



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A  
BIOMECHANIKY**

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

**NÁVRH EXPERIMENTÁLNÍ SOUSTAVY S  
BUZENÍM NEVÝVAHOU**

DESIGN OF AN EXPERIMENTAL SYSTEM WITH EXCITATION BY IMBALANCE

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Bc. Dominik Demura

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

Ing. Ondřej Rubeš

BRNO 2021

# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student:	<b>Bc. Dominik Demura</b>
Studijní program:	Mechatronika
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	<b>Ing. Ondřej Rubeš</b>
Akademický rok:	2021/22

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

## Návrh experimentální soustavy s buzením nevyváhou

### STRUČNÁ CHARAKTERISTIKA PROBLEMATIKY ÚKOLU:

Na pracovišti zabývajícím se vibračními mikro sběrači je potřeba využívat různých zdrojů vibrací pro testování vyvinutých zařízení. Jedním z možných zdrojů vibrací je buzení nevyváhou a takový zdroj by měl být předmětem této práce.

### CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE:

1. Rešerše mechanických budičů vibrací
2. Návrh experimentální soustavy pro měření vibrací
3. Návrh budiče vibrací s nevyváhou
4. Realizace experimentální soustavy s budičem

### SEZNAM DOPORUČENÉ LITERATURY:

KAŹMIERSKI, Tom J. a Steve BEEBY, ed. Energy Harvesting Systems [online]. New York, NY: Springer New York, 2011. ISBN 978-1-4419-7565-2. Dostupné z: doi:10.1007/978-1-4419-7566-9

KRATOCHVÍL, C. a J. SLAVÍK. Mechanika těles - Dynamika. Brno: Akademické Nakladatelství CERM, 2007. ISBN 978-80-214-3446-2.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Témou tejto diplomovej práce je návrh a vyhotovenie experimentálnej sústavy budenej nevyváhou. Hlavnou časťou práce bol návrh konštrukcie tak aby spĺňala určité požiadavky. Najdôležitejšia časť konštrukcie je nosník. Spôsob uloženia a rozmery nosníku boli vypočítané numericky a overené analyticky pomocou MKP. Zvyšná časť konštrukcie bola prispôbena rozmerom nosníku. Ďalšia časť práce pozostávala zo správneho výberu vibračného motoru a jeho riadenia. V závere práce bola celá experimentálna sústava vyrobená a otestovaná. Vibrácie zmeriame pomocou akcelerometru a následne údaje spracujeme do grafov.

## **ABSTRACT**

The topic of this diploma thesis is the design and construction of an experimental system driven by imbalance. The main part of the work was to design the structure to meet certain requirements. The most important part of the structure is the beam. The mounting method and beam dimensions were calculated numerically and verified analytically using FEM. The rest of the structure was adapted to the dimensions of the beam. The next part of the work consists of the correct choice of vibration motor and its control. At the end of the work, the whole experimental system was manufactured and tested. We measure the vibrations using an accelerometer and then process the data into graphs.

## **KLÚČOVÉ SLOVÁ**

Vibrácie, budiče vibrácií, vibračný generátor, akcelerometer, vibrometer, vibračný motor MVE 21/3E micro, frekvenčný menič GD10-0R7G-S2-G

## **KEYWORDS**

Vibration, vibration exciters, vibration generator, accelerometer, vibrometer, vibration motor MVE 21 / 3E micro, frequency converter GD10-0R7G-S2-G

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA**

DEMURA, Dominik. *Návrh experimentální soustavy s buzením nevyváhou*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139829>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. Vedoucí práce Ondřej Rubeš.

## **POĎAKOVANIE**

Ďakujem vedúcemu práce Ing. Ondřejovi Rubešovi, ktorý mi vždy vyšiel v ústrety a bol ochotný poradiť a odpovedať na moje otázky. Taktiež by som chcel poďakovať svojej priateľke, rodine a priateľom, ktorí ma vždy podporovali a boli mi nápomocní.

## **ČESTNÉ PREHLÁSENIE**

Prehlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením vedúceho práce a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brne dňa

.....

Demura Dominik

# OBSAH

<b>1 ÚVOD.....</b>	<b>10</b>
<b>2 TEORETICKÝ PREHĽAD.....</b>	<b>11</b>
2.1 Vibrácie .....	11
2.1.1 Voľné netlmené kmitanie .....	11
2.1.2 Voľné tlmené kmitanie.....	12
2.1.3 Nútené kmitanie .....	14
2.2 Budiče vibrácií .....	15
2.3 Pneumatické vibračné motory .....	17
2.4 Elektrické vibračné motory .....	19
2.4.1 Nastavenie a typ nevývah.....	19
2.4.2 Použitie elektrických vibračných motorov .....	20
2.4.3 Správna montáž vibračného motoru.....	21
2.5 Vibračné generátory .....	21
2.6 Meranie vibrácií pomocou akcelerometrov .....	23
2.6.1 Montáž akcelerometru.....	25
2.7 Meranie vibrácií pomocou vibrometrov .....	25
2.7.1 Vibrometre založené na princípe akcelerometrov .....	25
2.7.2 Laserové vibrometre.....	26
<b>3 NÁVRH EXPERIMENTÁLNEJ SÚSTAVY PRE MERANIE VIBRÁCIÍ.....</b>	<b>28</b>
3.1 Jednostranne votknutý nosník .....	28
3.2 Obojstranne votknutý nosník.....	32
3.3 Výsledný návrh konštrukcie .....	35
<b>4 NÁVRH BUĎIČA VIBRÁCIÍ S NEVÝVAHOU.....</b>	<b>37</b>
4.1 Voľba vibračného motoru.....	39
4.1.1 Nastavenie sily pomocou nevývah .....	39
4.2 Riadenie .....	40
4.2.1 Frekvenčný menič GD10-0R7G-S2-G .....	40
4.3 Pevnostná kontrola konštrukcie.....	42
<b>5 VYHOTOVENIE SYSTÉMU.....</b>	<b>45</b>
5.1. Postup montáže .....	45
<b>6 NAMERANÉ PRIEBEHY VIBRÁCIÍ .....</b>	<b>48</b>
6.1 Prvé meranie .....	48
6.2 Druhé meranie .....	50
<b>7 ZÁVER.....</b>	<b>53</b>
<b>ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV .....</b>	<b>55</b>
<b>ZOZNAM TABULIEK A OBRÁZKOV .....</b>	<b>57</b>

# 1 ÚVOD

V dnešnej dobe sa s vibráciami stretávame takmer všade. V priemysle sú vibrácie často nechcené, pretože môžu viesť k poruche alebo úplnému zničeniu stroja. Sledovanie vibrácií a ich vplyvu na jednotlivé komponenty stroja ma veľký význam pre včasnú diagnostiku možných porúch. Naopak niekedy sú vibrácie potrebné k správne fungovaniu stroja, či zariadenia. Napríklad také reproduktory by bez vibrácií nemohli fungovať. Rovnako tak vibračné stolice, ktoré sa používajú na zhutnenie betónu. V našom prípade bude cieľom vibrácie vytvoriť a teda budú chcené a potrebné pre správne fungovanie sústavy.

Hlavným cieľom práce bude navrhnuť a vyrobiť experimentálnu sústavu s budením nevývahou. Téma je zaujímavá, keďže sústava bude mať široké uplatnenie. Môže byť použitá pre výukové účely, rôzne únavové vibračné testy ale najmä ako zdroj vibrácií pre vibračné generátory. Zároveň sa práca nebude držať iba teoretickej roviny ale bude pozostávať z konštrukcie a vyhotovenia sústavy.

Ako prvé je nutné si naštudovať dostupné možnosti mechanického budenia a spôsoby merania vibrácií. Práve tieto dve témy budú tvoriť hlavnú časť rešerše.

