastavení *Init* na obr. 6.13a a pro nastavení *Maxhold* na obr. 6.13b. Výsledek po sečtení obou nastavení tuhostí je uveden na obr. 6.13c.

Dle výsledků vychází nastavení *Init* na teoreticky trvalou životnost, minimální hodnota vychází na 10 e9 hodin, což také odpovídá maximální hodnotě, kterou je možné v programu nastavit. Nastavení *Maxhold* je zobrazeno v sekundách, neboť pro dané zatížení a nastavení tuhosti je životnost extrémně nízká.

	Initial	Maxhold
Order	Frequency [Hz]	Frequency [Hz]
1	7,2	11,8
2	8,6	12,1
3	12,8	16,0
4	30,3	32,8
5	39,9	42,3
6	43,8	49,7
7	80,1	108,2
8	86,6	121,2
9	182,6	191,1

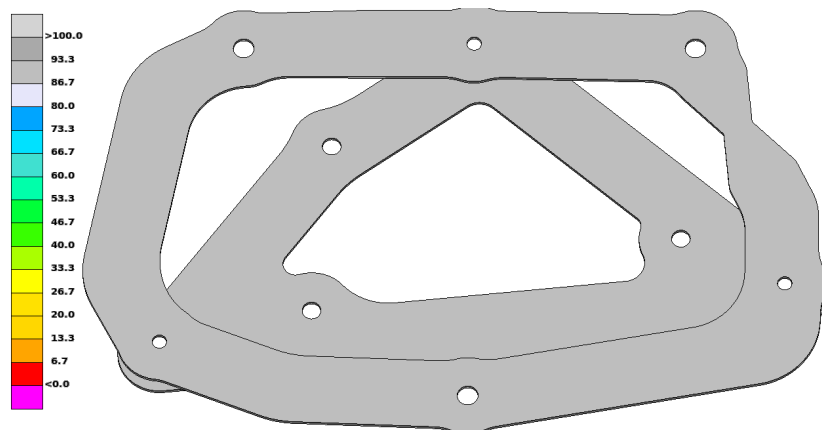
**Tab. 6.3:** Hodnoty vlastních frekvencí sestavy držáků kompresoru pro obě nastavení tuhostí

Je zde několik vyznačeným míst s výrazně nízkou hodnotou. Všechny hodnoty kromě hodnoty v červeném kroužku jsou však přímo na hranici *MPC Rigid (RBE2)*. S ohledem na vlastnosti tohoto MPC tak očekáváme, že právě hodnoty na hranici, konkrétně elementy přímo na hranici MPC, budou mít výrazně nižší životnost než ostatní elementy. Dle zkušeností se ale právě vzniklé poškození příliš neuvažuje, neboť *MPC Rigid* celou oblast simuluje jako absolutně tuhou, což není v reálném světě možné a proto na jeho okraji tak vznikají výrazně vyšší napětí a deformace. Pokud bychom nebrali v úvahu právě tato místa, tak se zde objevuje pouze jedno místo a tím je vytvořené zúžení, zde vychází životnost na 126 sekund, což je také velmi malá hodnota.

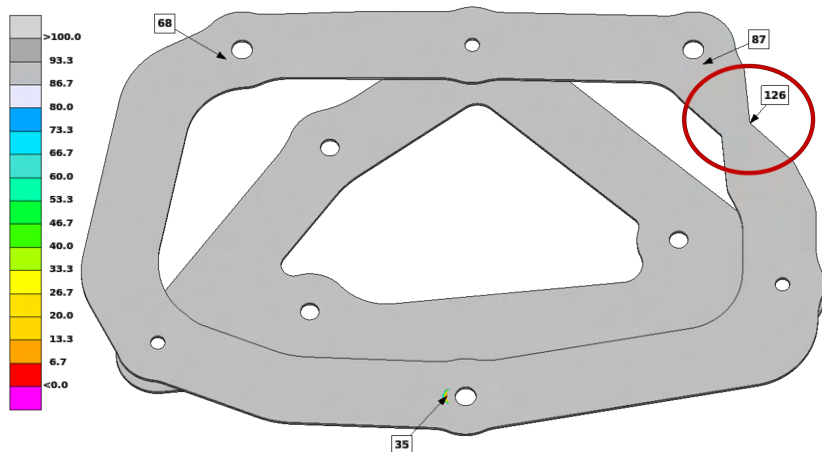
Pro následnou zkoušku na testovací stoličce, kde je možné pustit pouze jeden ze signálů zároveň tedy bylo očekáváno, že pro nastavení *Init* k žádnému poškození v průběhu nedojde, ale pro nastavení *Maxhold* by mělo dojít k poškození již po několika sekundách.

Hodinová životnost po sečtení obou signálů je zobrazena na obr. 6.13c, minimální hodinová životnost je 0,03 hodin (1,8 minut). Nicméně jedná se o oblast ovlivněnou *MPC Rigid* (označená modrým kroužkem), očekáváme tedy, že výsledná hodnota životnosti bude vyšší. Zároveň je v tomto místě ovlivněna velká oblast a ne pouze několik elementů, pravděpodobně zde nebudou tak nízké hodnoty kvůli *MPC Rigid*, ale tato oblast je také značně namáhána.

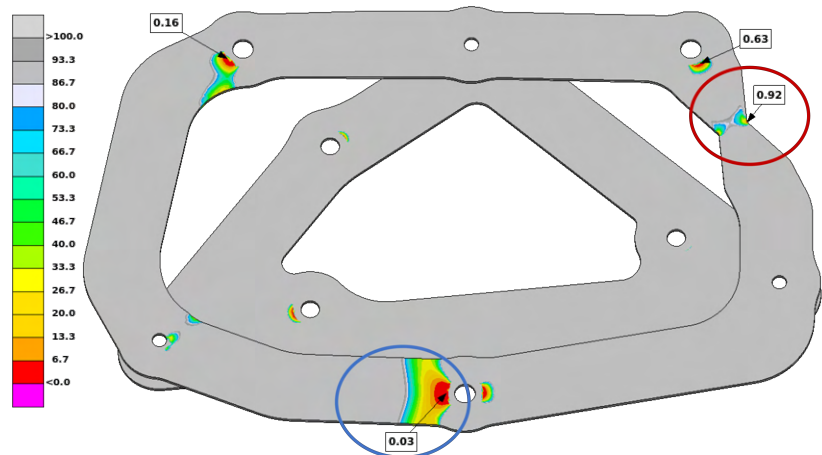
Výsledná životnost je velmi nízká, držák by měl prasknout již po pár sekundách zatížení. Výsledky jsou ale velmi citlivé právě na nastavení tuhostí pro nastavení *Maxhold*, naměřeny byly tuhosti pouze ve směru Z a proto budou provedeny citlivostní analýzy na nastavení tuhostí pro ostatní směry, to bude provedeno v kapitole 8.



(a) Výsledek životnostní analýzy pro nastavení tuhostí  $Init$  [hodiny]



(b) Výsledek životnostní analýzy pro nastavení tuhostí  $Maxhold$  [sekundy]



(c) Výsledek životnostní analýzy po sečtení obou nastavení tuhostí [hodiny]

**Obr. 6.13:** Výsledek životnostní analýzy navržených držáků kompresoru

Poškození na primárním držáku je oproti poškození na sekundárním držáku velmi malé. S ohledem na vyztužení kompresorem a také na to, že šířka stěn a tloušťka plechu je totožná se sekundárním držákem, jsou tyto výsledky očekávané. Dle předpokladů tedy očekáváme, že primární držák vydrží zatížení bez poškození.

Navržené díly, spočítané na životnost s popsány výsledky budou validovány na vibrační stoličce, kde bude provedena zkouška pro obě zatížení PSD. Oproti simulaci

však v případě reálné zkoušky není potřeba měnit nic jiného než je samotné PSD zatížení.

### 6.3.3 Výroba navržených dílů

Výroba navržených dílů proběhla pomocí vodního paprsku. Kromě vodního paprsku bylo také možné použít laserový paprsek, výroba pomocí vodního paprsku je pro tuto konkrétní aplikaci výhodnější, protože nedochází k tepelnému ovlivnění materiálu a následné deformaci, jedná se o tzv. studený řez. Tloušťka vzorků je pouze 1 mm a držáky kompresoru mají tloušťku 2 mm, jedná se tak o velmi tenké plechy, které jsou velmi citlivé na tepelné namáhání. Vodní paprsek je také velmi přesný a je možné s ním vyrobit velmi přesné tvary. Dostupnost obou těchto výrobních technologií je velmi podobná a tak bylo rozhodnuto pro výrobu pomocí vodního paprsku.

Pro vyřezání těchto vzorků byl použit čistý vodní paprsek bez dalších příměsí. Běžně se používají příměsí, jako například granát a další. Přesnost řezání je udávána  $\pm 0,2$  mm [1]. Vyřezané vzorky jsou zobrazeny na obr. 6.14a. Vyřezané držáky kompresoru jsou zobrazeny na obr. 6.14b. Po vyřezání byly vzorky pouze očištěny od nečistot a nebyly žádným způsobem upravovány. Drobné hranky způsobené vyřezáním nebyly odstraňovány, protože by mohlo dojít k ovlivnění životnosti jednotlivých vzorků. Všechny vzorky o stejné tloušťce byly vždy vyřezány z jednoho stejného plechu, aby byla zajištěna stejná kvalita materiálu. Vzorky byly vyřezány v počtu 16 kusů z plechu hliníku EN AW 6082 T6 o tloušťce 1 mm, držáky kompresoru byly každý vyřezány v počtu 5 kusů, z plechu EN AW 6082 T6 o tloušťce 2 mm.



(a) Vyřezané vzorky z hliníku EN AW 6082 T6



(b) Vyřezané držáky kompresoru z hliníku EN AW 6082 T6

**Obr. 6.14:** Vyřezané vzorky a držáky kompresoru

## 7 Validační měření

Životnostní zkouška bude u každého z měřených dílů provedena do prasknutí, aby bylo jasně měřitelné kdy došlo k poškození. FEM simulace naopak ukazují hodnotu životnosti, kdy teprve dojde k poškození, tedy vzniku trhliny. Zatímco simulace ukazuje začátek celého procesu vzniku trhliny, tak měření ukazuje až její konec, tedy prasknutí, protože je velmi obtížné měřit vznik trhliny.

Návrh testovacích vzorků a držáků kompresoru, zejména pak metodika výpočtu byla validována na vibrační stolici LDS V830-335 na Fakultě strojní ČVUT v Praze, kterou má k dispozici Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky. Životnostní zkouška na tomto zařízení byla provedena vůbec poprvé, v minulosti byl tento shaker využíván pro jiné účely a s provedením životnostní zkoušky tak nebyly žádné zkušenosti. Toto měření tak sloužilo jako první pokus o životnostní zkoušku na tomto zařízení.

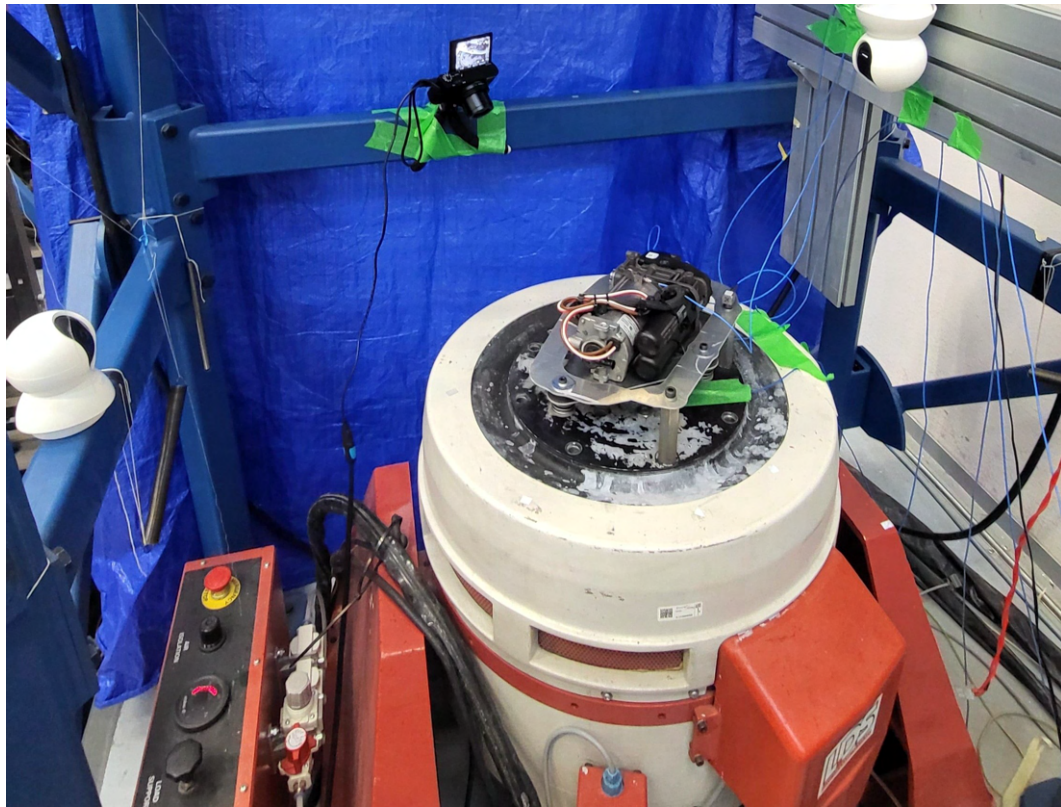
Řídícím softwarem této vibrační stolice je SignalCalc 350 Vibration Controller vyvinutý společností Data Physics. Jedná se o elektrodynamický vibrační budič s výkonovým zesilovačem. Průměr válce vibrační stolice je 335 mm, maximální zatížení je 9,81 kN pro bílý šum. Maximální zrychlení dosahuje až 60 g pro bílý šum [10].

Vibrační stolice je vybavena tří-osými akcelerometry umístěnými na stolici a připevněném dílu. Dohromady byly použity 2 řídicí akcelerometry a 3 měřicí akcelerometry. Řídicí akcelerometry jsou umístěny na stolici a slouží k řízení zatížení. Měřicí akcelerometry jsou umístěny na připevněném dílu a slouží k měření zatížení. Počítač s řídicím softwarem není schopen data z řídicích akcelerometrů zaznamenávat, musíme se tak spolehnout na data z měřících akcelerometrů. Ta jsou připojena k druhému počítači a zaznamenávána pomocí skriptu v programu Matlab, který mi byl poskytnut Ing. Vítem Pawlikem, který se také podílel na provedení tohoto měření a pomohl mi se všemi přípravami a průběhem měření.

Akcelerometry byly dvou různých typů, ale oba od stejného výrobce PCB Piezotronics. Jedná se o typ 356A31 a 356A14. Principiálně se jedná o stejné akcelerometry, jedná se o piezoelektrické akcelerometry, liší se zejména v rozsahu měření. Typ A31 který je zároveň také menší je schopen měřit ve frekvenčním rozsahu až 10 kHz a zatížení až 5000 g, zatímco typ A14 je schopen měřit pouze do 5 kHz a zatížení až 7000 g. Citlivost obou akcelerometrů je ale shodná a to 10,2 mV/g. Hmotnost menšího akcelerometru A31 je 4,5 g a hmotnost většího akcelerometru A14 je 10,5 g, udávané hmotnosti jsou bez kabelu [15] [16]. Naměřená data byla zaznamenávána s vzorkovací frekvencí 200 Hz a následně převzorkována na 5000 Hz.

Všechny měřené díly byly připevněny k shakeru a jeho desce pomocí šestihranných tyčí z oceli s délkou 90 mm a rozměrem šestihranu 22 mm. Díly jsou k tyčím připevněny pomocí šroubů M8. Tyto tyče jsou připevněny k shakeru pomocí šroubů M16.

Pro měření vzorků byla použita jedna statická kamera, která monitorovala průběh celé zkoušky. Pro měření držáků kompresoru se to ukázalo jako nedostačné a tak byly použity 3 statické kamery, přičemž 2 zaznamenávaly průběh zkoušky z obou stran a jedna kamera přímo na konkrétní místo, kde bylo očekáváno poškození a byla pozorována inicializace trhliny. Nastavení kamer je možné také vidět na obr. 7.1.



Obr. 7.1: Vibrační stolice včetně připravených kamer a připevněného dílu

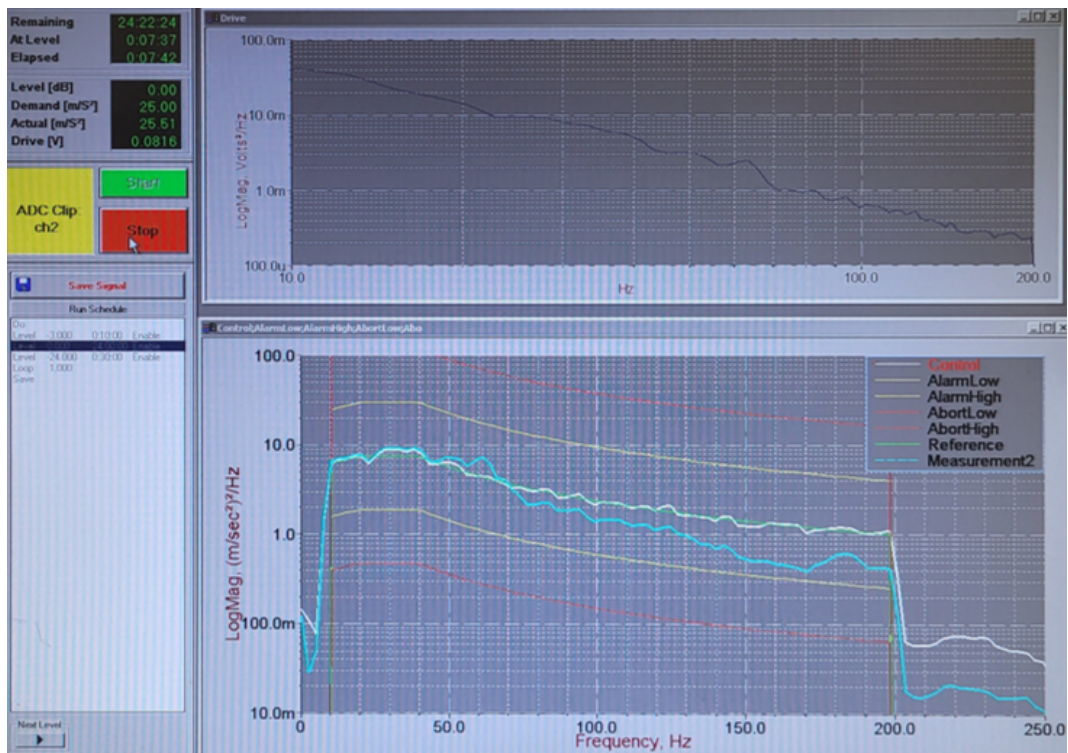
## 7.1 Měření vzorků

Životnostní zkouška vzorků byla naměřena jako první, jelikož se jedná o jednodušší díly. Cílem zkoušky těchto dílů bylo následně nakalibrovat nastavení výpočtu životnosti tak, abychom byli schopni přesně předpovědět životnost držáků kompresoru. Každý ze vzorků byl připevněn k vibrační stolici pomocí dvou šestihranných tyčí z oceli, z obou stran byla použita podložka M8 a šroub M8.

Obě konfigurace závaží byly zatěžovány stejným PSD signálem (ozn. jako *PSD Standard*), který byl používán dříve pro výpočet životnosti. Body ve kterých je PSD signál definován byly vždy manuálně vloženy do řídicího softwaru vibrační stolice. Na obr. 7.2 je zobrazen PSD signál z probíhajícího měření. Zelená křivka zobrazuje referenční PSD, které bylo definováno v řídicím softwaru vibrační stolice. Obě žluté křivky zobrazují interval od referenčního PSD stanovený normou. Bílá křivka zobrazuje naměřený signál z akcelerometru umístěného přímo na desce shakeru, modrá křivka pak

zobrazuje naměřený signál z akcelerometru umístěném na 6hr tyči na její spodní části. S ohledem na stáří tohoto softwaru a počítače bohužel nebylo možné pořídit snímek obrazovky z řídicího softwaru, proto zde uvedena pouze fotografie obrazovky.

Bíle zobrazený naměřený signál na desce téměř přesně kopíruje referenční PSD signál, zatímco modrá křivka se přibližně od frekvence 100 Hz začne postupně odchylovat. To může být způsobeno tím, že akcelerometr není připevněn přímo na desku, ale na 6hr tyči, která je připevněna k desce. Druhým důvodem pak může být rozdílný druh akcelerometru který byl použit. Pokud bychom to však porovnávali s normou, tak se jedná o velmi malé odchylky, které jsou v daném rozsahu vyhovující a tak je možné měření považovat za validní. U hranice 200 Hz je vidět strmý pokles naměřeného signálu, což je způsobeno definicí PSD, které je definováno právě do této hodnoty. Stupnice je zde logaritmická, proto je tento pokles tak strmý.



Obr. 7.2: Definovaný PSD signál pro měření vzorku v řídicím softwaru

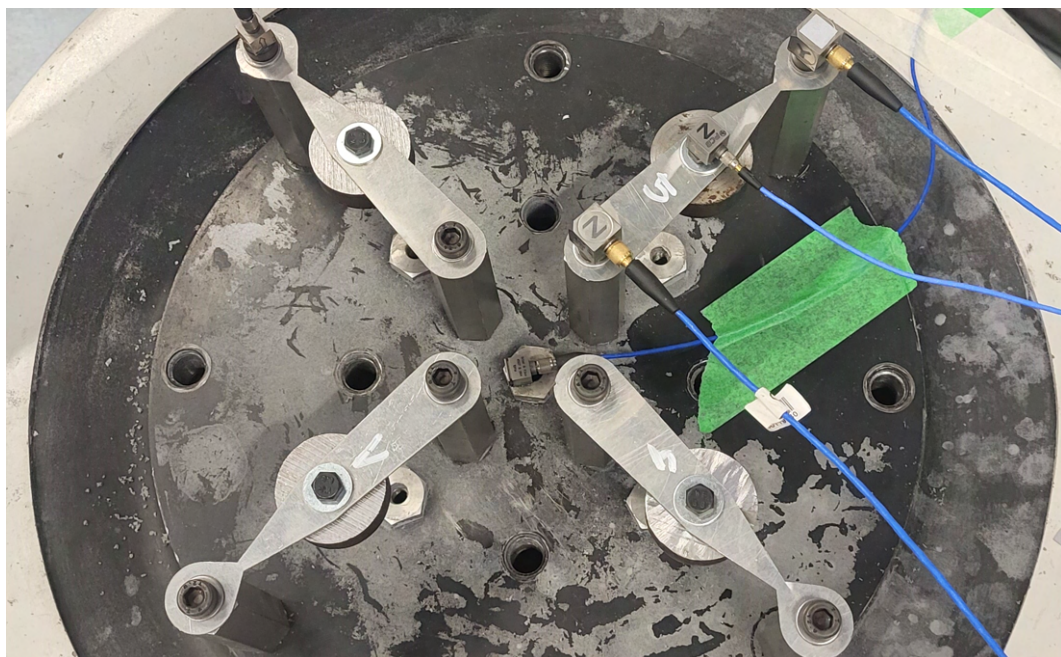
Signál byl vždy puštěn pro kontrolu bez připevněných vzorků, aby bylo zajištěno, že naměřené hodnoty odpovídají stanoveným kritériím a zároveň je shaker schopný signál vygenerovat. Vstupní PSD řídicí software přetransformuje na bílý šum, který je následně převeden na analogový signál a poslán do výkonového zesilovače, který jej posílá do shakeru. Shaker je následně schopen vygenerovat signál s požadovaným PSD. Dohromady bylo otestováno všech 16 vzorků, 8 pro každou z konfigurací závaží. Každý ze vzorků byl nejprve zvážen, aby bylo zajištěno, že odpovídá požadované hmotnosti. Průměrná hmotnost vzorků byla 6,40 g se směrodatnou odchylkou 0,02



g. Vzorky byly připevněny k tyčím pomocí šroubů M8, které byly utaženy pomocí momentového klíče na 12 Nm.

### 7.1.1 Měření první konfigurace závaží

První konfigurace vzorků obsahovala závaží o návrhové hmotnosti 158,50 g, to bylo vyrobeno z ocelové kulatiny o průběru 40 mm, vnější kontura nebyla obrobena. Oproti návrhové hmotnosti dosahují vyrobené průměrnou hmotnost 158,51 g se směrodatnou odchylkou 0,05 g. Dle předpokladů by měl vzorek vydržet kolem 20 minut definované PSD zatížení. Umístěná první sada testovaných vzorků je zobrazena na obr. 7.3. V rámci jednoho měření byly testovány hned 4 vzorky, přičemž na jednom z nich byly umístěny všechny 3 měřící akcelerometry. Dva akcelerometry A14 byly umístěny na úchytných místech vzorků, tedy na místech kde byly připevněny k tyčím. Třetí akcelerometr A31 byl umístěn na střed vzorku, konkrétně na hlavou šroubu M6 který byl použit pro připevnění závaží.



**Obr. 7.3:** Umístěné vzorky včetně závaží a akcelerometrů - první konfigurace

Dle předpokladů praskly všechny vzorky ve stejném místě. K prasknutí došlo ve vytvořeném zúžení, které bylo vytvořeno právě s tímto účelem. Typ lomu všech vzorků je také velmi podobný. Prasklý vzorek je zobrazen na obr. 7.4, jedná se o vzorek č. 5, který byl vybrán náhodně. Při bližším pohledu na vzorek je možné vidět, že vzorek opravdu praskal na okraji zúžení a postupně se trhl směrem do středu.

V rámci této zkoušky byl hodnocen vždy čas, který vzorek dané zatížení vydržel. Po prasknutí každého ze vzorků byla zkouška pozastavena, prasknutý vzorek odebrán a zkouška poté pokračovala dále. Naměřená data pro každý ze vzorků jsou uvedena



**Obr. 7.4:** Prasklý vzorek č. 5 po provedené zkoušce - první konfigurace

v tabulce 7.1. V tabulce je uveden popis každého ze vzorků a také čas, který daný vzorek vydržel. Vzorky jsou označeny čísly 1 až 8, dále je zde uvedena hmotnost použitých závaží a také hmotnost samotného vzorku. V posledním sloupci je uveden čas, který daný vzorek vydržel.

Sample number	Sample weight	Mass weight	Total time	
			[mm:ss]	[s]
[-]	[g]	[g]		
1	6,43	158,48	03:48	228
2	6,40	158,58	30:13	1813
3	6,40	158,51	6:42	402
4	6,40	158,46	6:59	419
5	6,41	158,48	6:13	373
6	6,39	158,58	6:48	408
7	6,40	158,51	7:27	447
8	6,39	158,46	6:34	394

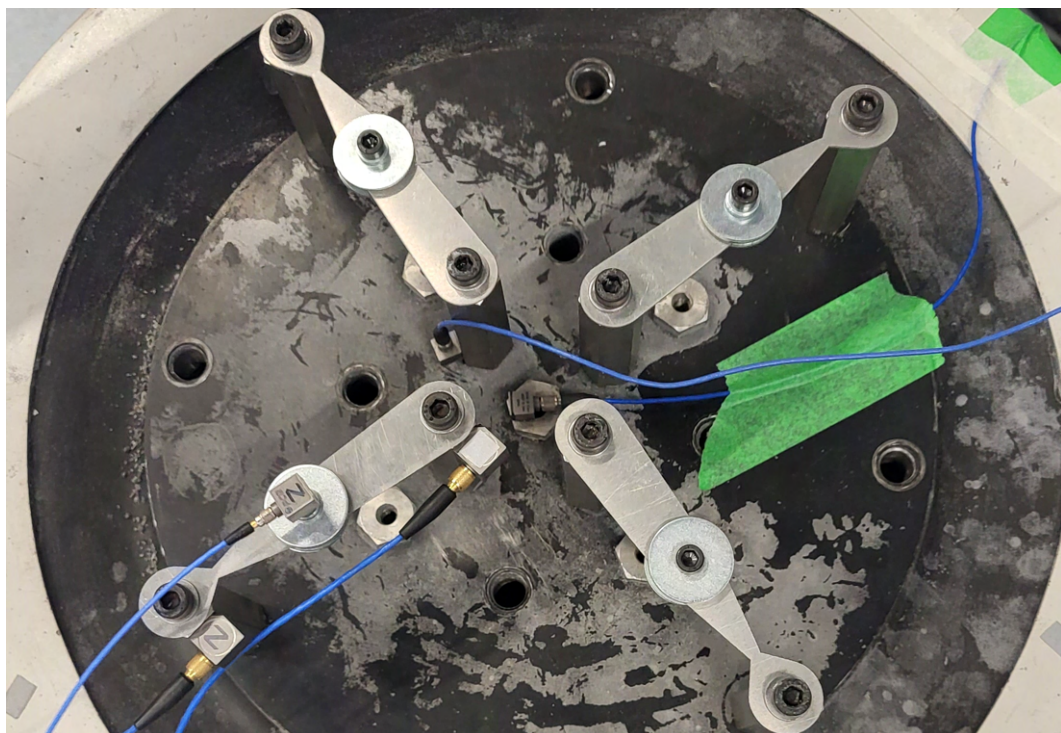
**Tab. 7.1:** Hodnoty vlastních frekvencí pro obě nastavení tuhostí - 158,5 g

Vzorek průměrně vydržel 560,5 sekund (9,34 minut) se směrodatnou odchylkou 510,4 sekund (8,51 minut). Nejkratší doba je 228 sekund (3,8 minut), nejdelší doba je 1813 sekund (30,2 minut). Maximální a minimální hodnota se liší o 1585 sekund. Při odstranění nejvyšší a nejnižší hodnoty je průměrná hodnota 407,2 sekund (6,79 minut). Směrodatná odchylka v tomto případě je pak pouze 24,9 sekund.

V případě nejnižší hodnoty je pravděpodobné, že vzorek mohl mít v daném místě mikro-vadu, která mohla vzniknout při výrobě vzorku a nebo již při výrobě plechu. Vzorek také mohl být poškozen při instalaci.

