



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

NÁVRH AKUSTICKÉ ZAHRADNÍ FONTÁNY „KILLBILL“

ACOUSTIC GARDEN FOUNTAIN DESIGN "KILLBILL"

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Mikita Strokin

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.

BRNO 2026

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Mikita Strokin**
Studijní program: Základy strojíního inženýrství
Studijní obor: Základy strojíního inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.**
Akademický rok: 2025/26

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Návrh akustické zahradní fontány „KillBill“

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Na Ústavu konstruování již řadu let probíhá vývoj a ověřování nejrůznějších akustických systémů. Ústav disponuje kvalitním akustickým vybavením, včetně bezdozvukové zkušebny. Spojení specifických konstrukčních a fyzikálních dovedností bakaláře lze dokonale demonstrovat na návrhu mechanismu se zajímavým akustickým projevem.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Cíle bakalářské práce:

Hlavním cílem je vyvinout, zkonstruovat a odzkoušet funkční vzorek zahradní vodní fontány s konkrétním akustickým projevem.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- analyzovat požadovaný typ mechanismu použitého ve filmu KillBill 1,
- z videa analyzovat potřebný akustický projev,
- zvolit vhodnou technologii pro prototypovou realizaci fontány,
- vyhodnotit akustickým měřením zvuk vydávaný fontánou.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení, laboratorní protokol.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<https://www.ustavkonstruovani.cz/texty/bakalarske-studium-ukoncení/>

Seznam doporučené literatury:

KREIDL, Marcel a Radislav ŠMÍD, 2006. Technická diagnostika. Praha: BEN. ISBN 80-7300-158-6.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed., 2010. Konstruování strojních součástí. V Brně: VUTIUM. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2025/26

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem a realizací funkčního vzorku zahradní vodní fontány typu *shishi-odoshi* s požadovaným akustickým projevem. Zvukový projev mechanismu je inspirován filmovým záběrem z filmu Kill Bill: Volume 1. V práci je popsán princip činnosti fontány, pracovní cyklus mechanismu a vznik rázového zvuku při dopadu bambusového rezonátoru na doraz. Součástí práce je analýza referenčního zvuku, návrh geometrie bambusového rezonátoru, vytvoření 3D modelu a jeho ověření pomocí MKP analýzy v prostředí SolidWorks Simulation. Dále je sestaven zjednodušený dynamický model mechanismu v prostředí MATLAB/Simulink, který slouží k posouzení pohybu rezonátoru a jeho odskoku po nárazu. Na základě návrhu je vytvořen experimentální vzorek fontány s bambusovým rezonátorem a konstrukčními díly vyrobenými technologií 3D tisku. V závěrečné části práce je provedeno akustické měření vytvořeného vzorku při různých polohách dopadu rezonátoru na doraz a jeho porovnání s referenčním filmovým záznamem.

KLÍČOVÁ SLOVA

shishi-odoshi, zahradní vodní fontána, frekvenční analýza, MKP analýza

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with the design and realization of a functional prototype of a garden water fountain of the *shishi-odoshi* type with a required acoustic expression. The sound character of the mechanism is inspired by a film recording from Kill Bill: Volume 1. The thesis describes the operating principle of the fountain, the working cycle of the mechanism, and the formation of impact sound when the bamboo resonator strikes the stop. The work includes an analysis of the reference sound, the design of the bamboo resonator geometry, the creation of a 3D model, and its verification using FEM analysis in SolidWorks Simulation. A simplified dynamic model of the mechanism is also created in MATLAB/Simulink to assess the motion of the resonator and its rebound after impact. Based on the design, an experimental prototype of the fountain is produced with a bamboo resonator and structural parts manufactured using 3D printing technology. In the final part of the thesis, acoustic measurements of the created prototype are carried out for different impact positions of the resonator on the stop, followed by comparison with the reference film recording.

KEYWORDS

shishi-odoshi, garden water fountain, frequency analysis, FEM analysis

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STROKIN, Mikita. *Návrh akustické zahradní fontány „KillBill“*. Brno, 2026, 63 s. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval panu doc. Ing. Ivanu Mazůrkovi, CSc. za odborné vedení, věnovaný čas, cenné rady a podněty, které mi pomohly při zpracování této bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval Ústavu konstruování za projekt StrojLAB a za možnost využití 3D tiskáren při výrobě prototypových dílů.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval samostatně, pod odborným vedením doc. Ing. Ivana Mazůrky, CSc. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	13
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
2.1	Konstrukční uspořádání a princip činnosti mechanismu	14
2.1.1	Fáze plnění	14
2.1.2	Fáze překlopení	15
2.1.3	Fáze návratu	15
2.1.4	Fáze nárazu	16
2.2	Materiálové parametry rezonátoru	17
2.3	Akustický projev rezonátoru mechanismu <i>shishi-odoshi</i>	18
2.3.1	Vznik zvuku při nárazu	18
2.3.2	Tlumení materiálu	19
2.4	Modální a harmonická analýza v prostředí SolidWorks	20
2.5	Metodika digitálního zpracování a spektrální analýzy signálu	20
2.5.1	Spektrální analýza	21
2.5.2	Časově-frekvenční analýza a STFT	21
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	23
3.1	Detailní dynamický rozbor etap pracovního cyklu	23
3.1.1	Plnění rezonátoru a podmínka překlopení	23
3.1.2	Výtok vody a návrat prázdného rezonátoru	23
3.1.3	Pružný kontakt a odskok	24
3.2	Přijatá zjednodušení a zdroje možných odchylek	25
3.3	Cíle bakalářské práce	25
4	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	27
4.1	Analýza referenčního zvukového vzoru	27
4.1.1	Detekce rázových událostí	27
4.1.2	Detailní spektrální analýza izolovaných rázů	28
4.2	Stanovení pracovní délky rezonátoru	30
4.2.1	Kontrola návrhové délky pomocí MKP v prostředí SolidWorks	31
4.2.2	Konečný návrh geometrie rezonátoru	32
5	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	33
5.1	Simulace funkce fyzikálního kyvadla – dynamika a časování	33
5.1.1	Popis simulačního modelu	34

5.1.2	Parametry kontaktního modelu dorazů	34
5.1.3	Určení kontaktní síly a doby kontaktu	35
5.1.4	Získané výstupy a výsledky	35
5.1.5	Zhodnocení a validace modelu	36
5.2	Simulace akustické odezvy rezonátoru	37
5.2.1	Vstupní parametry a definice modelu	37
5.2.2	Výsledky modální analýzy a modální účast hmotnosti	40
5.2.3	Harmonická frekvenční odezva rezonátoru	41
5.2.4	Závěr kapitoly	42
5.3	Konstrukce funkčního vzorku a měřicího řetězce	43
5.3.1	Konstrukce funkčního vzorku	43
5.3.2	Měřicí řetězec a experimentální podmínky	46
5.4	Konstrukční řešení pokročilé varianty	46
5.4.1	Vodní okruh	47
6	DISKUZE	49
6.1	Experimentální ověření časování mechanismu	49
6.2	Experimentální ověření frekvenčního složení zvuku rezonátoru	51
6.3	Diskuze akustických nesrovnalostí	54
7	ZÁVĚR	55
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	56
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	57
9.1	Použité zkratky	57
9.2	Příklady použitých fyzikálních veličin	57
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	60
11	SEZNAM TABULEK	62
12	SEZNAM PŘÍLOH	63

1 ÚVOD

Návrh a vývoj mechanických systémů s přesně definovanými provozními vlastnostmi představuje jednu z úloh strojírenství. Specifickou výzvou je pak konstrukce mechanismů, u nichž je kladen důraz nejen na jejich kinematiku a dynamiku, ale také na jejich konkrétní akustický projev. Příkladem zařízení, které spojuje opakující se mechanický pohyb s cíleným generováním zvuku, je tradiční japonská zahradní fontána *shishi-odoshi* (viz obr. 1-1). Tento název v doslovném překladu znamená strašič jelenů, což přesně popisuje původní funkci tohoto mechanismu. V minulosti byly tyto fontány konstruovány převážně z bambusu a sloužily k plašení drobných zvířat a býložravců, kteří pronikali do zahrad. Postupem času se primární funkce této fontány změnila a dnes plní v zahradách estetickou a akustickou funkci [1].



Obr. 1-1 Klasické *shishi-odoshi* v japonské zahradě [2]

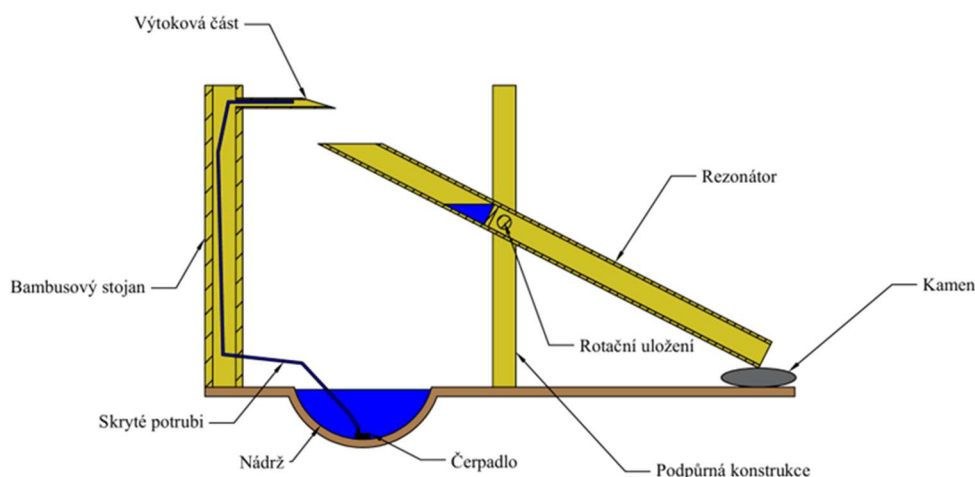
Fontána *shishi-odoshi* se dostala do širšího povědomí západní kultury mimo jiné díky filmu *Kill Bill: Volume 1* [3]. V tomto kinematografickém díle je zachycena ve scéně, v níž její zvukový projev podtrhuje psychologické napětí. Tradiční zahradní prvek tak v daném kontextu získává výraznou akustickou funkci a stává se důležitou součástí celkové atmosféry scény.

Cílem této bakalářské práce je navrhnout, zkonstruovat a experimentálně ověřit funkční vzorek mechanismu *shishi-odoshi*, jehož akustický projev se bude co nejvíce přibližovat referenčnímu zvuku ze zvoleného filmového záznamu.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Konstrukční uspořádání a princip činnosti mechanismu

Mechanismus *shishi-odoshi* představuje funkční soustavu složenou z několika vzájemně propojených konstrukčních a provozních prvků, které společně zajišťují periodický pohyb mechanismu a vznik charakteristického akustického projevu. Systém lze rozdělit na dvě základní části: rezonanční sestavu a hydraulický systém přívodu vody (viz obr. 2-1).



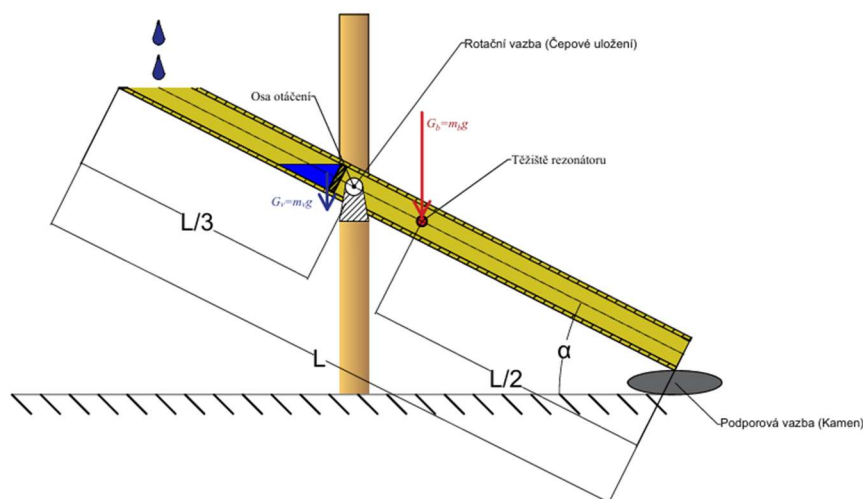
Obr. 2-1 Schéma konstrukčního uspořádání *shishi-odoshi*

Rezonanční sestava tvoří hlavní funkční uzel mechanismu. Jejím základním prvkem je bambusový rezonátor, vytvořený jako duté těleso s excentricky umístěnou osou otáčení. Pohyb rezonátoru je umožněn čepovým uložením, které definuje osu rotace. Dorazový prvek představuje mechanické omezení pohybu a zároveň hlavní zdroj impulsního buzení celé soustavy.

Druhou hlavní část systému tvoří hydraulický okruh přívodu vody, jehož funkcí je periodické plnění rezonátoru. Hydraulický systém ovlivňuje především rychlost plnění a periodicitu pracovního cyklu. Práce je zaměřena především na rezonanční sestavu, která je pro výsledný akustický projev rozhodující.

2.1.1 Fáze plnění

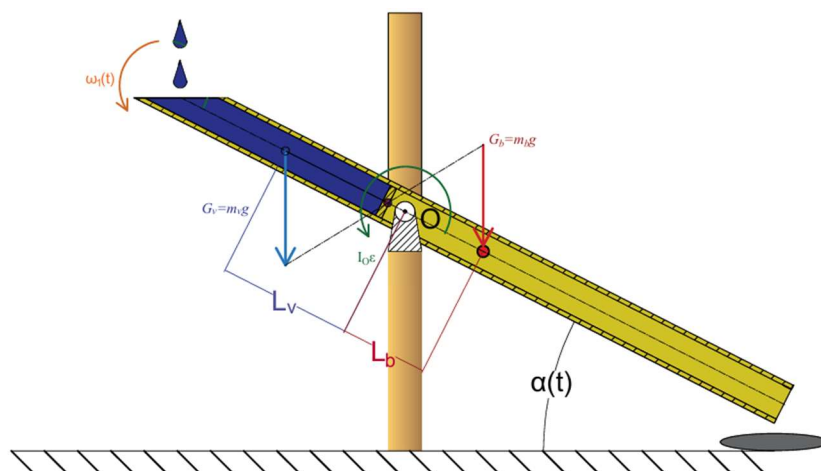
Mechanismus se nachází ve stavu, kdy je pravý konec opřen o doraz, jak je znázorněno na obr. 2-2. Voda postupně natéká do dutiny rezonátoru, čímž se zvyšuje hmotnost vodní náplně a klopný moment. Dokud však klopný moment vyvolaný touto narůstající hmotností vody nepřevyší moment od vlastní tíhy bambusu, systém zůstává v klidu.



Obr. 2-2 Statické schéma rezonátoru ve fázi plnění s vyznačením působících sil

2.1.2 Fáze překlpení

Jakmile klopný moment vyvolaný narůstající hmotností vody překročí moment vlastní tíhy bambusu, rezonátor ztrácí kontakt s kamenným dorazem. Tímto okamžikem se systém uvolňuje, získává jeden stupeň volnosti a stává se z něj dynamická soustava rotující kolem čepové vazby.