Ďalšia kapitola sa bude venovať návrhu konštrukcie. Návrh konštrukcie sa bude odvíjať od základných požiadaviek ako je maximálna dĺžka a vlastná frekvencia sústavy. Pri návrhu budú pripadať do úvahy dve možné riešenia. Jednostranne votknutý nosník a obojstranne votknutý nosník. Pre obe možnosti budú navrhnuté rozmery nosníku tak, aby spĺňali požiadavky na vlastnú frekvenciu. Výsledky porovnáme a zvolíme vhodnejšie riešenie. Zvyšná konštrukcia bude navrhnutá podľa rozmerov nosníku.

Nasledovať bude kapitola, ktorá sa venuje návrhu budiča vibrácií, konkrétne elektrického vibračného motora. Elektrický vibračný motor je elektromotor, ktorý ma na oboch koncoch hriadeľa umiestnené nevývahy. Rotácia nevývah vytvára vibrácie. Najčastejšie sa využívajú pre pohon vibračných zariadení. Motor budeme voliť na základe rozmerov a produkovanej odstredivej sily. Jednou z požiadaviek je aj možnosť meniť frekvenciu budenia. Preto použijeme frekvenčný menič, ktorý bude kompatibilný s vibračným motorom.

Na záver práce sa dostaneme k vyhotoveniu systému a popisu montáže. Ako posledné umiestnime sústavu v učebni, pripevníme akcelerometer a vykonáme merania pre dve rôzne dĺžky nosníku. Ako prvé zmeriame odozvu sústavy na vybudenie, z toho bude následne vypočítaný pomerný útlm sústavy. Ďalej budeme meniť frekvenciu vibrácií a zaznamenávať amplitúdu zrýchlenia. Z týchto dát dostaneme amplitudo-frekvenčnú charakteristiku. Ako posledné si zmeriame priebeh zrýchlenia pri vlastnej frekvencii a mimo vlastnú frekvenciu. Hodnoty zrýchlenia následne prepočítame pomocou numerickej integrácie na výchylku a v grafe si vykreslíme časovú závislosť výchylky.

## 2 TEORETICKÝ PREHĽAD

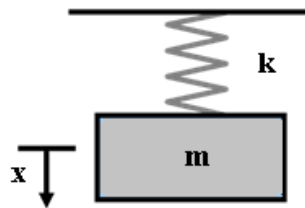
### 2.1 Vibrácie

Ako prvé si povieme, čo to vlastne vibrácie sú. Vibrácie predstavujú mechanický jav, pri ktorom dochádza k oscilácii okolo rovnovážneho bodu. Niekedy sú vibrácie chcené a úmyselne vyvolané ako napríklad jazýčky v dychových nástrojoch, pohyb ladičky, mobilné telefóny alebo vibračné stolice. Oveľa častejšie vibrácie predstavujú nechcený jav, ktorému sa snažíme vyvarovať. Najčastejšie sa s týmto typom vibrácií stretávame pri točivých strojoch, kde sa často vykonávajú merania hodnôt týchto vibrácií. Tie slúžia k diagnostike rôznych budúcich porúch a zlyhaní stroja. Všetky informácie pre kapitolu zaoberajúcu sa vibráciami boli čerpané z [1].

Rozoznávame dva druhy vibrácií, a to voľné kmitanie a nútené kmitanie. Následne si bližšie rozoberieme tieto typy kmitania.

#### 2.1.1 Voľné netlmené kmitanie

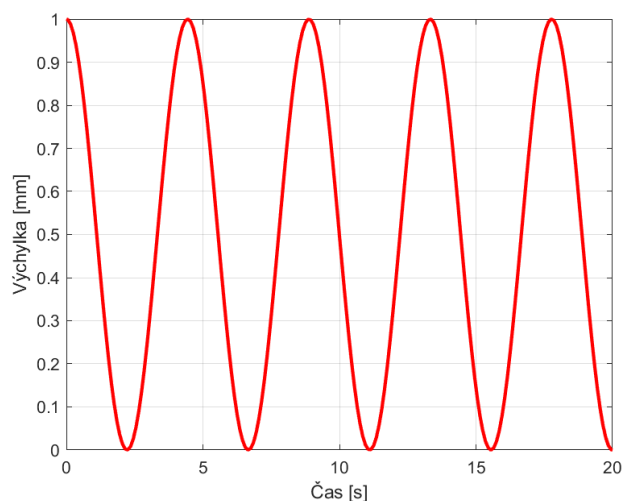
Voľné kmitanie môžeme pozorovať, ak je systém na chvíľu vyrušený z rovnovážnej polohy a je mu umožnený neobmedzený pohyb. Klasický prípad voľného kmitania predstavuje závažie  $m$  zavesené na pružine  $k$  (obr. 2.1). V rovnováhe má systém minimálnu energiu a teda je v pokoji. Ak je systém vybudovaný vonkajšou silou zareaguje vertikálnym kmitaním.



Obr. 2.1 Voľné netlmené kmitanie

Voľné netlmené kmitanie môžeme popísať pomocou rovnice:

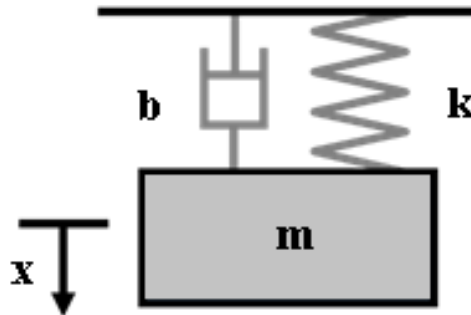
$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (2.1)$$



Obr. 2.2 Priebeh voľných netlmených kmitov

### 2.1.2 Voľné tlmené kmitanie

Klasickou vlastnosťou voľných vibrácií je však aj tlmenie  $b$  (obr.2.3). Všetky reálne systémy sú vystavené trecím silám, ktoré tlmia energiu vibrácií a teda znižujú amplitúdu kmitov. Kmitanie telesa na pružinke bude teda doplnené o tlmenie, čo spôsobí, že po vybudení silou sa teleso po čase vráti do rovnovážnej polohy.

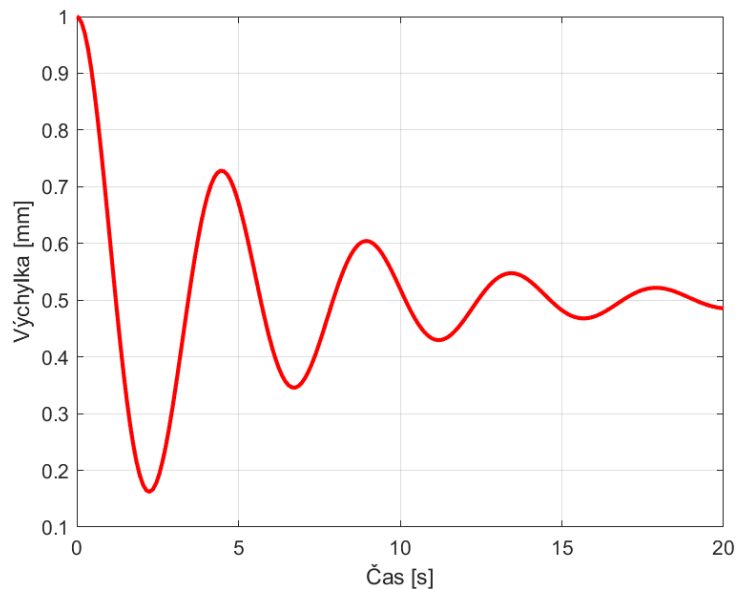


Obr. 2.3 Voľné tlmené kmitanie

Do rovnice doplníme člen s tlmením a dostávame tvar:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = 0 \quad (2.2)$$

Na obrázku 2.4 môžeme vidieť priebeh voľných tlmených kmitov. Do sústavy bolo doplnené tlmenie  $b$ . Je zjavné, že dochádza k znižovaniu amplitúdy a po určitom čase sa sústava vráti do rovnovážnej polohy.