### 7.1.2 Měření druhé konfigurace závaží

Druhé měření bylo provedeno se závažím o návrhové hmotnosti 44,7 g, závažím v tomto případě jsou pouze 4 velkoplošené podložky o průměru 30 mm. Oproti návrhové hmotnosti dosahují vyrobené průměrnou hmotnost 44,73 g se směrodatnou odchylkou 0,09 g. Dle výsledků životnosti je odhadovaná životnost daleko přesahující možnosti této zkoušky. Maximální délka zkoušky, kterou je možné provést je 10 hodin, tedy 600 minut. V tomto časovém interálu by tedy nemělo dojít k poškození žádného ze vzorků.



**Obr. 7.5:** Umístění vzorky včetně závaží a akcelerometrů - druhá konfigurace

Stejně jako v případě předchozí zkoušky byl každý vzorek, který praskl odebrán a zkouška pokračovala dále. V tomto případě však nebyly umístěny akcelerometry na hlavou šroubů, ale na konec 6hr tyčí na které byly připevněny vzorky. Umístění je pozměněno z toho důvodu, že v předchozím případě bylo nutné pozici akcelerometrů měnit pokud daný vzorek praskl a takto bylo možné měřit kontinuálně i pokud daný vzorek praskl a byl odebrán. Průběžně se tak měnil pouze prostřední akcelerometr.

Každý ze vzorků také v tomto případě praskl ve stejném místě, konkrétně ve vytvořeném zúžení. Obr. 7.6 zobrazuje prasklý vzorek č. 12, který byl vybrán náhodně pro zobrazení. Typ lomu je také velmi podobný, jedná se o lom ve směru zúžení, který je ale v tomto případě více houževnatý, což odpovídá delšímu času šíření trhliny.



**Obr. 7.6:** Prasklý vzorek č. 12 po provedené zkoušce - druhá konfigurace

Výsledky měření v tomto případě nedopadly dle výsledků simulace. Všechny vzorky měly vydržet po celou dobu zkoušky, nicméně jak je možné vidět v tabulce 7.2, tak všechny vzorky praskly. Podobně jako v případě předchozího měření jsou zde některé vzorky, které vydržely buď extrémně krátkou nebo dlouhou dobu. Vzorky č. 9 a 12 vydržely oba velmi krátkou dobu, zatímco vzorek č. 11 vydržel více než 3x déle. Průměrná hodnota času, kterou všechny vzorky vydržely je 7575,5 sekund (126,3 minut) se směrodatnou odchylkou 3250,6 sekund (54,2 minut).

V případě, že při výpočtu průměrné hodnoty neuvažujeme nejvyšší a nejnižší hodnotu, je průměrná hodnota 6965 sekund (116,1 minut) se směrodatnou odchylkou 1910,2 sekund (31,8 minut). Došlo k výraznému poklesu směrodatné odchylky, její hodnota je však stále dost velká na to, abychom mohli očekávat úzkou korelaci s výsledky simulace. Průměrný čas klesl o 610 sekund (10,2 minut), vzhledem k trvání celé zkoušky není rozdíl významný. V porovnání s předpokládanými hodnotami jsou průměrné hodnoty ze všech hodnot nebo po odečtení nejvyšší a nejnižší hodnoty mnohem menší. Simulace tak v tomto případě ani řádově neodpovídají realitě, je tedy nutné provést významné změny v nastavení simulace, aby bylo možné dosáhnout přesnějších výsledků. Největší vliv na výsledky simulace a největším otazníkem je použitý materiálový model. Ten byl použit z knihovny programu Femfat a není jisté, zda odpovídá materiálovým vlastnostem použitého materiálu.

Sample number	Sample weight	Mass weight	Total time	
[-]	[g]	[g]	[hh:mm:ss]	[s]
9	6,36	44,63	01:18:35	4715
10	6,41	44,75	01:51:33	6693
11	6,40	44,68	03:57:23	14243
12	6,41	44,85	01:16:11	4571
13	6,42	44,63	01:41:27	6087
14	6,38	44,75	1:43:23	6203
15	6,40	44,68	2:51:30	10290
16	6,39	44,85	2:10:02	7802

Tab. 7.2: Hodnoty vlastních frekvencí pro obě nastavení tuhostí - 44,7 g

## 7.2 Měření držáků kompresoru

Měření držáků kompresoru bylo provedeno až po provedení životnostní zkoušky vzorků včetně vyhodnocení výsledků a provedení některých změn v nastavení simulace. Na základě zkušeností s předchozím měřením a vyhodnocením vzorků bylo předpokládáno, že jsme schopni určit oblast ve které dojde k vzniku trhliny, ale s největší pravděpodobností odhadovaný čas nebude přesný. Změřeno bylo 5 vzorků v rámci 2 měření. V rámci prvního měření byly změřeny 2 vzorky, druhé měření bylo provedeno stejným způsobem, pouze došlo k drobné modifikaci sekundárního držáku a pozice kamer. Zkouška byla provedena s použitím reálného kompresoru, který byl připevněn skrze 3 úchytné body k primárnímu držáku. Kompresor nám pomáhá replikovat realitu, nicméně v rámci validace simulace může vytvářet další neznámou, jelikož poloha jeho těžiště a moment setrvačnosti nebyly měřeny na tomto konkrétním vzorku, ale byly pouze převzaty. S tímto vstupem se však pracuje při návrhu těchto držáků a proto je možné předpokládat, že je správný.

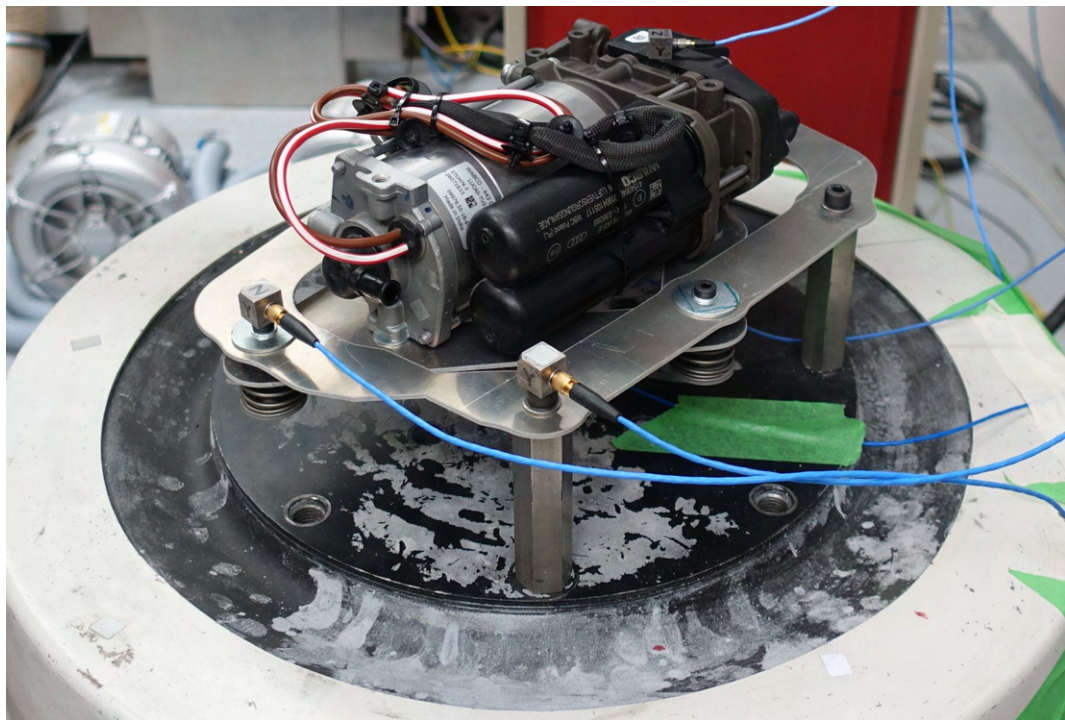
Oproti měření vzorků byl průběh zkoušky odlišný. V případě měření vzorků byl použit pouze jeden PSD signál, který byl použit pro všechny vzorky a ty byly měřeny s dvěma různými druhy závaží. Držáky kompresoru byly měřeny v jedné konfiguraci, ale s dvěma různými PSD signály upravenými požadavkům stoje, jak bylo popsáno v kapitole 6.3.2.

Testování každého ze vzorků bylo tedy rozděleno na 2 části dle nastavení popsaných v příloze 10.1.

1. *Init* - 2 hodiny
2. *Maxhold* - do prasknutí

První částí je tedy nastavení *Init*, které je nastaveno na 2 hodiny, podle předpokladu je životnost v této oblasti téměř neomezená. Cílem je ověřit zejména správné nastavení intervalu zatížení. Při tomto zatížení by mělo docházet k zdvihu pružiny bez toho, aniž by došla k svému dorazu. Pokud se prokáže tento předpoklad, tak není nutné zkoušku provádět delší čas, neboť již víme, že nastavení je správné. Přenos pouze přes pružinu nezatěžuje držáky kompresoru, proto předpokládáme, že ani zkouška o délce více hodin by nezpůsobila poškození držáků kompresoru. V druhé části při nastavení *Maxhold* je předpokládáno, že bude docházet k dorazu pružiny a přenos tak bude zejména přes elastomer. V tomto případě očekáváme, že dojde k poškození držáků kompresoru a tedy k prasknutí. Z provedených simulací očekáváme prasknutí sekundárního držáku v definovaném místě.

Principem této zkoušky je prokázat správné nastavení celé metodiky, prokázat že jsme schopni změřený signál správně rozdělit a že jsme schopni správně určit oblast vzniku trhliny na základě správného nastavení výpočtu, materiálových vlastností a tuhostí elastomeru. Průběh části *Maxhold* bude proveden až do okamžiku prasknutí stejně jako v případě zkoušky vzorků. To je oproti navrhované metodice drobný rozdíl, neboť procentuální rozdělení *Init* a *Maxhold* je definované z předchozích výpočtů a simulací, přehled je uveden v příloze 10.1 a výsledky životnostní analýzy bez kalibrace v kapitole 6.3.2. Pro kalibraci modelu je ale důležité nastavit správně každý z intervalů zvlášť, proto bylo rozhodnuto o tomto drobném rozdílu.



**Obr. 7.7:** Sestava držáků a kompresoru včetně akcelerometrů

Dva řídicí akcelerometry byly použity pro měření držáků kompresoru, jejich umístění

je shodné s měřením vzorků. V příloze 12.1 jsou zobrazeny reálné signály PSD při probíhající měření. Popis daných křivek je stejný jako v případě měření vzorků. Pozice měřících akcelerometrů byla v průběhu několika měření pozměněna tak, aby bylo naměřeno co nejvíce dat, které je možné v simulaci validovat. Pro měření byly k dispozici 3 akcelerometry, 2 typu A14 a jeden typu A31. Jeden akcelerometr byl vždy umístěn na úchytném místě sekundárního držáku k šestihranné tyči. Druhý akcelerometr byl umístěn na hlavě šroubu ve spoji primárního a sekundárního držáku a třetí akcelerometr byl umístěn přímo na kompresoru. Na úchytných místech byla postupně změřena akcelerace na každém z nich. Na kompresoru bylo naměřeno také více pozic včetně té nejbližší předpokládanému těžišti.

### 7.2.1 První měření

První měření bylo provedeno se 2 vzorky. Průběh PSD *Init* v obou případech proběhl dle očekávání až do svého konce, doba trvání měření obou vzorků byla 2 hodiny. Zatížení v celém spektru bylo přenášeno pomocí zdvihu pružinek bez toho, aniž by došlo k dorazu. Výsledky tohoto měření tak odpovídají simulaci a předpokladům.

Měření při zatížení *Maxhold* bylo provedeno až do prasknutí. V obou případech došlo k prasknutí na stejném místě sekundárního držáku. K prasknutí však nedošlo v místě zúžení, které bylo vytvořeno právě pro tento účel. Čas po který oba držáky vydržely je uveden v tabulce 7.3.

Sample number	PSD <i>Initial</i>	PSD <i>Maxhold</i>
[-]	Time [hh:mm:ss]	
1	02:00:00	7:32
2	02:00:00	7:03

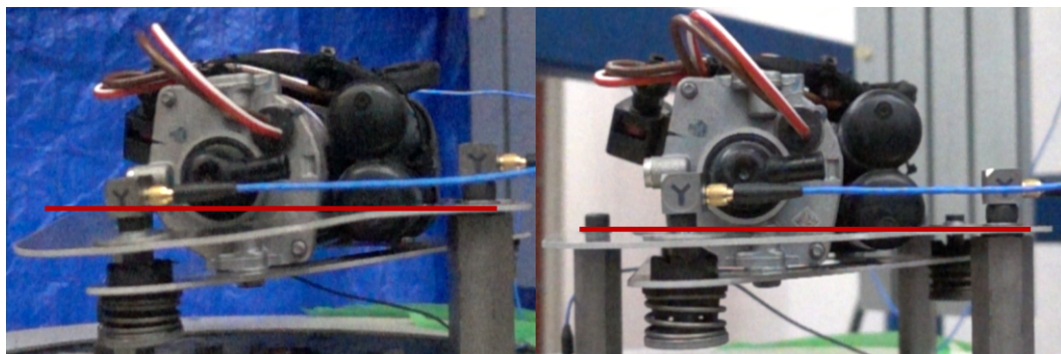
**Tab. 7.3:** Výsledné časy prvního měření držáků kompresoru

Oba držáky praskly přibližně ve stejný okamžik při zatížení *Maxhold* a ve stejném místě. K prasknutí došlo v místě, kde dle simulace vycházelo nejvyšší poškození, ale ne v místě zúžení, kde to bylo očekáváno. Místo největšího poškození dle simulace bylo velmi blízko místa, kde je definováno *MPC Rigid (RBE2)*, v těchto oblastech bývají často největší napětí a dochází k poškození, většinou ale bývají zanedbávány tyto oblasti, protože *MPC Rigid* danou oblast uchycení vyztuží a na okraji této oblasti pak vznikají vysoké hodnoty. V tomto případě se ale ukázalo, že reálné namáhání v tomto místě je opravdu největší a nejedná se pouze o vliv tohoto MPC. Potenciálně mohlo výsledky také ovlivnit použití příliš velkého momentu při utahování a to i přesto, že byly všechny šrouby utaheny stejným momentem. V případě, že by byl moment příliš

velký, mohlo dojít k poškození materiálu již při utahování a tím pádem bylo namáhání v tomto místě ještě větší.

Statistické vyhodnocení pro pouhé 2 vzorky v tomto případě není příliš vypovídající, podíváme-li se na výsledky, tak průměrná hodnota z obou vzorků je 7,29 sekundy se směrodatnou odchylkou 20,5 sekundy. Pro kalibraci našeho výpočtu považujeme však výsledky za vyhovující a to i přesto, že se jedná o pouhé 2 vzorky. Na výsledek nebudeme koukat jako na přesné číslo kterého chceme dosáhnout, nýbrž spíše na interval ve kterém se pohybují výsledky a to i přesto, že hodnoty jsou velmi blízko sebe. Bohužel není možné provést měření například až s 10 vzorky a to zejména kvůli finanční náročnosti výroby těchto držáků s ohledem na to, že cílem těchto držáků je pouze replikovat reálné namáhání a ne vytvářet nové držáky, které by byly použity v reálném voze. Výpočet životnosti a jeho nastavení dále tak budou kalibrovány spíše s konzervativnějším přístupem právě s ohledem na zmíněné okolnosti a možné nejistoty s tím spojené.

Pro uvedení do kontextu a zobrazení reálného rozdílu jsou na obr. 7.8 zobrazeny průhyby držáků kompresoru při zatížení *Maxhold* a *Init*. Použité obrázky jsou výstřižky z videa pořízeného z vysokofrekvenční kamery v průběhu měření. Pro zobrazení průhybu byla použita červená horizontální čára, která je v obou případech stejná.



**Obr. 7.8:** Průhyb držáků kompresoru při zatížení *Maxhold* (vlevo) a *Init* (vpravo)

Při zatížení *Init* ( obr. vpravo) je průhyb držáků velmi malý, na videu je možné pozorovat kmitání této části, což je způsobeno vlastním kmitáním držáků. Vzniklé amplitudy buzení jsou pokryty zdvihem pružiny, nedochází k zapojení elastomeru v tomto směru. Ve směru nahoru kde je pouze elastomer však dochází k minimálnímu dotyku mezi elastomerem a sekundárním držákem. Toto kmitání bude dále zkoumáno v rámci dalšího vyhodnocení, protože sekundární držák kmitá velmi významně bez ohledu na zdvih pružiny. Kompresor nemá takové zrychlení, aby docházelo k významnému průhybu držáku. Podle očekávání by mělo být možné pozorovat toto vzniklé kmitání na akcelerometru umístěném na hlavě šroubu ve spoji primárního a sekundárního držáku na jedné výrazné frekvenci.



*Maxhold* se ukázal jako velmi extrémní zatížení, zvláště pak pro tyto konkrétní držáky, které jsou velmi málo tuhé. Průhyb je možné pozorovat na obr. 7.8 vlevo. Průhyb je velmi výrazný a je možné pozorovat, že dochází k zapojení elastomeru. Pružina sice není zcela zatlačena, ale je zatížena velmi výrazně. Toto stlačení odpovídá předpokladům, kdy bylo počítáno maximální stlačení pružiny s elastomerem pomocí matematického modelu. Stlačení by však bylo větší pokud by byl držák více tuhý, což v reálném voze opravdu je. Na začátku práce v popisu problematiky bylo uvedeno, že se jedná o odlitek, který je velmi tuhý a tedy i výrazně těžší. V tomto případě by tedy došlo k většímu stlačení pružiny a tím pádem i k většímu zapojení elastomeru při daném zrychlení. Oproti předchozímu zatížení zde dochází k velmi minimálnímu vlastnímu kmitání sekundárního držáku, které je však velmi nevýrazné v porovnání s celkovou deformací. Průhyb je způsoben samotným kompresorem, jehož velmi vysoká hmotnost 3,965 kg při daném zrychlení způsobuje tento průhyb. Pravděpodobně tak na datech naměřených z akcelerometru umístěného na hlavě šroubu nebude možné pozorovat výrazné kmitání na dané vlastní frekvenci, jelikož průhyb a celkové kmitání sekundárního držáku je velmi ovlivněno kompresorem.

Obr. 7.9a zobrazuje prasklý vzorek č. 2 po provedené zkoušce. Podle vzniklé trhliny i dle pozorování v průběhu měření bylo zjištěno, že počátek vzniku trhliny není na některé z hran, nýbrž uprostřed. Trhlina kopíruje tvar podložky, vzniká zde houževnatý lom, který se postupně šíří směrem k okrajům. V průběhu šíření poté dojde k prasknutí na okrajích, což je možné pozorovat přímo na prasklině. Průběh šíření ale nebyl zachycen na kameru, jelikož toto místo nebylo přímo sledováno. Červená skvrna vzniklá na vzorku 1 je pouze zbytek lepidla, které bylo použito při instalaci akcelerometru.

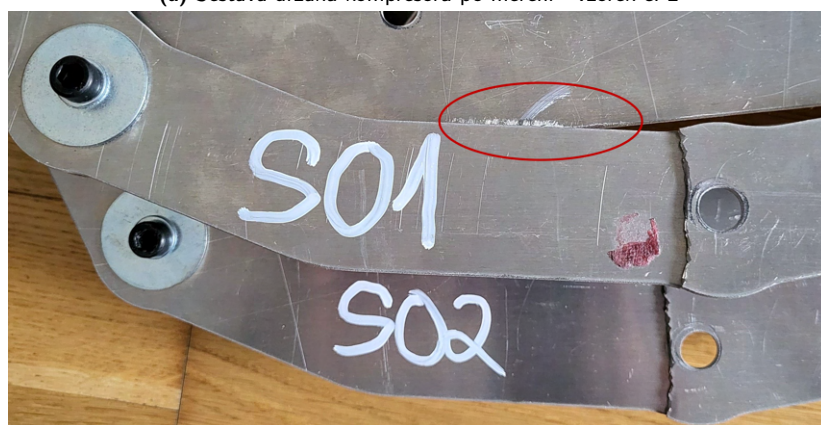
Měření bylo provedeno s předpokladem toho, že k prasknutí dojde ve vzniklém zúžení na sekundárním držáku. Na obr. 7.9a je možné vidět, že v tomto místě není vzniklé žádné poškození. Po měření a důkladném pozorování nebylo nalezeno žádné poškození v tomto místě a to ani na druhém vzorku.

Při bližším pohledu na obr. 7.9b je možné vidět na primárním držáku v zakroužkované oblasti poškození na hraně tohoto dílu. Na konci měření po rozebrání bylo zjištěno, že párkrát došlo ke kontaktu mezi primárním a sekundárním držákem. To mohlo tak způsobit vznik poškození právě v tomto místě, případně to mohlo výrazným způsobem ovlivnit čas, po který držák vydržel neboť byl pravděpodobně namáhán rázovým zatížením. Potenciálně tak vzniklé poškození v místě reálné praskliny mohlo být výrazně ovlivněno tímto poškozením. S největší pravděpodobností byl tak velmi ovlivněn čas po kterém došlo k prasknutí v tomto místě. Uvažována byla také možnost toho, že pokud by ke kontaktu nedocházelo, tak by došlo k prasknutí v místě zúžení, které bylo vytvořeno pro tento účel.

Byly tak vyrobeny nové držáky kompresoru, aby byla zkouška provedena znovu



(a) Sestava držáků kompresoru po měření - vzorek č. 2



(b) Prasklý sekundární držák po měření - vzorek č. 1 a 2

**Obr. 7.9:** Prasklé držáky kompresoru po měření

a bylo overěno, že výsledky nebyly ovlivněny tímto poškozením. Také jak bylo zmíněno výše, v simulaci je toto místo velmi ovlivněno *MPC Rigid*, které v reálném případě nemusí mít takový vliv. V ideálním případě bychom tedy chtěli, aby držák praskl v jiném místě nebo ne v takové blízkosti tohoto MPC.

### 7.2.2 Druhé měření

Druhé měření bylo provedeno na 3 vzorcích. Byly provedeny některé modifikace v rámci tohoto měření:

- Statická kamera přímo na místo potenciálního poškození
- Primární držák byl upraven tak, aby nedocházelo k kontaktu s sekundárním držákem

Po provedení těchto změn byl otestován jeden držák, konkrétně vzorek č. 3. Provedené změny se týkaly pouze drobných změn pro lepší prokázání vzniku a šíření trhliny v daném místě. Potenciálně zjistit jaký vliv mělo narážení primárního

a sekundárního držáku do sebe. Následující 2 vzorky byly ale modifikovány dalším způsobem. Abychom omezili vliv *MPC Rigid* a případně špatné montáže, tak do těchto dvou držáků byla vyvrtána díra. Pozice díry byla ale určena tak, aby k prasknutí nedošlo ve stejném místě, díra byla vyvrtána návrhově 15 mm od středu díry pro šroub. Vzorky byly vyrobeny a tak bylo nutné díru vyvrtat do již vyrobených dílů (vzorek 4 a 5). S ohledem na to, že šlo o vrtání do již vyrobeného dílu se očekává drobná nepřesnost. V životnostním výpočtu byly díry namodelovány přesně podle reálné pozice, není tedy problémem pokud by díra nebyla přesně uprostřed.

Průměr a pozice díry jsou zobrazeny v tabulce 7.4, kde jsou zobrazeny rozměry díry, vzdálenost od hrany vzorku a také vzdálenost od středu díry pro šroub, kde je umístěna sestava izolátoru vibrací. V prvním řádku tabulky (ozn. *Catia*) jsou uvedeny rozměry a pozice požadovaná, která byla použita ještě před měřením pro výpočet životnosti, kde byla tato přesná pozice včetně průměru díly určena. V dalších řádcích jsou uvedeny skutečné rozměry díry a zejména pak pozice, které byly naměřeny po vyvrtání.

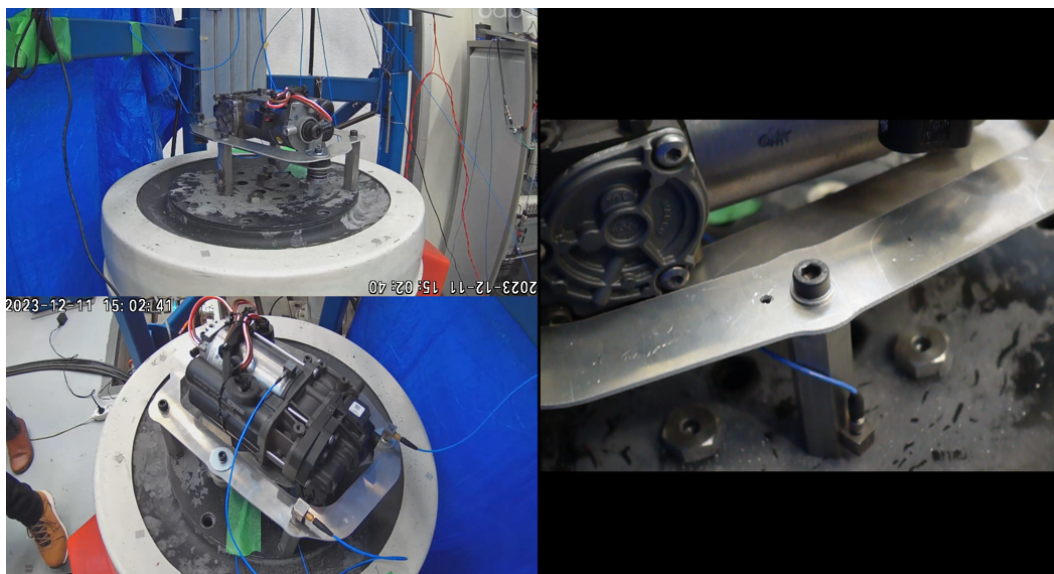
Sample	Diameter	Distance from edge	Distance from hole center
-	Distance [mm]		
<b>Catia</b>	4	17,5	15
<b>4</b>	4	15,9	15,1
<b>5</b>	4	17,2	15,6

**Tab. 7.4:** Výsledné časy druhého měření držáků kompresoru

Díra v jednom z vyvrtaných vzorků je zobrazena na obr. 7.10, kde je možné vidět záznam z umístěných kamer tak, jak byly umístěny na měřicím standu. Tímto způsobem tak bylo možné pozorovat vznik a šíření trhliny v daném místě. Stejně nastavení bylo použito při měření vzorku č. 3 na kterém byla pozorována inicializace trhliny, která v předchozím měření nebyla viditelná.

Výsledky měření jsou uvedeny v tabulce 7.5. Měření bylo provedeno stejným způsobem jako v předchozím případě jen s uvedenými změnami. Vzorek č. 3 shodný se vzorky č. 1 a 2 praskl na totožném místě, pouze čas se vlivem modifikací razantně změnil. Vlivem rázů, které vznikly narážením plechů o sebe tak docházelo k velkému snížení životnost. Velký vliv to mělo také na dobu šíření trhliny, v tomto případě bylo pozorováno šíření trhliny déle než 4 minuty 30 sekund, což bylo pozorováno z pořízeného videa.

Tímto měřením tak bylo prokázáno, že předchozí měření bylo ovlivněno narážením primárního a sekundárního držáku do sebe, to vedlo k výraznému snížení životnosti a také k výraznému zrychlení šíření trhliny. I přesto, že byl naměřen pouze jeden vzorek



**Obr. 7.10:** Záběr z kamer při probíhajícím měření držáků kompresoru

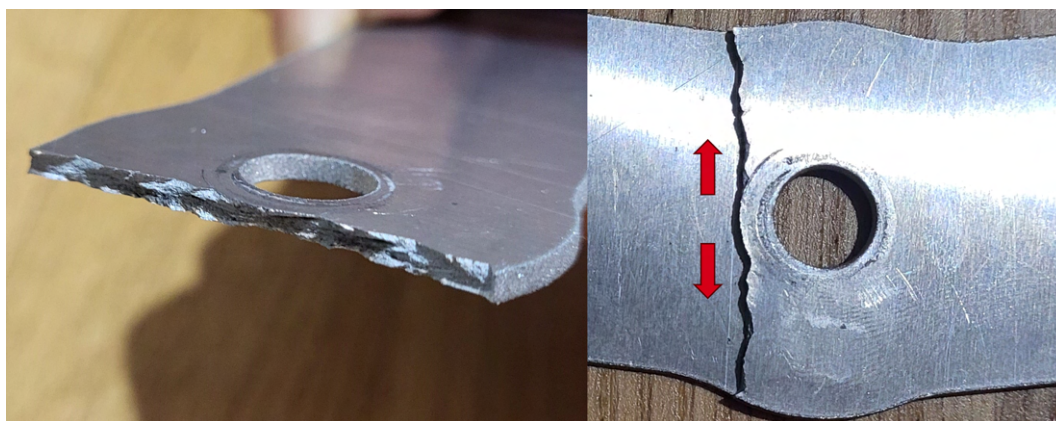
v této konfiguraci, tento výsledek považujeme za výsledný. Po důkladné kontrole po měření bylo zjištěno, že v místě kde v předchozím případě docházelo k nárazům v tomto případě již nedocházelo. Zároveň vzorky s dírou (vzorky 4 a 5) vydržely déle než vzorek č. 1 a 2 a to i přesto, že v nich je vyvrtána díra blízko místa kde vznikla trhlina, tedy místa s největším namáháním. Hodnota na kterou se budeme snažit dále kalibrovat výpočet je tedy 25 minut a 28 sekund.

Sample number	PSD <i>Initial</i>	PSD <i>Maxhold</i>	Sample description
[-]	Time [hh:mm:ss]		[-]
3	02:00:00	00:25:28	-
4	02:00:00	00:10:13	hole
5	02:00:00	00:13:35	hole

**Tab. 7.5:** Výsledné časy druhého měření držáků kompresoru

Měřením byl ověřen předpoklad vzniku a šíření trhliny pro vzorky č. 1 až č. 3. Pomocí záznamu z videa a pozorování v průběhu zkoušky bylo ověřeno, že trhlina na těchto vzorcích opravdu vzniká od středu a šíří se postupně k okrajům. To je možné vidět na obr. 7.11. Oproti měření vzorků č.1 a č. 2 se prodloužil čas, po který držák vydržel a i přesto, že byl naměřen pouze jeden vzorek, tak považujeme tento výsledek za validní. Další měření již nebylo možné, protože časová náročnost od získání materiálu po vyrobení držáků až po provedení dalšího měření by byla příliš velká a nebylo by možné již v rámci této práce provést další měření. Simulace životnosti zároveň nelze naladit na přesný čas úpravou materiálových vlastností a dalšího nastavení zcela na přesnou hodnotu a předpokládat, že tím dojdeme ke správnému výsledku při návrhu dalších

držáků. Proto tyto naměřené výsledky vyhovují kritériím a počátečním požadavkům.