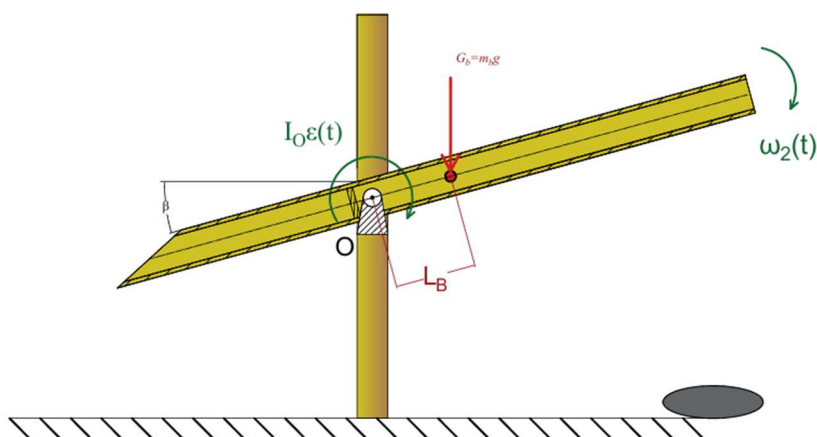


Obr. 2-3 Dynamické schéma rezonátoru v počáteční fázi překlpení

2.1.3 Fáze návratu

Po překlpení dosáhne rezonátor předního náklonu a voda začne vytékat z jeho dutiny. Tím se snižuje hmotnost vodní náplně i klopný moment působící na přední část rezonátoru. Jakmile začne převládat vratný moment od vlastní tíhy bambusového rezonátoru, pohyb směrem dolů se zpomalí a rezonátor se začne vracet zpět k dorazu.

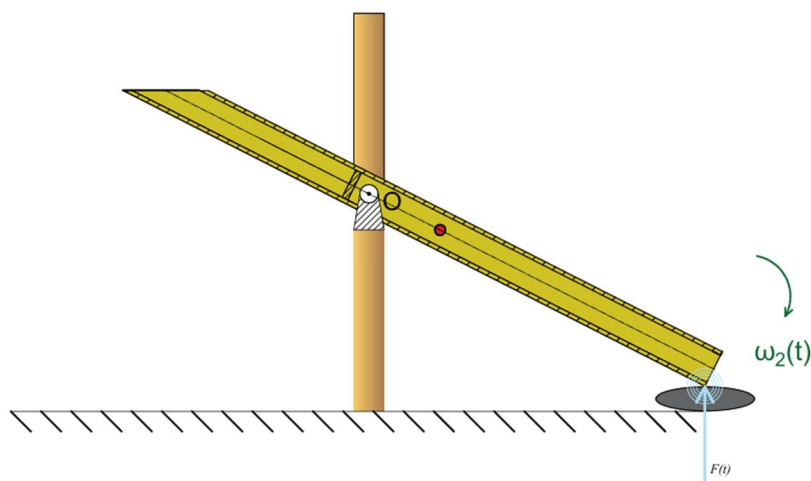
Při návratu se jeho úhlová rychlost postupně zvyšuje. Rychlost v okamžiku dopadu určuje intenzitu mechanického rázu a velikost impulsního buzení rezonátoru v následující fázi.



Obr. 2-4 Dynamické schéma rezonátoru ve fázi návratu

2.1.4 Fáze nárazu

Závěrečnou a z hlediska akustického projevu nejvýznamnější fází pracovního cyklu je okamžik mechanického rázu, znázorněný na obr. 2-5. Po fázi návratu se rezonátor přibližuje ke kamennému dorazu. Při kontaktu zadní části rezonátoru s dorazem dochází ke vzniku krátkodobé kontaktní síly.



Obr. 2-5 Schéma rezonátoru v okamžiku nárazu

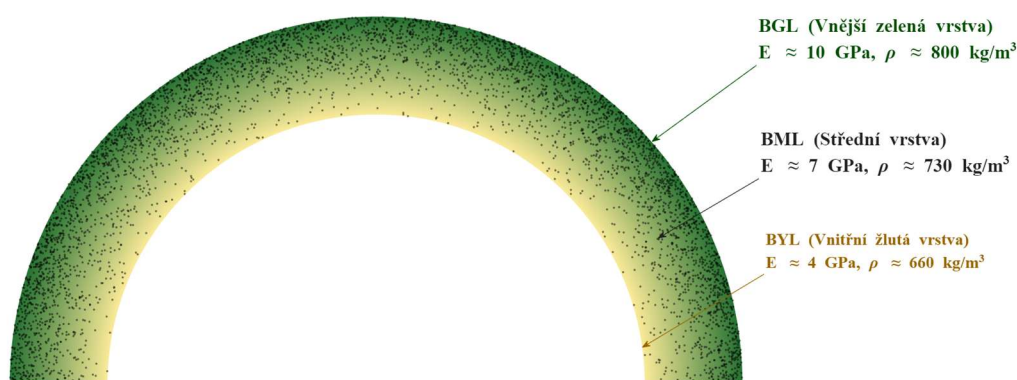
Změnu pohybu lze popsat pomocí věty o impulsu momentu síly vzhledem k ose otáčení. Doba kontaktu je velmi krátká, proto může kontaktní síla krátkodobě dosahovat vysokých hodnot. Tato síla působí jako impulsní mechanické buzení, které vybudí vlastní kmitání bambusového rezonátoru.

2.2 Materiálové parametry rezonátoru

Tradičně se v Japonsku pro konstrukci fontán *shishi-odoshi* využívá bambus odrůdy *Madake* (*Phyllostachys bambusoides*), který je díky své vysoké hustotě a stabilitě rovněž primárním materiálem pro výrobu většiny tradičních hudebních nástrojů. Kvůli omezené dostupnosti této odrůdy byl pro potřeby této práce zvolen bambus *Moso* (*Phyllostachys edulis*), jehož fyzikální a mechanické vlastnosti jsou odrůdě *Madake* velmi blízké [4].

Materiálové charakteristiky rezonátoru ovlivňují výsledný akustický projev nárazu. Mechanické vlastnosti, zejména modul pružnosti, hustota a vnitřní struktura materiálu, určují rychlost šíření elastických vln, vlastní frekvenci konstrukce i dobu dozvuku. Proto je nutné stanovit takové materiálové parametry, které umožní vytvořit výpočetně použitelný model rezonátoru.

Bambus *Moso* není homogenní materiál. Jeho struktura se mění v radiálním směru i podél délky stébła. Rozdíly jsou dány nerovnoměrným rozložením cévních svazků a parenchymatických buněk, což ovlivňuje hustotu i mechanické vlastnosti materiálu [5].



Obr. 2-6 Vizualizace radiálního gradientu rozložení cévních svazků ve stěně bambusu

Z hlediska mechaniky se bambus chová jako ortotropní materiál, což znamená, že jeho elastické vlastnosti se liší ve třech základních směrech – axiálním, radiálním a tangenciálním. Modul pružnosti se může v závislosti na poloze ve stěně stébła pohybovat přibližně v rozmezí 5–25 GPa, přičemž vyšších hodnot dosahují vnější vrstvy s vyšším podílem vláken [5].

Anizotropní a nehomogenní charakter bambusu komplikuje přesné numerické modelování. Pro detailní popis by bylo nutné zadat ortotropní materiálový model včetně směrově závislých elastických vlastností a jejich prostorového rozložení. Takový postup by výrazně zvýšil složitost výpočtu a nebyl by přiměřený rozsahu této práce.

Pro potřeby této bakalářské práce je bambus modelován jako homogenizovaný izotropní materiál s průměrnými ekvivalentními vlastnostmi. Toto zjednodušení umožňuje sestavit výpočetně stabilní model vhodný pro návrh geometrie a orientační určení vlastních frekvencí, ale může vést k odchylkám mezi simulovaným a reálným akustickým projevem.

Tab. 2-1 Průměrné a orientační materiálové parametry bambusu *Moso* [4,5]

Parametr	Rozsah	Hodnota	Jednotka
Hustota ρ	500-800	730	kgm^{-3}
Modul pružnosti (axiální) E_a	5-25	10,5	GPa
Modul pružnosti (radiální) E_r	2-5	3	GPa
Modul pružnosti (tangenciální) E_t	1-3	2	GPa
Mez pevnosti v ohybu σ_f	70-200	130	MPa
Poissonovo číslo ν	0,2-0,35	0,3	-

2.3 Akustický projev rezonátoru mechanismu *shishi-odoshi*

Hlavním akustickým projevem mechanismu *shishi-odoshi* je mechanický ráz vznikající při dopadu rezonátoru na kamenný doraz. Jedná se o neperiodický impulsní děj s krátkou dobou trvání a širokým frekvenčním spektrem. Ráz vybudí v rezonátoru více frekvenčních složek současně. Po skončení kontaktu rezonátor dále volně kmitá na vlastních frekvencích konstrukce.

2.3.1 Vznik zvuku při nárazu

Akustický signál vznikající při dopadu rezonátoru je způsoben kmitáním samotného bambusového tělesa, které následně rozkmitává okolní vzduch. Pro akustické vyzařování štíhlých nosníků, jako je bambusový rezonátor, jsou důležité především ohybové kmity. Při nárazu se trubka deformuje hlavně ohybem. Povrch rezonátoru se při těchto kmitech pohybuje do stran a rozkmitává okolní vzduch, čímž vzniká zvukové vlnění. Podélné a torzní kmity se na celkovém akustickém projevu podílejí jen okrajově a zpravidla se projevují ve vyšších frekvenčních oblastech [6].

Na rozdíl od zvuku ve vzduchu nebo vln na napjaté struně, rychlost šíření ohybové vlny v pevném tělese závisí na její frekvenci. Tento jev má pro akustický projev mechanismu *shishi-odoshi* významný důsledek. Vlastní frekvence vyšších ohybových módů tvoří harmonickou řadu. Nejsou tedy celočíselným násobkem základní frekvence, ale jsou určeny charakteristickými modálními konstantami dané konstrukce.

Výsledný zvuk je proto tvořen směsí neharmonicky uspořádaných frekvenčních složek, které jsou navíc ovlivněny tlumením materiálu a geometrií rezonátoru. Proto je výsledný zvuk vnímán jako krátký rázový zvuk, nikoli jako čistý ustálený tón [6].

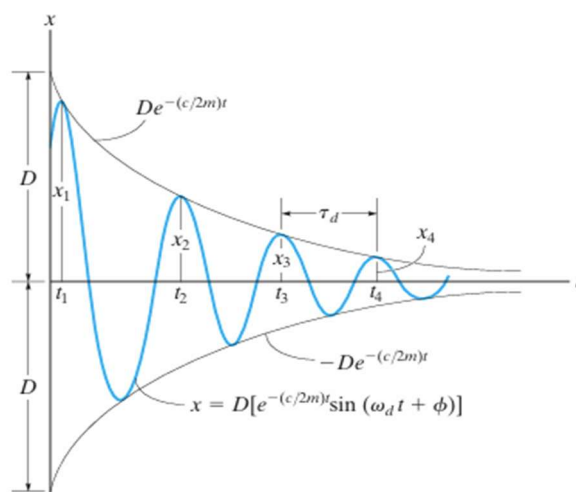
2.3.2 Tlumení materiálu

U reálných mechanických systémů amplituda kmitání v čase klesá. Tento jev je způsoben disipací mechanické energie, především vnitřním třením a viskoelastickými vlastnostmi materiálu [6].

Pro podtlumený systém lze časový průběh volného kmitání vyjádřit ve tvaru:

$$x(t) = D e^{-\frac{c}{2m}t} \sin(\omega_d t + \varphi) \quad (1)$$

kde D je počáteční amplitudová konstanta, c je součinitel tlumení, m je hmotnost soustavy, ω_d je tlumená vlastní úhlová frekvence a φ je fázový posun. Exponenciální člen v tomto vztahu určuje obálku poklesu amplitudy. Schématické znázornění takového průběhu je uvedeno na obr. 2-7 [7].



Obr. 2-7 Průběh volného tlumeného kmitání s exponenciální obálkou amplitudy a periodou tlumených kmitů [7]

Pro praktické vyhodnocení rychlosti doznívání lze použít logaritmický dekrement útlumu. Tato bezrozměrná veličina vyjadřuje pokles amplitudy mezi dvěma maximy tlumeného kmitání. Pro dvě po sobě jdoucí amplitudy A_n a A_{n+1} lze logaritmický dekrement zapsat ve tvaru [7]:

$$\Lambda = \ln\left(\frac{A_n}{A_{n+1}}\right) \quad (2)$$

Z logaritmického dekrementu lze následně orientačně určit poměrný útlum:

$$\zeta = \frac{\Lambda}{\sqrt{4\pi^2 + \Lambda^2}} \quad (3)$$

Tento postup je vhodný pro hodnocení doznívání dominantního módu po rázovém buzení.

2.4 Modální a harmonická analýza v prostředí SolidWorks

Modální analýza je jedním ze základních nástrojů pro posouzení vibračního chování konstrukcí. V numerickém prostředí SolidWorks Simulation je založena na metodě konečných prvků, při níž je reálná geometrie nahrazena výpočtovým modelem tvořeným sítí prvků a uzlů. Výstupem modální analýzy jsou vlastní frekvence a vlastní tvary kmitání, které určují přirozené rezonanční oblasti konstrukce [8].

Harmonická frekvenční analýza hodnotí odezvu konstrukce na harmonické buzení v zadaném rozsahu frekvencí. Na rozdíl od modální analýzy tedy nepopisuje pouze vlastní frekvence a tvary kmitání, ale ukazuje frekvenční oblasti, ve kterých konstrukce vykazuje zvýšenou mechanickou odezvu [9].

V případě bambusového rezonátoru je tento postup vhodný pro posouzení jeho chování po mechanickém rázu. Okrajové podmínky výpočtového modelu musí odpovídat skutečnému uložení rezonátoru v mechanismu. V místě čepu je uvažována vazba typu hinge, která omezuje posuvy a současně umožňuje otáčení kolem osy čepu. Nosná část mechanismu je pevně uložena.

Z hlediska akustického projevu jsou významné především ohybové módy rezonátoru. Při nich dochází k příčnému pohybu stěny trubky, který se podílí na rozkmitání okolního vzduchu a vzniku zvuku. Kombinace modální analýzy a harmonické frekvenční odezvy proto umožňuje určit frekvenční oblasti, které mohou být po nárazu nejvýrazněji vybudeny [6].

2.5 Metodika digitálního zpracování a spektrální analýzy signálu

Digitální zpracování signálu bylo použito pro vyhodnocení akustické odezvy mechanismu *shishi-odoshi*. Referenčním podkladem byl zvukový záznam z filmové ukázky, který obsahuje krátké rázové události vznikající při činnosti mechanismu. Aby bylo možné tento zvuk porovnat s numerickým modelem a později také s experimentálním vzorkem, je nutné převést akustický projev na měřitelné parametry.

Z hlediska návrhu rezonátoru jsou důležité zejména dominantní frekvenční složky a časový průběh jejich útlumu. K těmto účelům jsou v práci využity metody spektrální analýzy, rychlá Fourierova transformace FFT a časově-frekvenční analýza pomocí STFT. Tyto metody umožňují určit časování rázových událostí, dominantní frekvenční složky a jejich doznívání.

2.5.1 Spektrální analýza

Spektrální analýza rozkládá signál na jeho jednotlivé frekvenční složky. V akustice se používá k identifikaci frekvencí obsažených v signálu a k analýze jejich amplitudového zastoupení. Spektrum lze zobrazit na lineární frekvenční škále, kde je rozlišení konstantní v jednotkách Hz, nebo na logaritmické frekvenční škále, kde je rozlišení vyjádřeno jako konstantní procentuální šířka pásma.

Fourierova transformace je základním matematickým nástrojem pro převod signálu z časové oblasti do frekvenční oblasti. Časový průběh akustického signálu $g(t)$ lze pomocí této transformace vyjádřit jako frekvenční spektrum $G(f)$ [10].