Obr. 2.4 Priebeh voľných tlmených kmitov

Ak ďalej upravíme rovnicu (2.2) tým, že ju podelíme hmotnosťou  $m$  dostávame tvar:

$$\ddot{x} + \frac{b}{m}\dot{x} + \frac{k}{m}x = 0 \quad (2.3)$$

Tým sa dostávame k ďalším parametrom popisujúcich kmitanie a to je pomerný útlm  $b_r$  a vlastná frekvencia  $\Omega_0$ . Pomerný útlm  $b_r$ , môžeme vypočítať pomocou vzťahu:

$$b_r = \frac{b}{2m\Omega_0} \quad [-] \quad (2.4)$$

Vlastnú frekvenciu  $\Omega_0$ , vypočítame podľa:

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad [\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (2.5)$$

Pomocou týchto znalostí môžeme prepísať rovnicu 2.2 do výsledného tvaru 2.6.

$$\ddot{x} + 2b_r\Omega_0\dot{x} + \Omega_0^2x = 0 \quad (2.6)$$

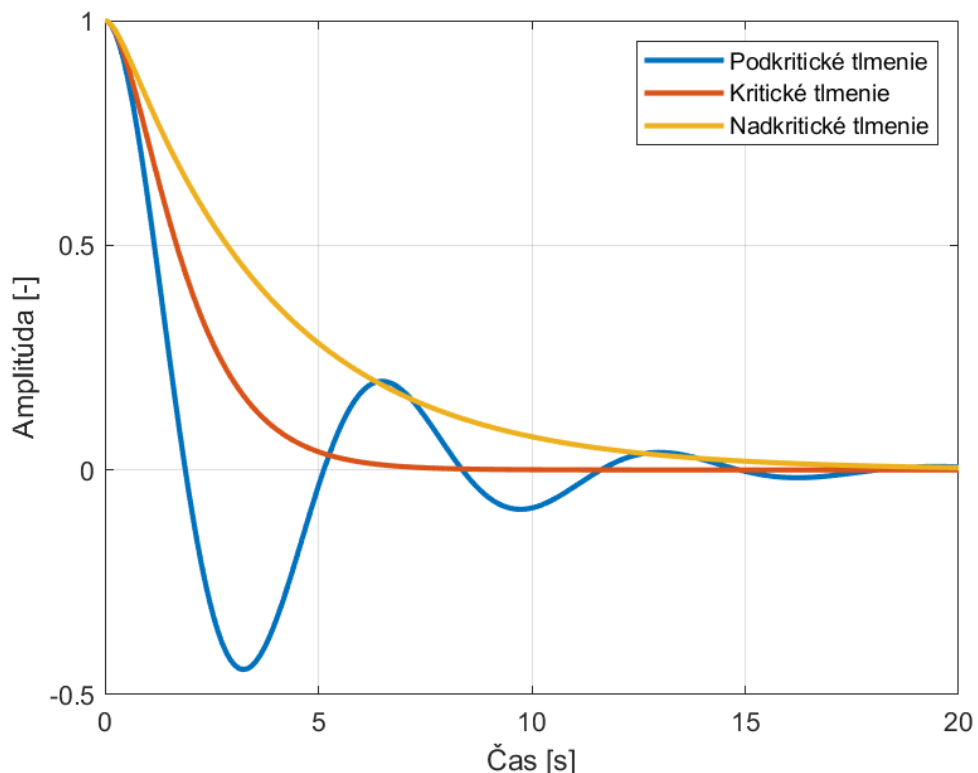
Hodnota pomerného útlmu  $b_r$  nám udáva, ako sa bude meniť amplitúda dvoch po sebe idúcich kmitov. Tým pádom nám udáva aj dobu, po ktorú bude sústava kmitať. Môžu nastať 3 rôzne situácie a to:

Podkritické tlmenie, kedy je hodnota pomerného útlmu  $b_r < 1$ , systém kmitá ale amplitúda kmitov exponenciálne klesá.

Kritické tlmenie nastáva ak hodnota  $b_r = 1$ , oscilátor sa ustáli v rovnovážnej polohe v najkratšom možnom čase.

Nadkritické tlmenie nastáva ak hodnota  $b_r > 1$  vtedy hovoríme, že je systém pretlmený. Po vychýlení sa pomaly vracia do rovnovážnej polohy.

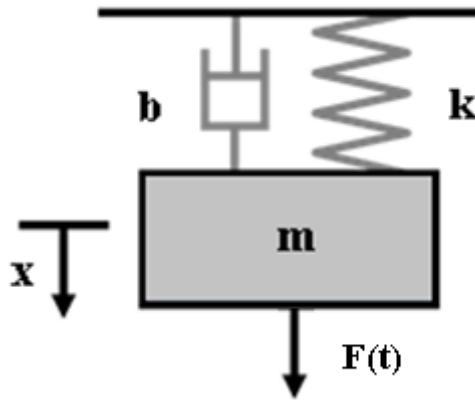
Na obrázku 2.5 môžeme vidieť závislosť amplitúdy pre tieto 3 rôzne stavy.



Obr.2. 5 Amplitúda pre rôzne hodnoty pomerného útlmu

### 2.1.3 Nútené kmitanie

Ďalším typom vibrácií je nútené kmitanie. Jedná sa o kmitanie, kde je systém neustále poháňaný vonkajšou periodickou silou  $F(t)$ . Doplnením sily do sústavy dostávame nútené kmitanie (obr. 2.6).



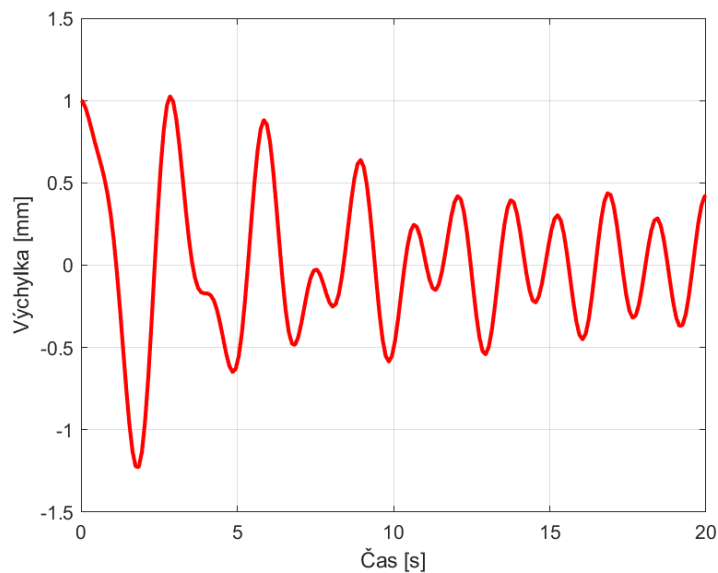
Obr. 2.6 Nútené kmitanie

Nútené kmitanie môžeme popísať pomocou rovnice:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = F(t) \quad (2.7)$$