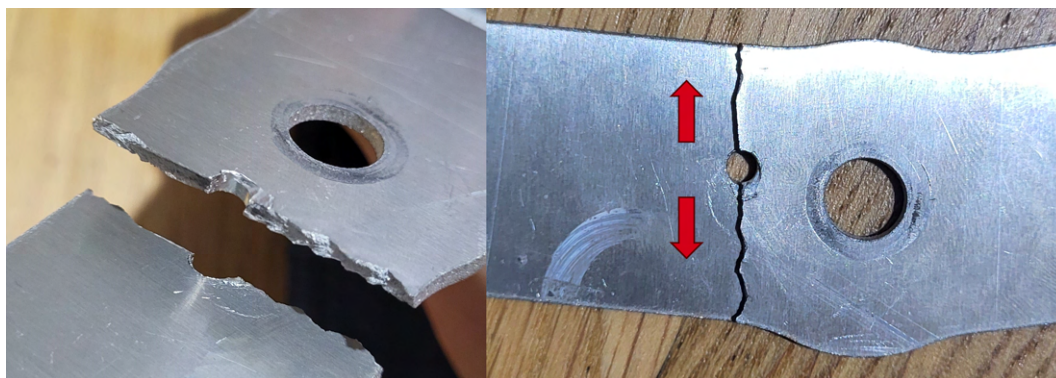
**Obr. 7.11:** Trhlina na vzorku č. 3

Výsledky pro vzorky č. 4 a 5 byly velmi ovlivněny přesností vrtání díry. Z toho důvodu nelze porovnávat s jistotou tyto dva vzorky vůči sobě, nicméně i přesto jsou výsledky velmi blízko sebe. Vzorek č. 4 vydržel o 3 minuty a 22 sekund déle než vzorek č. 5. Procentuálně se jedná o rozdíl 26,1 %. Vyvrtaná díra ve vzorku č. 4 byla vyvrtána asymetricky. To mohlo mít vliv právě na výsledek životnosti, což je možné vidět i na obr. 7.12, kde je možné vidět, že díra není uprostřed a trhlina se nejprve šířila směrem k bližšímu okraji. Tento jev byl také pozorován na pořízeném videu. V případě vzorku č. 5 byla díra vyvrtána přesněji a šíření trhliny tak bylo více rovnoměrné po šířce materiálu. Abychom zjistili, jaký vliv má přesnost vrtání díry na výslednou životnost, tak bude dále provedena simulace s přesnou pozicí díry obou vzorků a ty budou mezi sebou porovnány.

Statistické vyhodnocení bylo provedeno i přes to, že byly provedeny stejně jako v rámci prvního měření pouze 2 měření. Průměrná hodnota je 11,9 minuty se směrodatnou odchylkou 2,4 minuty. Stejně jako v případě prvního měření je statistické vyhodnocení velmi omezené, ale výsledky jsou vypovídající. Spíše než absolutní hodnotu budeme uvažovat interval, ve kterém očekáváme výslednou hodnotu. Při kalibraci výpočtu budeme právě z důvodu omezeného množství měření přistupovat více konzervativně a budeme uvažovat spíše horší případ, než nejlepší.

### 7.3 Závěr měření

Měření byla provedena dle předem stanovených podmínek a bylo ověřeno, že jsme schopni správně určit oblast vzniku trhliny, čas vzniku však nebyl přesný. Bylo otestováno 16 testovacích vzorků pro stanovení základního nastavení simulace, následně bylo otestováno 5 vzorků držáků kompresoru. Výsledky životnosti budou dále porovnány se simulací v kapitole 8. Naměřená data z akcelerometrů budou vyhodnocena a také porovnána s výsledky simulace v následující kapitole.



Obr. 7.12: Trhlina na vzorku č. 4

## 7.4 Vyhodnocení naměřených dat

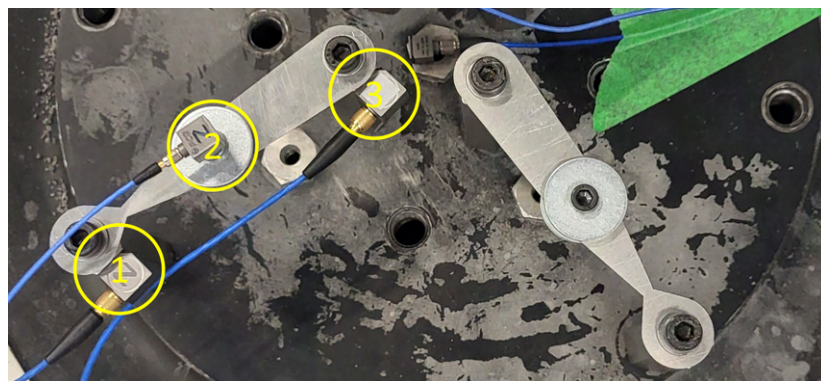
V průběhu měření byla naměřena data z akcelerometrů. Jejich umístění na měřícím standu je zobrazeno na obr. 7.13. V případě vzorků byly 2 akcelerometry umístěny na úchytných místech, které byly použity pro uchycení vzorků. Třetí akcelerometr byl umístěn na hlavě šroubu držící závaží, ten bylo potřeba v případě, že vzorek praskl sundat a znovu připevnit na jiný vzorek. Akcelerometry byly v průběhu měření umístěny na různých místech, protože bylo potřeba měřit i v případě, že vzorek praskl a bylo potřeba jej sundat a připevnit na další vzorek. Naměřeny byly 2 konfigurace závaží, ty byly zvlášť vyhodnoceny dále.

Akcelerometry umístěné na držácích kompresoru v průběhu měření byly v průběhu měření různých vzorků umístěny na různých místech. Místa jsou zvýrazněna na obr. 7.13b, kde žlutě zvýrazněná místa jsou místa spojů primárního a sekundárního držáku. Zeleně zvýrazněná místa jsou místa úchytů k šestihřanné tyči a modře zvýrazněná místa jsou místa na kompresoru. Analyzovány budou zejména data ze žlutě zakroužkovaných, neboť v těchto místech by mělo docházet k největší deformaci držáku a zároveň by v těchto místech měly být pozorovány jejich vlastní tvary.

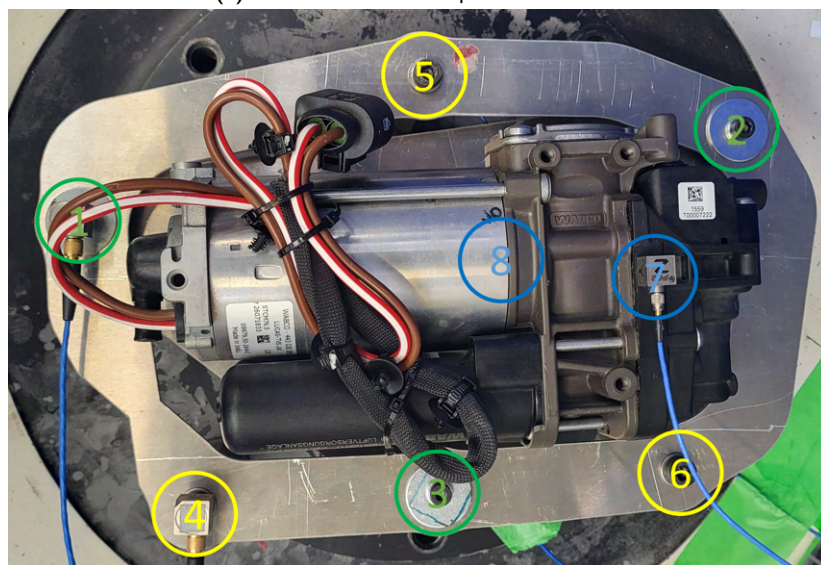
Data byla logována v časových intervalech, jelikož výsledný počet dat by byl příliš velký a bylo by obtížné je analyzovat. Také se z analýzy naměřených dat po měření vzorků ukázalo, že pro kontinuální měření v řádu hodin je tento přístup dostatečný. Nastavení bylo provedeno následujícím způsobem podle odhadované délky měření:

- Vzorky - závaží 158,5 g - kontinuální měření
- Vzorky - závaží 44,7 g - měření 60 sekund každé 3 minuty
- Držáky kompresoru - *Init* - měření 60 sekund každé 3 minuty
- Držáky kompresoru - *Maxhold* - kontinuální měření

Pro vyhodnocení naměřených dat byl vytvořen skript v Matlabu, který z naměřených dat vytvoří PSD průběh z každého měření které proběhlo. Pokud bylo měření provedeno



(a) Pozice akcelerometrů při měření vzorků



(b) Pozice akcelerometrů při měření držáků kompresoru

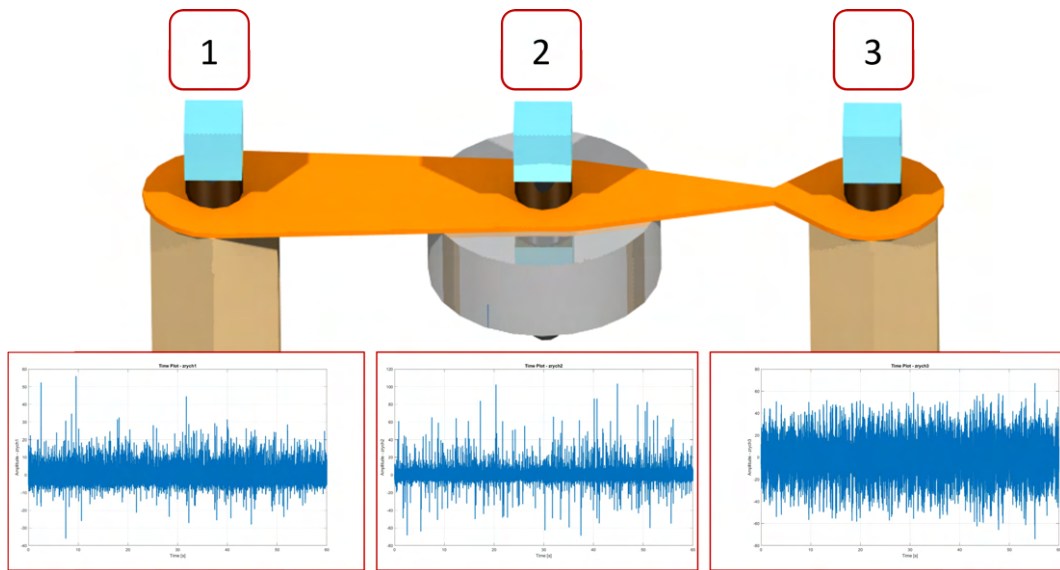
**Obr. 7.13:** Pozice akcelerometrů na měřícím standu

kontinuálně, tak bylo rozděleno na části o délce 60 sekund. Ze všech vytvořených PSD průběhů byl vytvořen jeden výsledný průběh, který byl poté porovnán s výsledky simulace. PSD vytvořená z míst úchytných bodů by se měla velmi blížit PSD referenčnímu, které budí celý systém, pro vyhodnocení jsou tak klíčová místa kde je uchyceno závaží v případě vzorků a v případě držáků kompresoru jsou klíčová místa spojů primárního a sekundárního držáku, jak bylo zmíněno výše.

#### 7.4.1 Vyhodnocení dat z měření vzorků

Byla naměřena data ze 3 akcelerometrů v rámci každého z měření pro obě konfigurace. Přesné rozložení akcelerometrů včetně očíslování je možné vidět na obr. 7.14. Číslo pozice je důležité zejména pro další vyhodnocení, kde naměřená data z pozice č. 2 ze všech směrů budou porovnána s vlastními tvary. Světle modrou barvou jsou zvýrazněny akcelerometry, které byly umístěny stejným způsobem. Naměřené zrychlení na pozici č. 2 bylo v maximálních hodnotách až 2x vyšší než na ostatních pozicích. Na pozici č. 1 a č. 3 byly umístěny akcelerometry s označením A14, na pozici

č. 2 byl umístěn akcelerometr s označením A31.



**Obr. 7.14:** Naměřený signál z akcelerometrů včetně pozice

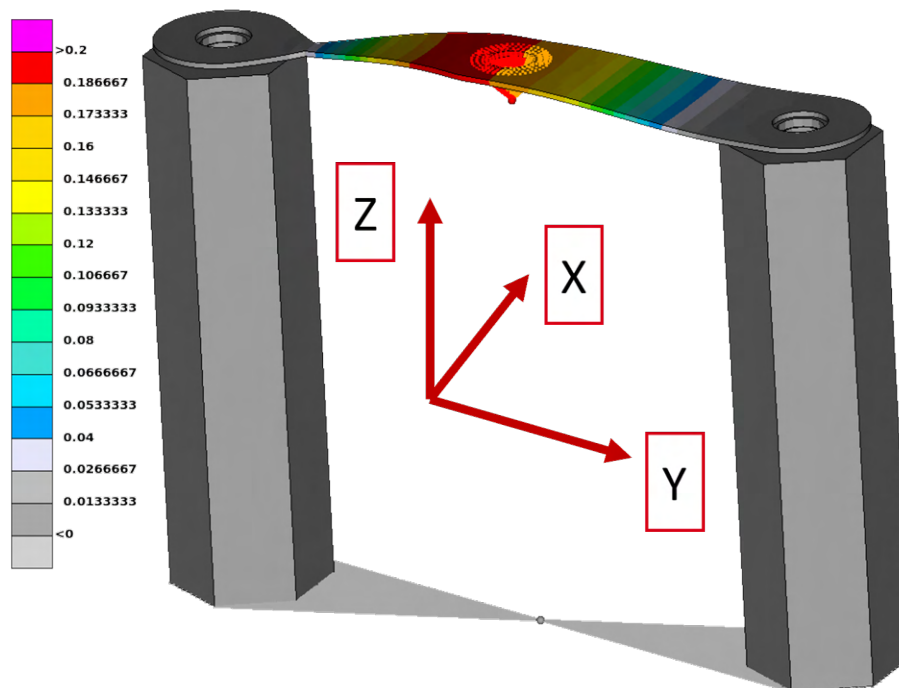
FE Model pro tyto účely byl dále zpřesněn, byly doplněny stojny z 6hr tyče a přidány podložky podle reálného smontování na testovací stoličce. To vše bylo provedeno s ohledem na výsledky z měření, kterým původní nastavení modelu neodpovídalo. Kromě zmíněných změn byl také změněn E modul hliníku, který dle literatury [2] byl nastaven na 69 GPa pro tento materiál. Snížení E modulu mělo za následek snížení vlastních frekvencí. Tyto zmíněné změny pomohly k většímu přiblížení výsledků z měření a simulace. Nový model zobrazuje obr. 7.15, zde je zobrazen první vlastní tvar, tedy ohybový. Tvar je stejný pro obě konfigurace závaží, mění se pouze hodnota vlastní frekvence a hodnoty deformace.

Vlastní frekvence pro modely s oběma závažími jsou pak zobrazeny v tabulce 7.6. Po provedení těchto změn došlo k poklesu vlastních frekvencí oproti původním výsledkům, které byly uvedeny v tabulce 6.2. Tyto hodnoty budou porovnány s naměřenými hodnotami pro obě konfigurace závaží.

	Mass 44,7 g		Mass 158,5 g	
Order	Frequency [Hz]	Modal shape	Frequency [Hz]	Modal shape
1	113,93	1st bending	64,81	1st bending
2	179,4	1st torsional	73,98	1st torsional
3	-	-	147,79	2nd bending

**Tab. 7.6:** Vlastní frekvence pro obě konfigurace závaží





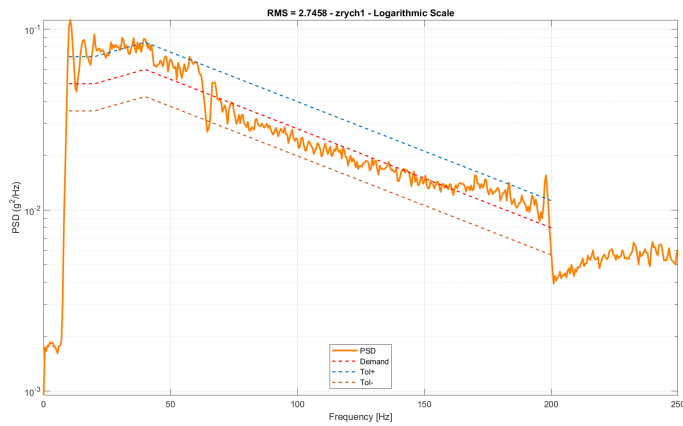
Obr. 7.15: První vlastní ohybový tvar vzorku se závažím

### Vyhodnocení pro závaží 158,5 g

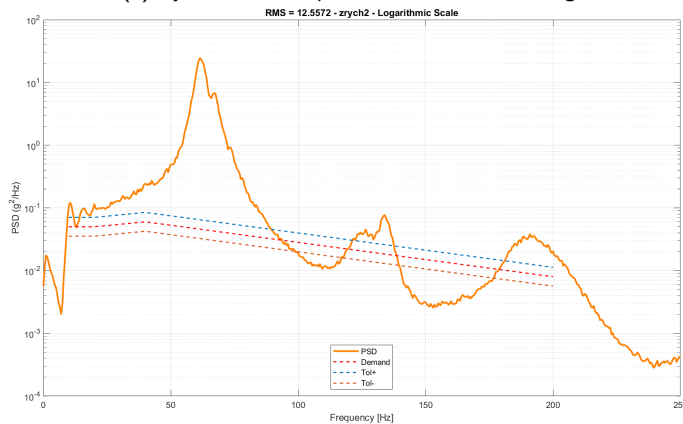
PSD vyhodnocena z naměřených dat jsou zobrazena na obr. 7.16, na grafech jsou zobrazeny pouze PSD ve směru Z. Z tohoto měření byla použita data z času 60 - 300 sekund z druhého měření, protože v průběhu prvního měření došlo k problému s akcelerometrem a data nebyla možné použít. Osa Y je zobrazena v logaritmickém měřítku pro lepší přehlednost, je však potřeba brát toto měřítko v úvahu při pohledu na graf. Pro vyhodnocení byl použit pouze jeden skript, kde byla data nejprve ořezána na požadovaný časový interval, poté bylo vytvořeno PSD z celého časového intervalu a průběhy byly porovnány s referenčním průběhem a stanovenou normou.

Červeně zvýrazněný průběh ve všech grafech je průběh referenční, který je použit jako vstup. Spodní a vrchní hranice odpovídají normě ve které by se měl signál pohybovat. Data z pozice č. 1 a č. 3 by měla dávat téměř stejné hodnoty. To se také měřením potvrdilo, ikdyž pozice č. 3 dosahuje o něco vyšších hodnot, to však může být způsobeno pouze rozdíly mezi akcelerometry.

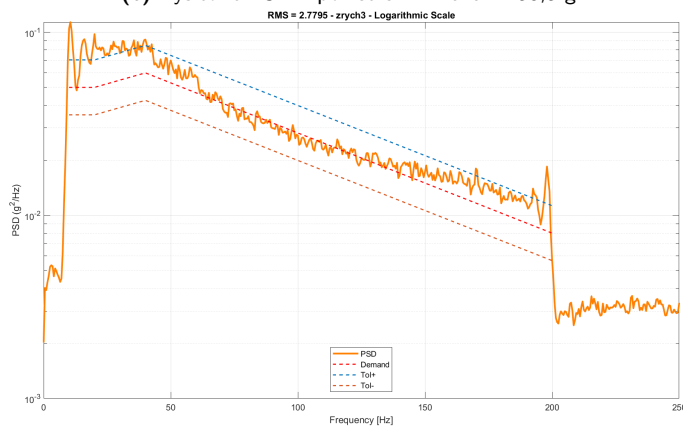
Při pohledu na lineární měřítko je možné lépe pozorovat vlastní frekvence. Ty jsou zobrazeny na obr. 7.17 v místě č. 2 pro všechny směry X, Y a Z. Významné rezonance se objevují na frekvencích 61,5 Hz, 66,5 Hz a 133,5 Hz. Při porovnání s výsledky simulace je možné vidět, že výsledky z měření jsou velmi blízko výsledkům z simulace. První vlastní tvar dle simulace odpovídá hodnotě 64,81 Hz, jedná se o ohybový vlastní tvar, očekáváme tedy, že se projeví v směru osy Z a potenciálně Y. Na obr. je tento tvar zvýrazněný červenou barvou, je možné vidět, že se výrazně projevuje na frekvenci



(a) Výsledné PSD z pozice č. 1 - závaží 158,5 g



(b) Výsledné PSD z pozice č. 2 - závaží 158,5 g

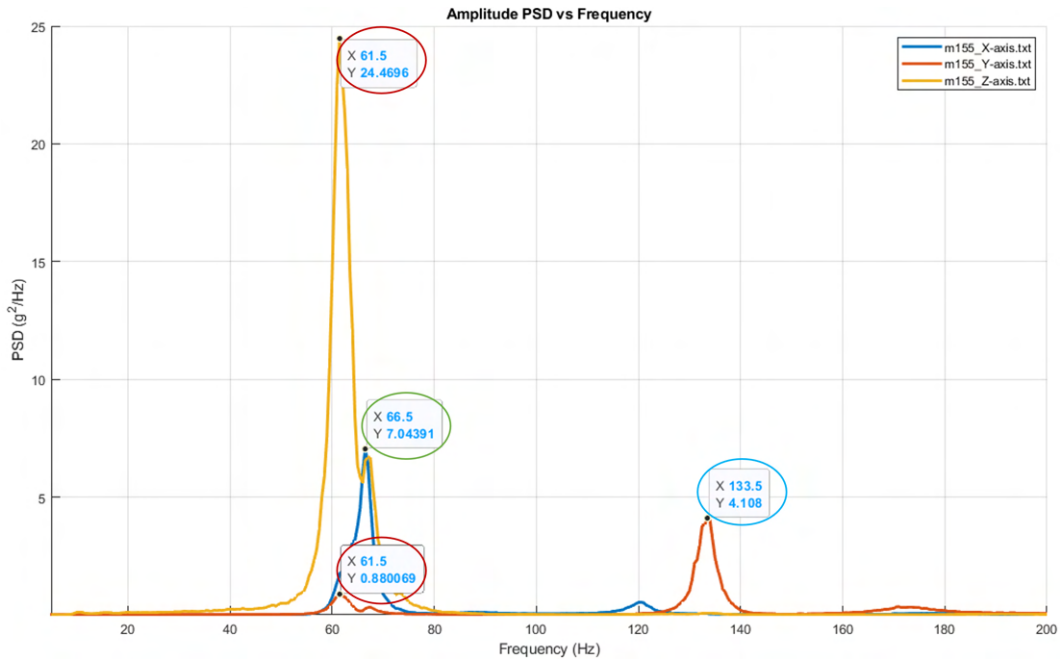


(c) Výsledné PSD z pozice č. 3 - závaží 158,5 g

**Obr. 7.16:** Výsledná PSD z měření vzorků s konfigurací závaží 158,5 g

61,5 Hz. Torzní vlastní tvar na dle výpočtu frekvenci 73,98 Hz (zvýrazněný zeleným kolečkem) je možné pozorovat pro směr X výraznou špičku na hodnotě 66,5 Hz, která je velmi blízko této hodnotě. Druhý ohybový tvar na dle výpočtu frekvenci 147,79 Hz (zvýrazněný modrým kolečkem) není výrazný podobně jako ostatní dva tvary. Tím, že je akcelerometr jen lehce nad osou rotace, tak je možné, že výsledky pro tento tvar nebudou tak přesné. Dle předpokladů je na ose Y možné pozorovat výraznou špičku na frekvenci 133,5 Hz, která je velmi blízko této hodnotě.

Je důležité brát v úvahu rozlišení měření, zprůměrování naměřených hodnot a zejména frekvenční krok ve vyhodnoceném PSD, který je 0,5 Hz, nikdy tak nebudeme schopni získat přesnou hodnotu, ale pouze přibližnou. Zároveň měříme akcelerometry posuvy a ne rotace a tak je možné, že také vlivem toho nebudou výsledky přesné.



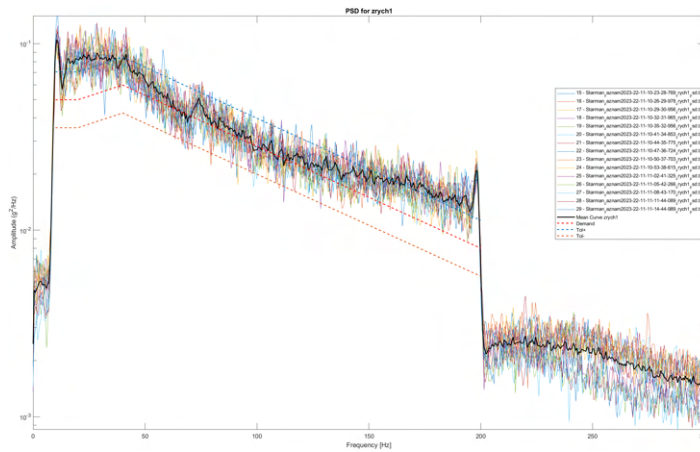
**Obr. 7.17:** Naměřený signál z akcelerometrů včetně pozice č. 2

Zpřesněním modelu a změnou E modulu jsme byli schopni dosáhnout výsledků, které jsou velmi blízko výsledkům z měření. Výsledky z měření jsou však ovlivněny i dalšími faktory, které není možné zohlednit v simulaci, jako je například přesnost výroby, přesnost vrtání díry, přesnost uchycení vzorku, přesnost uchycení závaží, přesnost uchycení akcelerometrů, přesnost měření, přesnost vyhodnocení dat a další. Hodnoty proto nebudou nikdy identické, snažíme se však dosáhnout co největší přesnosti.

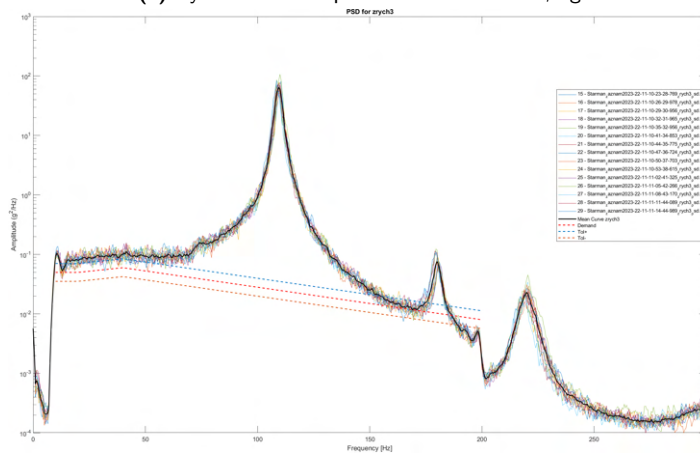
### Vyhodnocení pro závaží 44,7 g

Vyhodnocení pro závaží 44,7 g bylo provedeno podobným způsobem, zkouška však trvá déle a bylo naměřeno daleko více dat. Pro zpracování byly použity 2 skripty v Matlabu. První skript ze všech časových záznamů o délce 60 sekund vytvořil PSD průběh pro každý směr a naměřené místo. Druhý skript pak tyto hodnoty vložil do grafu, vytvořil z nich střednici a zobrazil výsledný průběh. Z těchto dat byla vytvořena střední hodnota pomocí funkce *mean* v Matlabu. Výsledné PSD jsou zobrazeny na obr. 7.18, na grafech jsou zobrazeny pouze PSD ve směru Z.

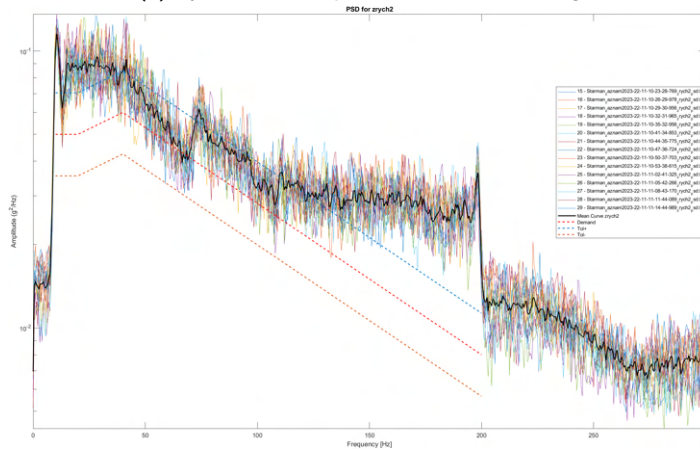
Střední hodnota z těchto dat je zvýrazněna černou barvou. Ta byla následně použita pro porovnání s výsledky simulace. Oproti předchozímu měření je zde možné vidět větší odchylku mezi pozicí č. 1 a 3. To však může být způsobeno pouze instalací, případně



(a) Výsledné PSD z pozice č. 1 - závaží 44,7 g



(b) Výsledné PSD z pozice č. 2 - závaží 44,7 g



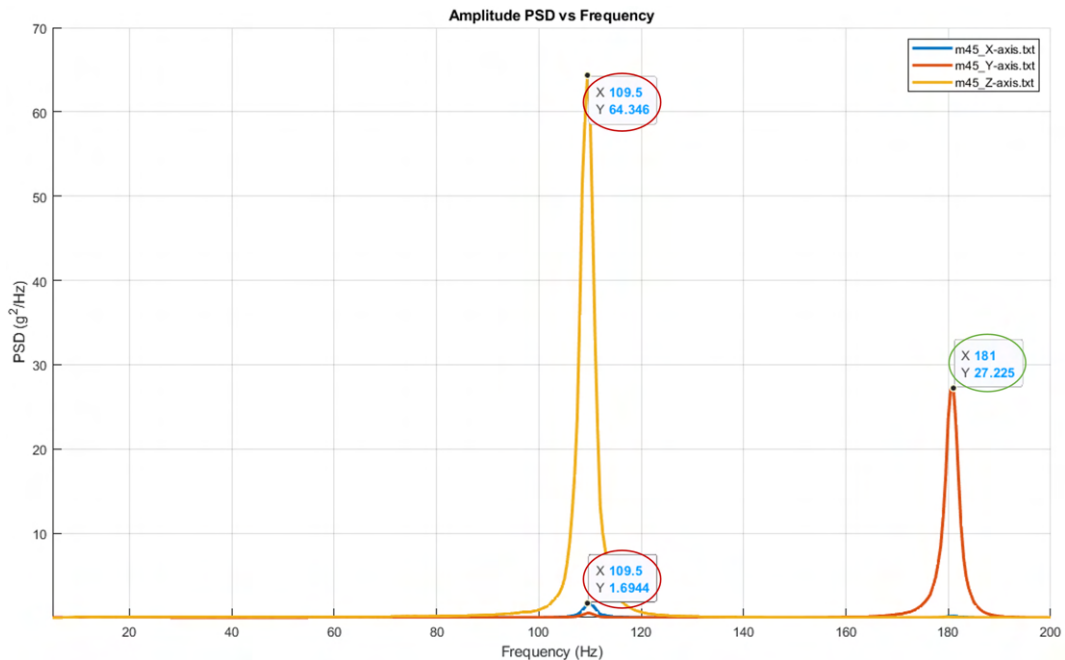
(c) Výsledné PSD z pozice č. 3 - závaží 44,7 g

**Obr. 7.18:** Výsledná PSD z měření vzorků s konfigurací závaží 44,7 g

rozdíly mezi akcelerometry. Tento rozdíl je však možné pozorovat na datech v celém spektru v průběhu měření.