Fourierovu transformaci lze zapsat ve tvaru [10]:

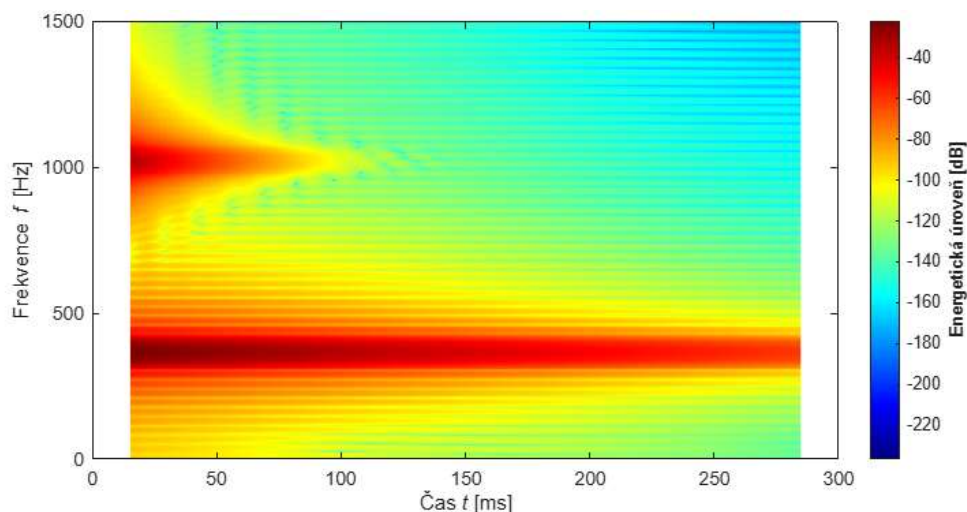
$$G(f) = \int_{-\infty}^{\infty} g(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad (4)$$

kde $g(t)$ je signál v časové oblasti; $G(f)$ představuje spektrum signálu ve frekvenční oblasti a f je frekvence.

V případě mechanismu *shishi-odoshi* je Fourierova transformace použita k analýze krátkých akustických rázů, které vznikají při dopadu bambusového rezonátoru na doraz. Převod signálu do frekvenční oblasti umožňuje určit dominantní spektrální špičky, které lze následně porovnat s vlastními frekvencemi rezonátoru získanými analytickým výpočtem a MKP analýzou.

2.5.2 Časově-frekvenční analýza a STFT

Klasická spektrální analýza FFT poskytuje informaci o frekvenčním složení celého analyzovaného úseku, ale nezachycuje časový vývoj jednotlivých frekvenčních složek. U krátkých akustických rázů je přitom důležité sledovat nejen přítomné frekvence, ale také jejich vznik a zánik. K tomuto účelu se používá krátkodobá Fourierova transformace STFT (Short-Time Fourier Transform). Její princip spočívá v rozdělení signálu na krátké, překrývající se časové úseky. Výstupem této transformace je trojrozměrná matice dat vizualizovaná pomocí spektrogramu [10].



Obr. 2-8 Analýza rázového zvuku pomocí STFT

Na vodorovné ose je vynesena čas a na svislé ose frekvence. Třetí rozměr, tedy relativní intenzita signálu v daném čase a na dané frekvenci, je reprezentován barevnou škálou. Teplé barvy (červená, žlutá) značí vysokou koncentraci energie, zatímco studené barvy (tmavě modrá) představují ticho neboli absenci signálu v daném frekvenčním pásmu.

Pro tuto práci je spektrogram důležitý zejména ze dvou důvodů. Prvním je časová lokalizace rázových událostí v pracovním cyklu mechanismu. Ráz se ve spektrogramu projevuje jako krátká oblast se zvýšenou intenzitou v širším frekvenčním pásmu. Druhým důvodem je možnost sledovat dozívání jednotlivých frekvenčních složek. Horizontální stopy v oblasti dominantních frekvencí ukazují, které vlastní módy rezonátoru přetrvávají po nárazu déle a které naopak rychle zanikají.

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

Mechanismus *shishi-odoshi* je v této práci posuzován jako dynamická soustava s proměnnou hmotností vody, překlopným pohybem rezonátoru a následným rázovým kontaktem s dorazem. Pracovní cyklus je rozdělen na fázi plnění, fázi překlopení s výtokem vody, fázi návratu prázdného rezonátoru a fázi rázového kontaktu s odskokem. Pro porovnání s referenčním filmovým záznamem je dále rozhodující fáze, kdy se prázdná trubka vrací k dorazu, naráží na něj a následně odskakuje.

3.1 Detailní dynamický rozbor etap pracovního cyklu

3.1.1 Plnění rezonátoru a podmínka překlopení

V počáteční fázi dochází k postupnému napouštění vody do dutiny rezonátoru. Dokud je vratný moment od vlastní tíhy rezonátoru převažující nad narůstajícím klopným momentem od vody, soustava zůstává ve stabilní rovnováze a rezonátor je opřen o doraz.

K překlopení dochází v okamžiku, kdy narůstající hmota vody momentovou rovnováhu naruší. Pro další výpočet je vhodné vyjádřit mezní stav pomocí kritického objemu vody v dutině rezonátoru:

$$V_{kr} = \frac{m_b L_b}{\rho L_v} \quad (5)$$

kde V_{kr} je kritický objem vody potřebný k překlopení rezonátoru, m_b je hmotnost prázdného bambusového rezonátoru, L_b je rameno těžiště rezonátoru vzhledem k ose otáčení, ρ je hustota vody a L_v je rameno působení tíhy vody vzhledem k ose otáčení.

Z uvedeného vztahu vyplývá, že periodicitu pracovního cyklu lze regulovat objemovým průtokem přiváděné vody. Při vyšším průtoku se kritický objem vody naplní za kratší dobu, a rezonátor se proto překlápí častěji. Po dosažení kritického objemu rezonátor ztrácí kontakt s dorazem a začne se otáčet.

3.1.2 Výtok vody a návrat prázdného rezonátoru

Po překlopení dochází k rychlému výtoku vody. Tím se snižuje hmotnost vody a klesá klopný moment. Pro simulační návrh pohybu tělesa lze tento děj aproximovat jako okamžitou ztrátu hmotnosti. Soustava se transformuje na standardní model fyzikálního kyvadla.

Pro popis rotačního pohybu rezonátoru je uvažován moment setrvačnosti vzhledem k ose otáčení O. Tento moment setrvačnosti je stanoven pomocí Steinerovy věty [7]:

$$I_O = I_T + m_b L_b^2 \quad (6)$$

kde I_O je moment setrvačnosti rezonátoru vzhledem k ose otáčení, I_T je moment setrvačnosti rezonátoru vzhledem k ose procházející jeho těžištěm, m_b je hmotnost prázdného rezonátoru a L_b je vzdálenost těžiště rezonátoru od osy otáčení.

Po vyprázdnění působí na soustavu pouze vratný moment vlastní tíhy bambusu. Dynamika zrychleného návratu je popsána momentovou větou [7]:

$$\sum M_O = I_O \varepsilon \quad (7)$$

kde $\sum M_O$ je výsledný moment sil vzhledem k ose otáčení O a ε je úhlové zrychlení rezonátoru.

$$I_O \varepsilon = m_b g L_b \sin(\varphi) \quad (8)$$

kde g je tíhové zrychlení a φ je okamžitá úhlová poloha rezonátoru vůči rovnovážné poloze.

Pro výpočet dopadové rychlosti je použit zákon zachování mechanické energie $T + V = \text{konst.}$ Potenciální energie se transformuje na rotační kinetickou energii [7]:

$$\frac{1}{2} I_O \omega_1^2 = m_b g L_b (\sin\beta - \sin\alpha) \quad (9)$$

kde ω_1 je úhlová rychlost rezonátoru bezprostředně před dopadem na doraz, β je počáteční úhlová poloha po vyprázdnění rezonátoru a α je úhlová poloha rezonátoru v okamžiku dopadu na doraz.

Z této rovnice lze odvodit úhlovou rychlost dopadu ω_1 :

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2m_b g L_b}{I_O} (\sin\beta - \sin\alpha)} \quad (10)$$

3.1.3 Pružný kontakt a odskok

Náraz rezonátoru na doraz je modelován jako rázový děj. Ztráty energie při rázu definuje koeficient restituce [7]:

$$e = \frac{|\omega_2|}{|\omega_1|} \quad (11)$$

kde e je koeficient restituce, ω_1 je úhlová rychlost před nárazem a ω_2 je úhlová rychlost po odskoku.

Během krátké doby kontaktu dochází ke změně hybnosti soustavy. Podle věty o impulzu momentu síly platí:

$$\int M dt = I_O (\omega_2 - \omega_1) \quad (12)$$

Což lze pro impulsní kontaktní sílu $F(t)$ přepsat jako:

$$F(t) = \frac{M}{L_d} \quad (13)$$

kde $M(t)$ je kontaktní moment a L_d je rameno působení kontaktní síly vzhledem k ose otáčení.

Tento silový impuls je primárním zdrojem akustické excitace celé struktury rezonátoru.

3.2 Přijatá zjednodušení a zdroje možných odchylek

Při analytickém a numerickém řešení nebyly uvažovány všechny vlastnosti skutečného bambusového rezonátoru. Bambus je přírodní materiál s nerovnoměrnou strukturou, jehož hustota, tuhost a tlumení se mohou měnit po délce i v průřezu stěny. Pro potřeby této práce byl proto rezonátor uvažován jako homogenizovaný izotropní materiál s průměrnými vlastnostmi.

Toto zjednodušení je zvoleno za účelem omezení výpočetní složitosti modelu. Současně však představuje jeden z hlavních zdrojů možné odchylky mezi vypočtenými modálními parametry a reálným akustickým projevem fyzického prototypu. Lze předpokládat, že právě zanedbání směrové závislosti tuhosti, lokálního gradientu hustoty a skutečných tlumicích vlastností materiálu může ovlivnit přesnost predikce dominantních frekvencí a charakteru impulsní odezvy při rázu.

Dalším zdrojem možné odchylky je samotný referenční filmový zvuk. Nelze předpokládat, že použitý záznam odpovídá neupravenému zvuku skutečného bambusu. Filmová zvuková stopa mohla být upravena v postprodukci, například kompresí nebo kombinací více zvukových vrstev. Nelze vyloučit ani to, že výsledný zvuk byl vytvořen nebo doplněn jiným zdrojem než samotným bambusovým rezonátorem.

3.3 Cíle bakalářské práce

Cílem bakalářské práce je navrhnout, numericky ověřit a experimentálně posoudit funkční vzorek mechanismu *shishi-odoshi* s akustickým projevem inspirovaným referenčním filmovým záznamem.

Pro úspěšné dosažení tohoto hlavního cíle byly stanoveny následující dílčí cíle, rozdělené do logických fází řešení:

- analyzovat referenční zvuk z filmu *Kill Bill*, a určit jeho základní časové a frekvenční charakteristiky;

- na základě dominantních frekvenčních složek navrhnout základní geometrii bambusového rezonátoru;
- vytvořit zjednodušený dynamický model mechanismu v prostředí MATLAB/Simulink a posoudit časování pracovního cyklu, dopadovou rychlost a první odskok po nárazu;
- ověřit vlastní frekvence a tvary kmitání rezonátoru pomocí MKP analýzy v prostředí SolidWorks Simulation;
- provést akustické měření fyzického vzorku a porovnat naměřené výsledky s referenčním filmovým záznamem a numerickými výpočty.

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

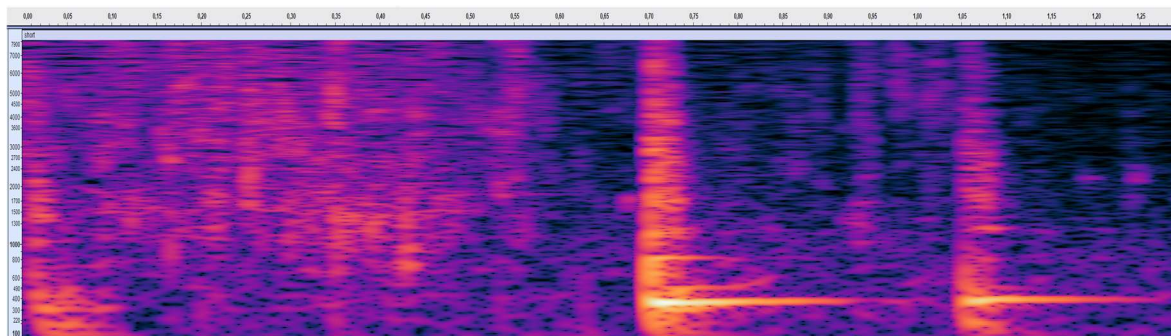
V této kapitole je provedena analýza referenčního filmového zvuku a na jejím základě je stanoven první návrh geometrie bambusového rezonátoru. Nejprve jsou z referenčního záznamu určeny časové polohy rázových událostí a dominantní frekvenční složky hlavního rázu. Tyto hodnoty jsou následně použity pro odhad pracovní délky rezonátoru pomocí zjednodušeného nosníkového modelu. Navržená délka je poté ověřena modální analýzou v prostředí SolidWorks a upravena s ohledem na konečné konstrukční provedení rezonátoru.

4.1 Analýza referenčního zvukového vzoru

Referenční akustický signál byl získán z filmové ukázky *Kill Bill: Volume 1* [3]. Referenční signál byl uložen ve formátu nekomprimovaného zvukového souboru s následujícími parametry: vzorkovací frekvence $f_s = 44100$ Hz, bitová hloubka 16 bitů, dvoukanálový záznam (stereo) a celková délka 1,25 s. Tato délka odpovídá vybranému úseku původní zvukové stopy a zahrnuje rázovou událost fontány. Vzhledem k nízké úrovni šumu a zaměření analýzy na frekvenční charakteristiky signálu nebyla amplituda referenčního signálu normalizována.

4.1.1 Detekce rázových událostí

Detekce rázových událostí byla provedena pomocí spektrogramu referenčního akustického signálu. Rázové události se projevují jako krátkodobé oblasti se zvýšenou intenzitou.



Obr. 4-1 Spektrogram referenčního akustického signálu

V analyzovaném časovém úseku jednoho pracovního cyklu fontány byly identifikovány tři charakteristické rázové události. Tyto akustické jevy korelují s fázemi mechanismu, které byly popsány v kapitole 3.

První událost představuje slabý ráz vznikající při překlopení rezonátoru vpřed po dosažení kritického objemu vody. Z akustického hlediska se jedná o méně výrazný jev s nízkou amplitudou a rozptýlenějším frekvenčním obsahem.

Druhá událost odpovídá hlavnímu rázu rezonátoru při jeho návratu do výchozí polohy. Tato událost vykazuje nejvyšší intenzitu a představuje hlavní zdroj charakteristického zvuku mechanismu.

Třetí událost je spojena s následným mechanickým odskokem rezonátoru po hlavním rázu. Vzniká v důsledku pružného kontaktu a její amplituda i energetická úroveň jsou nižší než u hlavního rázu.

Tab. 4-1 Detekované rázové události a jejich základní časové charakteristiky

Událost	Čas výskytu [s]
Slabý ráz	0
Hlavní náraz rezonátoru	0,687
Mechanický odskok	1,045

Z uvedených časů vyplývá doba mezi slabým rázem, hlavním nárazem a následným odskokem. Tyto časové intervaly budou dále použity pro porovnání časování pracovního cyklu s dynamickou simulací mechanismu.