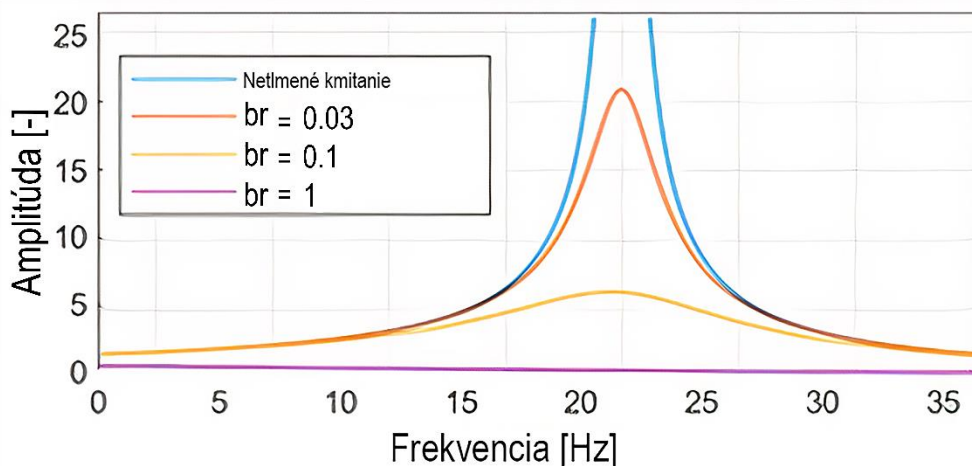
Opäť sa táto rovnica dá upraviť do tvaru:

$$\ddot{x} + 2b_r\Omega_0\dot{x} + \Omega_0^2x = \frac{F(t)}{m} \quad (2.8)$$



Obr. 2.7 Priebeh nútených kmitov

Charakteristickým znakom núteného kmitania je, že po odznení počiatočného prechodového deja, sústava kmitá s rovnakou frekvenciou ako je frekvencia budiacej sily. Pre zobrazenie závislosti amplitúdy na vlastnej frekvencii sa používa amplitudo-frekvenčná charakteristika.



Obr. 2.8 A-F charakteristika pre rôzne hodnoty pomerného útlmu

Pri nútenom kmitaní môže dochádzať k javu, ktorý sa nazýva rezonancia. Rezonancia nastáva vtedy, ak sa frekvencia budiacej sily blíži k vlastnej frekvencii konštrukcie. Dôsledkom toho je vysoký nárast amplitúdy. V reálnom živote môžeme rezonanciu pozorovať pri operných spevákoch, ktorí svojim hlasom využívajú rezonanciu skla a dokážu tak rozbiť pohár.

Z obrázku 2.8 je možné pozorovať, že amplitúda núteného kmitania v okolí vlastnej frekvencie výrazne závisí od pomerného útlmu  $b_r$ . V prípade rezonancie netlmeného kmitania ( $b_r = 0$ ) amplitúda kmitov ide do nekonečna.

## 2.2 Budiče vibrácií

Budiče vibrácií sú zariadenia, ktoré generujú vibračný pohyb. Najdôležitejšie parametre pri vibračnom pohybe sú amplitúda, zrýchlenie, výchylka, frekvencia, vlastná frekvencia, sila, tlmenie a tuhosť.

V praxi sa bežne používajú tri typy vibračných budičov a to elektrodynamické, hydraulické a mechanické. Ich vlastnosti sú uvedené v tabuľke 1.

Parametre	Mechanické	Elektrodynamické	Hydraulické
Frekvencia	2-50 Hz	2-10000 Hz	0,1-500 Hz
Maximálne zrýchlenie	20g	100g	20g
Maximálna sila	4500 N	2000 N	450000 N

Tabuľka 1 – Parametre budičov [2]

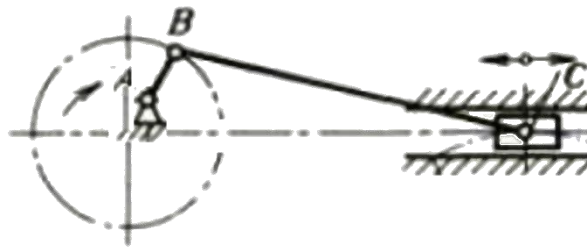
Pri určitých strojoch a konštrukciách, ktoré sú počas svojej životnosti vystavené nadmerným vibráciám by bolo vhodné vykonávať diagnostiku a analýzu vibrácií. Tým sa dá predísť zlyhaniu niektorých komponentov. Takéto komponenty možno testovať pomocou budičov vibrácií. Rôzne typy vibračných budičov sa používajú pri vývoji, simulácii prevádzky, štúdiu účinkov vibrácií a na hodnotenie fyzikálnych vlastností materiálov. [2]

Pre nás sú najzaujímavejšie mechanické budiče vibrácií. Mechanické budiče vibrácií sa delia na:

- a) Kľukový mechanizmus
- b) Kulisový mechanizmus
- c) Vačkový mechanizmus
- d) Mechanizmus s nevyváženou hmotou

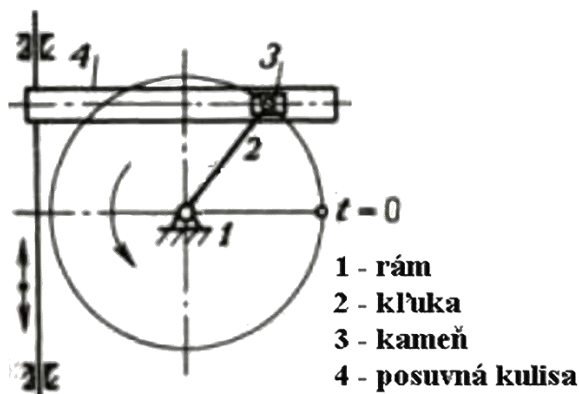
Informácie pre popis mechanických budičov sú z [3].

- a) Kľukový mechanizmus - slúži na premenu rotačného pohybu na priamočiary a naopak. Excentrický kľukový mechanizmus je špeciálny typ kľukového mechanizmu, ktorý sa najčastejšie využíva vo vibračných aplikáciách. Ako môžeme vidieť na obrázku 2.9, os pohybu piesta neprechádza stredom otáčania kľukového hriadeľa. Pri týchto mechanizmoch jednotlivé pohyby nahor a nadol majú rôzne priebehy zrýchlenia a rýchlosti. Excentrické kľukové mechanizmy sa nepoužívajú na prenos veľkých síl, pretože by vznikali veľmi vysoké straty trením.



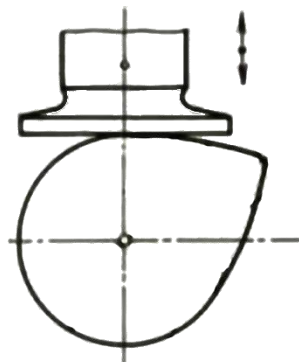
Obr. 2. 9 Excentrický kľukový mechanizmus [3]

- b) Kulisový mechanizmus (obr. 2.10) - slúži na premenu rotačného pohybu na posuvný. Hlavný člen kulisového mechanizmu predstavuje vodiace teleso (kulisa) v ktorom je posuvne vedený štvorhran (kameň), ktorý je pevne spojený s rotujúcou časťou. Výhoda takéhoto mechanizmu spočíva v jeho jednoduchosti. Pohyb kulisy je rovnomernejší ako pri kľukových mechanizmoch. Ďalšou výhodou je že dĺžka zdvihu je jednoducho nastaviteľná. Nevýhodou takéhoto mechanizmu je, že nedokáže prenášať veľké sily, opotrebenie a mechanické straty by boli veľmi veľké.