Hodnoty vlastní frekvence budou opět porovnány při použití lineární stupnice, v daném intervalu jsou pouze 2 vlastní frekvence. Ty je také možné vidět na naměřených datech na obr. 7.19 v místě č. 2 pro všechny směry X, Y a Z. První vlastní frekvence ze simulace odpovídá hodnotě 113,93 Hz, jedná se o ohybový vlastní tvar, očekáváme

tedy, že se projeví v směru osy Z a potenciálně Y. V zobrazeném grafu jsou tyto hodnoty přesně zobrazeny na frekvenci 110 Hz. Druhá vlastní frekvence s torzním vlastním tvarem odpovídá dle simulace hodnotě 179,4 Hz, v naměřených datech tato hodnota odpovídá 181 Hz (zvýrazněna zeleně). Amplituda torzního tvaru je také velmi významná oproti těžšímu závaží. Pro oba typy závaží je však dominantní ohybový tvar.



**Obr. 7.19:** Naměřený signál z akcelerometrů včetně pozice č. 2

Výsledky simulace a naměřené hodnoty jsou velmi podobné. I přes určité nedostatky a odchylky je možné říci, že výsledky z měření jsou velmi blízko výsledkům ze simulace. Simulaci v této fázi tak můžeme považovat za validní a můžeme ji použít pro další vyhodnocení. Tento závěr je velmi důležitý, neboť z měření je zřejmé, že nastavení simulace výpočtu životnosti, s kterým byly díly navrženy, není příliš přesné. To poukazuje na to, že je potřeba provést další úpravy a zpřesnit nastavení simulace. Tímto krokem a validací vlastních frekvencí jsme tak zjistili, že tato část výpočtu je nastavena správně. Ve zbývajících částech práce se budeme zabývat především správným nastavením programu Femfat a případně materiálovému modelu. Nastavení materiálu pro výpočet životnosti je velmi důležité, výsledky jsou velmi citlivé na toto nastavení a je potřeba jej nastavit co nejpřesněji. V rámci této práce není možné provést měření přímo pro tento konkrétní materiál, bude tak nutné spolehnout se na literaturu a externí zdroje.

#### 7.4.2 Vyhodnocení dat z měření držáků kompresoru

Na každém z přípojných míst byla naměřena data, konkrétní pozice jsou vyznačeny na obr. 7.13b včetně označení pozic čísly, která budou použita pro pojmenování těchto pozic. Stejným způsobem jako u měření vzorků zde bylo nastaveno logování dat:

- *Init* - měření 60 sekund každé 3 minuty
- *Maxhold* - kontinuální měření

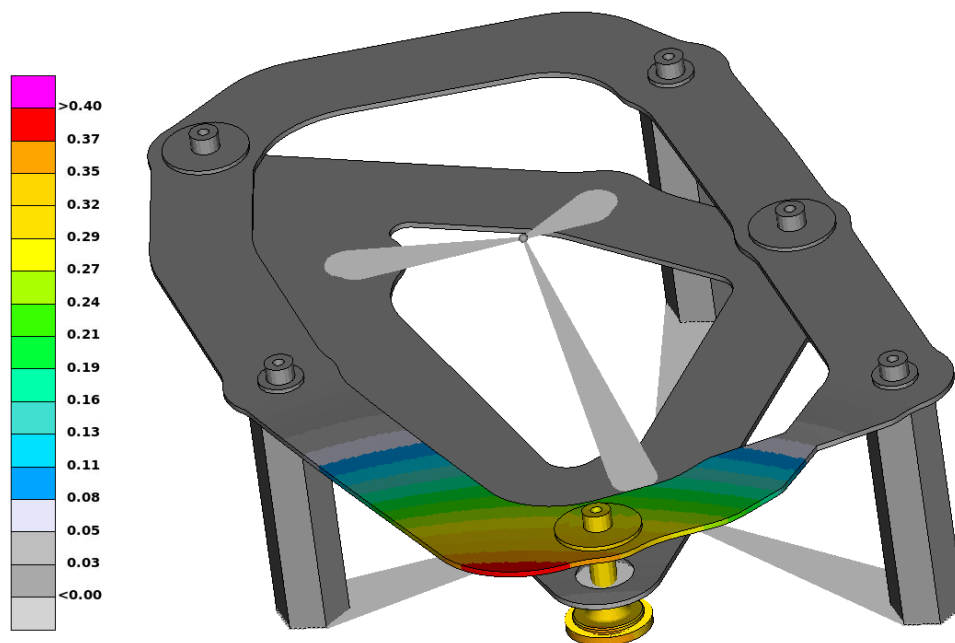
Data ze všech pozic byla vyhodnocena pomocí připravených skriptů v Matlabu, které vytvoří PSD průběh z naměřených dat stejným způsobem jako v případě vzorků. Pro demonstraci budou uvedeny pouze výsledky pouze z pozice č. 1, 4 a 7 (obr. 7.13b). Tedy z obou druhů úchytných míst a pozice na kompresoru. Ty pak budou porovnány s vlastními tvary vycházející ze simulace, porovnání však proběhlo pro každé z naměřených míst. Porovnání budou uvedena nejprve pro nastavení *Init* a poté pro nastavení *Maxhold*.

Na základě měření vzorků a zejména provedených změn v simulaci, byly provedeny stejné změny i pro tento model. Byly doplněny stojny z 6hr tyče a upraven spojovací materiál tak, aby přesně odpovídal skutečně použitému v průběhu měření, dále byl upraven E modul hliníku na 69 GPa. Byly také upraveny hodnoty tuhostí používané pro výpočet životnosti pro výpočet *Maxhold*, které byly upraveny na základě výsledků z měření. Tato problematika bude dále rozebrána v následující kapitole, kde budou uvedeny také hodnoty těchto tuhostí, nyní budou uvedeny pouze výsledky. Nastavení tuhostí pro výpočet *Init* bylo kromě směru Z ponecháno stejné, neboť při měření bylo prokázáno, že v této oblasti dochází ke zdvihu pružiny bez dosáhnutí dorazu a zapojena je tak pouze pružina. Ve směru Z byla snížena tuhost z 3,95 N/mm na hodnotu 3,3 N/mm. Hodnota 3,95 N/mm vychází z analytického výpočtu návrhu dané pružiny, naproti tomu hodnota 3,3 N/mm vychází z provedeného měření.

	<b>Initial</b>	<b>Maxhold</b>
<b>Order</b>	<b>Frequency [Hz]</b>	
<b>1</b>	6,6	11,6
<b>2</b>	6,9	11,7
<b>3</b>	7,7	14,4
<b>4</b>	13,5	22,5
<b>5</b>	16,5	29,0
<b>6</b>	23,1	38,3
<b>7</b>	66,2	97,9
<b>8</b>	68,6	108,3
<b>9</b>	179,3	186,2

**Tab. 7.7:** Hodnoty vlastních frekvencí sestavy držáků kompresoru pro obě nastavení tuhostí po provedení změn

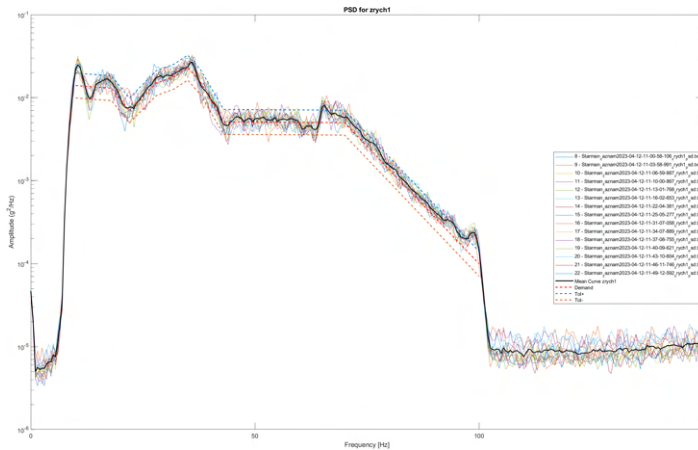
Hodnoty vlastních frekvencí se těmito modifikacemi snížily pro obě nastavení tuhostí v porovnání s počátečním návrhem, který je uveden v tabulce 6.3. Vlastní tvary pro nastavení *Init* až do hodnoty 65,2 Hz odpovídají pouze posunu primárního držáku vůči sekundárnímu, to odpovídá pohybu držáku pouze na pružinách. Poslední tři vlastní tvary znázorňují deformaci sekundárního držáku v přípojných místech, přičemž s ohledem na námi zkoumanou pozici se jedná o 8. vlastní tvar zobrazený na obr. 7.20. V případě nastavení *Maxhold* jsou vlastní tvary stejné, pouze dochází k jiným hodnotám posuvů. Pro nízké frekvence vyšší tuhost pružinového elementu způsobuje větší deformaci sekundárního držáku, nedochází tak pouze k pohybu primárního držáku. Poslední 3 vlastní tvary také v tomto případě odpovídají deformaci sekundárního držáku, ve stejném pořadí pouze na jiných hodnotách frekvence. Vlastní tvar č. 8 pak odpovídá identickému tvaru s obr. 7.20 pouze s jinými hodnotami deformace.



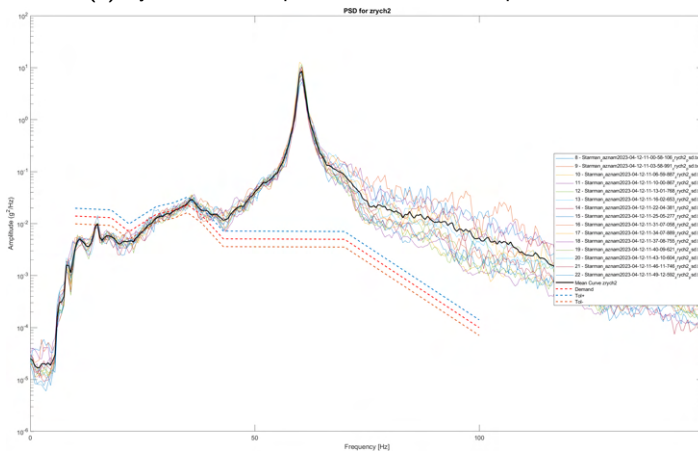
Obr. 7.20: Vlastní tvar sekundárního držáku

### Vyhodnocení pro nastavení *Init*

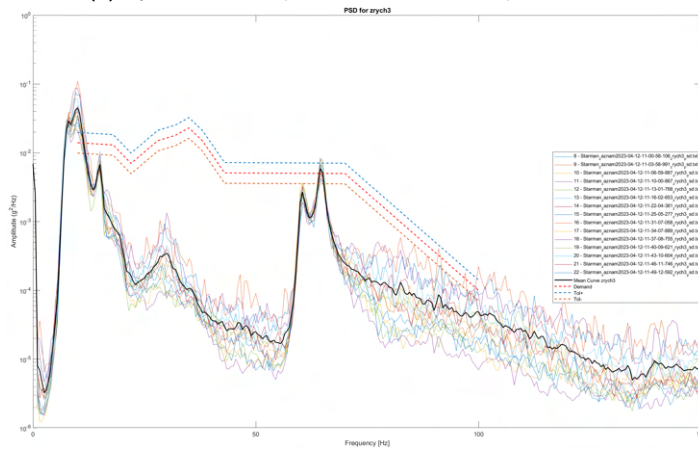
Výsledné PSD z naměřených dat na pozici č. 4 znázorňující přípojně místo sekundárního držáku k šestihřanné tyči jsou zobrazeny na obr. 7.21a. Oproti předchozímu měření vzorků je tento signál definovaný pouze do 100 Hz. I přes definici v nižší frekvenční oblasti oproti běžnému pracovnímu oknu vibračního shakeru, naměřený signál je schopen vyhovět požadavkům dané normy a to i přesto, že je signál zprůměrován a oproti předchozímu použitému signálu je definován ve více bodech. Výsledný průběh je zobrazen černě, červeně je zvýrazněn referenční průběh, modře a oranžově jsou zvýrazněny hranice normy. Pro vyhodnocení byla použita data z měření vzorku č. 1.



(a) Výsledné PSD z pozice č. 4 - držák kompresoru - *Init*



(b) Výsledné PSD z pozice č. 1 - držák kompresoru - *Init*



(c) Výsledné PSD z pozice č. 7 - držák kompresoru - *Init*

**Obr. 7.21:** Výsledná PSD z měření držáků kompresoru pro dané pozice - *Init*

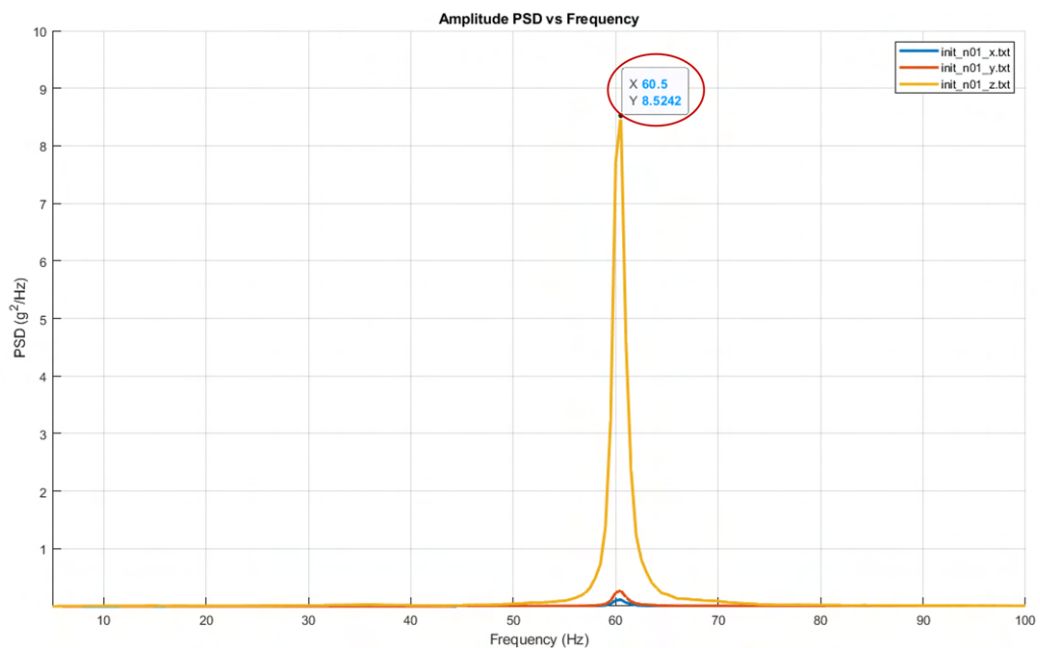
Pozice č. 1 jejíž naměřená data jsou zobrazena na obr. 7.21b je naměřená data z přípojného místa primárního a sekundárního držáku. V tomto intervalu je možné pozorovat jednu významnou rezonanci, ta bude porovnána s výsledky simulace.

Poslední obrázek zobrazuje naměřená data z pozice č. 7, konkrétně se jedná o místo přímo na kompresoru poblíž svého předpokládaného těžiště. Výkon tohoto signálu je v porovnání s ostatními velmi nízký, to je zapříčiněno právě izolátory vibrací, které



jsou zde právě k tomuto účelu, aby bylo dosaženo co nejnižšího přenosu vibrací na kompresor. I přesto je zde možné vidět jednu rezonanční frekvenci na velmi podobné hodnotě jako pro pozici č. 1, konkrétně v intervalu mezi 60 až 64,5 Hz. Pravděpodobně v tomto intervalu dochází právě k rezonanci kompresoru a jeho držáku a ten má tak vliv na sekundární držák. V případě amplitudy naměřené na kompresoru se však pohubujeme o 2 řády níže, v porovnání těchto dvou míst je tato hodnota velmi malá. Mezi naměřenými daty je možné vidět větší rozptyl hodnoty v porovnání například s pozicí č. 4.

Zaměříme-li se pouze na bod č. 1 z grafu 7.21b, přidáme zobrazení pro všechny 3 naměřené směry a zobrazíme je v grafu v lineární, získáme graf 7.22. Pro všechny směry je zde možné pozorovat významnou rezonanci na hodnotě 60,5 Hz. Ta odpovídá hodnotě z tabulky 7.7 konkrétně 8. vlastní frekvenci na hodnotě 68,6 Hz. Tento tvar je také zobrazen na obr. 7.20. Před provedením změn byla hodnota vlastní frekvence ze simulace ze 86,6 Hz, provedenými změnami jsme se tak dostali na rozdíl mezi těmito hodnotami je kolem 8,1 Hz namísto 26,1 Hz z původního výpočtu bez provedených modifikací.



**Obr. 7.22:** Vlastní tvar sekundárního držáku

V grafu je možné také vidět, že na hodnotě 60,5 Hz byla pro všechny směry X, Y a Z naměřena největší amplituda v celém rozsahu, dominantním směrem je dle očekávání směr Z. Naměřené hodnoty nelze brát jako absolutně přesné hodnoty a to jak pro hodnoty amplitudy tak pro hodnoty frekvence. Pokud bychom porovnávali ve stejném místě naměřená data pro vzorek č. 2, tak hodnota vlastní frekvence je 62 Hz, rozdíl mezi naměřenými hodnotami a těmi ze simulace by se tak dále zmenšil. Pro vzorek č. 3 je získáme naměřenou hodnotu vlastní frekvence 61,5 Hz.

Spíše než jako přesné číslo je třeba uvažovat o tom jako o určitém intervalu hodnot, které jsme získali z měření. Cílem simulace je pak dostat se co nejbliže k tomuto intervalu a ne na jednu přesně stanovenou hodnotu. Porovnání je však uvedeno pro jeden vzorek a to vzorek č. 1, pro ostatní vzorky by bylo možné provést stejné porovnání a ve výsledné tabulce uvést interval hodnot pro všechny vzorky. Smyslem je však ukázat porovnání mezi původním nastavením a nastavením po provedených modifikacích uvést kontext naměřených hodnot, kterým se snažíme přiblížit.

Stejným přístupem byly provedeny modifikace i pro ostatní 2 úchytné body na pozicích č. 2 a 3. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v tabulce 7.8, v prvním sloupci je uvedeno číslo bodu dle obr. 7.13b, druhý sloupek obsahuje naměřené hodnoty, třetí původní hodnoty ze simulace a poslední sloupek výsledné hodnoty po provedení modifikací. Pro všechny tyto 3 vlastní tvary, které nás v rámci analýzy zajímaly, jsme dosáhli k významnému snížení hodnoty vlastní frekvence pomocí všech modifikací.

	Measured	Simulation before	Simulation after
Order	Frequency [Hz]		
7	59,5	80,1	66,2
8	60,5	86,6	68,6
9	173,0	182,6	179,3

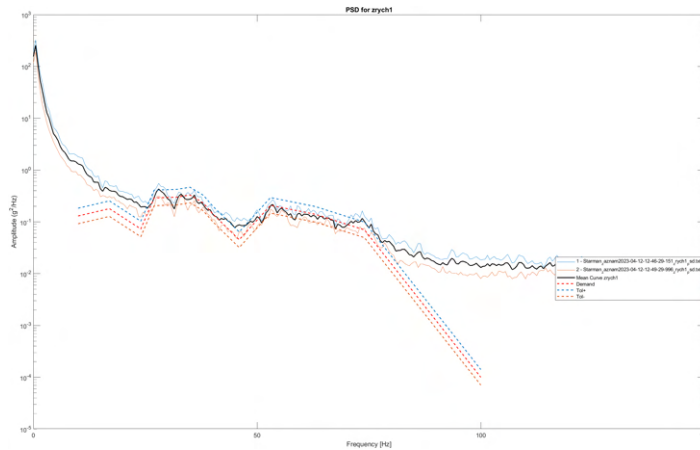
**Tab. 7.8:** Porovnání hodnot vlastních frekvencí pro vlastní tvary sekundárního držáku

### Vyhodnocení pro nastavení *Maxhold*

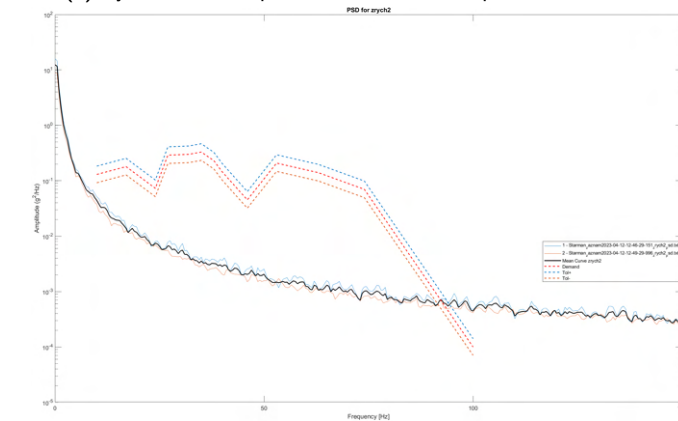
Demonstrace proběhne na stejných pozicích jako v předchozím případě, tedy na pozicích č. 1, 4 a 7. Vstupní PSD signál použitý na testovacím shakeru byl pravděpodobně až příliš silný, docházelo tak k extrémním deformacím držáku. Naměřená data jsou zobrazena na obr. 7.23. Tyto tvary jsou společně se všemi tvary zobrazeny v příloze 13.1 pro nastavení *Init*.

Naměřený signál na počátku frekvenčního spektra nerespektuje příliš signál požadovaný, to může být způsobeno tím, že požadovaný signál je v této nízké hodnotě frekvence příliš silný a stroj není schopen respektovat tento průběh. Výrazný pokles v referenčním signálu přibližně od hodnoty 75 Hz naměřený signál nerespektuje a nabývá tak vyšších hodnot v tomto intervalu.

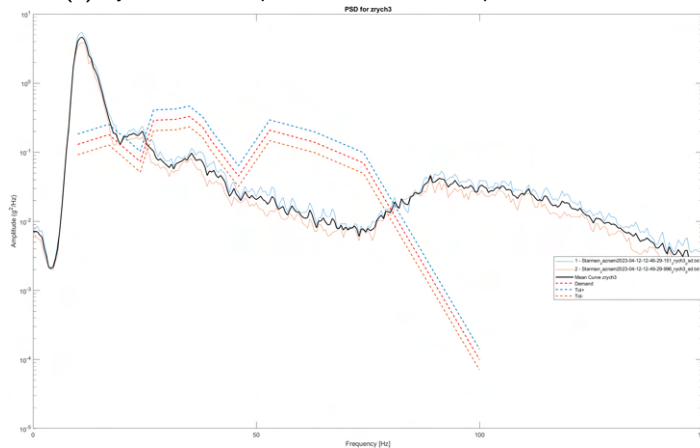
Velmi odlišný průběh oproti měření při signálu *Init* je zobrazen na obr. 7.23b, kde je zobrazen naměřený signál z přípojného místa primárního a sekundárního držáku. Amplituda z počátečních velmi vysokých hodnot klesá bez výrazné rezonance, průběh je tak oproti očekávání na základě předchozích měření velmi odlišný. Průběh v tomto



(a) Výsledné PSD z pozice č. 4 - držák kompresoru - *Maxhold*



(b) Výsledné PSD z pozice č. 1 - držák kompresoru - *Maxhold*



(c) Výsledné PSD z pozice č. 7 - držák kompresoru - *Maxhold*

**Obr. 7.23:** Výsledná PSD z měření držáků kompresoru pro dané pozice - *Maxhold*

místě je velmi ovlivněn samotným kompresorem, kde jak je možné vidět na grafu 7.23c, amplitudy jsou zde velmi vysoké a je zde možné pozorovat výraznou rezonanci na hodnotě kolem 10 Hz.

Kompresor s hmotností 3,965 kg tak ovlivňuje extrémním způsobem celou soustavu a naměřené průběhy jsou tak velmi odlišné od předchozího měření. Jeho hmotnost je tak vzhledem k tuhosti držáku až příliš velká a při tak velkých amplitudách dochází

k velkým deformacím držáku, který nedokáže přenést tak velké vibrace. V tomto případě tak nebudou porovnány hodnoty pro všechny 3 směry v naměřeném místě č. 1, neboť všechny 3 směry mají podobný průběh a není tak možné zde pozorovat významnou rezonanci jako v předchozích případech.

### Vyhodnocení pro vzorky s dírou

Při porovnání vzorků s vytvořenou dírou nebyly nalezeny významné rozdíly v naměřených datech, z toho důvodu nebude uvedeno přímé porovnání naměřených dat. Tato problematika je přesně popsána v tabulce 7.9, kde je možné pozorovat minimální rozdíly v hodnotách vlastní frekvence. Podle očekávání je rozdílný pouze tvar č. 7 a to z toho důvodu, že v tomto tvaru dochází k deformaci sekundárního držáku přesně v tomto místě. Vytvořená díra toto místo zeslabuje, nicméně není tak významná, aby ovlivnila ostatní tvary. Tyto výsledky demonstrují přesný důvod toho, proč v naměřených datech nebylo možné nalézt významné rozdíly. Citlivost měření také není dostatečná pro pozorování rozdílu na desetinných místech, proto je porovnání uvedeno přímo pro provedenou modální analýzu pomocí řešiče Permas. Všechny vlastní tvary pro vzorky č. 1 až 3, tedy vzorky bez díry, pro nastavení *Init* jsou uvedeny v příloze 13.1

Order	Sample 1-3	Sample 4 - hole	Sample 4 - hole
[-]	Frequency [Hz]		
1	11,6	11,5	11,5
2	11,7	11,7	11,7
3	14,4	14,4	14,4
4	22,5	22,5	22,5
5	29,0	29,0	29,0
6	38,3	38,3	38,3
7	97,9	96,8	96,8
8	108,3	108,3	108,3
9	186,2	186,1	186,1

**Tab. 7.9:** Hodnoty vlastních frekvencí sestavy držáků kompresoru všech vzorků

## 8 Kalibrace výpočetního modelu

Na základě provedeného měření a vyhodnocení výsledků bude výpočet upraven a budou provedeny modifikace výpočetního modelu. V předchozí kapitole bylo prokázáno, že nastavení modelu vzorků a držáků kompresoru a provedený výpočet v programu Permas modifikaci modelu odpovídá naměřeným datům. Vstupy použité do programu Femfat pro výpočet životnosti jsou tak validovány. V této kapitole tak budou uvedeny změny v nastavení programu Femfat a použitého materiálového modelu na základě provedeného měření. Bude provedena modifikace výpočetního modelu a to jak pro vzorky, tak pro držáky kompresoru. Výsledky budou porovnány s naměřenými daty a bude tak ověřeno, zda je výpočet schopen přesně určit životnost dané soustavy.

V první fázi je cílem nastavit výpočet vzorků tak, aby co nejvíce odpovídal měření. Konstrukce vzorků je velmi jednoduchá, není zde zahrnut vliv izolátoru vibrací a proto je z tohoto pohledu jednodušší nastavit výpočetní model. To je také princip vzniku a použití těchto vzorků. Druhá fáze po kalibraci výpočtu vzorků a použití nastavení z tohoto výpočtu poté obsahuje nastavení výpočtu držáků kompresoru, zde bude provedeno nastavení tuhostí a tlumení izolátorů vibrací.

Aby bylo možné mezi sebou porovnat naměřená data a výsledky z výpočtu, bylo použito PSD z naměřených dat namísto referenčních PSD. Vstupní signál pro výpočet je tak totožný s tím, který byl reálně naměřen a kterým byla buzena daná soustava.

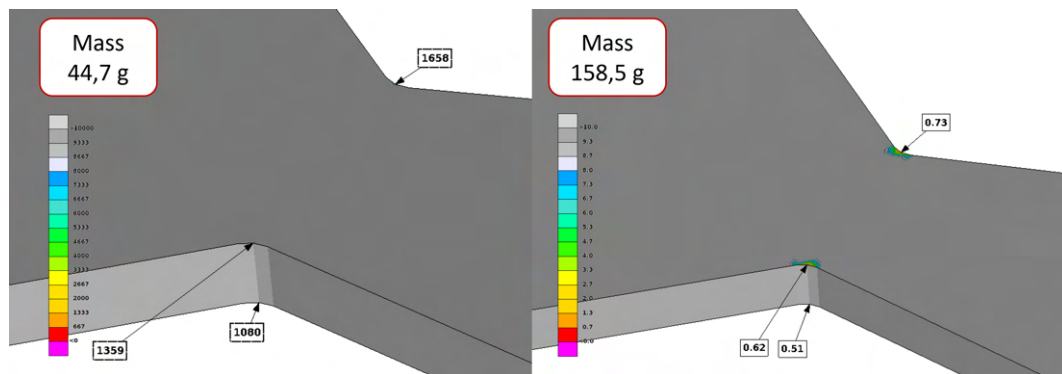
### 8.1 Kalibrace výpočetního modelu vzorků

Prvním krokem bylo použití zmíněného PSD získaného z měření, to bylo dále použito pro všechny provedené výpočty. Oproti původnímu výpočtu při návrhu vzorků byl také aktualizován model, který byl validován v minulé kapitole. Po provedení těchto změn došlo k zásadní změně výsledků oproti původním. Měřením se prokázalo, že k vzniku trhliny dochází ve stejném místě jako v simulaci, proto budou v průběhu kalibrace prezentovány změny pouze v tomto místě. Změny pro obě konfigurace budou prezentovány současně, neboť se jedná o stejný výpočetní model. S ohledem na to, že odhadovaná životnost se velmi liší se všechny provedené změny, kdy při stejné změně dojde při snížení a při druhé k zvýšení životnosti budou výsledky prezentovány vedle sebe.