Pro další analýzu byly jednotlivé rázové události izolovány ze záznamu jako samostatné časové úseky. U každého úseku bylo vypočteno amplitudové spektrum pomocí FFT, což umožnilo porovnat frekvenční složení slabého rázu, hlavního rázu a odskoku.

4.1.2 Detailní spektrální analýza izolovaných rázů

Spektrální analýza hlavního rázu ukazuje dominanci spektrální špičky na frekvenci 366,06 Hz. Tato frekvence pravděpodobně odpovídá dominantnímu ohybovému módu bambusového rezonátoru a představuje významnou složku výsledné barvy zvuku mechanismu.

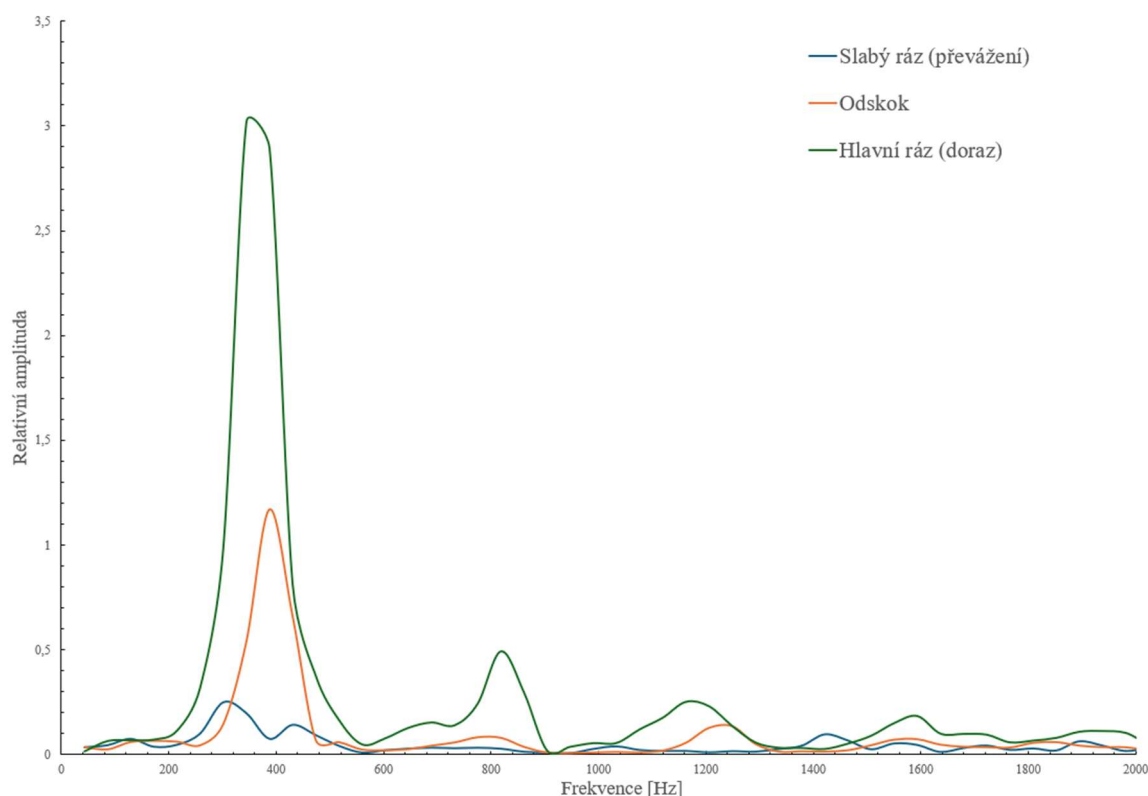
U mechanického odskoku byla dominantní frekvence určena na 398,36 Hz. Oproti hlavnímu rázu je tedy mírně posunuta k vyšším hodnotám. Tento posun může souviset s kratší dobou trvání rázu nebo menší energií při odskoku.

Slabý ráz má širokopásmový charakter s množstvím lokálních maxim. Tento ráz je méně výrazný než hlavní ráz a z hlediska celkového akustického projevu má menší význam.

Tab. 4-2 Souhrn modálních a energetických parametrů izolovaných rázů

Typ rázové události	Dominantní frekvence [Hz]
Slabý ráz (převážení)	312,23
Hlavní ráz (doraz)	366,06
Odskok	398,36

Spektrální překryv umožňuje porovnat opakující se frekvenční složky jednotlivých rázů. Hlavní ráz a mechanický odskok vykazují výraznější složky v oblasti přibližně 366–398 Hz. To naznačuje, že se v obou případech uplatňuje podobný ohybový mód rezonátoru.



Obr. 4-2 FFT spektrum izolovaných rázů v relativním akustickém tlaku

Z porovnání dále vyplývá, že akustická odezva není tvořena pouze jednou frekvenční složkou, ale několika frekvenčními oblastmi. Nejvýraznější oblast se nachází přibližně mezi 325 Hz a 366 Hz. V souladu s teorií kmitání štíhlých nosníků (viz kap. 2.2) lze předpokládat, že tato oblast souvisí s prvním ohybovým módem bambusové trubky.

Další frekvenční oblast se nachází přibližně mezi 800 Hz a 829 Hz. Tato oblast může odpovídat vyššímu ohybovému módu a podílet se na ostřejším charakteru zvuku bezprostředně po nárazu. Podrobnější informace o akustické analýze jsou v příloze 1.

4.2 Stanovení pracovní délky rezonátoru

Na základě předchozí akustické analýzy referenčního zvukového vzoru bylo zjištěno, že dominantní složka hlavního rázu se nachází v oblasti přibližně 366 Hz. Tato frekvence pravděpodobně odpovídá prvnímu ohybovému módu bambusového rezonátoru. Pro první odhad délky rezonátoru lze proto použít vztah pro vlastní ohybovou frekvenci nosníku.

Bambusový rezonátor byl zjednodušen jako štíhlý nosník podle Euler-Bernoulliho teorie. Vzhledem ke skutečnému konstrukčnímu uspořádání byl pro odhad vlastních frekvencí použit model nosníku se dvěma volnými konci a jednou vnitřní kloubovou podporou, která odpovídá poloze čepu [11].

Vlastní ohybová frekvence je dána vztahem [11]:

$$f_i = \frac{\lambda_i^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EJ}{\mu}} \quad (14)$$

kde EJ je ohybová tuhost průřezu bambusu, μ je lineární hustota rezonátoru, L je celková délka rezonátoru a λ_i je bezrozměrný modální parametr příslušného vlastního tvaru.

U tohoto typu uložení není hodnota λ_i konstantní, ale závisí na relativní poloze vnitřní podpory a/L , tedy na poloze osy rotace vůči celkové délce rezonátoru [11].

Předběžně zvolenému poměru odpovídá hodnota prvního modálního parametru přibližně

$$\lambda_1 \approx 4,1$$

Vnější a vnitřní průměr nebyly v této fázi voleny výpočtem, ale vycházely z rozměrů dostupného bambusového stébla. Jako hlavní návrhový parametr proto byla dále uvažována celková délka rezonátoru. Pro výpočet byly použity materiálové a geometrické parametry rezonátoru: vnější průměr $D = 52$ mm, vnitřní průměr $d = 44$ mm, modul pružnosti $E = 10,96$ GPa a hustota $\rho = 730$ kgm⁻³. Z těchto hodnot vyplývají průřezové charakteristiky:

$$J = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} \quad (15)$$

$$S = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (16)$$

$$\mu = \rho S \quad (17)$$

Po dosazení dominantní frekvence $f_1 = 366,5$ Hz a parametru $\lambda_1 = 4,1$ do předchozí rovnice vychází orientační celková délka rezonátoru

$$L \approx 0,694 \text{ m}$$

Z této délky pak přímo plyne poloha osy otáčení

$$a \approx 0,24 \text{ m}$$

a délka pracovního ramene

$$L_p = L - a = \frac{2L}{3} \approx 0,454 \text{ m} \quad (18)$$

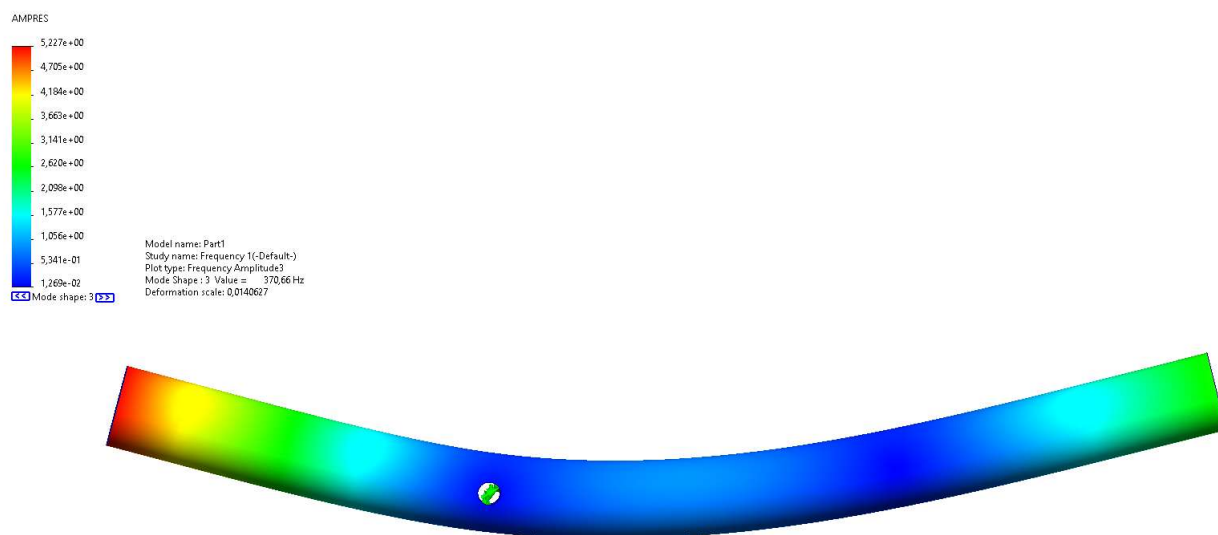
Tento výpočet představuje pouze první návrhový odhad. Takto získaná délka bude dále ověřena numerickou analýzou a případně upravena na základě experimentálního ověření.

4.2.1 Kontrola návrhové délky pomocí MKP v prostředí SolidWorks

Délka rezonátoru získaná v předchozím výpočtu, byla použita pro vytvoření 3D modelu v prostředí SolidWorks. Tento model byl následně ověřen pomocí modální analýzy metodou konečných prvků, aby bylo možné posoudit shodu vlastních frekvencí s referenčním zvukem. Geometrie modelu odpovídá duté bambusové trubce s definovanými rozměry průřezu.

V místě osy otáčení byl v modelu vytvořen otvor, který odpovídá skutečnému čepovému uložení rezonátoru. Na tuto oblast byla v prostředí SolidWorks nastavena vazba typu kloubové uložení. Tato vazba omezuje posuvy v místě čepu, ale umožňuje otáčení rezonátoru kolem osy.

Výsledky modální analýzy ukázaly dobrou shodu s předchozím analytickým odhadem i s akustickou analýzou referenčního zvuku. První ohybový mód byl určen na frekvenci přibližně 370 Hz, což odpovídá dominantní frekvenční složce referenčního záznamu v oblasti 366 Hz. Tento výsledek potvrzuje, že zvolená délka rezonátoru je vhodná jako výchozí návrh pro další konstrukční úpravy.



Obr. 4-3 První ohybový mód rezonátoru získaný MKP analýzou při frekvenci přibližně 370 Hz

4.2.2 Konečný návrh geometrie rezonátoru

Na základě akustické analýzy referenčního záznamu, analytického odhadu a numerické kontroly byl stanoven výsledný návrh geometrie bambusového rezonátoru.

Pro návrh byla jako hlavní cílová oblast uvažována frekvence přibližně 366 Hz, která pravděpodobně odpovídá prvnímu ohybovému módu rezonátoru. Z předchozích výpočtů vyplynulo, že tato frekvence závisí především na celkové délce rezonátoru, jeho průřezových rozměrech a uložení.

V konstrukčním návrhu bylo zvoleno zkosení konce rezonátoru pod úhlem 45°. Numerická analýza ukázala, že zkosení konce může vést ke zvýšení vlastní frekvence, protože dochází ke snížení hmotnosti v oblasti volného konce. Tento vliv bylo proto nutné kompenzovat mírným prodloužením rezonátoru.

Jako výsledná hodnota celkové délky byla stanovena:

$$L = 0,72 \text{ m}$$

Tato délka umožňuje zachovat první vlastní ohybovou frekvenci v požadovaném rozsahu i při použití zkosení pod úhlem 45°. Navržená geometrie rezonátoru bude v následující kapitole použita jako základ pro dynamický model mechanismu v prostředí MATLAB/Simulink a pro konstrukci funkčního vzorku.

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

5.1 Simulace funkce fyzikálního kyvadla – dynamika a časování

Na analytický popis pracovního cyklu uvedený v kapitole 3 navazuje zjednodušená dynamická simulace mechanismu. Cílem simulace je ověřit časování pohybu rezonátoru, zejména návrat prázdné trubky k dorazu a první odskok po hlavním rázu. Tyto hodnoty jsou následně porovnány s časováním určeným z referenčního filmového záznamu.

Model popisuje postupné plnění rezonátoru vodou, dosažení mezního stavu překlpení, rychlé vyprázdnění, návrat prázdného rezonátoru k dorazu a následný odskok po nárazu. Z hlediska konstrukčního návrhu jsou sledovány především doba návratu, doba prvního odskoku, úhel po odskoku a dopadová rychlost.

Kompletní blokové schéma simulačního modelu je uvedeno v příloze. V této kapitole jsou proto popsány pouze základní části modelu a hlavní výsledky důležité pro vyhodnocení dynamiky mechanismu.

Tab. 5-1 Přehled vstupních parametrů

Parametr	Hodnota	Jednotka	Způsob určení
Celková délka rezonátoru (L)	0,720	m	koncepční návrh rezonátoru
Vnější průměr rezonátoru (D)	52,0	mm	koncepční návrh rezonátoru
Vnitřní průměr rezonátoru (d)	44,0	mm	koncepční návrh rezonátoru
Průměrná hustota (ρ)	730	kgm ⁻³	materiálové vlastnosti bambusu
Vzdálenost místa dopadu od osy rotace	0,454	m	geometrie modelu
Hmotnost prázdného rezonátoru (m_b)	0,34	kg	Simscape model
Počáteční úhel (klidová poloha) (α)	-44,0	°	referenční filmový záznam
Úhel překlpení (výtok vody) (β)	23,0	°	referenční filmový záznam

5.1.1 Popis simulačního modelu

Matematicko-fyzikální model byl pro účely výpočtů sestaven v prostředí MATLAB/Simulink za použití knihovny Simscape Multibody. Model se skládá ze tří hlavních subsystémů: logického obvodu, který simuluje akumulaci hmoty vody v závislosti na čase, a její okamžitý výtok po překročení kritického úhlu. Druhým subsystémem je fyzikální kyvadlo reprezentované 3D modelem trubky s definovaným těžištěm a momentem setrvačnosti, rotující kolem čepu. Třetí částí je modelování dorazů, kde je kontakt trubky s kamenem simulován pomocí parametrů tuhosti a tlumení (Spring-Damper systém), což umožňuje přesně aproximovat ztrátu kinetické energie při nárazu.

Simulace umožňuje sledovat průběh úhlu natočení, úhlové rychlosti, úhlového zrychlení, hmotnosti vody v rezonátoru a kontaktního momentu při nárazu. Z kontaktního momentu je následně možné stanovit kontaktní sílu působící v místě dopadu.