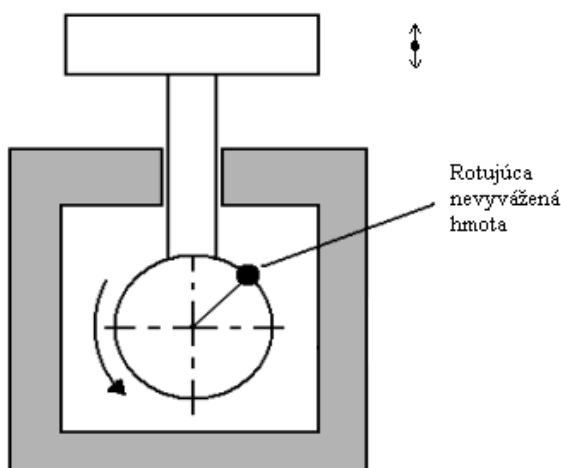
Obr. 2.10 Kulisový mechanizmus [3]

- c) Vačkový mechanizmus - slúži na premenu rotačného pohybu na priamočiary. Vačka je súčiastka charakteristická svojim špeciálnym tvarom. Pre premenu rotačného pohybu na priamočiary vačka využíva svoj špecifický tvar a kontakt so zdvíhadlom. Styk medzi vačkou a zdvíhadlom je väčšinou realizovaný klzným trením. Na obrázku 2.11 môžeme vidieť mechanizmus s vačkou a zdvíhadlom.



Obr. 2.11 Vačkový mechanizmus [3]

- d) Mechanizmus s nevyváženou hmotou - využíva rotačný pohyb nevyváženej hmoty a premieňa ho na priamočiary vratný (vibračný pohyb). Nevyvážená hmotu predstavuje nerovnomerné rozloženie hmoty okolo osi rotácie. Nevyváženosť spôsobuje moment, ktorý prenáša kývavý pohyb na rotor a tým aj na celé zariadenie na ktorom sa nevyvážená hmotu nachádza. V mnohých zariadeniach sa chceme nevyváženosti zbaviť, pretože vytvára nežiadúce vibrácie napr. nevyvážené kolesa na automobile spôsobujú vibrácie ktoré sú veľmi nepríjemné pre celú posádku automobilu. Naopak pri iných zariadeniach sa takéto vibrácie vyžadujú. Mechanizmus s nevyváženou hmotou je najvyužívanejším mechanickým budičom vibrácií.



Obr. 2.12 Mechanizmus s nevyváženou hmotou [2]

### 2.3 Pneumatické vibračné motory

Informácie pre túto kapitolu sú z [4]. Medzi budiče vibrácií patria aj vibračné motory. V tejto kapitole sa pozrieme na prvý druh vibračných motorov. Ako názov napovedá, pneumatické vibračné motory využívajú stlačený vzduch. Tento stlačený vzduch slúži ako poháňacie médium pre pohyblivé časti, ktoré sú umiestnené v motore a sú zodpovedné za vznik vibrácií.

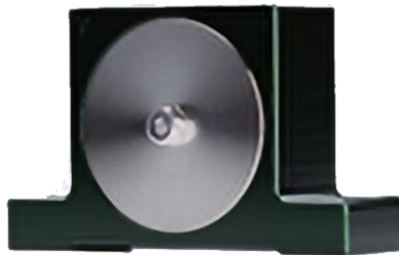
Existujú tri typy pneumatických vibračných motorov:

- a) Gul'ôčkový vibromotor – vyznačuje sa jednoduchou konštrukciou, silným vibrovaním a dlhou životnosťou. Dokáže sa okamžite rozbehnúť a nevyžaduje žiadne mazanie. Jedinú pohyblivú časť tvorí oceľová guľička, ktorú vysokou rýchlosťou poháňa stlačený vzduch. Gul'ička spôsobuje silné a vysokofrekvenčné vibrácie. Na obrázku 2.13 môžeme vidieť gul'ôčkový vibromotor.



*Obr. 2.13 Gul'ôčkový vibromotor [4]*

- b) Turbínový vibromotor – pri turbínových vibromotoroch poháňa stlačený vzduch turbínové kolečko. Do tohoto kolečka sú vsadené nevyvážené hmoty. Tento vibromotor vďaka špeciálnemu turbínovému profilu patrí medzi najtichšie pneumatické vibromotory. Motor nevyžaduje žiadne mazanie a je schopný dosahovať veľkých odstredivých síl pri nízkej spotrebe vzduchu. Na obrázku 2.14 vidíme turbínový vibromotor.



*Obr. 2.14 Turbínový vibromotor [4]*

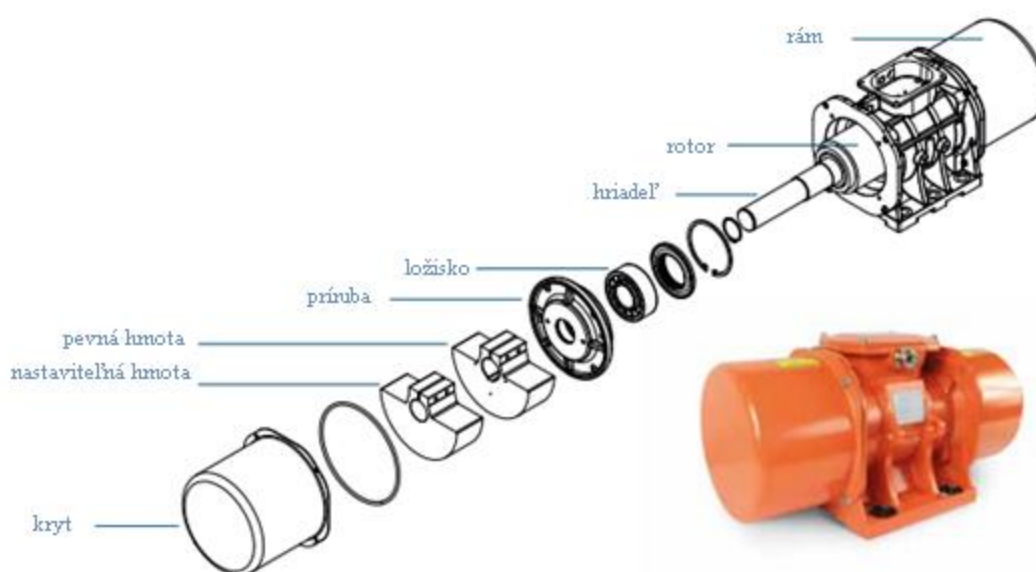
- c) Piestový vibromotor – produkuje usmernené kmitanie pomocou špeciálneho vodiaceho systému, ktorý umožňuje bez olejovú prevádzku pri takmer nulovom opotrebení. Piest pri pohybe klže medzi dvoma vzduchovými vankúšmi. Pre bezproblémovú prevádzku sa odporúča umiestniť pred motor vzduchový filter. Zmena kmitočtu a sily motoru sa realizuje pomocou zmeny tlaku vzduchu. Na obrázku 2.15 vidíme piestový vibromotor.