#### 8.1.1 První verze po správném nastavení vstupů

Po správném nastavení vstupních dat a použití PSD přímo z měření došlo k výrazné změně výsledků. Výsledky na obr. 8.1 jsou zobrazeny v hodinách. Pro vzorek se závažím 44,7 g došlo ke snížení na nejnižší hodnotu 1080 hodin z původních 2943 hodin. Pro vzorek s těžším závažím 158,5 g došlo naopak ke zvýšení z hodnoty 0,31 hodin na 0,51

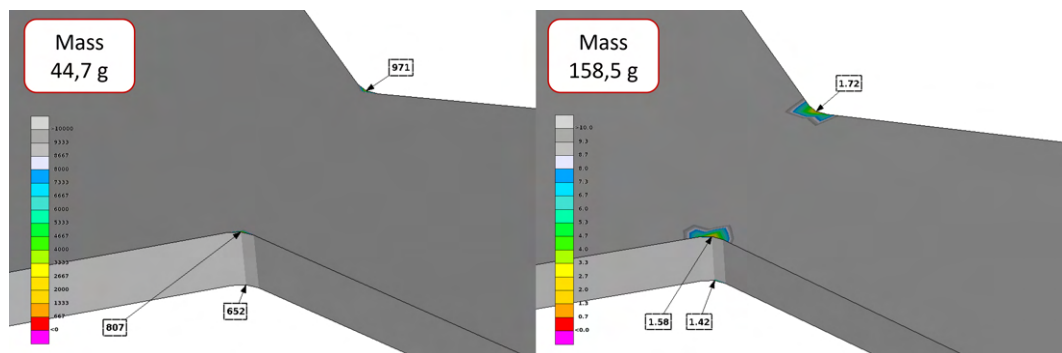
hodin. Uváděny budou vždy nejnižší hodnoty v daných bodech, neboť tyto hodnoty jsou výraznější a lépe se tak porovnávají.



Obr. 8.1: Kalibrace: Životnost vzorků po správném nastavení vstupních dat

### 8.1.2 Nastavení programu Femfat

Po správném nastavení vstupních dat bylo provedeno nastavení programu Femfat. Nejprve byly provedeny změny v rámci karty *Influence factors* tzv. faktory ovlivňující životnost. Výsledky po změně těchto nastavení jsou uvedeny na obr. 8.2. Největší změna je patrná u nastavení *Influence of mean stress*, kde došlo k výraznému snížení životnosti. Pro vzorek s hmotností 44,7 g došlo k poklesu z 1080 hodin na 652 hodin. Pro vzorek s hmotností 158,5 g došlo naopak k navýšení životnosti z 0,51 hodin na 1,42 hodin. Tyto změny se tak projeví pro obě konfigurace opačně.



Obr. 8.2: Kalibrace: Životnost vzorků po nastavení programu Femfat

### 8.1.3 Nastavení materiálového modelu

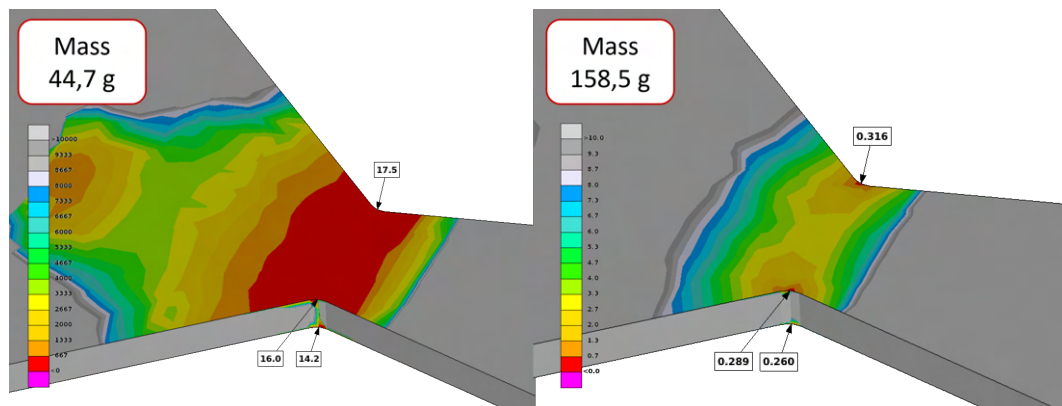
Po nastavení programu Femfat byly provedeny změny v materiálovém modelu. Kromě toho byly provedeny i další dvě změny, první změnou bylo nastavení *Pravděpodobnosti přežití vzorku (Survival probability)* na 99 %, druhou změnou bylo nastavení hodnoty drsnosti porchu z původní hodnoty  $Rz = 1 \mu m$  na  $Rz = 10 \mu m$ .

*Pravděpodobnost přežití vzorku* označuje pravděpodobnost, že materiál vydrží konkrétní počet cyklů bez selhání z důvodu únavy. Pravděpodobnost přežití je

implicitně obsažena v S-N křivce, přičemž vyšší počty cyklů do selhání při dané úrovni napětí naznačují větší pravděpodobnost toho, že materiál tuto specifickou cyklickou zátěž přežije bez selhání z důvodu únavy [22].

Z výsledků uvedených na obr. 8.3 je možné vidět obrovskou citlivost na tyto parametry, přičemž největší citlivost je na materiálové vlastnosti. Ty byly získány z interní databáze společnosti, proto není možné blíže materiál popsat. Mez kluzu a mez pevnosti jsou oproti předchozímu materiálu výrazně vyšší. Mez kluzu se z hodnoty 260 MPa zvýšila na 376 MPa a mez pevnosti se z hodnoty 310 MPa zvýšila na 400 MPa. S-N křivka materiálu je však v porovnání s předchozím materiálem konzervativnější. Data jsou však založena na reálném měření a měly by tak být přesnější.

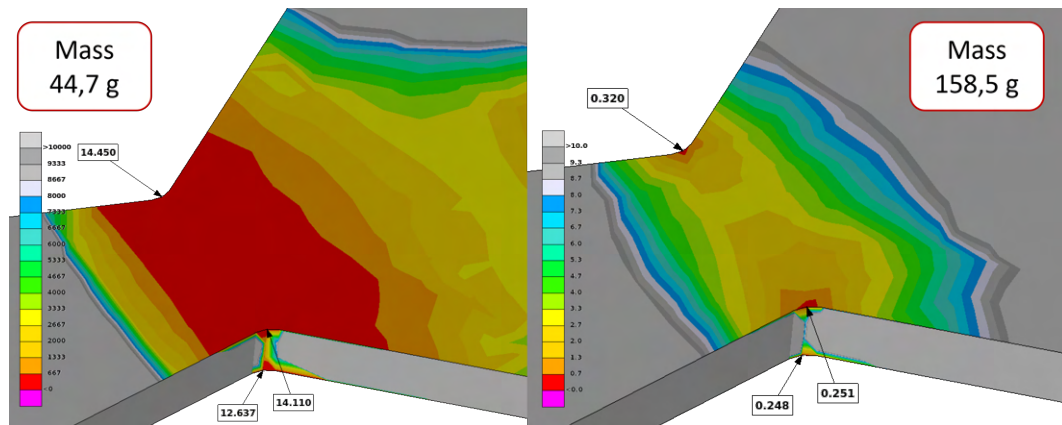
V tomto případě životnost klesla při použití obou závaží, pro vzorek s hmotností 44,7 g došlo k snížení z 652 hodin až na 14,2 hodiny (852 minut). Pro vzorek s hmotností 158,5 g došlo k poklesu z 1,42 hodin (85,2 minut) na 0,26 hodin (15,6 minut).



Obr. 8.3: Kalibrace: Životnost vzorků po nastavení materiálového modelu

#### 8.1.4 Nastavení montážní tolerance

Poslední provedenou změnou bylo nastavení montážní tolerance, v tomto případě se jedná spíše o citlivostní analýzu, která byla v této práci provedena. Vstupní data pro simulaci počítají se 100 % přesností složení součástí, což je v praxi nemožné. Byla tak vyzkoušena citlivost na posun těžiště a to ve směru X (příčný směr) a Y (podélný směr). Posun v podélném směru v případě posunu blíže k vytvořenému vrubu životnost snižuje, v opačném směru posuvu dochází k navýšení životnosti. V příčném směru dochází ke snížení životnosti na jedné straně, což odpovídá předpokladu. Pokud tyto dva směry zkombinujeme, tak je výsledná životnost nejnižší, nicméně nejedná se o výrazné rozdíly v kontextu s předchozími změnami nastavení programu. Pro všechny směry byl uvažovaný posuv 1 mm, což je považováno jako maximální možný posuv. Výsledky jsou uvedeny na obr. 8.4.



Obr. 8.4: Kalibrace: Životnost vzorků po provedení citlivostní analýzy na montážní toleranci

## 8.2 Porovnání výsledků po kalibraci výpočetního modelu vzorků

Po provedení všech uvedených změn v rámci nastavení simulace a celého modelu byly výsledky porovnány s naměřenými daty. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 8.1, kde jsou uvedeny naměřené průměrné hodnoty, včetně směrodatné odchylky a také maximální hodnota naměřená v průběhu měření. Pro porovnání jsou uvedeny i hodnoty z původního výpočtu bez provedených změn. Výsledky jsou uvedeny pro obě konfigurace, pro vzorek s hmotností 44,7 g a pro vzorek s hmotností 158,5 g. Provedené změny se zejména pro vzorek s hmotností 44,7 g projeví výrazně, životnost se snížila z původních 2943 hodin na 14,2 hodin, jedná se o snížení o 99,5 %. Pro vzorek s hmotností 158,5 g došlo k poklesu z 0,31 hodin na 0,26 hodin, jedná se o snížení o 16,1 %. Výsledné hodnoty však stále nejsou schopny přesně určit životnost, neboť rozdíl mezi naměřenými hodnotami a hodnotami z výpočtu je stále vyšší než bychom chtěli dosáhnout. I přesto je však výsledek výrazně lepší než výsledek z původního výpočtu, dostali jsme se tak výsledky životnosti velmi blízko, i když stále ne dostatečně podle původních očekávání.

Sample	Measurement			Simulation	
	Average	Standard deviation	Maximum	Before	After
Weight [g]	Time [min]				
44,7	126,3	54,2	237,3	176 580,0	758,2
158,5	9,3	8,5	30,2	18,78	14,9

Tab. 8.1: Finální porovnání životnosti vzorků mezi naměřenými a vypočtenými hodnotami

Další nastavení a případné změny které byly provedeny se však již neprojevily výrazněji a výsledky se již příliš nezměnily. V simulaci není zohledněn vliv výrobního procesu, konkrétně vliv vodního paprsku na hranu vzorku. Trhlina má vznikat právě na této hraně, což se měřením prokázalo. Tento jev však nejsme schopni nasimulovat,



s těmito výsledky se tak musíme uspokojit. I přes získaný jiný materiálový model však s jistotou nemůžeme potvrdit, že materiálové vlastnosti souhlasí. Plechy které byly použity pro životnostní analýzu mají odpovídat jakosti T6, to ale není možné potvrdit. Materiál a jeho vlastnosti jsou tak v tomto výpočtu stále nejisté. Případný další vliv této nepřesnosti mohla být špatná montáž v rámci měření nebo poškození vzorku při montáži.

Výsledky měření životnostní zkoušky držáků kompresoru ukázaly, že trhлина nevzniká na hraně stejným způsobem jako tomu je u vzorků, nýbrž vzniká uprostřed a následně se šíří do stran směrem k hraně. Problém objevující se u vzorků, kde tato hrana měla vlivem vodního paprsku výrazně jiný povrch, tak v rámci tohoto výpočtu bude pravděpodobně zanedbatelný.

### **8.3 Kalibrace výpočetního modelu držáků kompresoru**

Po provedení kalibrace výpočetního modelu vzorků bylo provedeno nastavení výpočetního modelu držáků kompresoru. Pro kalibraci tohoto výpočetního modelu je jako základ použito nastavení z předchozí kapitoly, kde bylo provedeno nastavení výpočetního modelu vzorků. Pokud je nastavení výpočetního modelu v tomto případě správné, tak bychom ho vůbec neměli měnit a měli bychom dosáhnout daleko přesnějších výsledků než při návrhu držáků.

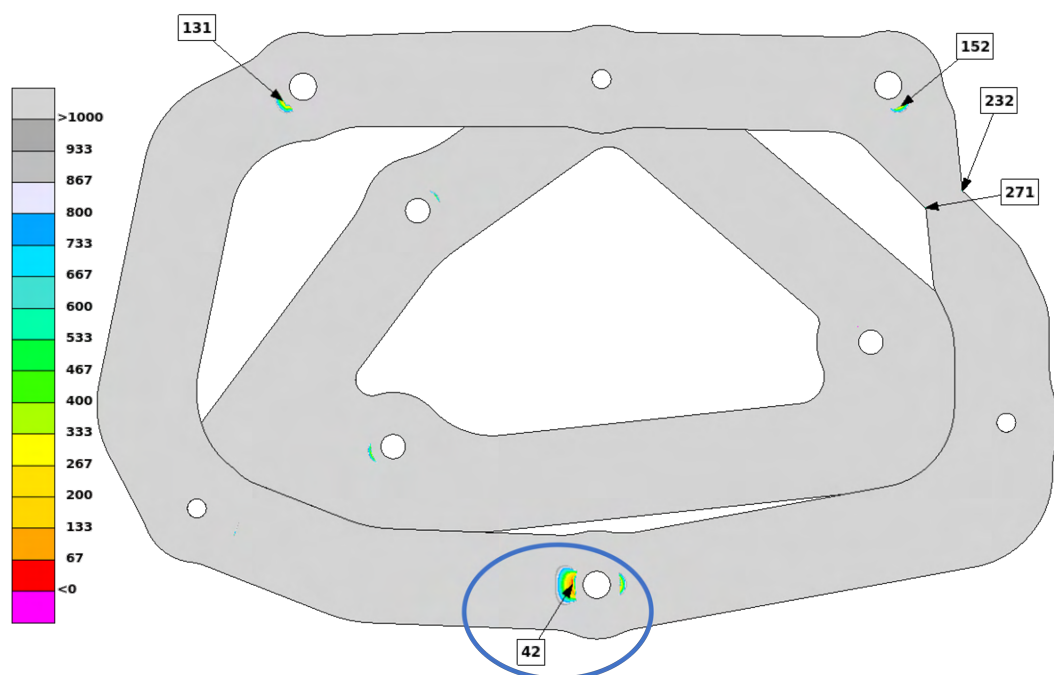
V této kapitole budou provedeny zejména změny na nastavení pružinového elementu, konkrétně jeho tuhost a tlumení. Výsledky budou porovnány s naměřenými daty a bude tak ověřeno, zda je výpočet schopen přesně určit životnost dané soustavy.

Obr. 8.5 zobrazuje výsledky po provedení změn po nastavení identických změn, které byly provedeny v předchozí kapitole. Porovnány budou výsledky pro nastavení *Maxhold* v místě, kde došlo při měření k vzniku trhliny, zakroužkovaném modře. Oproti prvnímu provedenému výpočtu se životnost zvýšila z 35 sekund na 42 sekund. Oproti naměřeným hodnotám je však odhadovaná životnost v tomto místě příliš nízká.

#### **8.3.1 Citlivost na tuhost pružinového elementu**

Pouze jeden ze všech směrů byl naměřen v rámci proběhlého měření charakteristiky izolátoru vibrací. Tuhosti pro ostatní směry jsou získané z výpočetního modelu nastaveného dle naměřené charakteristiky. Výsledky pro tyto směry však byly získány s vědomím toho, že bude nutné provést další kalibraci dle naměřených výsledků. Byla provedena citlivost na jednotlivé směry, konkrétně příčné (X a Y) a rotační (RX, RY a RZ). Dané tuhosti vycházejí z tabulky 6.1 na straně 89, kde jsou uvedeny všechny použité tuhosti pro jednotlivé směry a nastavení *Init* a *Maxhold*.

Citlivosti byly vyzkoušeny pouze pro nastavení *Maxhold*, neboť pro celkové nastavení



Obr. 8.5: Kalibrace: Životnost držáků kompresoru po nastavení výpočetního modelu vzorků

metodiky je klíčové právě toto nastavení. Provedeno bylo mnoho různých kombinací a variant, v tabulce jsou však uvedeny pouze ty nejdůležitější. Životnost je uvedena v nodu č. 350283, který je na obr. 8.5 zakroužkovaný modře. V průběhu práce byly rozdíly vyhodnocovány komplexně pro celý model, neboť v jiných místech nemusí být stejný trend jako v tomto místě. Pro zjednodušení a jednodušší pohled na výsledky je však v rámci práce uveden pouze tento uzel. V tabulce jsou porovnány výsledky s nastavením původním, uvedeném na prvním řádku (ozn. Base). Následně jsou uvedeny další řádky, kde uvedené hodnoty znamenají změnu v nastavení oproti původnímu nastavení. Políčka označená pomlčkou (-) znamenají, že daná tuhost nebyla pozměněna oproti původnímu nastavení. Výsledky jsou uvedeny v sekundách.

Největší citlivost byla prokázána ve směru X a Y, ta byla oproti původnímu nastavení výrazně snížena, viz modifikace 1 a 2, kde byla snížena na 25  $N/mm$  a 20  $N/mm$ . Ze 42 sekund jsme se tak dostali na 752 sekund a 1535 sekund. Hodnota 1535 sekund (25,6 minut) je velmi blízko naměřené hodnotě (25,5 minut). Nicméně měření bylo provedeno pro nedostatečný počet vzorků na to, abychom mohli s jistotou tvrdit, že se jedná o přesnou hodnotu a můžeme tak nastavit výpočet tímto způsobem. Citlivost na rotační tuhost, konkrétně RX a RY je velmi nízká, tyto tuhosti byly nastaveny na 1312  $Nmm/rad$ , což odpovídá tuhosti pružiny v nastavení *Init*. Výsledky se příliš nezměnily, což je možné vidět v bodě 3 v porovnání s původním nastavením a v bodě 4 v porovnání s bodem 1. V případě, že všechny dané tuhosti budou nastaveny na hodnotu pružiny v nastavení *Init* kromě směru Z, tak se životnost zvýší na 17 710 sekund (295,2 minut), tato hodnota je tak úplně mimo naměřené hodnoty.

	Maxhold						
	Stiffness					Durability	
Modification	X	Y	Z	RX	RY	RZ	Node 350283
[-]	[N/mm]			[N*mm/rad]			1/Damage [seconds]
<b>Base</b>	69,5	69,5	25	18387	18387	10006	42
<b>1</b>	25	25	-	-	-	-	752
<b>2</b>	20	20	-	-	-	-	1535
<b>3</b>	-	-	-	1312	1312	-	58
<b>4</b>	25	25	-	1312	1312	879	827
<b>5</b>	7,69	7,69	-	1312	1312	879	17 710

Tab. 8.2: Porovnání životnosti pro různá nastavení tuhosti pružinového elementu

Nastavení které bude dále použito je uvedeno jako č. 1 v tabulce 8.2, neboť jsme dosáhli dostatečného zvýšení životnosti a zároveň se jedná o nastavení, které je konzervativní vůči naměřeným hodnotám.

### 8.3.2 Citlivost na tlumení pružinového elementu

Citlivost na tlumení pružinového elementu byla provedena také pouze pro nastavení *Maxhold*. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 8.3. Podle očekávání má tlumení velký vliv na životnost. Pokud tlumení neuvažujeme, tak je hodnota životnosti velmi nízká a to 39 sekund. V případě, že je tlumení nastaveno na 0,1, tak se životnost zvýší na 260 sekund. Tlumení které bylo použito pro předchozí analýzy je 0,2, tato hodnota vychází z literatury a je běžně používána pro elastomery. V případě, že je tlumení nastaveno na tuto hodnotu, tak se životnost zvýší až na 752 sekund. V této práci nebyly uvažovány složitější modely popisující tlumení, jako je například tlumení viskoelastické. Výsledky by se tak mohly ještě zlepšit, nicméně toto nastavení je dostatečné pro účely této práce.

## 8.4 Porovnání výsledků po kalibraci výpočetního modelu držáků kompresoru

Po provedení všech uvedených změn v rámci nastavení simulace a celého modelu jsou v tabulce 8.4 uvedeny výsledky porovnání s naměřenými daty. Uvedené porovnání je pro vzorek číslo 3, 4 a 5. Vzorky č. 1 a 2 nejsou v porovnání uvedeny, neboť jak bylo v práci uvedeno, tato měření byla ovlivněna narážením primárního a sekundárního držáku do sebe.

	Maxhold	
	Damping	Durability
Modification	b1	Node 350283
[-]	[-]	1/Damage [seconds]
<b>1</b>	0	39
<b>2</b>	0,1	260
<b>3</b>	0,2	752

**Tab. 8.3:** Porovnání životnosti pro různá nastavení tlumení pružinového elementu

Kritéria měření byla stanovena tak, že pro nastavení *Init* trvalo měření pouze 2 hodiny, neboť odhadovaná životnost v rámci simulace dosahuje velmi vysoké hodnoty, které není možné v rámci této práce ověřit. Z toho důvodu je v tomto sloupci uvedeno znaménko "+". Hodnoty v tabulce ze simulačního modelu jsou zobrazeny pro uzel č. 350283, který je zakroužkovaný modře na obr. 8.5. Porovnání mezi variantami a zejména mezi původním a upraveným měřením bylo provedeno komplexně pro celý model, pro zjednodušení je v tomto případě uveden pouze tento uzel. Pro všechny vzorky s tímto nastavením simulační model odhaduje životnost na životnost přesahující  $1 \text{ e}6$  hodin po provedení modifikací a  $1 \text{ e}10$  hodin před provedením modifikací.

Vzorek č. 3 je vzorek standardního návrhu bez dalších modifikací. Naměřená doba trvání pro zatížení *Maxhold* byla 25,3 minut. Výpočetní model po provedení modifikací predikuje tuto dobu na 12,5 minuty, původní hodnota byla 35 sekund (0,6 minut).

Pro vzorek č. 4 obsahující vyvrtanou 4 mm díru byla naměřena doba trvání 10,2 minut. Výpočetní model po provedení modifikací predikuje tuto dobu na 9,9 minuty, původní hodnota byla 26 sekund (0,4 minut).

Poslední vzorek č. 5 s vyvrtanou stejnou 4 mm dírou dosáhl doby trvání 13,6 minut zkoušky. Výpočetní model po provedení modifikací predikuje tuto dobu na 10,4 minuty, původní hodnota byla 31 sekund (0,5 minut).

Výsledné hodnoty jsou výrazně blíže realitě než výsledky z původního výpočtu, bylo dosaženo výrazného zpřesnění výpočtu. Je potřeba si při pohledu na výsledky uvědomit skutečnost, že výpočetní simulační model vyhodnocuje čas vzniku trhliny. Při pozorování vzorků při měření byl vyhodnocen čas, kdy došlo ke kompletnímu prasknutí vzorku v daném místě. Bohužel není možné provést měření totožným způsobem jako simulaci, neboť trhlina je na počátku mikroskopická a není možné ji pozorovat. Z toho co bylo možné pozorovat však například pro vzorek č. 3 šíření trhliny trvalo nejméně 4,5 minut, ke vzniku trhliny tak došlo daleko dříve než je uvedeno v tabulce a odchylka výpočetního modelu a naměřených hodnot je tak výrazně menší. Důvodem většího

Sample	Measurement		Simulation			
	Average		Before		After	
	Init	Maxhold	Init	Maxhold	Init	Maxhold
	Time					
[-]	[Hod]	[Min]	[Hod]	[Min]	[Hod]	[Min]
3	2,0 +	25,3	1 e10	0,6	1,2 e9	12,5
4	2,0 +	10,2	1 e10	0,4	3,8 e6	9,9
5	2,0 +	13,6	1 e10	0,5	5,8 e7	10,4

**Tab. 8.4:** Finální porovnání životnosti držáků mezi naměřenými a vypočtenými hodnotami

rozdílu mezi naměřenými a vypočtenými hodnotami pro vzorek č. 3 může být také vliv *MPC Rigid*, který se vyskytuje přímo v místě vzniku trhliny. U vzorků č. 4 a 5 se tento vliv nevyskytuje, neboť trhlina vzniká při vyvrtané díře a není tak vlivem tohoto nastavení ovlivněna.

Pro vzorky č. 4 a 5 zde došlo k velkému ovlivnění samotným vrtáním, neboť do vzorku bylo vrtáno ručně. Zejména pro vzorek č. 4 nebylo vrtání provedeno přesně a kolem díry jsou lehké vruby od vrtáku, což může mít výrazný vliv na výsledek. Naměřený čas pro tyto 2 vzorky tak není možné brát s takovou přesností jako pro vzorky bez díry, jelikož tyto vzorky byly řezány strojově pomocí vodního paprsku.

## 9 Vyhodnocení

Cílem této práce bylo navrhnutí nové metodiky výpočtu životnosti držáků kompresoru a to od úplného počátku celého procesu počínaje zpracováním dat, vytvořením PSD a v poslední řadě nastavení výpočtu a validaci tohoto přístupu. V této části práce bude provedeno zhodnocení získaných výsledků a porovnání s výsledky získané předchozím přístupem, kdy byly použity pouze tuhosti pružiny a výpočet tak neobsahoval vliv elastomeru a jeho vlastností. Přenos mezi primárním a sekundárním držákem byl v tomto případě zajištěn pouze pružinou, což mělo za následek velmi malé poškození zejména na sekundárním držáku, který bývá navrhován jako robustnější a odolnější právě z důvodu jeho většího namáhání.

Porovnání výsledků po kalibraci výpočetního modelu vzorků a držáků kompresoru ukázalo, že výsledky jsou výrazně blíže realitě než výsledky z původního výpočtu. Bylo dosaženo výrazného zpřesnění výpočtu. Výsledky jsou však stále ovlivněny několika faktory, které nebylo možné v rámci této práce analyzovat a následně zohlednit, neboť by to vyžadovalo další rozsáhlá měření.

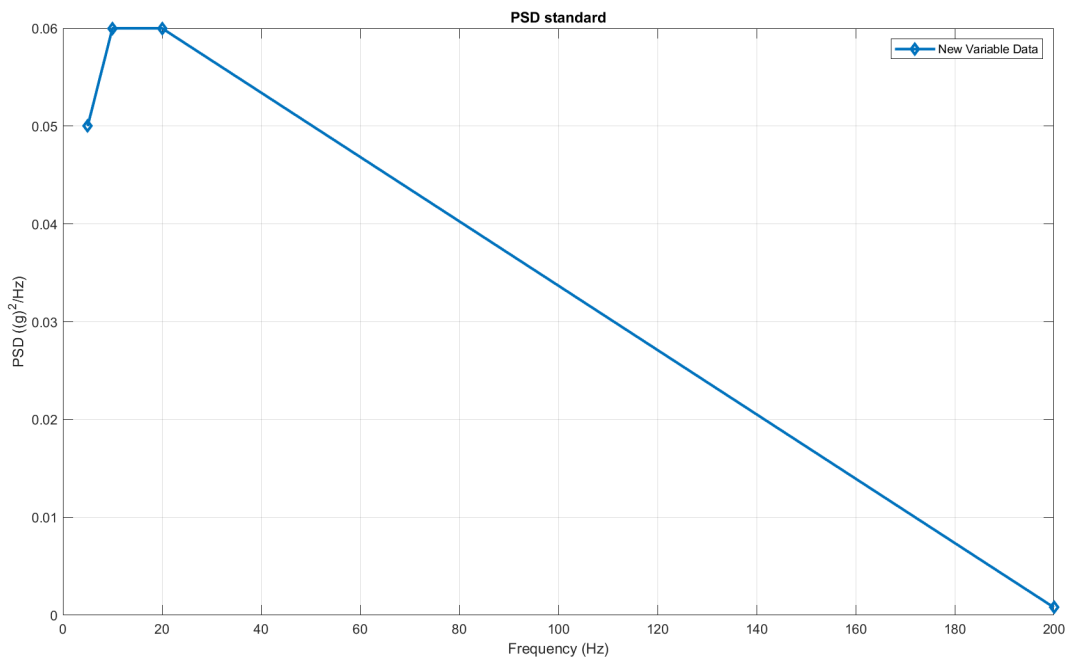
Pro další využití navržené metodiky je nutná její funkčnost také pro případ, že nebudou k dispozici žádná naměřená data. Porovnání tak zahrnuje kromě výsledků získaných z naměřených dat také výsledky získané z použití zjednodušeného PSD (*PSD Standard*), které je použito při běžných případech. I přes nesmírnou výhodu této metody, kterou je poměrně jednoduchá instalace akcelerometrů a provedení celého měření a tím vždy vycházet z naměřených dat, tak ve většině případech je spoléháno právě na tento přístup, neboť data nejsou minimálně na počátku vývoje k dispozici.

### 9.1 Porovnání výsledků metodiky pro obecné případy

Na začátku práce bylo zmíněno, že při použití předchozí metodiky bylo použito zjednodušené PSD (*PSD Standard*), které je použito při běžných případech, kdy nemáme k dispozici žádná naměřená data. V tomto případě také došlo k rozdělení na 2 oblasti, nicméně rozdíly mezi těmito nastaveními spočívají pouze v jiném nastavení pružinového elementu. PSD pro oba případy bylo použito identické s označením *PSD Standard* uvedené na obr. 9.1. Toto PSD je definováno až do hodnoty 200 Hz na rozdíl od PSD *Init* a *Maxhold* získaného z naměřených dat. Porovnání mezi tímto a dalšími PSD *Init* a *Maxhold* je uvedeno v dřívější části práce na obr. 4.20. Z porovnání je možné vidět, že právě toto PSD je v porovnání s PSD při použití klasického přístupu, například *Init* uvedené na tomto obr. oranžově, značně zjednodušené a jeho výkon je výrazně vyšší.