Pracovní cyklus mechanismu byl v simulačním modelu rozdělen do několika navazujících fází. Toto rozdělení umožňuje samostatně vyhodnotit časování plnění, překlopení rezonátoru, jeho návrat k dorazu a samotný ráz. Z hlediska následné akustické simulace je nejdůležitější zejména fáze hlavního rázu, protože právě v tomto okamžiku dochází k přenosu energie do vlastní vibrační odezvy bambusového rezonátoru.

Tab. 5-2 Pracovní fáze mechanismu v simulačním modelu

Fáze cyklu	Sledované veličiny	Význam pro další výpočet
1. Napouštění rezonátoru	objem vody V , hmotnost vody m_v	určení času do překlopení a kritického objemu vody
2. Překlopení a výtok vody	úhel α , úhlová rychlost ω , objem vody V	popis přechodu ze zatíženého do prázdného stavu
3. Návrat prázdného rezonátoru	úhlová rychlost ω , lineární rychlost v_1	určení dopadové rychlosti před hlavním rázem
4. Hlavní ráz na doraz	kontaktní moment $M(t)$, síla $F(t)$, doba kontaktu t_k	určení vstupní impulsní síly pro další analýzu
5. Pružný odskok	úhel po odskoku, doba odskoku, tlumení	validace chování modelu vůči referenčnímu záznamu

5.1.2 Parametry kontaktního modelu dorazů

Kontakt rezonátoru s dorazy byl v prostředí Simscape popsán pomocí pružinově-tlumičím modelem. Tento model umožňuje určit časový průběh kontaktního momentu, dopadovou rychlost a přibližnou dobu trvání rázu.

Tab. 5-3 Odhad parametrů pružně tlumeného modelu dorazů

Parametr	Hodnota	Jednotka	Zdroj / způsob určení
Vnitřní tlumení kloubu	0,002	N·m/(°/s)	Odhad tlumení rotačního pohybu mimo dorazy
Tuhost dorazu	3100	N·m/°	model SolidWorks
Tlumení dolního dorazu	0,4	N·m/(°/s)	Odhad ztráty energie při kontaktu se zadním dorazem

5.1.3 Určení kontaktní síly a doby kontaktu

Ze simulace byl odečten časový průběh kontaktního momentu v oblasti dorazu. Protože se rezonátor pohybuje jako rotační těleso kolem pevné osy, byla kontaktní síla v místě dopadu stanovena přepočtem kontaktního momentu pomocí ramene dopadu $L_d = 0,454$ m.

Doba kontaktu byla odečtena z grafu kontaktního momentu v simulaci. Průběh momentu byl v modelu uvažován ve parabolickém tvaru, kde maximální hodnota odpovídá vrcholu paraboly.

Kontaktní síla hlavního rázu byla stanovena z maximálního kontaktního momentu:

$$F_{max} = \frac{M_{max}}{L_d} = \frac{91,38}{0,454} = 201,27 \text{ N}$$

Po hlavním rázu následuje pružný odskok rezonátoru od dorazu. Tento odskok má nižší hodnotu kontaktní síly i kontaktního momentu než hlavní ráz. Z výsledků proto vyplývá, že pro další frekvenční analýzu je rozhodující hlavní ráz, který byl použit jako vstupní zatížení.

Tab. 5-4 Vyhodnocení kontaktních událostí

Typ kontaktu	F_{max} [N]	M_{max} [Nm]	Doba kontaktu [s]	Význam
Hlavní ráz	201,27	91,38	0,0039	hlavní vstup pro frekvenční analýzu
První odskok	78,07	35,45	0,0051	pružný odskok po hlavním rázu

5.1.4 Získané výstupy a výsledky

Po spuštění simulace byly pomocí virtuálních senzorů získány hlavní výpočetní hodnoty. Pro další akustickou analýzu jsou nejdůležitější zejména dopadová rychlost, kontaktní síla, kontaktní moment a doba odskoku.

Tab. 5-5 Přehled vypočtených výstupů simulace

Parametr	Hodnota	Jednotka	Význam
Úhlová rychlost před hlavním rázem (ω_1)	2,453	rads ⁻¹	rotační rychlost těsně před kontaktem
Úhlová rychlost odskoku (ω_2)	2,07	rads ⁻¹	rotační rychlost rezonátoru bezprostředně po hlavním rázu
Rameno dopadu (L_d)	0,454	m	vzdálenost místa dopadu od osy rotace
Maximální síla hlavního rázu	201,27	N	reprezentativní síla pro frekvenční analýzu
Čas návratu prázdné trubky v simulaci	0,6729	s	doba návratu rezonátoru po vyprázdnění vody
Doba trvání prvního odskoku v simulaci	0,344	s	časový interval prvního odskoku po hlavním rázu

5.1.5 Zhodnocení a validace modelu

Ze získaných výsledků lze vyvodit několik zásadních závěrů pro funkčnost navrženého mechanismu. Prvním krokem bylo ověření geometrického návrhu z hlediska plnění rezonátoru. Při vypočtené kritické hmotnosti vody 0,301 kg odpovídá délka vodního sloupce v trubce přibližně 197,9 mm. Tato hodnota potvrzuje, že voda z rezonátoru nepřeteče před dosažením bodu překlpení.

Důležitým parametrem pro ověření dynamiky mechanismu je také fáze návratu prázdné trubky k dorazu. Čas návratu prázdného rezonátoru byl v referenčním záznamu určen jako 0,687 s, zatímco v simulaci dosahuje hodnoty 0,6729 s. Rozdíl mezi oběma hodnotami je přibližně 0,014 s, což odpovídá odchylce přibližně 2 %. Tato shoda ukazuje, že zjednodušený model dostatečně přesně popisuje základní dynamiku návratu rezonátoru po vyprázdnění vody.

Dobrá shoda byla dosažena také u prvního mechanického odskoku po hlavním rázu. V referenčním záznamu byla doba trvání prvního odskoku stanovena na 0,358 s, zatímco simulační model poskytl hodnotu 0,344 s. Rozdíl činí přibližně 0,014 s, tedy asi 4 %. Rovněž úhlová výchylka po prvním odskoku vykazuje podobné hodnoty: v referenčním záznamu byla odečtena hodnota přibližně 37,0°, zatímco v simulaci bylo dosaženo hodnoty 36,1°. Tyto výsledky potvrzují, že model správně vystihuje nejen samotný návrat rezonátoru k dorazu, ale také následné tlumené chování po nárazu. Pro přehlednost jsou hlavní porovnávané hodnoty uvedeny v tabulce 5-6.

Tab. 5-6 Porovnání vybraných parametrů referenčního záznamu a simulace

Parametr	Referenční záznam	Simulace	Odchylka
Čas návratu prázdné trubky	0,687 s	0,6729 s	2,1 %
Doba trvání prvního odskoku	0,358 s	0,344 s	3,9 %
Úhel po prvním odskoku	37,0°	36,1°	2,4 %

Výsledky dynamické simulace potvrzují funkčnost navrženého mechanismu a současně poskytují fyzikálně odůvodněné vstupní parametry pro navazující akustickou analýzu.

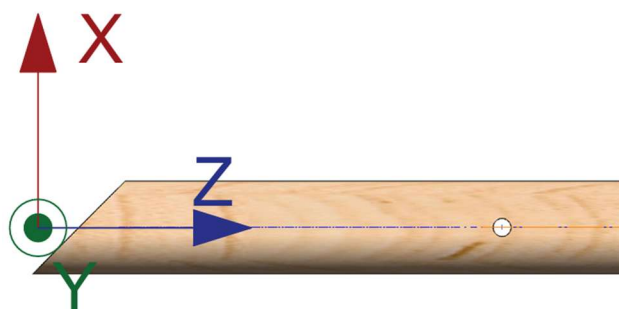
5.2 Simulace akustické odezvy rezonátoru

Numerická analýza vibrační odezvy rezonátoru poskytuje podklad pro hodnocení jeho akustického projevu. Výpočet se soustředí na vlastní frekvence, modální účast hmotnosti a frekvenční odezvu rychlosti kmitání rezonátoru. Tyto veličiny určují frekvenční oblasti, které se podílejí na výsledném zvuku mechanismu shishi-odoshi.

5.2.1 Vstupní parametry a definice modelu

Numerický model rezonátoru byl vytvořen v SolidWorks. Cílem modelu bylo určit dynamické chování bambusového rezonátoru po nárazu a posoudit, které vlastní frekvence a směry kmitání jsou významné pro výsledný akustický projev.

Globální souřadný systém rezonátoru byl nastaven tak, aby podélná osa rezonátoru byla zarovnána s osou Z. Osy X a Y představují příčné směry ohybového kmitání trubky. Akustický projev rezonátoru je spojen především s ohybovým kmitáním, proto byly sledovány zejména složky odezvy ve směrech X a Y.



Obr. 5-1 Globální souřadný systém rezonátoru

Okrajové podmínky

Rezonátor byl v numerickém modelu uložen způsobem odpovídajícím reálné konstrukci *shishi-odoshi*. V místě osy otáčení je připojen k nosné konstrukci prostřednictvím čepové vazby typu hinge, která umožňuje rotaci kolem definované osy a současně omezuje translační pohyby v ostatních směrech. Tato vazba odpovídá fyzickému uložení rezonátoru na čepu.

Vstupní parametry simulace

Vstupní parametry simulace jsou převzaty z předchozí dynamické analýzy (kap. 5.1), kde byly stanoveny hlavní hodnoty charakterizující dopad rezonátoru na pevný doraz, konkrétně maximální síla a doba trvání rázu (viz tabulka 5-7).

Ráz je v numerickém modelu reprezentován jako krátkodobé impulsní zatížení definované časovým průběhem síly. Parametry rázu určují množství energie přenesené do konstrukce a tím i intenzitu excitace jednotlivých vlastních módů.

Tab. 5-7 Vstupní parametry výpočtového modelu

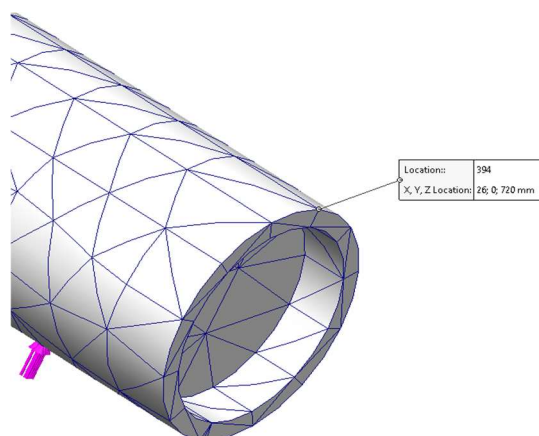
Parametr	Hodnota	Jednotka	Význam
Výpočtové prostředí	SolidWorks Simulation		numerické řešení dynamické odezvy
Typ modelu materiálu	Lineárně elastický izotropní		popis pružného chování
Materiál	bambus (Moso)	-	materiál rezonátoru
Modul pružnosti E	10,96	GPa	určuje tuhost rezonátoru
Průměrná hustota ρ	730	kgm ⁻³	určuje hmotnost a setrvačné účinky
Maximální síla	201,27	N	maximální hodnota zatěžující síly
Doba trvání rázu	0,0039	s	délka impulsního zatížení
Typ zatížení	impulsní ráz	-	simulace dopadu na doraz
Typ analýzy	Harmonic Response		frekvenční odezva při harmonickém buzení
Vyhodnocovaný bod	uzel 394	-	bod na volném konci rezonátoru

Tab. 5-8 Přehled výpočtů a sledovaných výstupů

Analýza	Vstup	Výstup
Modální analýza	geometrie, materiál, okrajové podmínky	vlastní frekvence a vlastní tvary
Modální účast hmotnosti	výsledky modální analýzy	účast hmotnosti ve směrech X, Y, Z
Harmonic Response	harmonická síla v rozsahu frekvencí	amplituda posunutí a rychlosti v závislosti na frekvenci
Porovnání s referenčním zvukem	vlastní frekvence a frekvenční odezva	shoda s dominantními složkami zvuku

Zjednodušení modelu

Pro účely numerické simulace byl materiál bambusu modelován jako lineárně elastický a izotropní. Ráz byl nahrazen krátkodobým impulsním zatížením, které přibližně reprezentuje přenos energie při dopadu. Tento postup je vhodný pro určení frekvenčních oblastí, ve kterých rezonátor dynamicky reaguje.



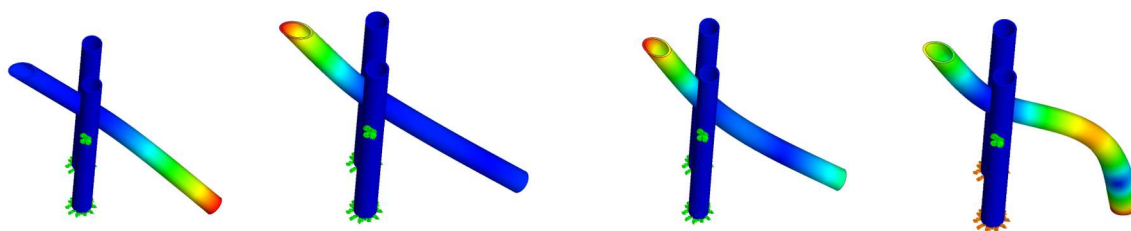
Obr. 5-2 Poloha vyhodnocovaného bodu na volném konci rezonátoru

Pro analýzu frekvenční odezvy byl vybrán bod na volném konci rezonátoru, označený v modelu jako uzel 394. Tento bod byl vybrán proto, že v oblasti volného konce lze při ohybovém kmitání očekávat výraznou amplitudu pohybu. Zároveň se jedná o část rezonátoru, která se významně podílí na vyzařování zvuku do okolí.

5.2.2 Výsledky modální analýzy a modální účast hmotnosti

Na Obr. 5-3 jsou znázorněny vlastní tvary čtyř vybraných dominantních módů rezonátoru. Tyto módy byly vybrány na základě jejich významu pro výslednou vibrační odezvu a podle hodnot modální účasti hmotnosti. Zobrazené deformace jsou pouze ilustrační, protože v prostředí SolidWorks Simulation jsou vlastní tvary zobrazeny ve zvětšeném měřítku. Obrázek proto neslouží k určení skutečné velikosti deformace, ale k názornému posouzení charakteru kmitání rezonátoru.

Z uvedených tvarů je patrné, že dominantní módy mají převážně ohybový charakter. Některé vlastní tvary se projevují zejména pohybem ve směru X, jiné ve směru Y. Tato směrová odlišnost je dále vyhodnocena pomocí modální účasti hmotnosti.



Obr. 5-3 Vlastní tvary čtyř módů rezonátoru při frekvencích 149 Hz(Y), 364 Hz(X), 576 Hz(Y) a 839 Hz(X)

Z celkového souboru analyzovaných módů byly vybrány vlastní frekvence, které vykazují výraznější modální účast hmotnosti ve směrech X nebo Y. Modální účast hmotnosti vyjadřuje, jaká část efektivní hmotnosti soustavy se účastní kmitání v daném vlastním tvaru a v daném směru. Nejedná se tedy o skutečnou amplitudu deformace ani o intenzitu zvuku, ale o parametr, který pomáhá určit, ve kterém směru se daný mód nejvíce uplatňuje.