*Obr. 2.15 Piestový vibromotor [4]*

## 2.4 Elektrické vibračné motory

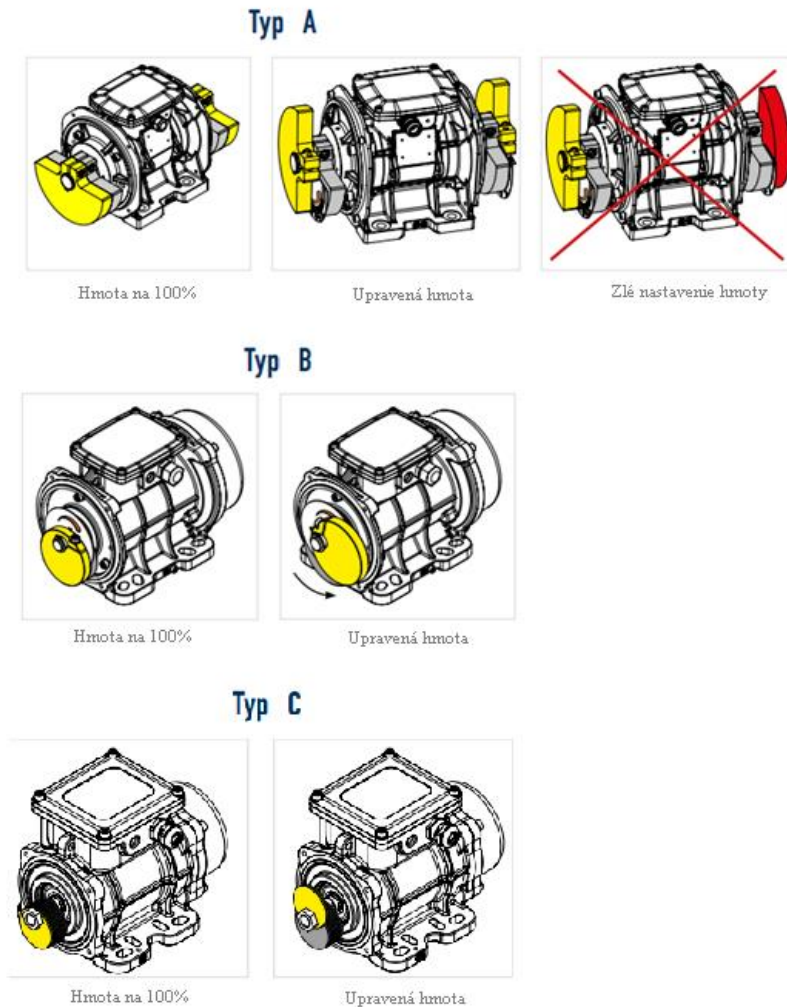
Informácie pre túto kapitolu sú z [5]. Elektrický vibračný motor je motor, ktorý má kompletne uzatvorenú skriňu motora, ktorá je odolná voči vibráciám. Na konštrukcii sa nachádzajú široké pätky a odliate rebrá, ktoré dokážu zabezpečiť prenos veľkých odstredivých síl. Pre jednoduchú a bezpečnú montáž majú motory v ťažisku umiestnené závesné oká tak, aby bolo možné motor umiestniť na konštrukciu v ľubovoľnej polohe. Do skrine motora bol pomocou metódy zmraštenia uložený stator s vinutím. Do masívnych ložiskových štítov boli na oboch stranách zalisované robustné valivé ložiska. Tieto ložiska sú vybavené trvalým mazaním a fungujú úplne bez údržby. V týchto ložiskách sa pohybuje hriadeľ s rotorom nasadeným za tepla. Otvor pre hriadeľ je odtesnený mazacími drážkami a V-krúžkami. Na oboch koncoch hriadeľa sú umiestnené odstredivé kotúče, ktoré slúžia na vytváranie odstredivej sily. Motor je uzatvorený ochrannými krytmi a tesnením. Tým je zabezpečené, že sa do motora nedostane prach ani vlhkosť. Konštrukciu motora môžeme vidieť na obrázku 2.16.



Obr. 2.16 Konštrukcia vibračného motoru [6]

### 2.4.1 Nastavenie a typ nevývah

Ako už bolo spomenuté, nevývaha je najdôležitejšia časť vibračného motoru pretože generuje odstredivú silu. Typy nevývah a ich rozloženie má za následok vibračnú intenzitu. Odstredivá sila sa z pravidla dá nastaviť v rozmedzí 20% až 100%, jej nastavenie môžeme vidieť na obrázku 2.17.



*Obr. 2.17 Nastavenie odstredivej sily a typ nevývahy [6]*

### 2.4.2 Použitie elektrických vibračných motorov

Elektrické vibromotory sú v priemysle ale aj bežnom živote často používané. Môžeme ich nájsť v zariadeniach ktoré každodenne používame ako sú herné ovládače, kuchynské roboty, zubné kefky a mnohé ďalšie zariadenia, ktoré poskytujú hmatovú spätnú väzbu.

Vibračné motory majú široké použitie najmä v priemysle. Vibračný motor nie je samostatne funkčné zariadenie. Najčastejšie sa používajú na pohon vibračných zariadení. Vibračné zariadenie musí byť dimenzované na vibračné zaťaženie, ktoré vibračný motor produkuje. Používajú sa napríklad na vyprázdňovanie sila, pohon pre špeciálne dopravníky, zhutňovanie rôznych materiálov a pre mnoho ďalších aplikácií. Aplikácii je skutočne veľké množstvo. Rovnako ma vibračný motor využitie v rôznych priemysloch, či už je to stavebníctvo, energetika, potravinárstvo, chemický alebo ťažký priemysel. Na obrázku 2.18 môžeme vidieť typické použitie vibračných motorov.



Obr. 2.18 Typické použitie vibračných motorov [7, 8]

Na obrázku 2.18 vľavo môžeme vidieť vibračný stôl, ktorý sa v priemysle používa na zhutnenie betónu. Zhutnený betón je v stavebníctve často používaný. Ide o špeciálny typ betónu, ktorý je upravený vibráciami, tak aby dosahoval vyššiu pevnosť a trvácnosť. Na druhej strane môžeme vidieť vibračné motory v hernom ovládači. Používajú sa ako hmatová spätná väzba hráčovi a tým robia hru viac realistickú.

### 2.4.3 Správna montáž vibračného motoru

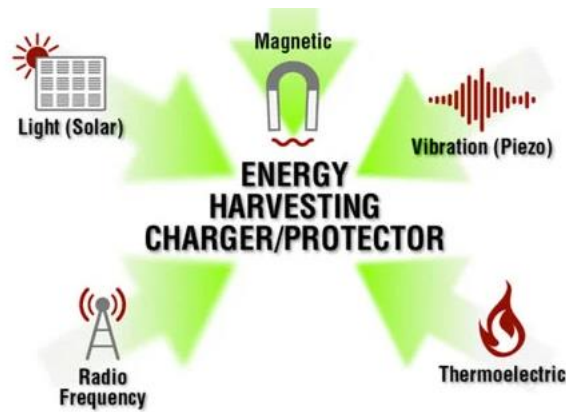
Ďalšia dôležitá časť je montáž vibračného motoru. Povrch na ktorý sa chystáme motor namontovať musí spĺňať určité požiadavky. Musí byť rovný, dostatočne tuhý pri zaťažení kmitaním, očistený od farby, mastnoty, olejov alebo hrdze. Keď máme povrch na ktorý chceme motor namontovať pripravený, môžeme prejsť k upevneniu motora na konštrukciu. Vibračný motor pripevníme predpísaným počtom skrutiek o predpísanej veľkosti. Skrutky dotiahneme momentovým kľúčom s nastaveným určitým momentom. Všetky tieto údaje nájdeme v prospekte motora alebo v údajovom liste, ktorý býva súčasťou balenia motora. Príklad správnej a nesprávnej montáže môžeme vidieť na obrázku 2.19.



Obr. 2.19 Správna montáž vibračného motoru [9]

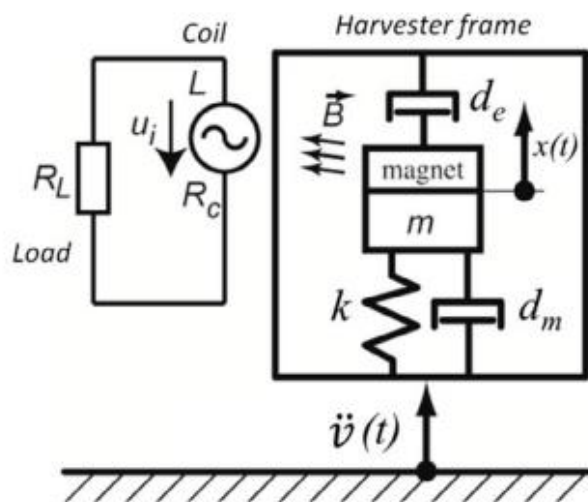
## 2.5 Vibračné generátory

Informácie pre túto kapitolu sú z [10, 11]. Sústava, ktorá je predmetom práce by mala slúžiť ako zdroj vibrácií pre vibračný generátor. Vibračný generátor je generátor, ktorý je poháňaný vibráciami. Premieňa kinetickú energiu z vibrácií na elektrickú energiu. Tomuto procesu sa venuje najmä energy harvesting. Energy harvesting sa dá preložiť ako získavanie energie. S pravidla ide o malé množstvo elektrickej energie, ktorá je získavaná zo zdrojov energie ako sú solárna, tepelná, vibračná, prúdenie média ...(obr. 2.20). Základné princípy, ktoré využívajú energy harvesting generátory sú: piezoelektrický, termoelektrický, fotoelektrický, indukčný a kapacitný.