Pokud máme k dispozici pouze toto dané PSD, tak v případě nové metodiky stále dochází k rozdělení na 2 oblasti. Rozdíl však bude pouze v nastavení tuhostí, vstupní

PSD bude stejné. Oblasti nesou stejné pojmenování jako bylo používáno, tedy *Init* a *Maxhold*, souhrn a rozdíl mezi těmito oblastmi je uveden v příloze 10.1 na straně 169, zde jsou uvedeny právě použité tuhosti pro každé z nastavení. Procentuální zastoupení pro obě oblasti je prozatím shodné jako v případě kdy máme naměřená data, tedy 96,2 % pro oblast *Init* a 3,8 % pro oblast *Maxhold*. Jsou tak provedeny 2 výpočty zvlášť, vzhledem ke kumulativnosti vzniklého poškození jsou výsledky sečteny v uvedeném poměru.



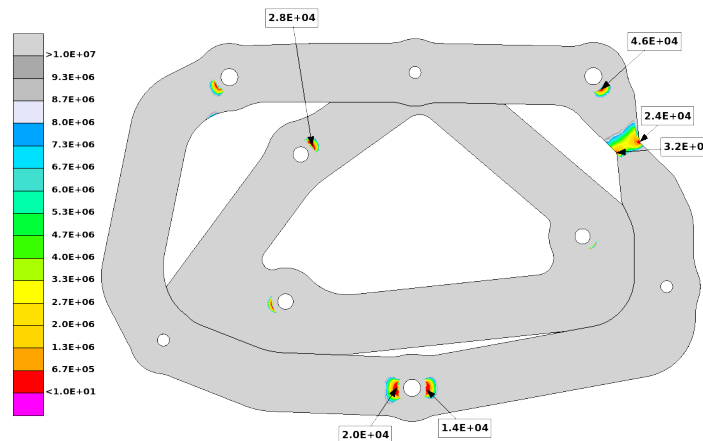
**Obr. 9.1:** Vyhodnocení: Použité PSD pro obecné případy

Porovnání mezi těmito dvěma přístupy je uvedeno dvou obr. 9.2, kde je na obr. 9.2a uvedeno použité PSD pro předchozí přístup a na obr. 9.2b použité PSD pro nový přístup. Rozdíl mezi výsledky je v tomto případě extrémní, pro zobrazení je použito jiné měřítko pro každý případ právě z důvodu velkých rozdílů mezi výsledky, ty jsou zobrazeny v hodinách. Zatímco při použití předchozí metodiky byla životnost odhadnuta více než 20 tisíc hodin v nejkritičtějších místě, tak pomocí nové metodiky je odhadovaná životnost 49,1 hodin.

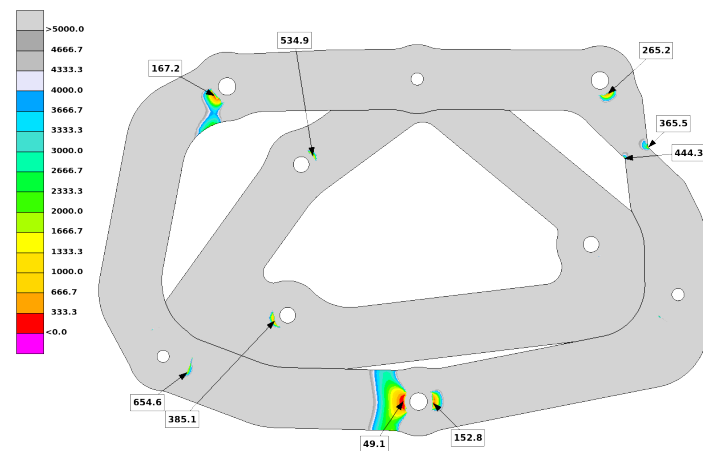
Také oblast s nejmenší životností není v případě použití předchozí metody ve stejném místě jako v případě použití nové metody. Při použití staré metody není oblast kde očekáváme prasknutí vůbec namáhána obdobným způsobem jako pro novou metodu. V této oblasti je viditelné pouze ovlivnění od *MPC Rigid*. Nedošlo ke vzniku žádného místa, kde by byla výrazně nižší životnost než v ostatních místech, řádově vychází kritická místa stejně. To však neplatí pro novou metodu, kde je výrazně nižší životnost v oblasti očekávaného prasknutí než v ostatních místech. To je možné pozorovat také při porovnání primárního a sekundárního držáku, kdy očekáváme, že sekundární držák bude mít výrazně nižší životnost než primární držák.

Vytvořené zúžení v sekundárním držáku je v případě použití starší metody poměrově více namáháno, počet hodin je zde řádově stejný jako v oblasti očekávaného prasknutí. V případě použití nové metody, kde se objevuje nejnižší životnost v tomto místě 365,5 hodin, je tato hodnota téměř o řád vyšší než nejnižší hodnota 49,1 hodin, která se na sekundárním držáku vyskytuje.

I přesto, že nebylo provedeno měření pro tento vstupní signál, tak je zřejmé, že výsledky získané pomocí nové metodiky jsou blíže realitě než výsledky získané pomocí předchozí metodiky, kde byl rozdíl 5 řádů.



(a) Vyhodnocení: Výsledky životnostní analýzy pro obecné případy - Původní metodika



(b) Vyhodnocení: Výsledky životnostní analýzy pro obecné případy - Nová metodika

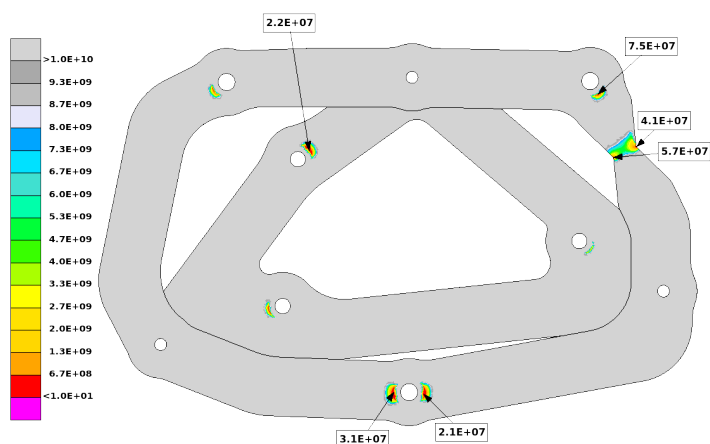
**Obř. 9.2:** Porovnání výsledků životnostní analýzy pro obecné případy

## 9.2 Porovnání výsledků metodiky při použití naměřených dat

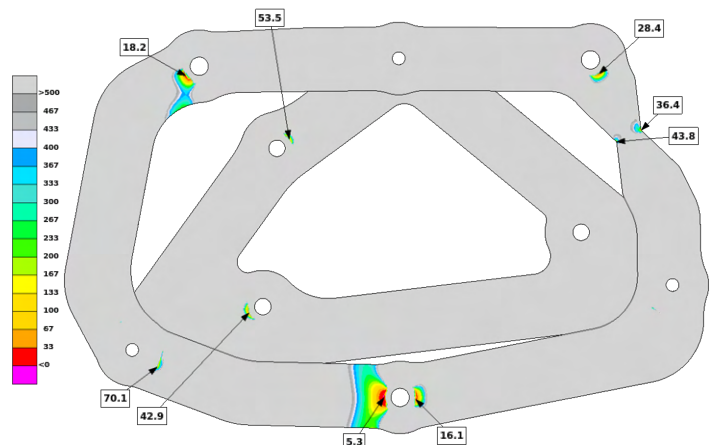
V případě, že máme k dispozici naměřená data, tak je možné použít naměřené PSD. V tomto případě je možné použít naměřené PSD pro obě oblasti, tedy *Init* a *Maxhold*. Tato PSD jsou společně s použitými tuhostmi uvedeny v příloze 10.1 na straně 169. Nastavení tuhostí a procentuálního rozdělení je tedy stejné jako v případě, že nemáme k dispozici žádná naměřená data.



Porovnání mezi těmito dvěma metodikami je uvedeno na obr. 9.3, kde je na obr. 9.3a uvedeno použité PSD pro předchozí přístup a na obr. 9.3b použité PSD pro nový přístup. Výsledky nového přístupu byly v této práci již uvedeny v předchozí kapitole, jednalo se však pouze o separátní výsledky pro nastavení *Init* a *Maxhold*. Tyto stavy byly hodnoceny zvlášť, zejména nastavení *Maxhold* pak bylo kalibrováno podle provedeného měření. Po sečtení těchto dvou nastavení v daném poměru dostáváme celkový výsledek této metodiky.



(a) Vyhodnocení: Výsledky životnostní analýzy při použití naměřených dat - Původní metodika



(b) Vyhodnocení: Výsledky životnostní analýzy při použití naměřených dat - Nová metodika

**Obr. 9.3:** Výsledná PSD z měření držáků kompresoru pro dané pozice

Původní metodika používá vstupní PSD shodné s nastavením *Init*. Toto PSD je vytvořeno z naměřených dat odfiltrovaných o amplitudy menší než  $0,1 g$ , tento přístup byl stanoven až v průběhu této práce a nebyl používán v rámci původní metodiky. Vytvořené PSD z neodfiltrovaných dat má však 3x menší výkon (porovnání uvedeno v DP v kapitole 4.3.2) a proto nemá smysl vůbec uvažovat tento přístup, neboť i bez provedení výpočtu je jasné, že odhadovaná životnost bude extrémně vysoká při použití tohoto PSD.

Rozdíl mezi původní a novou metodikou je i přes použití již zmíněného PSD velmi

výrazný. V případě použití původní metodiky je odhadovaná životnost v nejkritičtějších místě 2,1 e7 hodin. Stejně jako v předchozím případě je výsledkem použití nové metodiky výrazně nižší životnost, která je v tomto případě 5,3 hodin. Tyto hodnoty se zároveň objevují v jiném místě. Nedostatky předchozí metodiky jsou totožné s předchozím případem, kdy bylo použito zjednodušené PSD. Pouze zde je rozdíl daleko větší, protože byla použita jiná PSD.

Zatímco při návrhu pomocí staré metodiky bychom určili, že držáky mají téměř neomezenou životnost, tak při použití nové metodiky je zřejmé, že držáky vydrží pouze 5 hodin tohoto namáhání. Daný cíl tak byl splněn, při použití nové metodiky jsme schopni v obou případech predikovat poškození jak na primárním tak sekundárním držáku.

## 10 Závěr

Cílem práce bylo navrhnutí nové metodiky výpočtu životnosti sestavy držáků kompresoru pomocí PSD a následná validace tohoto přístupu včetně porovnání s původním řešením. V úvodní kapitole byla rozebrána problematika výpočtu životnosti, byly uvedeny základní pojmy a vysvětleny základní principy. Dále byly uvedeny základní metody výpočtu životnosti a jejich výhody a nevýhody. V této kapitole byl také popsán postup výpočtu životnosti pomocí PSD. Následované samotnou problematikou a popisem držáků kompresoru, které jsou v této práci zkoumány. Představeny problémy které se vyskytovaly v předchozím přístupu k tomuto výpočtu a navržena nová metodika výpočtu životnosti, která tyto problémy řeší.

Následující kapitoly rozvádí řešená témata jdoucí chronologicky po sobě tak, jak byly v této práci řešeny. Společně s modelem celé sestavy byla obdržena také naměřená data z 3 úchytných míst na spoji mezi primárním a sekundárním držákem, mezi nimiž je sestava izolátoru vibrační složená z tlačné pružiny a elastomeru z přírodního kaučuku.

V první části došlo k vytvoření PSD průběhu z naměřených dat. Data byla nejprve zpracována v programu Matlab. Pro zohlednění nelineární charakteristiky elastomeru bylo navrženo rozdělení na 2 oblasti a to na *Init* a *Maxhold*. Ve frekvenční oblasti není možné definovat pružinovému elementu nelineární charakteristiku, rozdělení na 2 oblasti se ukázalo jako nejvhodnější. Tato skutečnost společně s tím, že chceme zohlednit v rámci výpočtu životnosti výrazné špičky, které se v naměřeném signálu objevují, nás dovedla právě k rozdělení na tyto 2 zmíněné oblasti a 2 oddělené výpočty. První oblast *Init* nahrazuje namáhání, kdy je zatěžována pouze pružina a vliv elastomeru je zanedbatelný, neboť nedochází k výraznému stlačení této pružiny. Druhá oblast *Maxhold* je naopak zaměřena na vliv elastomeru, kdy je pružina výrazně stlačena a vliv elastomeru je výrazný.

Pro určení tuhostí pružinového elementu bylo provedeno měření, kdy byla naměřena charakteristika této sestavy při jejím stlačení. Zpracovaná data z tohoto měření stanovující charakteristiku dané geometrie a materiálu byla použita pro vytvoření matematického modelu a FE modelu pro určení tuhosti pružinového elementu v ostatních směrech. Pro použité nastavení *Init* a *Maxhold* byly kromě odlišných vstupních PSD signálů použity také odlišné tuhosti pružinového elementu. Pro nastavení *Init* byla použita určená tuhost pružiny s tuhostí ve směru Z z naměřené charakteristiky. Nastavení *Maxhold* je naopak zaměřeno na vliv elastomeru, nastavení tuhosti pro všechny směry kromě směru Z tak vychází ze zmíněného FE modelu.

Původně zkoumané držáky byly nahrazeny novými, které byly navrženy pouze pro účely této práce. Návrh těchto držáků byl optimalizován přesně pro potřebu výpočtu životnosti a jeho následné validaci. Byly navrženy tak, aby vydržely dané zatížení po

přesně definovaný čas, který byl stanoven.

Výpočet životnosti byl proveden pro 2 různé nastavení *Init* a *Maxhold* s časovým procentuálním zastoupením 96,2 % a 3,8 %. Procentuální rozdělení bylo zvoleno na základě analýzy naměřených dat. Výsledky jsou poté sečteny v daném poměru a trvání přenásobeno tak, abychom dostali hodinové zatížení.

Kromě držáků byly navrženy také vzorky, ty byly navrženy přesně pro účel výpočtu životnosti a jeho následné validaci. Důvodem jejich vytvoření bylo rozhodnutí použít je pro kalibraci výpočetního modelu pro základní parametry a pro nastavení procesů pro měření na vibrační stoličce a vyhodnocení získaných dat.

Validační měření na testovací vibrační stoličce bylo provedeno s 16 vzorky a dohromady 5 držáky kompresoru. Každý vzorek byl testován až do porušení a výsledek následně porovnán s časem ze simulačního modelu. Vytvořené vzorky byly změřeny pro konfiguraci dvou závaží, měření každého z nich bylo provedeno na 8 vzorcích. Měření držáků kompresoru bylo rozděleno na 2 fáze, nejprve byly otestovány dva vzorky a následně s provedením drobných modifikací zbylé tři vzorky. Výsledky měření ukázaly, že bez jakéhokoli nastavení a kalibrace modelu pro tento konkrétní případ jsme schopni predikovat místo prasknutí, nejsme však schopni predikovat čas. Vstupní PSD pro nastavení *Maxhold*, při kterém výpočet odhadoval životnost v řádu desítek sekund, se ukázalo jako správně zvolené. Při tomto zatížení došlo opravdu k prasknutí sekundárního držáku tak, jak predikovala simulace.

Měřené díly byly v průběhu měření osazeny třemi akcelerometry. Z těchto dat byly vytvořeny PSD průběhy zobrazující v daných místech vlastní frekvence, které byly následně porovnány se simulačním modelem. Porovnání bylo provedeno jak s naměřenými daty držáků kompresoru tak vzorků. Pomocí tohoto modelu bylo možné provést zpětnou kalibraci výpočetního modelu, který byl použit pro výpočet životnosti. Tímto bylo dosaženo toho, že vstupní data do programu Femfat byla validována a byla považována za správná bez nutnosti další modifikace. V poslední části tak byla provedena kalibrace výpočetních modelů v programu Femfat, konkrétně nastavení parametrů výpočtu a materiálová data. Všechny provedené změny vedly k výraznému zpřesnění výpočtu životnosti, který byl proveden pro obě nastavení *Init* a *Maxhold*.

Samotný závěr práce porovnává původní přístup s novou metodikou. V přímém porovnání obou metod je zřejmé, že nová metodika je schopna efektivně zahrnout vliv nelinearity elastomeru v sestavě izolátoru vibrací a také zohlednit výrazné špičky, které se v naměřeném signálu objevují. Při použití původní metodiky bylo zjištěno, že držáky vydrží řádově déle než 1 e7 hodin, přičemž výsledky nové metodiky predikují hodnotu pouze 5,3 hodin. Kromě velkého rozdílu mezi odhadovanými časy také stará metodika neurčuje správně místo, kde dojde k poruše. Nová metodika je schopna predikovat místo

prasknutí, neboť validací na vibrační stoličce bylo zjištěno, že právě toto místo je nejvíce namáháno a k prasknutí zde opravdu dojde. Model je nastavený více konzervativně s vědomím toho, že při použití metody PSD zanedbáváme řadu detailů, které mohou mít velký vliv na výsledek. Přesto je výsledek velmi blízký skutečnosti, což je dáno především tím, že výpočetní model je zkalibrován na naměřená data.

Výsledkem této práce je tak validovaný výpočetní model a vytvořená metodika přístupu k výpočtu životnosti pomocí PSD, kterou je možno dále využít jak pro návrh nových držáků kompresoru, tak pro návrh jiných dílů. Metodu je možné aplikovat v případě, že máme přímo naměřená data z měření na daných komponentech, ale také pokud nemáme žádná vstupní naměřená data. Tato skutečnost tvoří nesmírnou výhodu pro další využití metody PSD v rámci výpočtech životnosti.

## 10.1 Návrhy na další výzkum

V průběhu práce byly zkoumány také další možné přístupy a cesty, které by bylo možné v budoucnu využít. S nemožností definice nelineární charakteristiky pružinového elementu přicházíme o požadovanou přesnost výpočtu, jsme nuceni tuto charakteristiku obcházet výpočetně jinými způsoby. Existuje však několik metod, které jsou schopny provést nelineární výpočet v modálním prostoru, v rámci této práce byla zkoumána metoda Harmonic Balance, kterou je schopen výpočetní řešič Permas řešit v jednom ze svých modulů. V průběhu práce však nebyl sestaven funkční model, který by bylo možné použít, v dalším zkoumání by však právě tato či jiná metoda mohla být použita pro získání přesnějších výsledků.

Při měření charakteristiky sestavy izolátoru nebylo možné provést měření dle platných norem, neboť nebyl k dispozici standardizovaný vzorek, který by bylo možné využít, ale pouze konkrétní díl. Výsledná naměřená charakteristika tak popisuje jak materiálové, tak geometrické vlastnosti daného modelu. Pro tuto aplikaci je to úplně dostatečné, nicméně v rámci dalšího zkoumání a zejména v případě že se podaří v budoucnu sehnat vzorek tohoto materiálu, tak by bylo možné provést zkoušku přímo pro daný materiál a pomocí simulace pak vytvořit přesný materiálový model, který by byl schopný určit přesné hodnoty tuhostí pro všechny směry namáhání.

## Seznam použitých značek a symbolů

$\gamma$	Faktor iregularity
$v_0$	Očekávaná míra nulových přechodů
$v_p$	Očekávaný počet vrcholů
$D$	Celkové poškození
$E$	Energie signálu
$G_{uu}(f)$	PSD zatížení
$G_{xx}(f)$	PSD odezva komponentu
$H(f)$	Přenosová funkce
$k_a$	Součinitel velikosti
$k_b$	Součinitel zatížení
$k_c$	Součinitel povrchové úpravy
$k_d$	Součinitel spolehlivosti
$k_e$	Součinitel prostředí
$m_i$	Moment oblasti
$n_i$	Počet cyklů zatížení $i$
$N_{f,i}$	Únavová životnost při zatížení $i$
$P$	Výkon signálu
$p(x)$	Pravděpodobnostní hustota
$R_{xx}(\tau)$	Autokorelační funkce
$S_{f0}$	Mez únavy pro standardní vzorek
$S_f$	Mez únavy
$S_{xx}(f)$	Spektrální výkonová hustota
$T$	Celková doba trvání signálu
$X_T(f)$	Fourierova transformace signálu
$\epsilon$	Deformace
$\nu$	Poissonovo číslo
$\rho$	Hustota
$\sigma$	Napětí
$a$	Zrychlení

apod. a podobně

CAD Computer aided design, počítačem podporovaný návrh

CAE Computer aided engineering, počítačem podporované inženýrství

E Modul pružnosti

F Síla

f Frekvence

FE Finite element, konečný prvek

FEM Finite element method, metoda konečných prvků

FFT Rychlá Fourierova transformace

G Střední modul pružnosti

Hz Hertz

k Tuhost

m Hmotnost

MPC Multi point constraint, vícebodové spojení

MS Mean square, střední hodnota

obr. obrázek

OP Okrajová podmínka

PSD Spektrální výkonová hustota

RBE Rigid body element, prvek tuhého tělesa

RMS Root mean square, střední hodnota výkonu

Rz Parametr drsnosti povrchu

tab. tabulka

tzn. to znamená

## Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] AWAC, spol. s r.o. [https://www.awac.cz/rezani-vodnim-paprskem/?gclid=Cj0KCQiAj\\_CrBhD-ARIsAIiMxT-N7exDWtNhAzwt51jWImvh\\_oKSY4frV4vRCXDcqUuYwi9YNwbUznMaAo0cEALw\\_wcB](https://www.awac.cz/rezani-vodnim-paprskem/?gclid=Cj0KCQiAj_CrBhD-ARIsAIiMxT-N7exDWtNhAzwt51jWImvh_oKSY4frV4vRCXDcqUuYwi9YNwbUznMaAo0cEALw_wcB). (Cit. 15. 12. 2023).
- [2] EN AW-6082 T6. [https://www.hsm-stahl.de/wp-content/uploads/2023/08/HSM\\_Datenblatt\\_EN-AW-6082.pdf](https://www.hsm-stahl.de/wp-content/uploads/2023/08/HSM_Datenblatt_EN-AW-6082.pdf). (Cit. 15. 12. 2023).
- [3] *Femfat Manual*. Magna Powertrain, 2019. (Cit. 16. 12. 2023).
- [4] Bo Feng a He Lingsong. *Fundamentals of Measurement and Signal analysis*. Springer, 2022. ISBN: 978-981-19-6548-7. DOI: 10.1201/9781420014235.
- [5] Charles A Harper. *Handbook of Plastics, Elastomers and Composites*. McGraw Hill Professional, 2002. ISBN: 9780070266865.
- [6] *Charakteristiky stochastických procesů zatížení, namáhání a kmitání*. [http://wumt.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/charakteristiky\\_SP.pdf](http://wumt.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/charakteristiky_SP.pdf). Brno University of Technology. (Cit. 23. 10. 2023).
- [7] Kihong Shin Joseph K. Hammond. *Fundamentals of signal processing for sound and vibration engineers*. Wiley, 2008. ISBN: 978-0-470-51188-6.
- [8] Robert C. Klingender. *Handbook Of Specialty Elastomers*. CRC Press, 2008. ISBN: 9781420017670.
- [9] Christian Lalanne. *Mechanical Vibration and Shock Analysis*. Wiley, 2009. ISBN: 978-1-84821-122-3.
- [10] LDS V830 335. <https://www.bksv.com/en/instruments/vibration-testing-equipment/lds-shakers/medium-force-shakers/lds-v830>. (Cit. 15. 12. 2023).
- [11] Boshi Jiang Lufan Zhang a Col. “Methods for fatigue-life estimation: A review of the current status and future trends”. In: *Nanotechnology and Precision Engineering* 6.2 (2023), s. 1–13. DOI: 10.1063/10.0017255. URL: <https://pubs.aip.org/tu/npe/article/6/2/025001/2879352/Methods-for-fatigue-life-estimation-A-review-of> (cit. 23. 10. 2023).
- [12] D. G. Karczub M. P. Norton. *Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers*. Cambridge University Press, 2003. ISBN: 9781139163927. DOI: <https://doi.org/10.1017/CB09781139163927>.
- [13] *Matlab Documentation*. MathWorks, 2006. (Cit. 19. 11. 2023).
- [14] MTS Exceed® řada 40. <https://www.testsysteme.cz/sites/default/files/obsah/produkt/23/soubory/exceed-40-cz-online.pdf>. Eden Prairie, MN 55344-2290 USA. (Cit. 02. 12. 2023).
- [15] PCB 356A14. <https://www.pcb.com/products?m=356a14>. (Cit. 15. 12. 2023).
- [16] PCB 356A31. [https://www.pcb.com/contentStore/docs/pcb\\_corporate/vibration/products/manuals/356a31\\_nc.pdf](https://www.pcb.com/contentStore/docs/pcb_corporate/vibration/products/manuals/356a31_nc.pdf). (Cit. 15. 12. 2023).



- [17] *Random fatigue and cycle counting*. [https://community.altair.com/community/en/random-fatigue-and-cycle-counting?id=kb\\_article\\_view&sysparm\\_article=KB0117591&sys\\_kb\\_id=082a22ed1b21c590507ca6442a4bcb98&spa=1](https://community.altair.com/community/en/random-fatigue-and-cycle-counting?id=kb_article_view&sysparm_article=KB0117591&sys_kb_id=082a22ed1b21c590507ca6442a4bcb98&spa=1). (Cit. 23.12.2023).
- [18] Jaap Schijve. *Fatigue of Structures and Materials*. Springer, 2009. ISBN: 978-1-4020-6808-9.
- [19] Peter D. Welch. “The use of Fast Fourier Transform for the estimation of power spectra: A method based on time averaging over short, modified periodograms”. In: *IEEE* 15.2 (1967), s. 70–73. DOI: 10.1109/TAU.1967.1161901. URL: <https://ieeexplore.ieee.org/document/1161901> (cit. 23.12.2023).
- [20] LAWRENCE TACK WEN YAN. “A comparison of fatigue life estimation on the frequency domain with test data and time domain calculations”. In: *SAE International Journal of Materials and Manufacturing* (2016), s. 12. DOI: <https://doi.org/10.4271/2016-36-0168>. URL: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2016-36-0168/> (cit. 15.11.2023).
- [21] Jwo Pan Yung-Li Lee a Col. *Fatigue Testing and Analysis, Theory and Practice*. Elsevier, 2005. ISBN: 9780080477695.
- [22] Yung-Li Yung-Li Lee. *Metal fatigue analysis handbook: practical problem-solving techniques for computer-aided engineering*. Butterworth-Heinemann, 2012. ISBN: 978-0-12-385204-5.