Vyšší hodnota modální účasti znamená, že daný vlastní tvar může být při buzení v příslušném směru výrazněji excitován. Proto byly tyto hodnoty použity pro výběr frekvencí, které byly následně vyznačeny ve grafech harmonické odezvy posunutí a rychlosti. V tabulce 5-9 je uvedena vždy modální účast dominantního směru, tedy vyšší hodnota z porovnávaných směrů X a Y

Tab. 5-9 Vybrané dominantní módy rezonátoru podle modální účasti hmotnosti

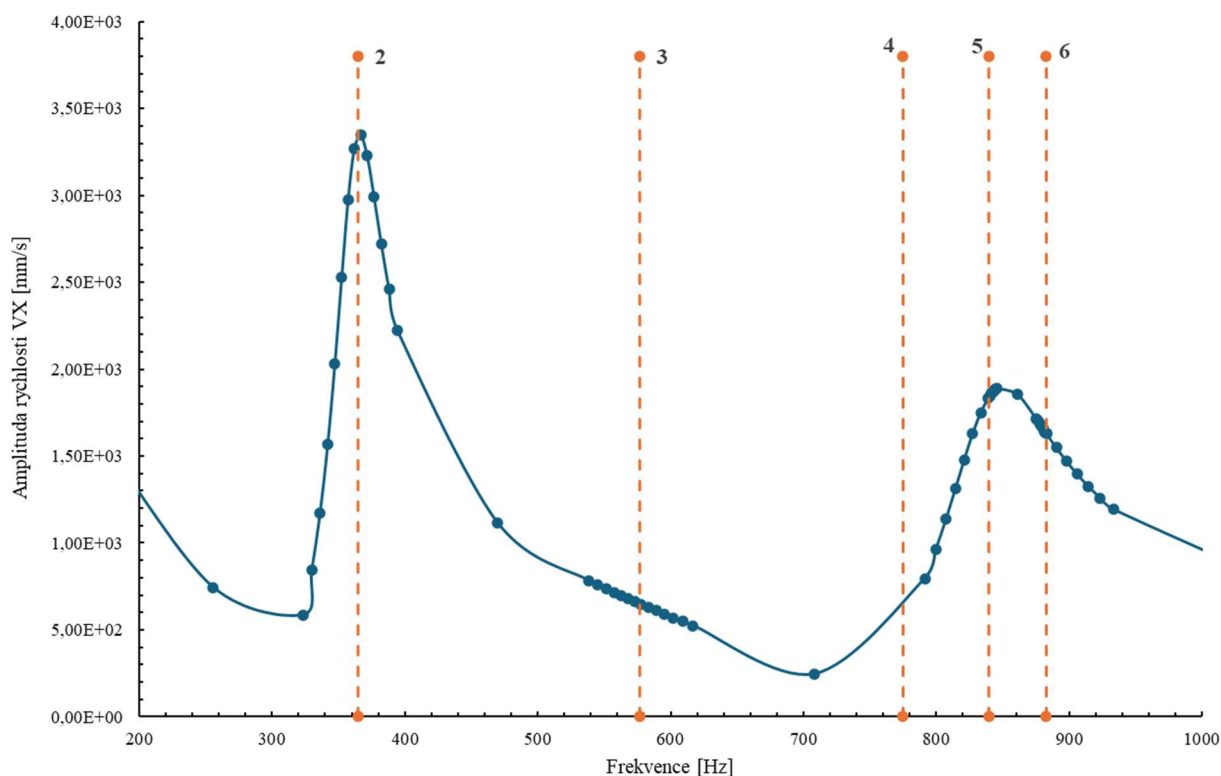
Číslo módu	Frekvence [Hz]	Dominantní směr	Modální účast	Význam
1	149,53	Y	0,16384	nízkofrekvenční ohyb
2	364,68	X	0,1118	základní ohybový mód
3	576,67	Y	0,07343	sekundární ohybový mód
4	773,40	Y	0,06629	vyšší ohybový mód
5	839,33	X	0,08953	vyšší ohybový mód
6	882,68	Y	0,06789	vyšší ohybový mód
7	1 555,9	Y	0,14913	vyšší mód s lokální deformací
8	2 086	X	0,0024489	vyšší mód s lokální deformací

V tabulce 5-5 jsou uvedeny pouze vybrané dominantní módy ve směrech X a Y, protože tyto směry odpovídají příčnému kmitání rezonátoru. Osa Z je v globálním souřadném systému orientována podél podélné osy bambusové trubky. Odezva ve směru Z proto více odpovídá podélnému pohybu, případně lokálním deformacím vyšších vlastních tvarů, a nikoliv hlavnímu ohybovému kmitání, které je z hlediska akustického projevu mechanismu nejvýznamnější.

5.2.3 Harmonická frekvenční odezva rezonátoru

Harmonická frekvenční odezva byla vyhodnocena ve zvoleném bodě na volném konci rezonátoru, který byl v modelu označen jako uzel 394. Tento bod byl zvolen proto, že v oblasti volného konce lze při ohybovém kmitání očekávat výraznější pohyb než v oblasti uložení.

Z porovnání odezvy posunutí ve směrech X a Y vyplývá, že mechanická deformace vybraného bodu je výraznější ve směru X. Směr Y vykazuje menší amplitudy, ale potvrzuje přítomnost vlastních tvarů s boční složkou kmitání. Samotné posunutí však není pro hodnocení akustického projevu nejvhodnější veličinou, protože zvukové vyzařování souvisí především s časově proměnným pohybem povrchu rezonátoru. Proto byla dále vyhodnocena rychlost kmitání. Vyšší rychlost povrchu může vést k výraznějšímu akustickému vyzařování.



Obr. 5-4 Frekvenční odezva rychlosti volného konce rezonátoru ve směru X

Na Obr. 5-4 je zobrazena frekvenční odezva rychlosti ve směru X. Svislé přerušované čáry označují vybrané vlastní frekvence rezonátoru uvedené v Tab. 5-9. Z průběhu je patrné, že nejvyšší amplituda rychlosti vzniká v nízkofrekvenční oblasti. Lokální zvýšení odezvy je patrné v oblasti přibližně 365 Hz. Tato frekvence odpovídá vlastnímu tvaru s výraznou modální účastí ve směru X a lze ji považovat za jednu z významných frekvencí z hlediska ohybového kmitání rezonátoru. Další mírné zvýšení amplitudy rychlosti se objevuje v oblasti přibližně 800–900 Hz, kde se nacházejí další vybrané vlastní frekvence.

5.2.4 Závěr kapitoly

Pro ověření použitelnosti numerického modelu byla získaná modální a harmonická odezva porovnána s referenčním akustickým záznamem mechanismu *shishi-odoshi*. Cílem porovnání nebylo dosáhnout shody absolutních amplitud, protože numerický model neřeší šíření akustického tlaku do okolí. Hlavním cílem bylo ověřit, zda frekvenční oblasti s výraznou mechanickou odezvou odpovídají dominantním složkám zaznamenaného zvuku.

Ze spektrální analýzy referenčního zvuku vyplynulo, že hlavní náraz rezonátoru na doraz vykazuje dominantní frekvenční složku na hodnotě 366,06 Hz. V numerickém modelu byla v blízké oblasti identifikována vlastní frekvence 364,68 Hz, která zároveň vykazuje výraznou modální účast a lokální zvýšení harmonické odezvy, zejména ve směru X. Tato shoda naznačuje, že hlavní frekvenční oblast referenčního zvuku souvisí se základním ohybovým módem rezonátoru.

Mechanická odezva ve směru X je z hlediska posunutí i rychlosti výraznější než ve směru Y. To ukazuje, že hlavní vibrační odezva rezonátoru při rázu probíhá převážně v jedné příčné rovině ohybu.

Celkově lze konstatovat, že numerický model dobře vystihuje hlavní frekvenční oblast pozorovanou v referenčním akustickém záznamu. Model proto poskytuje vhodný podklad pro interpretaci vibračního chování rezonátoru a pro následné porovnání s experimentálním měřením.

5.3 Konstrukce funkčního vzorku a měřicího řetězce

Na základě výsledků dynamické a akustické simulace byl navržen funkční vzorek mechanismu shishi-odoshi. Cílem této části je převést poznatky získané z numerického modelu do reálné konstrukce, která umožní ověřit časování pracovního cyklu, průběh hlavního rázu a akustickou odezvu rezonátoru.

Předchozí analýzy ukázaly (kap. 5.2), že pro výsledný zvuk jsou rozhodující zejména vlastní frekvence rezonátoru, poloha dopadu, intenzita kontaktní síly a způsob uložení rezonátoru. Proto byl funkční vzorek navržen jako částečně nastavitelný systém, který umožňuje měnit polohu dorazu a tím i kontaktní podmínky při nárazu.

Kapitola se zabývá návrhem funkčního vzorku, popisem jednotlivých konstrukčních částí a návrhem měřicího řetězce pro záznam a vyhodnocení akustické odezvy.

5.3.1 Konstrukce funkčního vzorku

Funkční vzorek vychází z numerického modelu, ale byl upraven pro jednoduchou výrobu, sestavování a opakované měření. Konstrukce spojuje přírodní bambusový rezonátor s prvky vyrobenými technologií 3D tisku z materiálu PLA. Toto řešení umožňuje zachovat hlavní geometrii mechanismu a vytvořit variabilní zkušební sestavu.

Cílem návrhu nebylo pouze geometrické podobenství se simulovaným modelem, ale vytvoření experimentálního zařízení, které umožňuje řízeně měnit podmínky dopadu a sledovat jejich vliv na akustickou odezvu. Mechanická stabilita systému, reprodukovatelnost rázového děje, přesné nastavení polohy dopadu, možnost změny úhlu kontaktu rezonátoru s dorazem a jednoduchá montáž i demontáž jednotlivých částí byly hlavní požadavky na konstrukci.

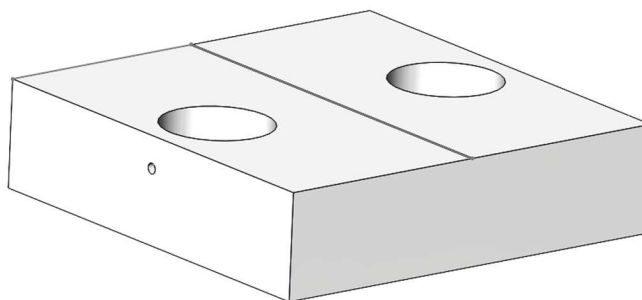
Základním prvkem sestavy je dutý bambusový rezonátor s vnitřními přepážkami. Tyto přepážky lokálně mění tuhost trubky a mohou ovlivňovat šíření mechanických vln po nárazu. Rezonátor je uložen tak, aby se mohl otáčet kolem definované osy. Poloha osy otáčení byla zvolena podle předchozího dynamického modelu, aby byl zachován podobný pracovní cyklus mechanismu.



Obr. 5-5 Rezonátor s vnitřní přepážkou a osou otáčení

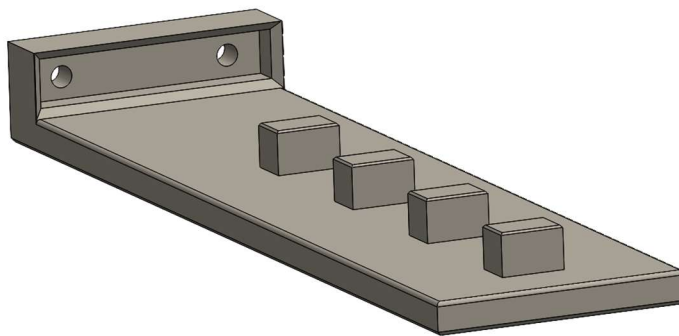
Pro uchycení rezonátoru byl navržen nastavitelný držák. Nastavitelný držák rezonátoru umožňuje měnit polohu uložení rezonátoru a upravovat geometrické podmínky experimentu. Díky tomu lze ověřit vliv polohy buzení na výslednou dynamickou a akustickou odezvu bez nutnosti zásahu do samotného rezonátoru.

Nosná konstrukce je tvořena 3D tištěnou základnou a svislými podpěrami, které zajišťují stabilní uložení celého systému. Jejím úkolem je vytvořit pevný rám pro rotační pohyb rezonátoru a současně minimalizovat nežádoucí parazitní kmitání konstrukce.

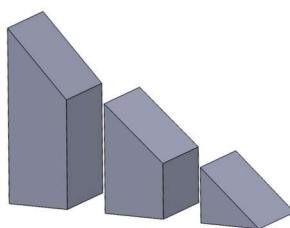


Obr. 5-6 Nosná základna konstrukce

Součástí zařízení je také nastavitelný dorazový modul. Nastavitelný dorazový modul je tvořen polohovací základnou dorazu a výměnnými klínovými dorazovými bloky. Polohovací základna umožňuje umístit doraz do několika předem definovaných poloh, zatímco výměnné dorazové bloky umožňují změnit výšku a úhel kontaktní plochy. Díky tomu lze experimentálně ověřit, jak se změna kontaktní geometrie projeví na intenzitě rázu, době dozvuku a frekvenčním složením výsledného zvuku.

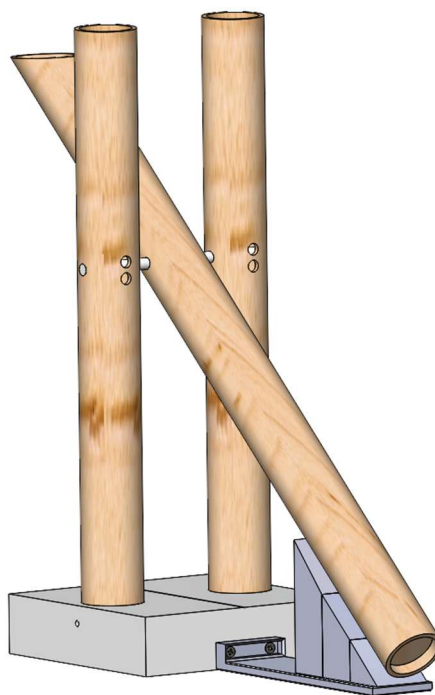


Obr. 5-7 Polohovací základna dorazu



Obr. 5-8 Vysoký, střední a nízký výměnný klínový dorazový blok

Celá sestava je navržena tak, aby co nejvěrněji reprodukovala podmínky definované v předchozích simulacích a současně umožnila jednoduchou úpravu jednotlivých parametrů během experimentu.



Obr. 5-9 Celková sestava experimentálního zařízení

5.3.2 Měřicí řetězec a experimentální podmínky

Měřicí řetězec byl navržen k experimentálnímu ověření akustické odezvy rezonátoru při reálném rázovém buzení. Cílem bylo zajistit přímou návaznost na numerické výsledky získané v předchozích kapitolách a získat jednoduchý, avšak dostatečně přesný nástroj pro analýzu frekvenčních charakteristik zvuku.

Zdrojem buzení je mechanický ráz vznikající při kontaktu rezonátoru s pevným dorazem. Tento kontakt představuje hlavní excitační mechanismus systému a odpovídá impulsnímu zatížení uvažovanému v dynamické a frekvenční simulaci. Akustická odezva byla snímána standardním mikrofonom připojeným k notebooku. Zvukový signál byl zaznamenáván přímo v programu Audacity, který zároveň umožnil základní vizualizaci časového průběhu a spektrálního obsahu zaznamenaného zvuku.

Použitý mikrofón nebyl akusticky kalibrován, protože nebylo cílem měření stanovení absolutní hodnoty akustického tlaku. Hlavním cílem bylo zachycení charakteru zvuku, identifikace dominantních frekvenčních složek a porovnání experimentálně získaných spekter s numerickou simulací a referenčním filmovým záznamem.