Obr. 2.20 Zdroje energie pre EH [11]

Najčastejšie bývajú generátory pre zber energie malých rozmerov, čo platí aj pre vibračné generátory, preto nemôžeme očakávať nejaké veľké výkony. Ich použitie je najmä pre nízkoenergetické zariadenia. Vibračné generátory sa zvyčajne skladajú z rezonátora, ktorý sa používa na zosilnenie zdroja vibrácií a meniča, ktorý premieňa energiu z vibrácií na elektrickú energiu. Menič sa zvyčajne skladá z magnetu a cievky alebo piezoelektrického kryštálu.



Obr. 2.21 Všeobecná schéma vibračného generátoru [10]

Na obrázku 2.21 môžeme vidieť schému vibračného generátoru, ktorý sa skladá z mechanického rezonančného mechanizmu, magnetického obvodu a elektroniky.

Relatívny pohyb  $x$  sa dá popísať pohybovou rovnicou:

$$\ddot{x} + 2\zeta_m \Omega \dot{x} + 2\zeta_e \Omega \dot{x} + \Omega^2 x = -\ddot{v} \quad (2.9)$$

Kde rezonančná frekvencia  $\Omega$  sa vypočíta vzťahom (2.5),  $\ddot{v}$  predstavuje zrýchlenie budiacich vibrácií. Ďalší parameter v rovnici  $\zeta_m$  predstavuje pomer mechanického tlmenia a vypočíta sa podľa (2.10). Pomer medzi amplitúdou vibrácií  $v$  a amplitúdou relatívneho pohybu  $x$  predstavuje kvalitatívny faktor  $Q$ .

$$\zeta_m = \frac{1}{2Q} \quad (2.10)$$

V rovnici môžeme vidieť ďalší parameter  $\zeta_e$ , čo predstavuje pomer elektrického tlmenia a vypočíta sa podľa (2.11). V tomto vzorci  $N$  predstavuje počet závitov cievky,  $l$  je dĺžka vodiču,  $B_x$  predstavuje hustotu magnetického toku,  $R_C$  je odpor cievky a  $R_L$  je elektrický odpor.

$$\zeta_e = \frac{(NlB_x)^2}{R_C + R_L} \cdot \frac{1}{2m\Omega} \quad (2.11)$$

Najčastejším problémom pri týchto generátoroch býva veľmi malé pásmo frekvencií, ktoré dokážu správne rozkmitať generátor. Najdôležitejšie je naladiť generátor tak, aby budiaca frekvencia bola čo najbližšie jeho rezonančnej frekvencii. Tým dostávame najväčšie výchylky a teda aj najväčšie výkony. Ak by sme systém budili frekvenciou, ktorá by bola veľmi vzdialená od rezonančnej frekvencie generátoru, dostávali by sme veľmi malé výkony a celý systém by bol neefektívny.

## 2.6 Meranie vibrácií pomocou akcelerometrov

Najčastejšie sa pri meraní a vyhodnocovaní vibrácií používajú akcelerometre, ale existujú aj prístroje určené priamo na meranie vibrácií, vibrometre.

Akcelerometre sú zariadenia na meranie zrýchlenia. Môžeme nimi merať zrýchlenie v jednej osi ale existujú akcelerometre, ktoré dokážu merať zrýchlenie aj v troch osiach súčasne. Akcelerometre majú široké použitie. Vysoko citlivé akcelerometre sa používajú v systémoch lietadiel a rakiet. Ďalším typom akcelerometru sú mikro akcelerometre, ktoré sa využívajú v prenosných elektronických zariadeniach k detekcii pohybu zariadenia. Základné rozdelenie akcelerometrov je na: [12]

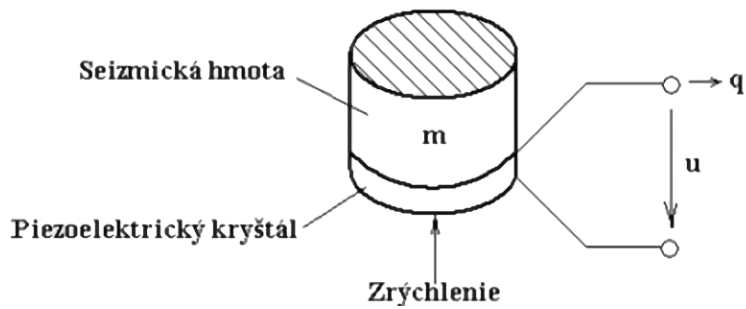
- a) Piezoelektrické
- b) Piezorezistívne
- c) Kapacitné
- d) Iné



Obr. 2.22 Reálne vyhotovenie rôznych typov akcelerometrov [12]

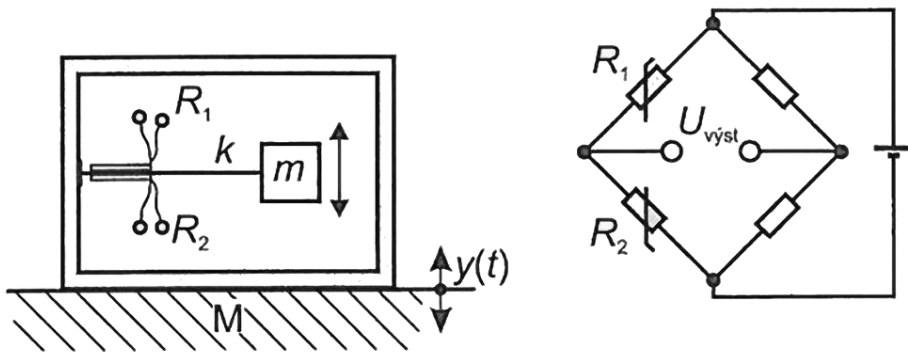
Najčastejšie používané sú piezoelektrické, piezorezistívne a kapacitné akcelerometre. Ďalej sa pozrieme na výhody a princíp najpoužívanejších akcelerometrov. Informácie pre nasledujúce kapitoly boli z [12, 13, 14].

- a) Piezoelektrické akcelerometre - sa najčastejšie používajú na meranie úrovne vibrácií, preto sa bežne používajú v priemysle na diagnostiku a kontrolu strojov a zariadení. Tento akcelerometer využíva piezoelektrický materiál, ktorý generuje elektrický náboj úmerný veľkosti zaťaženia vzniknutého pôsobením zrýchlenia. Vyznačujú sa vysokou citlivosťou a presnosťou, vďaka čomu sa používajú v mnohých aplikáciách.