# Seznam obrázků a tabulek

## Seznam obrázků

Obrázek 2.1	Rozdělení signálů na deterministické a náhodné [7] . . . . .	12
Obrázek 2.2	Příklad deterministického a stochastického signálu . . . . .	13
Obrázek 2.3	Fáze vzniku únavové trhliny [20] . . . . .	14
Obrázek 2.4	Křivka rychlosti šíření únavové trhliny [11] . . . . .	16
Obrázek 2.5	Obecná definice S-N křivky [11] . . . . .	16
Obrázek 2.6	Princip výpočtu životnosti v časové doméně [17] . . . . .	18
Obrázek 2.7	Příklad Rainflow cyklu [13] . . . . .	19
Obrázek 2.8	Techniky analýzy signálu [12] . . . . .	20
Obrázek 2.9	Ilustrace vztahu mezi pravděpodobnostní hustotou funkcí $p(x)$ a distribuční funkcí $P(x)$ [12] . . . . .	21
Obrázek 2.10	Přehled pravděpodobnostních rozdělení . . . . .	22
Obrázek 2.11	Příklad náhodného procesu [20] . . . . .	23
Obrázek 2.12	Princip Fourierovy transformace [4] . . . . .	26
Obrázek 2.13	Autokorelační funkce náhodného procesu [22] . . . . .	29
Obrázek 2.14	Průběh výpočtu PSD [4] . . . . .	30
Obrázek 2.15	Princip Welchovy metody [7] . . . . .	31
Obrázek 2.16	Porovnání různých typů oken . . . . .	33
Obrázek 2.17	Přehled postupných kroků výpočtu životnosti pomocí FEM, inspirace [3] . . . . .	36
Obrázek 2.18	Bílý šum [4] . . . . .	39
Obrázek 3.1	Sestava držáků kompresoru vzduchového odpružení včetně kompresoru . . . . .	40
Obrázek 3.2	Sestava elastomeru s pružinou . . . . .	41
Obrázek 3.3	Model definovaný ve FEM v programu Ansa . . . . .	43
Obrázek 3.4	Výsledky životnosti současné varianty [1/poškození] . . . . .	44
Obrázek 4.1	Model držáků s naměřenými signály . . . . .	47
Obrázek 4.2	Naměřená data z akcelerometrů umístěných na přípojných místech	48
Obrázek 4.3	Vytvořený histogram signálu Pump bracket L ve směru Z . . . . .	48
Obrázek 4.4	Signál Pump bracket R ve směru Z . . . . .	49
Obrázek 4.5	3d graf signálu Pump bracket R . . . . .	50
Obrázek 4.6	Hanningovo okno . . . . .	52
Obrázek 4.7	PSD průběh Pump bracket Right . . . . .	53
Obrázek 4.8	PSD průběh Pump bracket L ve směru Z . . . . .	55
Obrázek 4.9	Filtrace signálu Pump bracket L ve směru Z . . . . .	55
Obrázek 4.10	Porovnání původního PSD s PSD po odfiltrování . . . . .	56

Obrázek 4.11 Rozdělení časového signálu na 3 oblasti . . . . .	57
Obrázek 4.12 Rozdělení signálu na 3 oblasti dle naměřené charakteristiky . . . . .	58
Obrázek 4.13 Časový a PSD průběh první oblasti 0 - 1,7 g . . . . .	59
Obrázek 4.14 Časový a PSD průběh první oblasti 1,71 - 14 g . . . . .	60
Obrázek 4.15 Časový a PSD průběh první oblasti 14,1 - 24 g . . . . .	61
Obrázek 4.16 Porovnání původního PSD s nastavením Maxhold . . . . .	62
Obrázek 4.17 Porovnání výsledků pro druhou oblast 0,1 - 1,7 g . . . . .	63
Obrázek 4.18 Porovnání výsledků pro druhou oblast 1,71 - 24 g . . . . .	64
Obrázek 4.19 Porovnání původního PSD s nastavením Maxhold . . . . .	65
Obrázek 4.20 Porovnání všech PSD . . . . .	66
Obrázek 5.1 Zkušební zařízení MTS Exceed řada E42 . . . . .	68
Obrázek 5.2 Použité čelisti zkušebního zařízení použité při stlačování vzorků . . . . .	68
Obrázek 5.3 Měřicí software MTS Test Suite . . . . .	69
Obrázek 5.4 Porovnání naměřených hodnot pro jeden vzorek při stejných OP . . . . .	70
Obrázek 5.5 Porovnání naměřených hodnot různých vzorků . . . . .	71
Obrázek 5.6 Porovnání průběhů tuhosti v závislost na stlačení . . . . .	72
Obrázek 5.7 Porovnání naměřených průběhů pro pružinu . . . . .	73
Obrázek 5.8 Porovnání naměřených průběhů elastomeru . . . . .	75
Obrázek 5.9 Porovnání maximální dosažené rychlosti zatížení pro jednotlivá nastavení . . . . .	76
Obrázek 5.10 Stlačení izolátoru vibrací při maximální akceleraci 24 g . . . . .	77
Obrázek 5.11 První verze modelu pro kalibraci . . . . .	79
Obrázek 5.12 Průběh síly v závislost na stlačení pro první verzi modelu pro kalibraci . . . . .	80
Obrázek 5.13 Nastavený model pro kalibraci elastomeru . . . . .	80
Obrázek 5.14 První verze modelu pro kalibraci elastomeru . . . . .	81
Obrázek 5.15 Nastavený model pro kalibraci elastomeru pro získání rotačních tuhostí . . . . .	82
Obrázek 6.1 Render sestavy testovacích vzorků na vibrační stoličce . . . . .	84
Obrázek 6.2 Testovaný vzorek . . . . .	85
Obrázek 6.3 Testované vzorky se závažími 44,7 g a 158,5 g . . . . .	85
Obrázek 6.4 Sestava nově navržených držáků kompresoru . . . . .	86
Obrázek 6.5 Definice FE modelu sestavy navržených držáků kompresoru . . . . .	88
Obrázek 6.6 Detail na definici pružiny v FE modelu . . . . .	88
Obrázek 6.7 Obrazovka programu Femfat v modulu Spectral . . . . .	91
Obrázek 6.8 S-N křivka pro materiál EN AW 6082 T6 . . . . .	92
Obrázek 6.9 FE model testovaného vzorku - porovnání před a po použití funkce Rigidize . . . . .	93
Obrázek 6.10 Porovnání Ekvivalentního napětí PSD pro obě konfigurace závaží . . . . .	94
Obrázek 6.11 Výsledek životnostní analýzy pro obě konfigurace závaží . . . . .	95

Obrázek 6.12 Použité PSD signály pro měření držáků kompresoru . . . . .	96
Obrázek 6.13 Výsledek životnostní analýzy navržených držáků kompresoru . . . . .	98
Obrázek 6.14 Vyřezané vzorky a držáky kompresoru . . . . .	99
Obrázek 7.1 Vibrační stolice včetně připravených kamer a připevněného dílu . . . . .	101
Obrázek 7.2 Definovaný PSD signál pro měření vzorku v řídicím softwaru . . . . .	102
Obrázek 7.3 Umístění vzorky včetně závaží a akcelerometrů - první konfigurace . . . . .	103
Obrázek 7.4 Prasklý vzorek č. 5 po provedené zkoušce - první konfigurace . . . . .	104
Obrázek 7.5 Umístění vzorky včetně závaží a akcelerometrů - druhá konfigurace . . . . .	105
Obrázek 7.6 Prasklý vzorek č. 12 po provedené zkoušce - druhá konfigurace . . . . .	106
Obrázek 7.7 Sestava držáků a kompresoru včetně akcelerometrů . . . . .	108
Obrázek 7.8 Průhyb držáků kompresoru při zatížení <i>Maxhold</i> (vlevo) a <i>Init</i> (vpravo) . . . . .	110
Obrázek 7.9 Prasklé držáky kompresoru po měření . . . . .	112
Obrázek 7.10 Záběr z kamer při probíhající měření držáků kompresoru . . . . .	114
Obrázek 7.11 Trhlina na vzorku č. 3 . . . . .	115
Obrázek 7.12 Trhlina na vzorku č. 4 . . . . .	116
Obrázek 7.13 Pozice akcelerometrů na měřícím standu . . . . .	117
Obrázek 7.14 Naměřený signál z akcelerometrů včetně pozice . . . . .	118
Obrázek 7.15 První vlastní ohybový tvar vzorku se závažím . . . . .	119
Obrázek 7.16 Výsledná PSD z měření vzorků s konfigurací závaží 158,5 g . . . . .	120
Obrázek 7.17 Naměřený signál z akcelerometrů včetně pozice č. 2 . . . . .	121
Obrázek 7.18 Výsledná PSD z měření vzorků s konfigurací závaží 44,7 g . . . . .	122
Obrázek 7.19 Naměřený signál z akcelerometrů včetně pozice č. 2 . . . . .	123
Obrázek 7.20 Vlastní tvar sekundárního držáku . . . . .	125
Obrázek 7.21 Výsledná PSD z měření držáků kompresoru pro dané pozice - <i>Init</i> . . . . .	126
Obrázek 7.22 Vlastní tvar sekundárního držáku . . . . .	127
Obrázek 7.23 Výsledná PSD z měření držáků kompresoru pro dané pozice - <i>Maxhold</i> . . . . .	129
Obrázek 8.1 Kalibrace: Životnost vzorků po správném nastavení vstupních dat . . . . .	132
Obrázek 8.2 Kalibrace: Životnost vzorků po nastavení programu Femfat . . . . .	132
Obrázek 8.3 Kalibrace: Životnost vzorků po nastavení materiálového modelu . . . . .	133
Obrázek 8.4 Kalibrace: Životnost vzorků po provedení citlivostní analýzy na montážní toleranci . . . . .	134
Obrázek 8.5 Kalibrace: Životnost držáků kompresoru po nastavení výpočetního modelu vzorků . . . . .	136
Obrázek 9.1 Vyhodnocení: Použité PSD pro obecné případy . . . . .	141
Obrázek 9.2 Porovnání výsledků životnostní analýzy pro obecné případy . . . . .	142
Obrázek 9.3 Výsledná PSD z měření držáků kompresoru pro dané pozice . . . . .	143

## Seznam tabulek

Tabulka 4.1	Porovnání výsledků RMS a Variance pro všechny signály . . . . .	50
Tabulka 4.2	Tabulka porovnávající délku signálu při různých hranicích filtrování	56
Tabulka 4.3	Tabulka porovnávající délku signálu při různých hranicích filtrování	58
Tabulka 5.1	Určené tuhosti elastomeru ve všech směrech zatížení . . . . .	82
Tabulka 6.1	Tuhosti pružinového elementu použité pro výpočet životnosti . . .	89
Tabulka 6.2	Vlastní frekvence pro obě konfigurace závaží . . . . .	93
Tabulka 6.3	Hodnoty vlastních frekvencí sestavy držáků kompresoru pro obě nastavení tuhostí . . . . .	97
Tabulka 7.1	Hodnoty vlastních frekvencí pro obě nastavení tuhostí - 158,5 g . .	104
Tabulka 7.2	Hodnoty vlastních frekvencí pro obě nastavení tuhostí - 44,7 g . .	107
Tabulka 7.3	Výsledné časy prvního měření držáků kompresoru . . . . .	109
Tabulka 7.4	Výsledné časy druhého měření držáků kompresoru . . . . .	113
Tabulka 7.5	Výsledné časy druhého měření držáků kompresoru . . . . .	114
Tabulka 7.6	Vlastní frekvence pro obě konfigurace závaží . . . . .	118
Tabulka 7.7	Hodnoty vlastních frekvencí sestavy držáků kompresoru pro obě nastavení tuhostí po provedení změn . . . . .	124
Tabulka 7.8	Porovnání hodnot vlastních frekvencí pro vlastní tvary sekundárního držáku . . . . .	128
Tabulka 7.9	Hodnoty vlastních frekvencí sestavy držáků kompresoru všech vzorků	130
Tabulka 8.1	Finální porovnání životnosti vzorků mezi naměřenými a vypočtenými hodnotami . . . . .	134
Tabulka 8.2	Porovnání životnosti pro různá nastavení tuhosti pružinového elementu . . . . .	137
Tabulka 8.3	Porovnání životnosti pro různá nastavení tlumení pružinového elementu . . . . .	138
Tabulka 8.4	Finální porovnání životnosti držáků mezi naměřenými a vypočtenými hodnotami . . . . .	139
Tabulka 5.1	Porovnání výsledků Parsevalova vztahu pro různé hodnoty nfft . .	160

## Seznam příloh

- Příloha A1: Porovnání výsledků časových průběhů po interpolaci
- Příloha A2: PSD průběhy pro všechna 3 úchytná místa
- Příloha A3: PSD průběhy pro všechny 3 osy všech 3 úchytných míst
- Příloha A4: Porovnání výsledků Parsevalova vztahu pro různé hodnoty nfft
- Příloha A5: Fotografie z měření sestavy izolátoru vibrací
- Příloha A6: Porovnání průběhů síly v závislosti na stlačení pro ostatní rychlosti zatížení
- Příloha A7: Porovnání průběhů tuhosti v závislosti na stlačení pro ostatní vzorky
- Příloha A8: Porovnání průběhů rychlosti zatížení pro různé rychlosti zatížení
- Příloha A9: Rendery sestavy držáků kompresoru
- Příloha A10: Vizualizace materiálových dat v programu Femfat pro materiál EN AW 6082 T6
- Příloha A11: PSD použité při měření držáků kompresoru
- Příloha A12: Vlastní tvar sekundárního držáku
- Příloha A13: Porovnání nastavení *Init* a *Maxhold*

## Obsah příloženého CD

- Vytvořené PSD - zpracování dat a vytvoření PSD
- Naměřená data z charakteristiky elastomeru
- Naměřená data z měření na vibrační stoličce

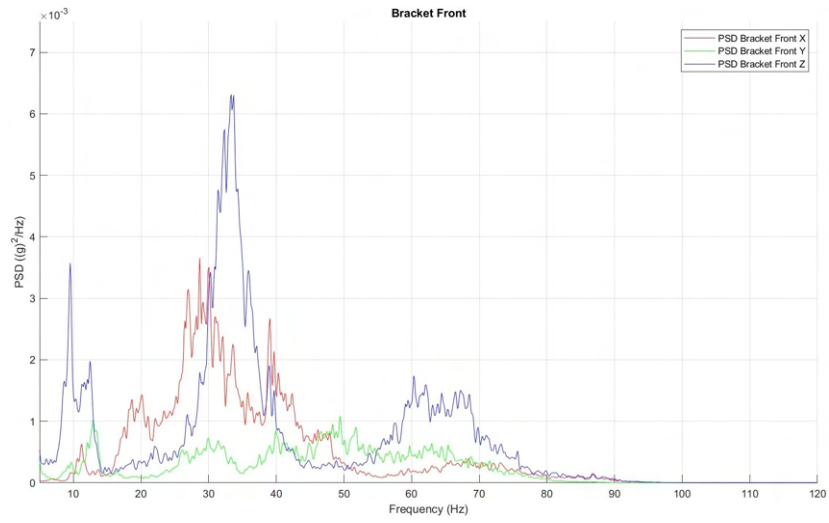
# Přílohy A

## Příloha A1

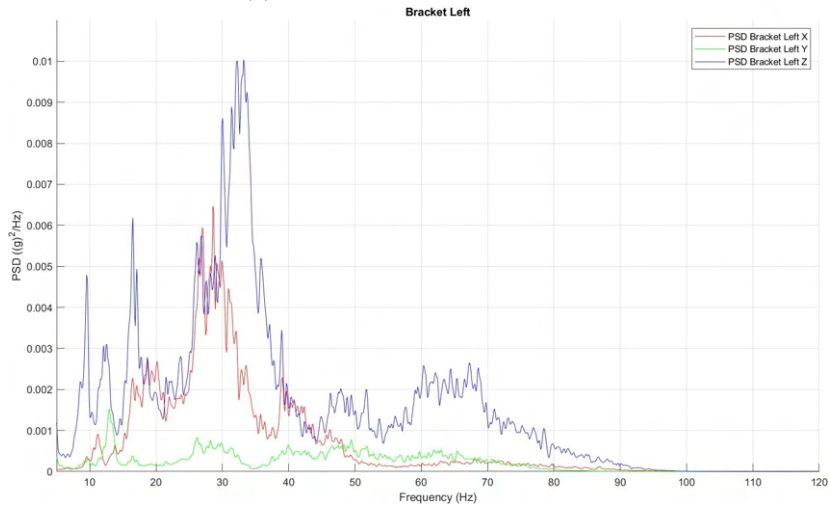
Name	Axis	Min/Max	Interpolated/Raw	Acceleration [g]	Time [s]	RMS [g]	delta [g]
Pump bracket F	X	Max	Interpolated	3.6039	416.6800	0.2768	0.0000
		Min		-3.1608	416.6880		
		Max	Raw	3.4492	416.6797		
		Min		-3.2002	416.6875		
	Y	Max	Interpolated	3.2744	381.2600	0.2388	
		Min		-3.4742	401.4500		
		Max	Raw	3.2845	381.2598		
		Min		386.0137	388.3906		
				-3.3515	392.5156		
				401.4492	405.9160		
	Z	Max	Interpolated	9.3450	416.6880	0.2863	
		Min		-13.7311	416.6660		
Max		Raw	9.5159	416.6875			
Min			-13.7168	416.6660			
Pump bracket L	X	Max	Interpolated	4.4960	396.9760	0.3153	0.0000
		Min		-4.6367	416.7740		
		Max	Raw	4.3963	392.5098		
		Min		401.4434	405.9102		
				-4.4788	416.7734		
	Y	Max	Interpolated	2.7219	396.9920	0.2310	
		Min		-2.8932	416.6660		
		Max	Raw	2.6935	392.5254		
		Min		401.4590	405.9258		
				-2.8938	416.6660		
	Z	Max	Interpolated	10.2690	416.7960	0.4242	
		Min		-19.0873	416.7740		
Max		Raw	9.8629	416.7969			
Min			-19.0022	416.7754			
Pump bracket R	X	Max	Interpolated	4.2462	393.6540	0.3160	0.0000
		Min		-4.7514	416.6640		
		Max	Raw	4.2317	389.1875		
		Min		398.1211	402.5879		
				-4.7793	416.6641		
	Y	Max	Interpolated	3.0228	388.3900	0.2429	
		Min		-4.0521	416.6660		
		Max	Raw	3.0381	381.2598		
		Min		386.0137	388.3906		
				-4.0509	416.6660		
	Z	Max	Interpolated	14.9551	416.6880	0.3604	
		Min		-23.9535	416.6660		
Max		Raw	15.6544	416.6875			
Min			-23.9503	416.6660			

**Tab. 2.1:** Porovnání výsledků časových průběhů po interpolaci

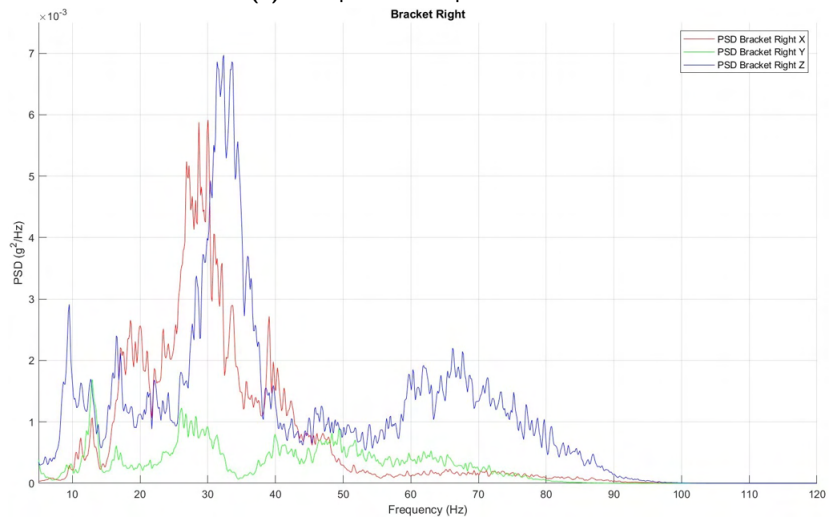
## Příloha A2



(a) PSD průběh Pump bracket Front



(b) PSD průběh Pump bracket Left

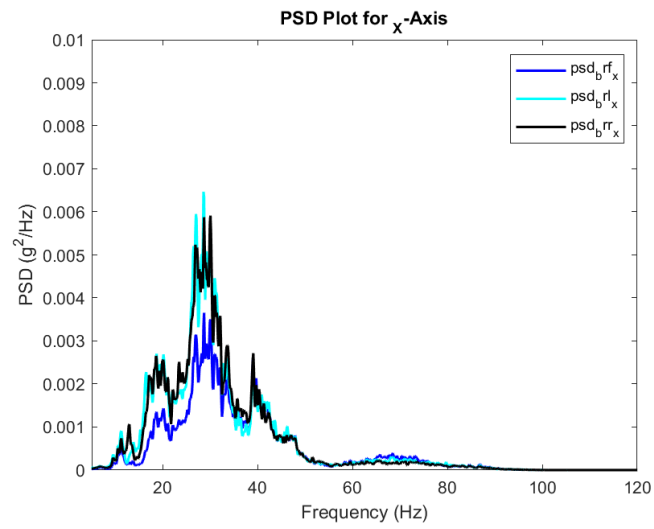


(c) PSD průběh Pump bracket Right

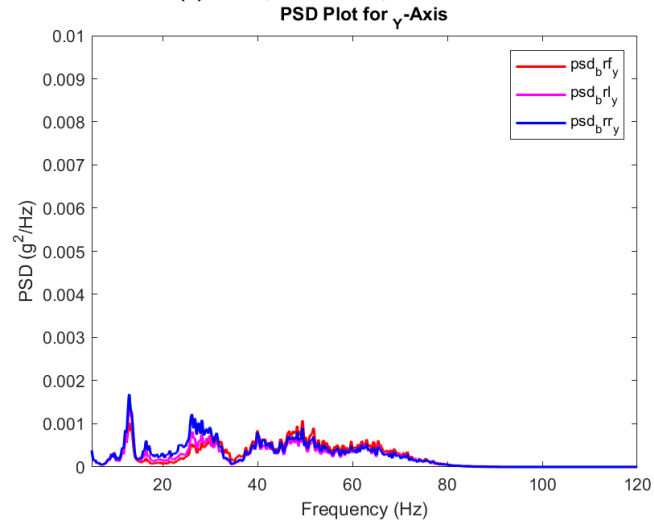
Obr. 3.1: PSD průběhy pro všechna 3 úchytná místa



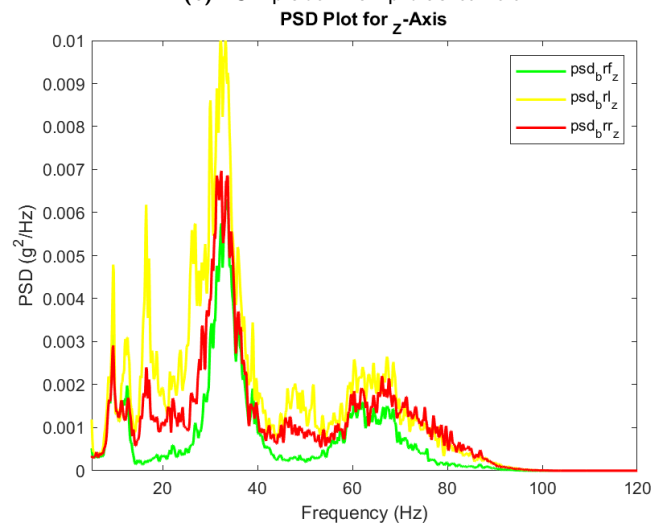
## Příloha A3



(a) PSD průběh Pump bracket Front



(b) PSD průběh Pump bracket Left



(c) PSD průběh Pump bracket Right

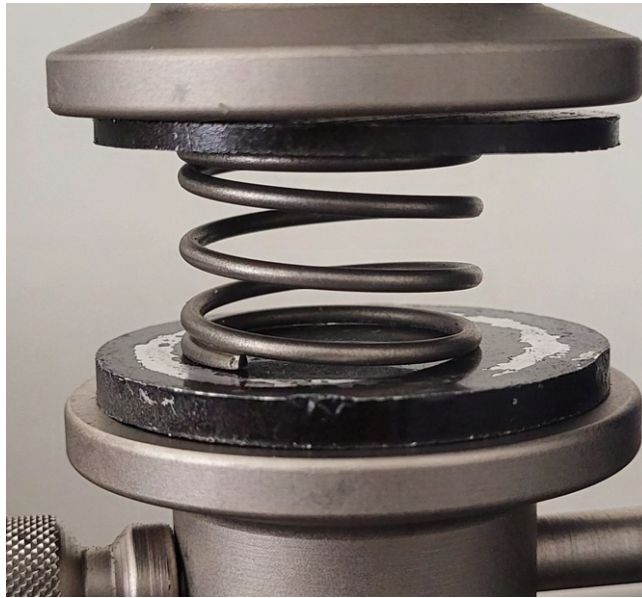
**Obr. 4.1:** PSD průběhy pro všechny 3 osy všech 3 úchytných míst

## Příloha A4

Name	Axis		nfft [-]		
			256	512	1024
Pump bracket F	X	Time [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0763	0.0763	0.0763
		PSD [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0747	0.0742	0.0727
		Parseval [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0016	0.0021	0.0036
	Y	Time [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0565	0.0565	0.0565
		PSD [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0559	0.0528	0.0526
		Parseval [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0006	0.0037	0.0038
	Z	Time [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0818	0.0818	0.0818
		PSD [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0807	0.0858	0.0820
		Parseval [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0011	0.0040	0.0002
Pump bracket L	X	Time [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0993	0.0993	0.0993
		PSD [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0981	0.0979	0.0940
		Parseval [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0013	0.0014	0.0053
	Y	Time [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0532	0.0532	0.0532
		PSD [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0522	0.0491	0.0494
		Parseval [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0010	0.0041	0.0039
	Z	Time [g <sup>2</sup> /Hz]	0.1799	0.1799	0.1799
		PSD [g <sup>2</sup> /Hz]	0.1774	0.1869	0.1774
		Parseval [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0025	0.0070	0.0025
Pump bracket R	X	Time [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0998	0.0998	0.0998
		PSD [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0979	0.0969	0.0974
		Parseval [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0019	0.0029	0.0024
	Y	Time [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0588	0.0588	0.0588
		PSD [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0579	0.0547	0.0549
		Parseval [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0010	0.0041	0.0040
	Z	Time [g <sup>2</sup> /Hz]	0.1298	0.1298	0.1298
		PSD [g <sup>2</sup> /Hz]	0.1312	0.1320	0.1321
		Parseval [g <sup>2</sup> /Hz]	0.0014	0.0022	0.0023

**Tab. 5.1:** Porovnání výsledků Parsevalova vztahu pro různé hodnoty nfft

## Příloha A5



(a) Fotografie z měření pružiny



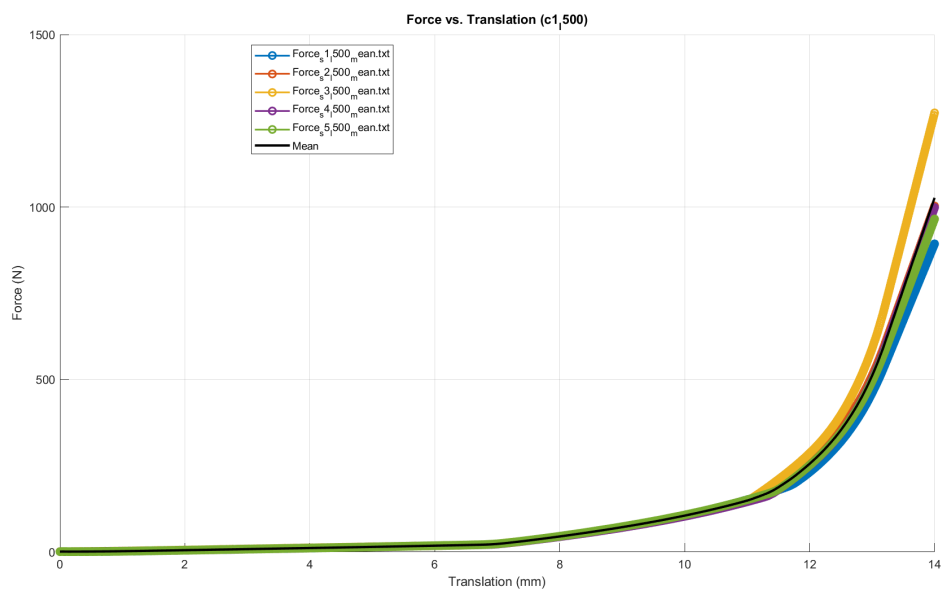
(b) Fotografie z měření elastomeru



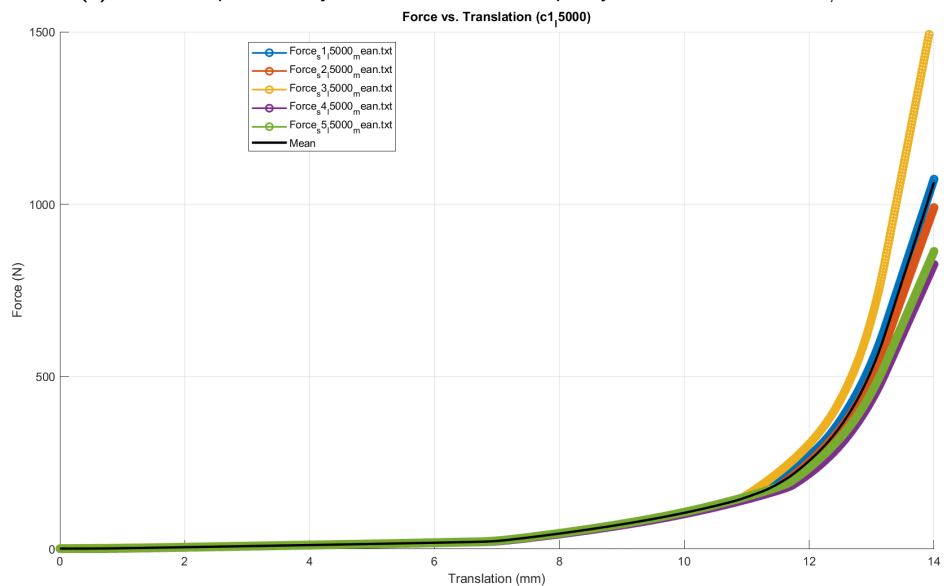
(c) Fotografie z měření sestavy pružiny a elastomeru

**Obr. 6.1:** Fotografie z měření sestavy izolátoru vibrací

## Příloha A6



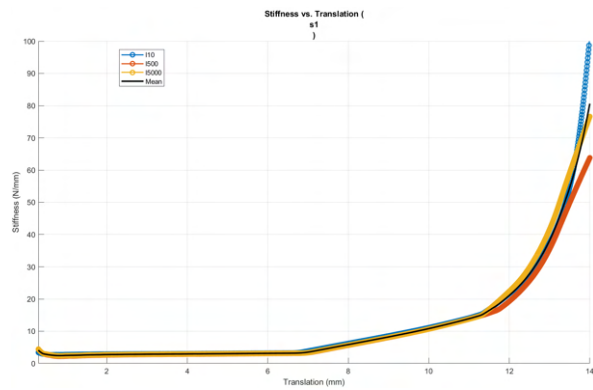
(a) Porovnání průběhů síly v závislosti na stlačení pro rychlost zatížení 500 mm/min



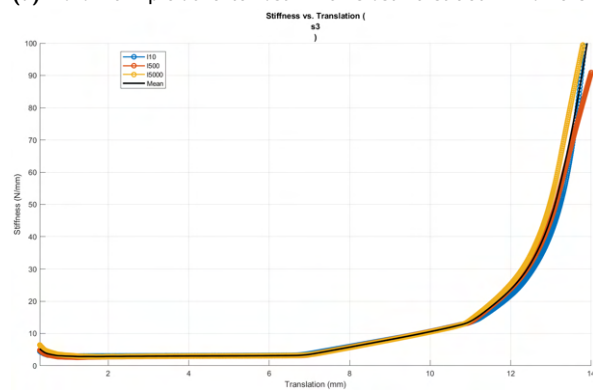
(b) Porovnání průběhů síly v závislosti na stlačení pro rychlost zatížení 5000 mm/min

**Obr. 7.1:** Porovnání průběhů síly v závislosti na stlačení pro ostatní rychlosti zatížení

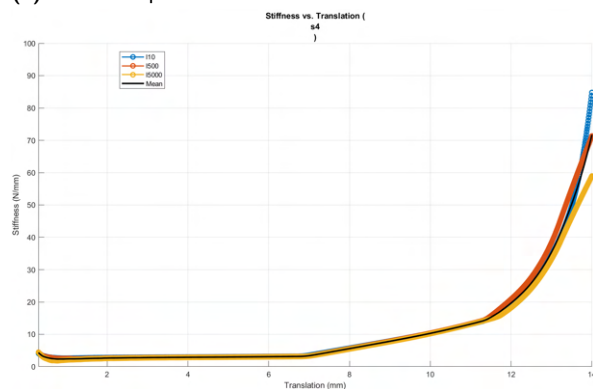
## Příloha A7



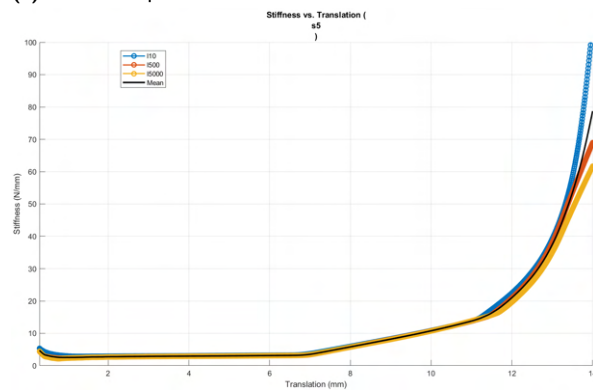
(a) Porovnání průběhů tuhosti v závislosti na stlačení vzorku s1