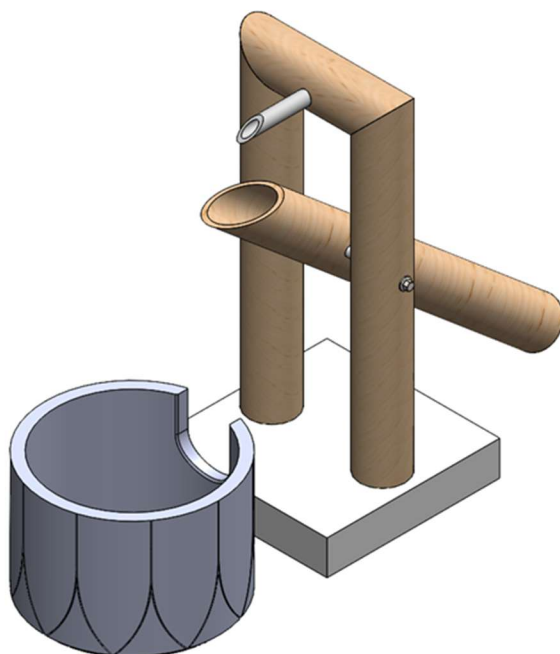
Měření bylo prováděno za opakovatelných podmínek při stejné počáteční poloze rezonátoru, přičemž rezonátor byl před každým pokusem vychýlen do výchozí polohy přibližně 23° vůči vodorovné ose a následně uvolněn k volnému pohybu. Byly testovány tři polohy dopadu označené A, B a C. Pro každou variantu bylo provedeno pět opakování, aby bylo možné posoudit nejen frekvenční složení výsledného zvuku, ale také časování odskoku.

Naměřené záznamy byly dále zpracovány pomocí frekvenční analýzy. Ze záznamů byly vyhodnoceny dominantní spektrální složky v rozsahu do 2000 Hz a tyto hodnoty byly následně porovnány s modálními frekvencemi získanými z numerické simulace a s frekvenčními složkami identifikovanými z filmového záznamu.

5.4 Konstrukční řešení pokročilé varianty

Komerční varianta navazuje na funkční vzorek popsáný v kapitole 5.3. Základní princip rezonanční sestavy zůstává zachován, protože bambusový rezonátor, jeho uložení a kontaktní oblast určují výslednou dynamickou a akustickou odezvu. Komerční varianta je doplněna o uzavřený vodní okruh, který umožňuje samostatný a opakovatelný provoz fontány bez externího zdroje vody.

Cílem návrhu komerční varianty je doplnit rezonanční část provozními prvky pro praktické použití. Hlavní požadavky zahrnují stabilní chod, dostatečný průtok vody, tichý provoz čerpadla, skryté vedení hadičky a jednoduchou montáž.

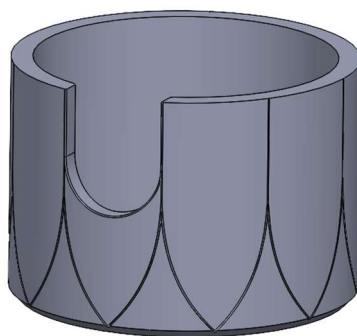


Obr. 5-10 Celkový 3D model kompletní sestavy fontány shishi-odoshi

5.4.1 Vodní okruh

Vodní okruh je částí, která odlišuje komerční variantu od funkčního vzorku. Jeho funkcí je zajistit přívod vody do rezonátoru, postupné plnění jeho přední části a pravidelné opakování pracovního cyklu. Vodní okruh neovlivňuje přímo frekvenci rezonátoru, ale určuje časování plnění a stabilitu provozu.

Základním prvkem vodního okruhu je nádrž na vodu, navržená jako 3D tištěný díl z materiálu PLA. Její objem poskytuje dostatečnou zásobu vody pro opakovaný provoz čerpadla a zabrání nasávání vzduchu.



Obr. 5-11 3D model nádrže na vodu z materiálu PLA

Transport vody zajišťuje kompaktní ponorné čerpadlo napájené napětím 12 V DC. Zvolený typ čerpadla má maximální výtlač 3 m, průtok 120 l/h a příkon 4,2 W. Tyto parametry poskytují dostatečnou rezervu pro navrženou sestavu. Nízká hlučnost čerpadla je důležitá z hlediska výsledného akustického projevu, protože provoz vodního okruhu by neměl překrývat zvuk bambusového rezonátoru.

Čerpadlo je uloženo na dně nádrže, aby nedocházelo k jeho pohybu ani k přenosu vibrací. Na výstupní hrdlo čerpadla je napojena silikonová hadička o rozměrech 8×10 mm a délce 1 m.

Navržená komerční varianta spojuje ověřenou rezonanční sestavu s jednoduchým uzavřeným vodním okruhem. Rezananční část zajišťuje vznik mechanického rázu a akustické odezvy, zatímco vodní okruh umožňuje samostatný cyklický provoz zařízení.

6 DISKUZE

V této části je experimentální rezonátor hodnocen ve třech polohách dopadu A, B a C, přičemž výsledky jsou porovnány s referenčním filmovým zvukem, dynamickou simulací mechanismu a modálními frekvencemi z MKP analýzy. Finální provedení experimentálního vzorku použitého pro měření je zobrazeno na Obr. 6-1.



Obr. 6-1 Finální provedení experimentálního vzorku mechanismu shishi-odoshi

6.1 Experimentální ověření časování mechanismu

Experimentální ověření časování mechanismu bylo provedeno pro tři polohy dopadu A, B a C. Rezonátor byl při každém měření uvolněn ze stejné počáteční polohy, která odpovídala úhlu přibližně 23° vůči vodorovné ose. Tím byly zajištěny srovnatelné počáteční podmínky pro všechny zkoušené varianty.

Pro každou polohu dopadu bylo provedeno pět opakovaných měření, aby byla zajištěna statistická spolehlivost výsledků. Z naměřených hodnot byla vypočtena průměrná doba prvního odskoku Δt . Tato doba byla odečtena z časového průběhu signálu jako interval mezi hlavním rázem a první následující rázovou špičkou. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v Tab. 6-1.



Obr. 6-2 Měřicí sestava

Tab. 6-1 Porovnání doby prvního odskoku experimentu, filmu a dynamické simulace

Poloha dopadu	Čas odskoku Δt	Odchylka vůči simulaci	Odchylka vůči filmu
A	0,471	36,9 %	31,6 %
B	0,349	1,5 %	2,5 %
C	0,299	13,1 %	13,1 %
Referenční film	0,358	-	-
Simulace Δt [s]	0,344	-	-

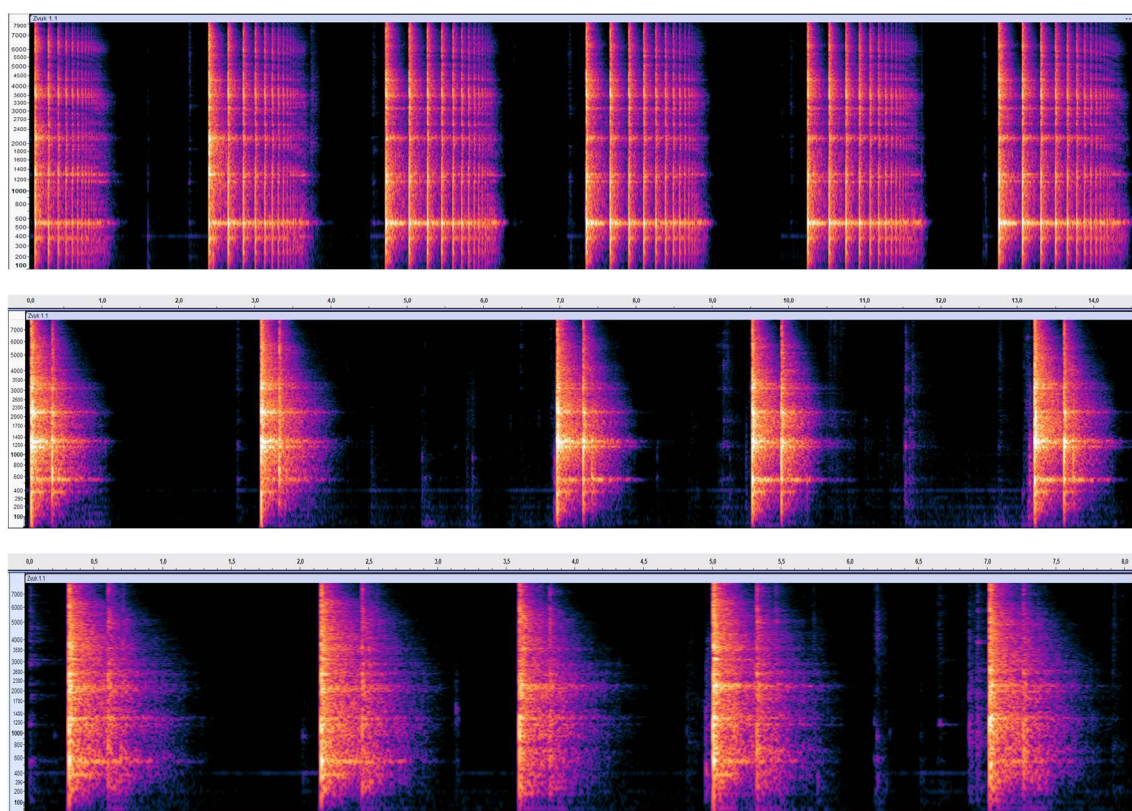
Z výsledků uvedených v Tab. 6-1 je patrné, že nejlepší shodu z hlediska časování vykazuje poloha dopadu B. Naměřená hodnota 0,349 s se od referenčního filmového záznamu liší pouze o 2,5 % a od dynamické simulace pouze o 1,5 %. Tato poloha proto nejlépe reprodukuje dynamické chování mechanismu po hlavním rázu.

Rozdíly mezi polohami dopadu souvisí s umístěním kontaktu vůči vnitřní přepážce bambusu. Poloha A se nachází blíže ke koncové části rezonátoru, mimo oblast přepážky, a proto vykazuje delší dobu odskoku. Poloha B leží nejbližší vnitřní přepážce, kde lze předpokládat vyšší lokální tuhost bambusu. Poloha C se nachází za přepážkou v duté části rezonátoru a vykazuje kratší dobu odskoku. Z hlediska časování pracovního cyklu je proto nejvhodnější poloha B.

6.2 Experimentální ověření frekvenčního složení zvuku rezonátoru

Pro každou polohu dopadu A, B a C byl zaznamenán hlavní ráz a následně provedena frekvenční analýza. Akustický signál byl snímán standardním mikrofonom připojeným k notebooku a zaznamenán přímo v programu Audacity. Získané záznamy byly vyhodnoceny ve frekvenční oblasti a porovnány s referenčním filmovým záznamem a s modálními frekvencemi získanými pomocí MKP analýzy.

Protože mikrofón nebyl kalibrován, amplitudy v dB nepředstavují absolutní hladinu akustického tlaku. Slouží pouze k porovnání relativní intenzity jednotlivých frekvenčních složek ve stejném záznamu.



Obr. 6-3 Spektrogramy zaznamenaného akustického signálu při jednotlivých polohách dopadu A, B a C

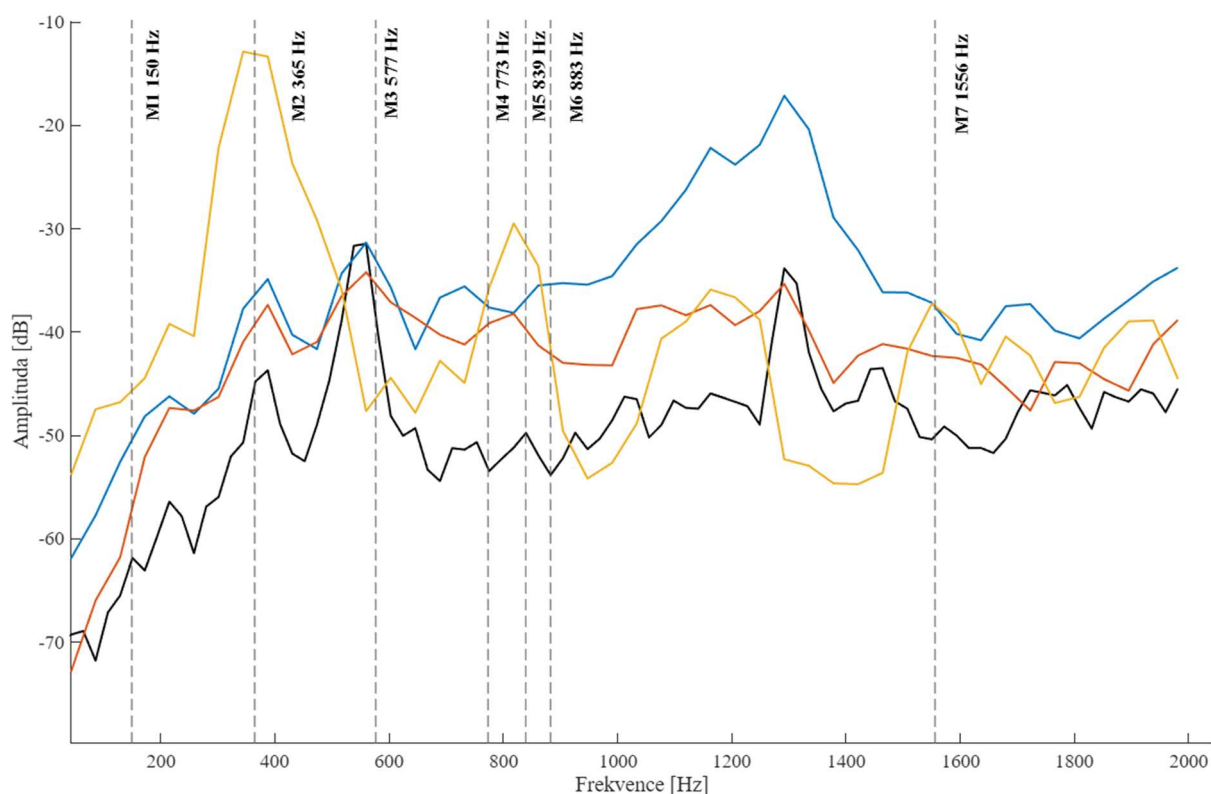
Tab. 6-2 Přehled hlavních spektrálních složek experimentálních záznamů a referenčního filmového zvuku

Poloha dopadu	Hlavní frekvence [Hz]	Nejbližší MKP mód [Hz]	Odchylka vůči filmu [%]	Odchylka vůči MKP [%]
A	550	576,67	51,1	4,62
B	1294	1555,90	255,5	16,83
C	553	576,67	51,9	4,10
Referenční film	366	364,68	-	0,36
MKP simulace	364,68	-	0,36	–

Referenční filmový záznam vykazuje hlavní spektrální složku na frekvenci 364 Hz. Tato hodnota velmi dobře odpovídá základnímu ohybovému módu získanému z MKP analýzy, který má frekvenci 364,68 Hz. Odchylka mezi referenčním filmovým záznamem a MKP simulací je pouze 0,36 %, což potvrzuje, že numerický model správně vystihuje hlavní frekvenční oblast filmového zvuku.

U experimentálních poloh A a C byly hlavní spektrální složky nalezeny na frekvencích 550 Hz a 553 Hz, které dobře odpovídají MKP módu 576,67 Hz, avšak vůči referenčnímu filmovému záznamu jsou posunuty přibližně o 51 % výše, což naznačuje buzení sekundárního ohybového módu namísto základního.

Poloha B vykazuje nejsilnější spektrální složku na frekvenci 1294 Hz. Tato hodnota je vzdálena od základního filmového pásma a naznačuje, že v této poloze dochází k intenzivnějšímu buzení vyšších frekvenčních složek. Z hlediska časování byla poloha B nejbližší referenčnímu záznamu, avšak z hlediska barvy zvuku se od něj liší nejvíce. Podrobnější informace o akustické analýze jsou v příloze 3.