(b) Porovnání průběhů tuhosti v závislosti na stlačení vzorku s3



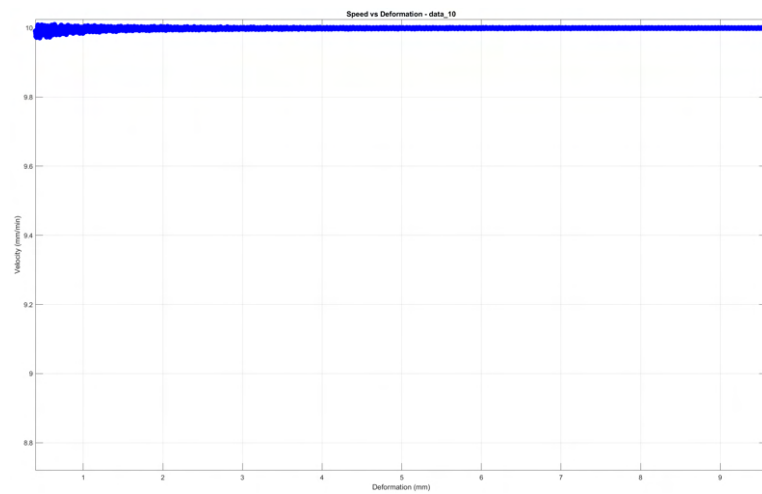
(c) Porovnání průběhů tuhosti v závislosti na stlačení vzorku s4



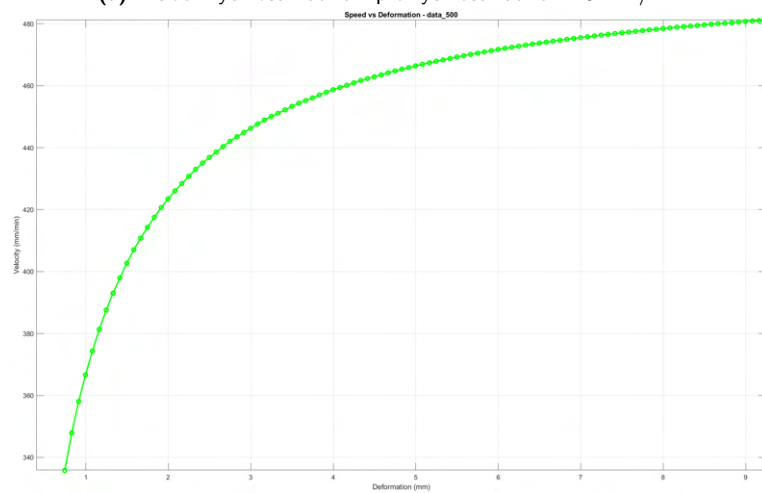
(d) Porovnání průběhů tuhosti v závislosti na stlačení vzorku s5

Obr. 8.1: Porovnání průběhů tuhosti v závislosti na stlačení pro ostatní vzorky

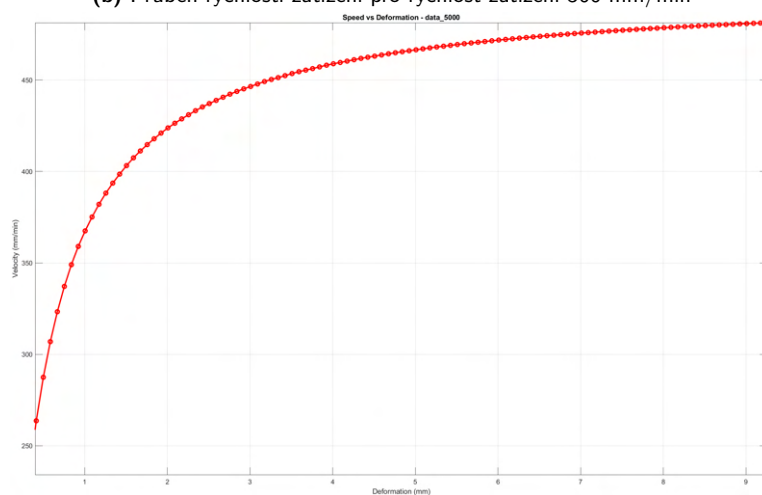
## Příloha A8



(a) Průběh rychlosti zatížení pro rychlost zatížení 10 mm/min



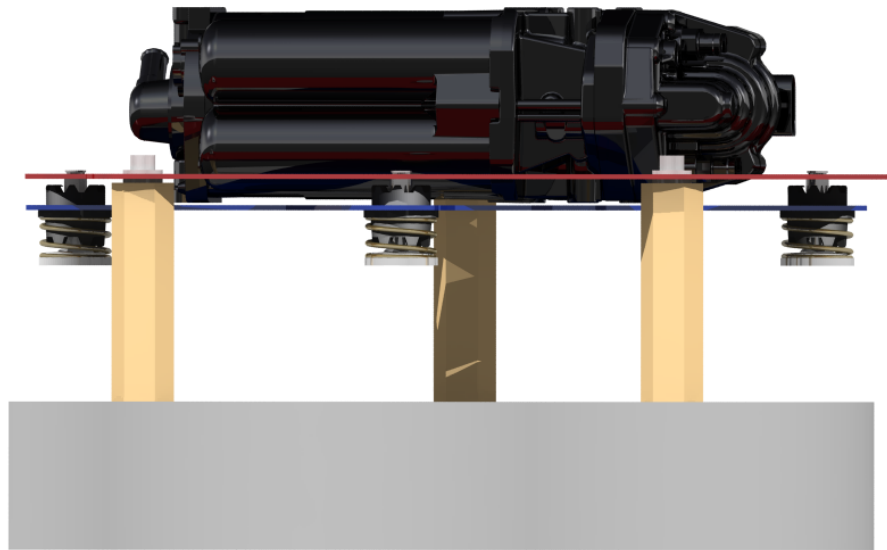
(b) Průběh rychlosti zatížení pro rychlost zatížení 500 mm/min



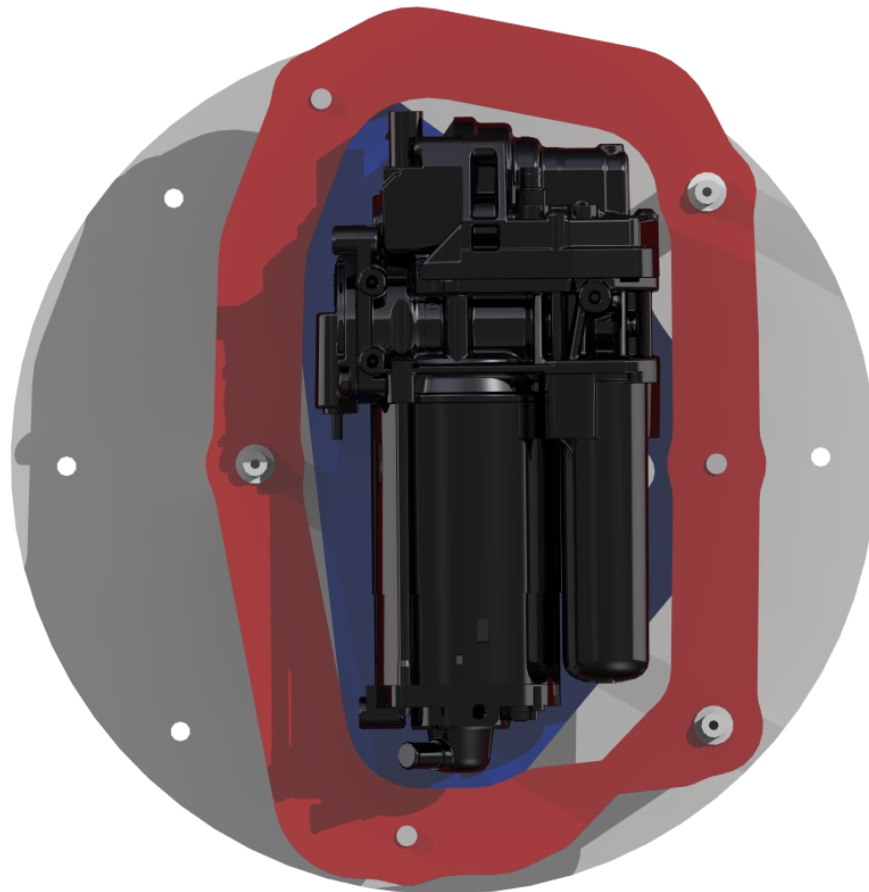
(c) Průběh rychlosti zatížení pro rychlost zatížení 5000 mm/min

**Obr. 9.1:** Porovnání průběhů rychlosti zatížení pro různé rychlosti zatížení

## Příloha A9



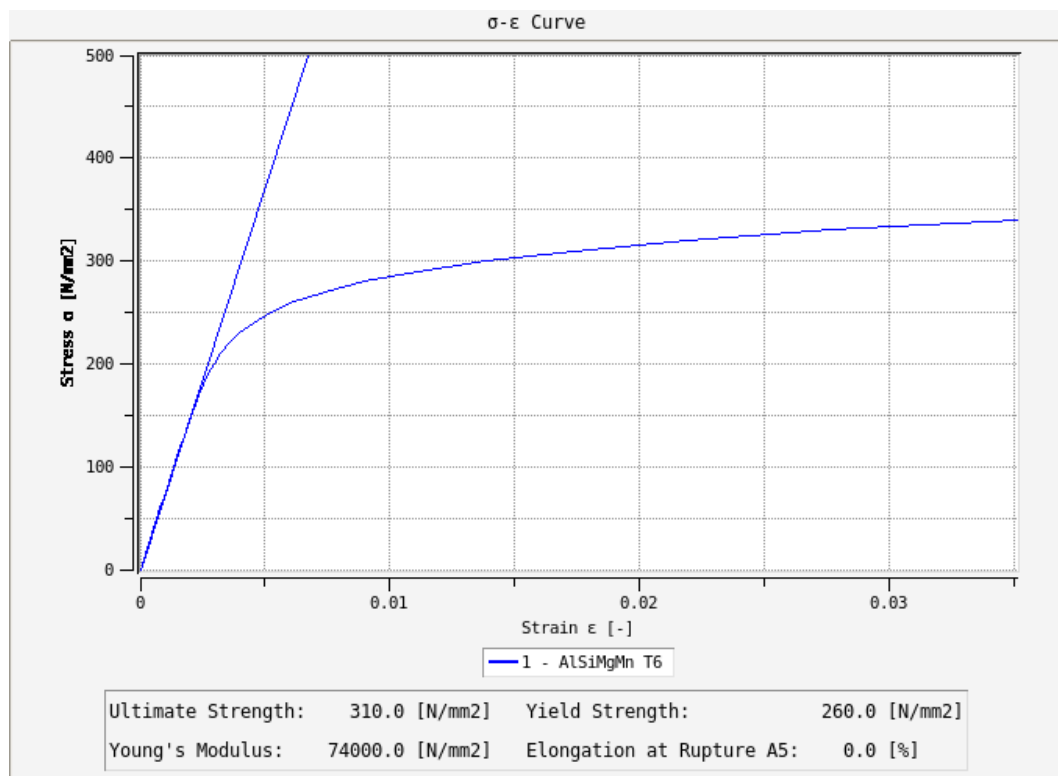
(a) Pohled zepředu na sestavu držáků kompresoru



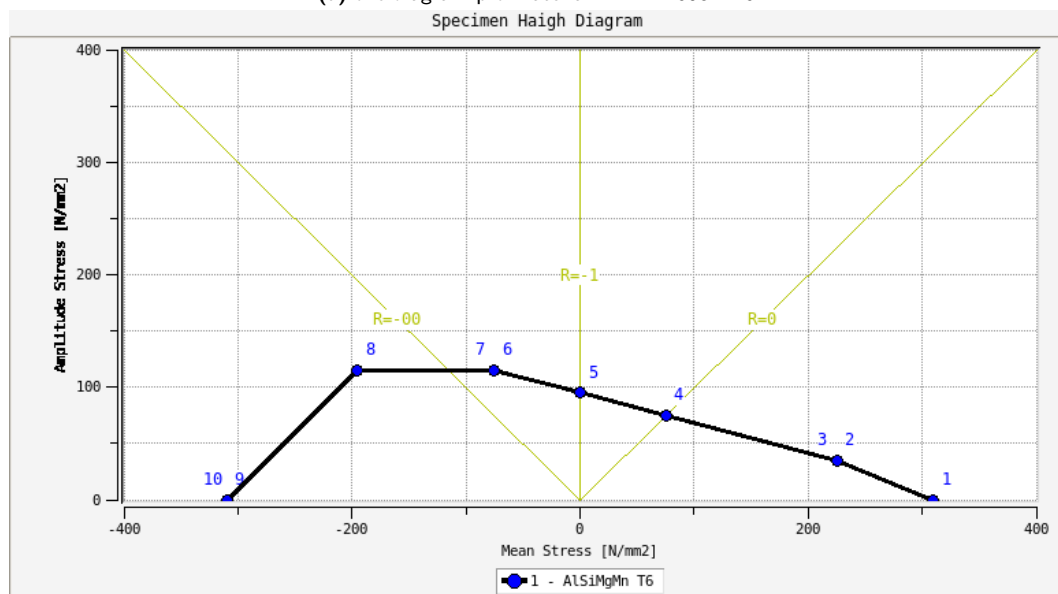
(b) Pohled se shora na sestavu držáků kompresoru

**Obr. 10.1:** Rendery sestavy držáků kompresoru

## Příloha A10



(a)  $\sigma$ - $\epsilon$  diagram pro materiál EN AW 6082 T6

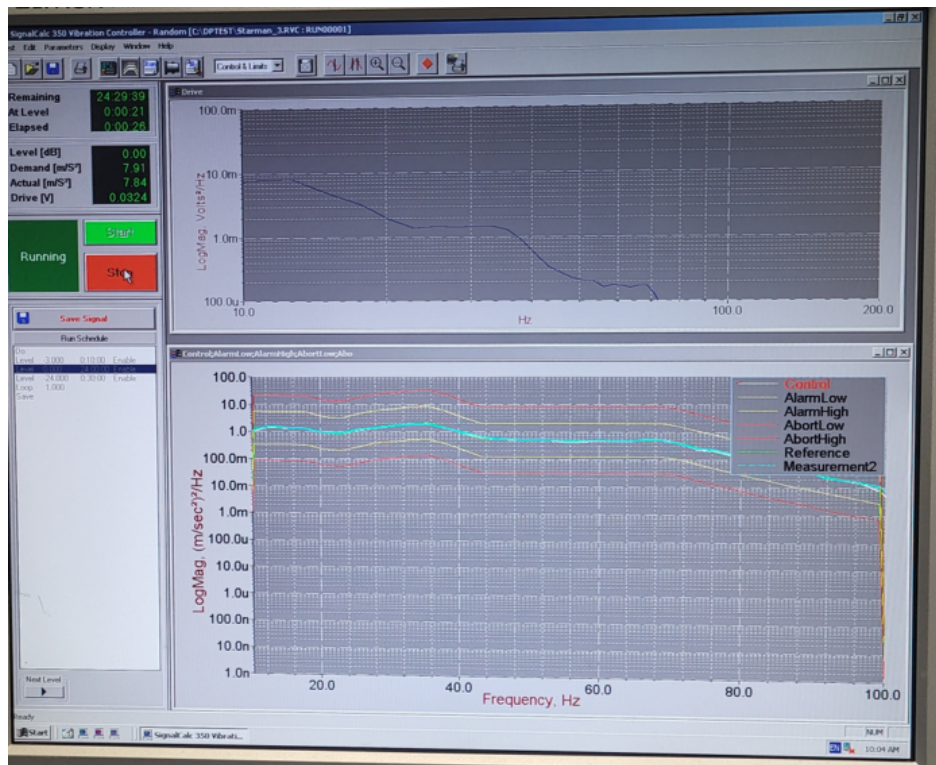


(b) Haighův diagram pro materiál EN AW 6082 T6

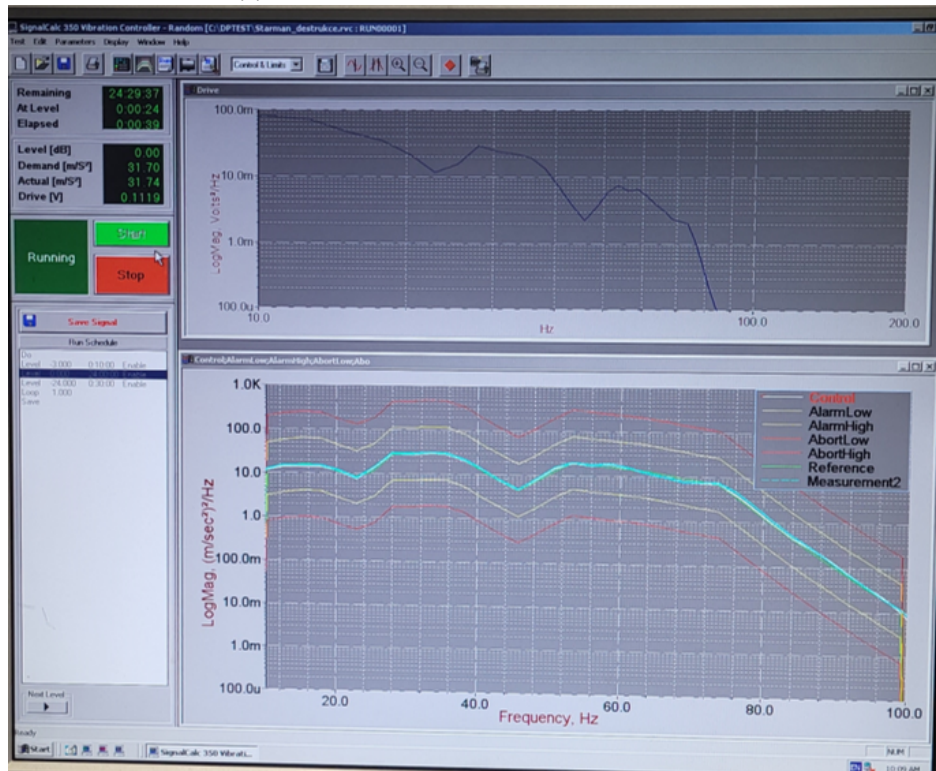
**Obr. 11.1:** Vizualizace materiálových dat v programu Femfat pro materiál EN AW 6082 T6



# Příloha A11



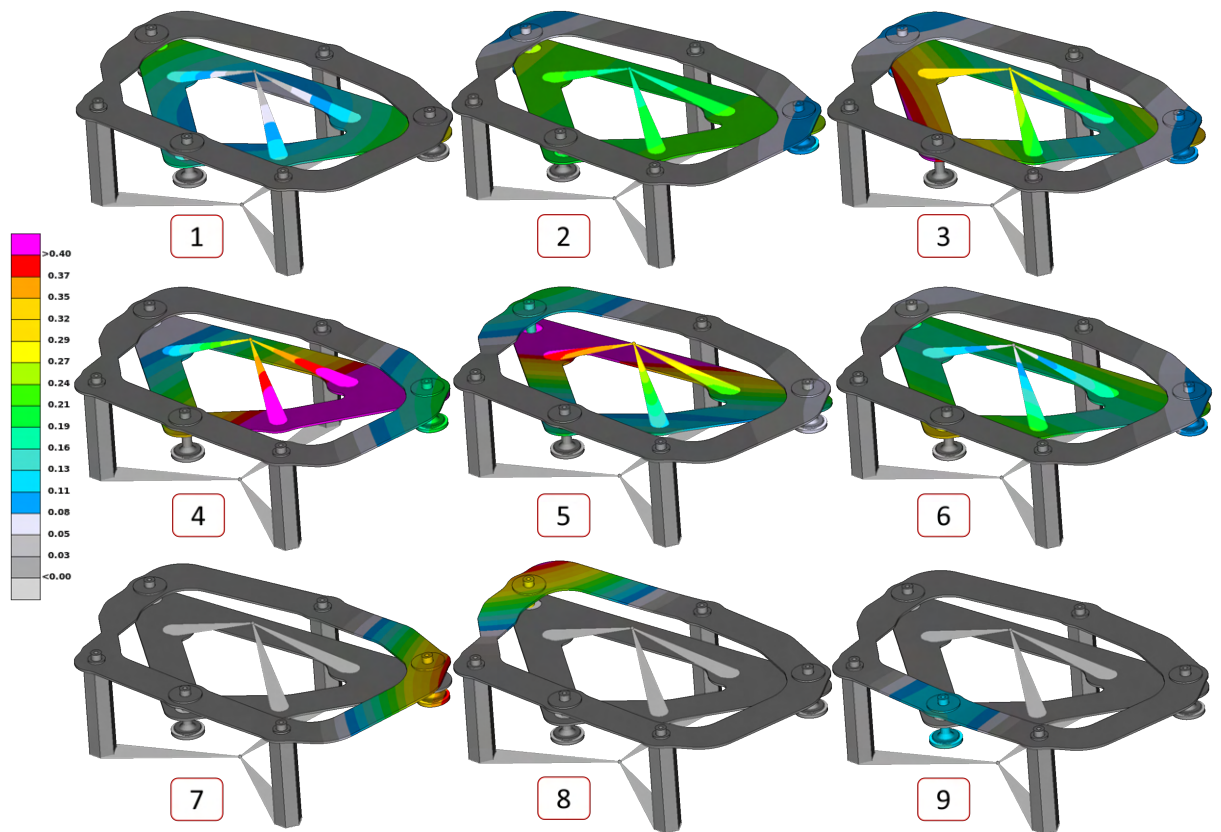
(a) Definovaný PSD signál v řídicím softwaru - *Init*



(b) Definovaný PSDs signál v řídicím softwaru - *Maxhold*

Obr. 12.1: PSD použité při měření držáků kompresoru

## Příloha A12



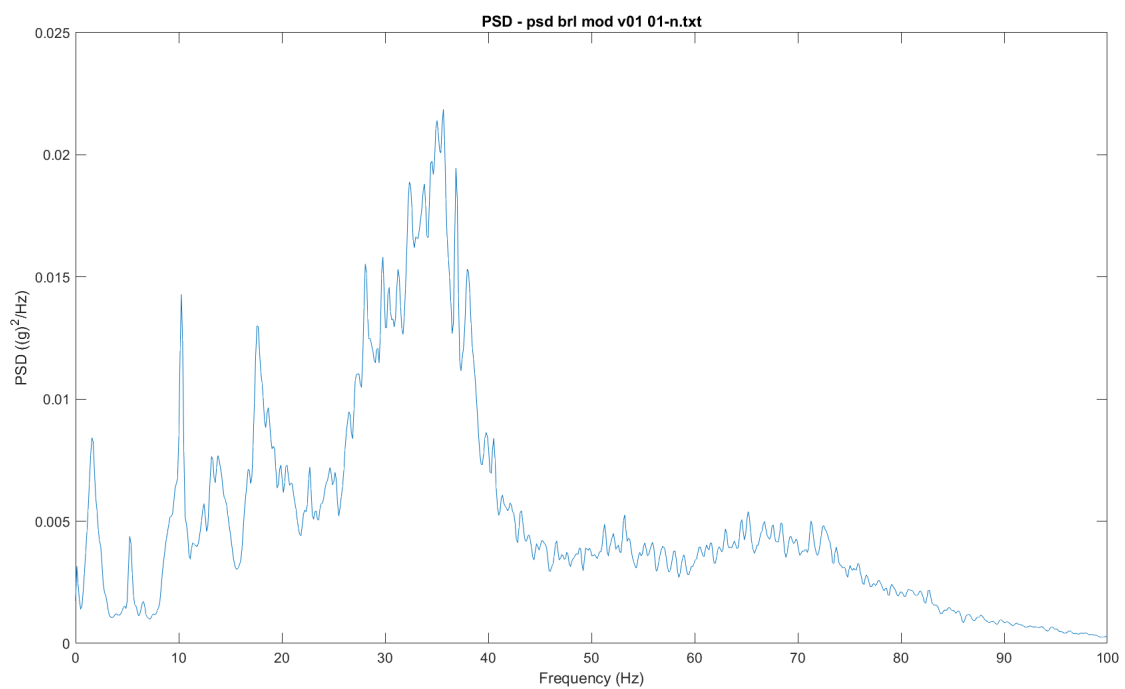
Obr. 13.1: Vlastní tvar sekundárního držáku

## Příloha A13

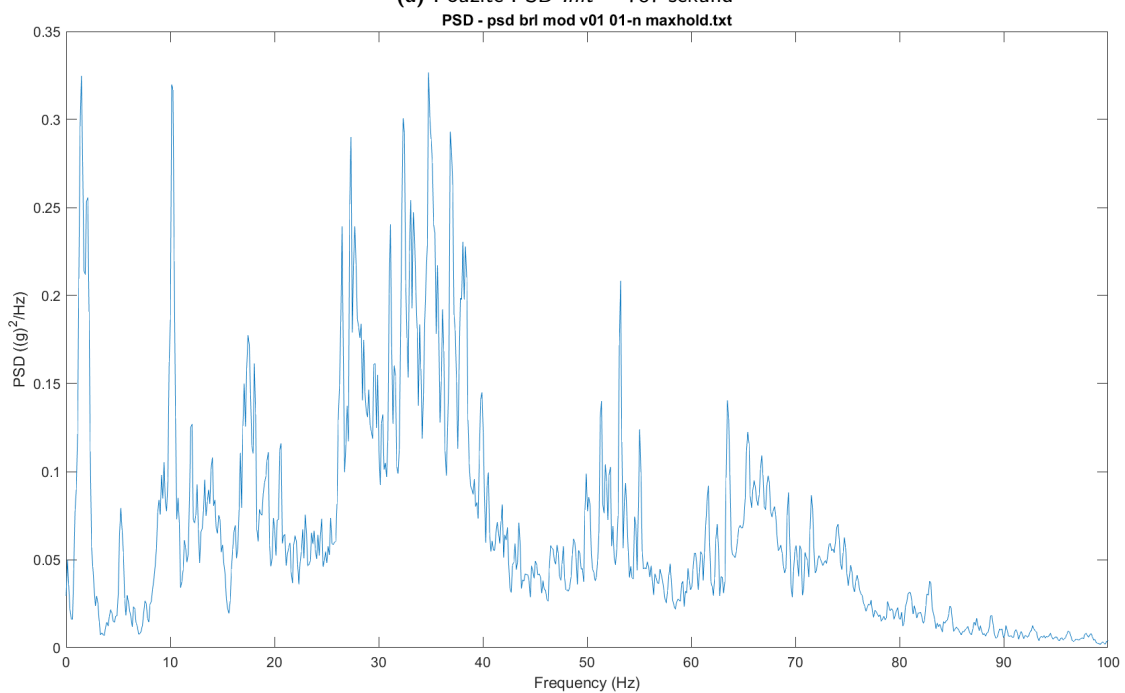
### Porovnání nastavení *Init* a *Maxhold*

Celková délka zpracovaného signálu je 818 sekund:

- *Init* - trvání 787 sekund (96,2 %)
- *Init* - trvání 31 sekund (3,8 %)



(a) Použité PSD *Init* = 787 sekund



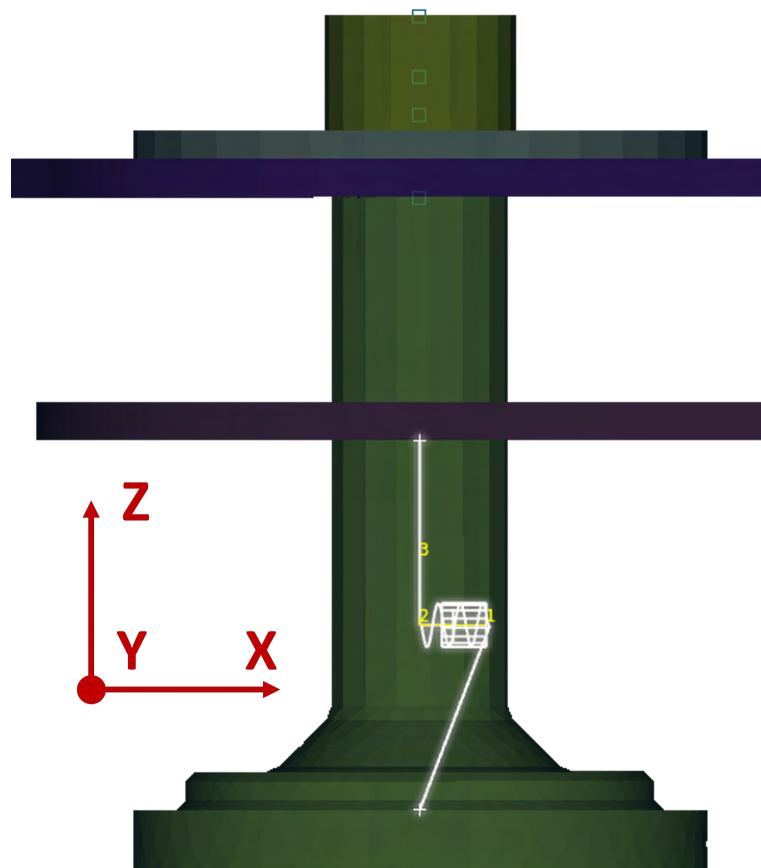
(b) Použité PSD *Maxhold* = 31 sekund

**Obr. 14.1:** Použité PSD pro výpočet životnosti

### Pružinový element *Init* a *Maxhold*

Coordinate	Init Stiffness		Maxhold Stiffness	
	Translational	Rotational	Translational	Rotational
[-]	[N/mm]	[N*mm/rad]	[N/mm]	[N*mm/rad]
X	7,69	1312	25	18387
Y	7,69	1312	25	18387
Z	3,30	879	25	10006

Tab. 14.1: Tuhosti pružinového elementu použité pro výpočet životnosti



Obr. 14.2: Pružinový element