Obr. 6-4 Porovnání frekvenčních spekter hlavního rázu pro polohy dopadu A, B, C a referenční film

Na obrázku je porovnáváno frekvenční spektrum hlavního rázu pro tři měřené polohy dopadu rezonátoru A, B a C s referenčním filmovým záznamem. Černá křivka odpovídá poloze dopadu A, modrá křivka poloze dopadu B, oranžová křivka poloze dopadu C a žlutá křivka referenčnímu filmovému záznamu. Svislé šedé přerušované čáry označují vybrané vlastní frekvence získané MKP modální analýzou. Všechny měřené polohy vykazují zvýšenou amplitudu v oblasti přibližně 550–580 Hz, která odpovídá třetímu vlastnímu módu rezonátoru. Shoda je nejvýraznější u poloh A a C. Další výrazná oblast odezvy se nachází u bodu B v pásmu přibližně 1200–1350 Hz, kde není přímá shoda s vyznačenými MKP módy. Referenční filmový záznam vykazuje nejvyšší energetické zastoupení v nižší frekvenční oblasti kolem 350–400 Hz, tedy v blízkosti druhého vlastního módu. Měřený rezonátor tedy vykazuje některé shodné frekvenční oblasti s numerickou analýzou, ale jeho spektrum se od filmové předlohy liší především rozložením energie mezi jednotlivými frekvenčními pásmy.

6.3 Diskuze akustických nesrovnalostí

Rozdíly mezi experimentálním měřením, referenčním filmovým záznamem a MKP simulací mohou být způsobeny několika faktory. Prvním z nich je samotný materiál rezonátoru. V numerickém modelu byl bambus uvažován jako homogenní izotropní materiál, zatímco skutečný bambus má nerovnoměrnou strukturu. Jeho hustota, tloušťka stěny, rozložení vláken a přítomnost vnitřních přepážek se mohou měnit podél délky rezonátoru. Tyto rozdíly mohou ovlivnit vlastní frekvence i způsob šíření kmitání po nárazu.

Významným faktorem je také kontaktní geometrie dorazu. Poloha dopadu, sklon kontaktní plochy a tuhost kontaktu určují, které vlastní tvary budou při nárazu výrazněji vybuzeny. Tvrdší a kratší kontakt může vést k výraznějšímu buzení vyšších frekvenčních složek. To odpovídá výsledkům experimentu, kde se nejsilnější složky často nacházely ve vyšších frekvenčních pásmech než u referenčního filmového záznamu.

Další nejistotu představuje samotný referenční filmový zvuk. Nelze s jistotou předpokládat, že jde o neupravený záznam skutečné fontány. Zvuk mohl být ve filmové postprodukci upraven například ekvalizací, kompresí, potlačením vyšších frekvencí nebo zvýrazněním nízkofrekvenčních složek. Nelze také vyloučit, že výsledný zvuk byl doplněn jiným zdrojem nebo že nebyl vytvořen pouze nárazem bambusového rezonátoru.

Získané výsledky ukazují, že navržený rezonátor vykazuje modální chování a některé jeho frekvenční složky odpovídají MKP analýze. Hlavní rozdíl oproti referenčnímu filmovému záznamu spočívá v odlišném rozložení energie mezi jednotlivé módy. U experimentálního vzorku byly výrazněji buzeny vyšší frekvenční složky, zatímco ve filmovém záznamu převažovala oblast základního ohybového módu.

7 ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout, zkonstruovat a odzkoušet funkční vzorek zahradní vodní fontány shishi-odoshi s konkrétním akustickým projevem. Zvuk mechanismu byl inspirován referenčním filmovým záznamem z filmu Kill Bill.

V rešeršní části byl popsán princip činnosti mechanismu shishi-odoshi, jeho pracovní cyklus a vznik zvuku při nárazu bambusového rezonátoru na doraz. Dále byly popsány základní vlastnosti bambusu, princip ohybového kmitání a metody spektrální analýzy, které byly následně použity pro vyhodnocení zvuku.

V první části návrhu byl analyzován referenční filmový záznam. Pomocí časově-frekvenční a spektrální analýzy byly určeny hlavní rázové události a dominantní frekvenční složka zvuku. Tato frekvence byla použita jako výchozí hodnota pro návrh délky bambusového rezonátoru. Návrh byl následně ověřen pomocí MKP analýzy v prostředí SolidWorks Simulation.

Dále byl vytvořen zjednodušený dynamický model mechanismu v prostředí MATLAB/Simulink. Tento model sloužil k ověření časování pracovního cyklu, zejména návratu prázdného rezonátoru k dorazu a prvního odskoku po hlavním rázu. Výsledky simulace byly porovnány s časováním z referenčního filmového záznamu.

Na základě návrhu byl zkonstruován funkční experimentální vzorek. Rezonátor byl vyroben z bambusu a ostatní konstrukční části byly vytvořeny převážně technologií 3D tisku. Experimentální vzorek umožnil měřit zvuk při různých polohách dopadu rezonátoru na doraz.

Experimentální měření potvrdilo, že vytvořený vzorek umožňuje vyvolat charakteristický rázový zvuk bambusového rezonátoru. Nejlepší shoda z hlediska časování prvního odskoku byla dosažena u polohy dopadu B. Frekvenční shoda s filmovým záznamem však byla pouze částečná. Naměřené frekvenční složky odpovídaly některým vlastním módům z MKP analýzy, ale hlavní odezva experimentálního vzorku se nacházela ve vyšších frekvenčních oblastech než u referenčního filmového záznamu.

Hlavního cíle práce bylo dosaženo. Byl vytvořen a odzkoušen funkční experimentální vzorek mechanismu shishi-odoshi, jehož dynamické chování se v poloze dopadu B dobře přiblížilo referenčnímu filmovému záznamu. Akustický projev však vyžaduje další doladění, zejména z hlediska frekvenčního složení výsledného zvuku.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] YOUNG, David. *The Art of the Japanese Garden*. United States: Tuttle Publishing, 2019. ISBN 978-1-4629-0582-9.
- [2] Shishi-odoshi [online]. 2025 [vid. 2026-05-16]. Dostupné z: <https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Shishi-odoshi&oldid=1326546381>
- [3] *Kill Bill: Volume 1*. Miramax Films. 2003.
- [4] DRURY, Ben, CAMERON PADFIELD, MIRKO RUSSO, LOWRI SWYGART, OLIVER SPALTON, SAM FROGGATT a AMIR MOFIDI. Assessment of the Compression Properties of Different Giant Bamboo Species for Sustainable Construction. *Sustainability* [online]. 2023, **15**(8), 6472. ISSN 2071-1050. Dostupné z: doi:10.3390/su15086472
- [5] DIXON, P. G. a L. J. GIBSON. The structure and mechanics of Moso bamboo material. *Journal of The Royal Society Interface* [online]. 2014, **11**(99), 20140321. ISSN 1742-5689, 1742-5662. Dostupné z: doi:10.1098/rsif.2014.0321
- [6] CREMER, Lothar, M. HECKL a B. A. T. PETERSSON. *Structure-borne sound: structural vibrations and sound radiation at audio frequencies*. 3rd ed. Berlin ; New York: Springer, 2005. ISBN 978-3-540-22696-3.
- [7] HIBBELER, R. C. *Engineering mechanics. Dynamics*. 10th ed. Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall, 2004. ISBN 978-0-13-607791-6.
- [8] *Frequency Analysis - 2024 - SOLIDWORKS Design* [online]. [vid. 2026-05-22]. Dostupné z: https://help.solidworks.com/2024/english/SolidWorks/cworks/c_Frequency_Analysis.htm
- [9] *Harmonic Analysis - 2026 - SOLIDWORKS Design Help* [online]. [vid. 2026-05-22]. Dostupné z: https://help.solidworks.com/2026/english/solidworks/cworks/c_harmonic_analysis.htm
- [10] HAVELOCK, David, ed. *Handbook of signal processing in acoustics*. New York, NY: Springer New York, 2008. ISBN 978-0-387-77698-9.
- [11] BLEVINS, Robert D. *Formulas for natural frequency and mode shape*. Reprint ed. Malabar, Florida: Krieger Publishing, 2001. ISBN 978-1-57524-184-5.

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

9.1 Použité zkratky

<i>CAD</i>	počítačem podporované navrhování
<i>FFT</i>	rychlá Fourierova transformace
<i>MKP</i>	metoda konečných prvků
<i>PLA</i>	polylaktid, materiál použitý pro 3D tisk
<i>STFT</i>	krátkodobá Fourierova transformace
<i>3D</i>	trojrozměrný

9.2 Příklady použitých fyzikálních veličin

a	vzdálenost osy rotace od konce rezonátoru
d	vnitřní průměr rezonátoru
D	vnější průměr rezonátoru
e	koeficient restituce při rázu
E	modul pružnosti
E_a	axiální modul pružnosti bambusu
E_r	radiální modul pružnosti bambusu
E_t	tangenciální modul pružnosti bambusu
f_i	i -tá vlastní frekvence
f_n	vlastní frekvence daného módu
f_s	vzorkovací frekvence
F_n, F_t	normálová a tečná složka síly
$F(t)$	časově proměnná kontaktní síla

F_{max}	maximální kontaktní síla
g	tíhové zrychlení
$G(f)$	frekvenční spektrum signálu
$g(t)$	signál v časové oblasti
G_b	tíhová síla bambusového rezonátoru
G_v	tíhová síla vody v rezonátoru
I	kvadratický moment plochy
I_G	moment setrvačnosti vůči těžišti
I_O	moment setrvačnosti vůči ose otáčení
L	celková délka rezonátoru
L_b	rameno tíhové síly bambusu
L_d	vzdálenost místa dopadu od osy rotace
L_v	rameno tíhové síly vody
m_b	hmotnost prázdného bambusového rezonátoru
m_v	hmotnost vody v rezonátoru
$M(t)$	časově proměnný kontaktní moment
M_b	vratný moment od vlastní tíhy bambusu
M_v	klopný moment od hmotnosti vody
M_{max}	maximální kontaktní moment
Q	objemový průtok vody
t	čas
t_c	doba kontaktu při rázu
t_{kr}	čas potřebný k dosažení kritického objemu vody
T	perioda pracovního cyklu
V_{kr}	kritický objem vody potřebný pro překlopení
v_l	dopadová rychlost v místě kontaktu
x, y, z	souřadnicové osy
α	úhel natočení rezonátoru
β	úhel natočení rezonátoru

Δt	doba prvního odskoku
$\Delta\omega$	změna úhlové rychlosti během rázu
η	ztrátový činitel
ζ	poměrný útlum
λ	modální konstanta
μ	lineární hustota rezonátoru
ν	Poissonovo číslo
ρ	hustota materiálu
ω_1	úhlová rychlost před nárazem
ω_2	úhlová rychlost po odskoku

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1-1 Klasické <i>shishi-odoshi</i> v japonské zahradě [2].....	13
Obr. 2-1 Schéma konstrukčního uspořádání <i>shishi-odoshi</i>	14
Obr. 2-2 Statické schéma rezonátoru ve fázi plnění s vyznačením působících sil.....	15
Obr. 2-3 Dynamické schéma rezonátoru v počáteční fázi překlopení	15
Obr. 2-4 Dynamické schéma rezonátoru ve fázi návratu	16
Obr. 2-5 Schéma rezonátoru v okamžiku nárazu	16
Obr. 2-6 Vizualizace radiálního gradientu rozložení cévních svazků ve stěně bambusu ...	17
Obr. 2-7 Průběh volného tlumeného kmitání s exponenciální obálkou amplitudy a periodou tlumených kmitů [7]	19
Obr. 2-8 Analýza rázového zvuku pomocí STFT	22
Obr. 4-1 Spektrogram referenčního akustického signálu	27
Obr. 4-2 FFT spektrum izolovaných rázů v relativním akustickém tlaku	29
Obr. 4-3 První ohybový mód rezonátoru získaný MKP analýzou při frekvenci přibližně 370 Hz	31
Obr. 5-1 Globální souřadný systém rezonátoru	37
Obr. 5-2 Poloha vyhodnocovaného bodu na volném konci rezonátoru	39
Obr. 5-3 Vlastní tvary čtyř módů rezonátoru při frekvencích 149 Hz(Y), 364 Hz(X), 576 Hz(Y) a 839 Hz(X).....	40
Obr. 5-4 Frekvenční odezva rychlosti volného konce rezonátoru ve směru X.....	42
Obr. 5-5 Rezonátor s vnitřní přepážkou a osou otáčení	44
Obr. 5-6 Nosná základna konstrukce	44
Obr. 5-7 Polohovací základna dorazu	45
Obr. 5-8 Vysoký, střední a nízký výměnný klínový dorazový blok	45
Obr. 5-9 Celková sestava experimentálního zařízení.....	45
Obr. 5-10 Celkový 3D model kompletní sestavy fontány <i>shishi-odoshi</i>	47
Obr. 5-11 3D model nádrže na vodu z materiálu PLA.....	47
Obr. 6-1 Finální provedení experimentálního vzorku mechanismu <i>shishi-odoshi</i>	49
Obr. 6-2 Měřicí sestava	50

Obr. 6-3 Spektrogramy zaznamenaného akustického signálu při jednotlivých polohách dopadu A, B a C	51
Obr. 6-4 Porovnání frekvenčních spekter hlavního rázu pro polohy dopadu A, B, C a referenční filmový	53

11 SEZNAM TABULEK

Tab. 2-1 Průměrné a orientační materiálové parametry bambusu <i>Moso</i> [4,5]	18
Tab. 4-1 Detekované rázové události a jejich základní časové charakteristiky	28
Tab. 4-2 Souhrn modálních a energetických parametrů izolovaných rázů	29
Tab. 5-1 Přehled vstupních parametrů	33
Tab. 5-2 Pracovní fáze mechanismu v simulačním modelu	34
Tab. 5-3 Odhad parametrů pružně tlumeného modelu dorazů	35
Tab. 5-4 Vyhodnocení kontaktních událostí	35
Tab. 5-5 Přehled vypočtených výstupů simulace	36
Tab. 5-6 Porovnání vybraných parametrů referenčního záznamu a simulace	37
Tab. 5-7 Vstupní parametry výpočtového modelu	38
Tab. 5-8 Přehled výpočtů a sledovaných výstupů	39
Tab. 5-9 Vybrané dominantní módy rezonátoru podle modální účasti hmotnosti	41
Tab. 6-1 Porovnání doby prvního odskoku experimentu, filmu a dynamické simulace	50
Tab. 6-2 Přehled hlavních spektrálních složek experimentálních záznamů a referenčního filmového zvuku	52

12 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Rozšířená analýza referenčního zvukového vzoru

Příloha 2: Dynamický model mechanismu v prostředí Simscape

Příloha 3: Laboratorní protokol z experimentálního měření akustické odezvy

Příloha 4: Výkresová dokumentace

Výkres sestavy experimentálního zařízení	BP-00-00
--	----------

Výkresy součástí:

- | | |
|--|----------|
| ▪ Bambusový rezonátor | BP-01-00 |
| ▪ Základová deska | BP-01-01 |
| ▪ Nosný sloupek | BP-01-02 |
| ▪ Čepové uložení rezonátoru | BP-01-03 |
| ▪ Dorazový blok | BP-01-04 |
| ▪ Sada výměnných klínových dorazových vložek | BP-01-05 |

Příloha 5: 3D model sestavy pokročilé varianty fontány *shishi-odoshi*