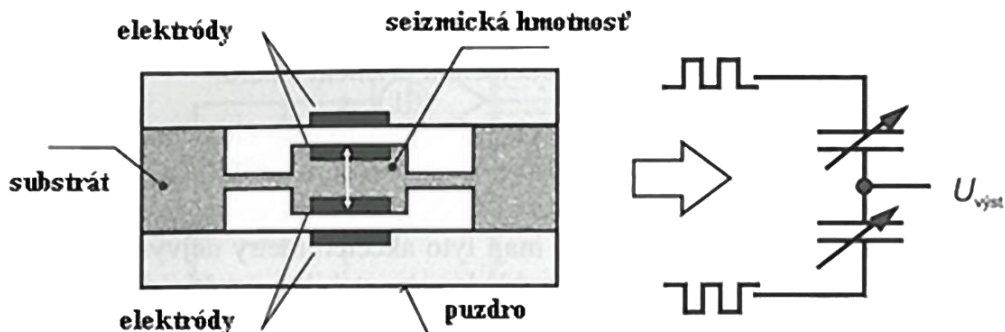
Obr. 2.23 Piezoelektrický akcelerometer [13]

- b) Piezorezistívne akcelerometre - využívajú podobný princíp ako tenzometre. Tieto snímače obsahujú piezorezistívny materiál, ktorý sa vplyvom vonkajších síl deformuje a tým pádom spôsobuje zmenu odporu. Vyznačujú sa veľkým meracím pásmom a sú teda vhodné na meranie vibrácií vysokých amplitúd a frekvencií, čo je výhodné najmä pri rôznych nárazových testoch. Ďalšími výhodami sú vysoká presnosť, stabilný výstup, vysoká spoľahlivosť a nízka cena.



Obr. 2.24 Piezorezistívny akcelerometer [12]

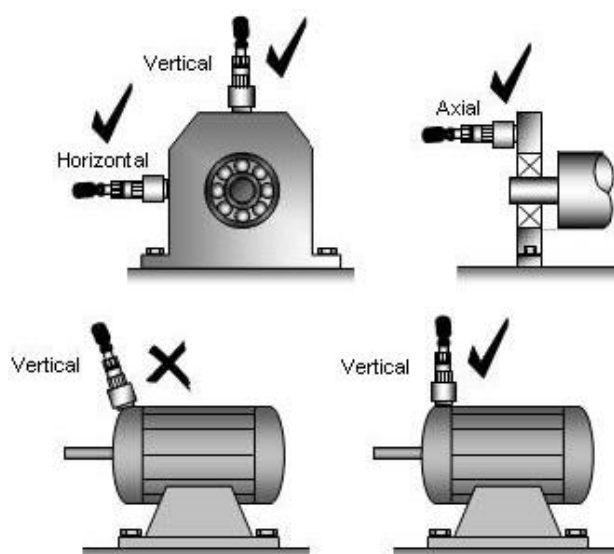
- c) Kapacitné akcelerometre - využívajú technológiu MEMS, princíp činnosti je založený na tom, že vplyvom zrýchlenia a teda zaťaženia sa mení vzdialenosť kapacitných doštičiek a tým pádom sa mení aj kapacita akcelerometru. Výhodou týchto akcelerometrov je ich veľkosť, keďže sú najmenšie zo všetkých akcelerometrov, takisto sú najlacnejšie a najbežnejšie.



Obr. 2.25 Kapacitný akcelerometer [12]

## 2.6.1 Montáž akcelerometru

Ďalšou veľmi dôležitou časťou je montáž akcelerometru. Najčastejšie sa používa upevnenie tak, aby smer merania bol totožný so smerom osi maximálnej citlivosti snímača. Umiestnenie snímača závisí od druhu merania, ktoré je požadované. Pri požiadavke merania konkrétneho miesta na zariadení sa snímač umiestni práve na toto miesto. S pravidla to býva miesto najviac zasiahnuté vibráciami. Snímač sa aplikuje priamo na povrch danej časti, takto bude meranie vykonané správne a bez skreslenia. Najčastejšie sa senzor pripevní pomocou skrutiek na rovnom a hladkom povrchu. Niekedy sa používa tenká vrstva spevňovacieho materiálu (kyanoakrylátu alebo včelí vosk), ktorá je nanosená pod snímač. Ak by sme použili mäkký spojovací materiál, meranie by bolo skreslené a znížil by sa merací rozsah senzoru. Kvalita pripevnenia ovplyvňuje rezonančnú frekvenciu. Ak zrýchlenie v ktorejkoľvek ose pôsobí opačným smerom ako je senzor namontovaný, akcelerometer zmeria hodnotu zrýchlenia so záporným znamienkom. V prípade správneho osadenia meria akcelerometer zrýchlenie s kladnou hodnotou.



Obr. 2.26 Správna montáž akcelerometra [12]

## 2.7 Meranie vibrácií pomocou vibrometrov

Ako už bolo vyššie spomenuté ďalšie zariadenia, ktoré sa používajú na meranie vibrácií sú vibrometre. Merače a analyzátory vibrácií, ktoré sú prenosné a dokážu detekovať vibrácie pomocou akcelerometrov alebo laserovej technológie.

Najmodernejšie vibrometre kombinujú funkcie meracieho prístroja a analyzátora vibrácií. Dôkladná analýza vibrácií nám umožňuje diagnostikovať poruchy, opotrebenie ložísk, určiť prípadnú nesúososť či asymetriu, detekovať vôle či hádzanie. Takéto merania sa môžu prevádzať neustále alebo môžu byť pravidelne opakované. Vďaka týmto meraniam dokážeme monitorovať úroveň vibrácií a tým pádom detekovať a predvídať poruchy skôr ako k nim dôjde.

### 2.7.1 Vibrometre založené na princípe akcelerometrov

Najbežnejšie sú vibrometre založené na akcelerometroch, ktoré merajú posun aj zrýchlenie. To umožňuje namontovať snímač priamo na stroj a indikovať veľkosť vibrácií s vysokou presnosťou. Snímač môže byť zabudovaný priamo vo vibrometry a pomocou hrotu vibrometru sa vibrácie prenášajú na senzor. Iné vyhotovenie je pomocou malého príslušenstva, ktoré je

pripojené k meraču pomocou špeciálneho konektoru a následne upevnené magnetom na stroji. Vďaka tomu sme schopní merať vibrácie aj v stiesnených priestoroch. Tieto dva typy vibrometrov môžeme vidieť na obr. 2.27, kde vľavo je vibrometer so špeciálnou externou sondou. Vpravo je vibrometer s hrotom, ktorý prenáša vibrácie na senzor. [14]



Obr. 2.27 Vibrometre založené na princípe akcelerometrov [14]

### 2.7.2 Laserové vibrometre

Laserový vibrometer je vedecký prístroj, ktorý sa používa na bezkontaktné meranie vibrácií povrchu. Fungujú tak, že laserový lúč je nasmerovaný na požadovaný vibrujúci povrch a amplitúda a frekvencia vibrácií sú extrahované z frekvenčného posunu odrazeného laserového lúča v dôsledku vibrovania povrchu. Výstupom je najčastejšie spojité analógové napätie, ktoré je priamo úmerné zložke rýchlosti v smere laserového lúča. Následne sa získané hodnoty spracovávajú a vyhodnocujú.

Výhody laserových vibrometrov oproti klasickým vibrometrom alebo akcelerometrom sú v tom, že laser môže byť nasmerovaný na rôzne ťažko dostupné objekty, ktoré môžu byť príliš malé alebo príliš horúce na umiestnenie senzoru. Ďalšia výhoda laserových vibrometrov je tá, že vykonávajú meranie bez zaťaženia meraného objektu a tým môžeme dostávať presnejšie výsledky. Najčastejšie používané laserové vibrometre sú jednobodové a skenovacie. [14]

- a) Jednobodové laserové vibrometre - používajú jeden merací lúč, ktorý je zameraný na jeden bod na testovacom objekte. Toto zariadenie detekuje vibrácie v jednom bode merania. Posun, rýchlosť a zrýchlenie sa meria až 160 miliónov krát za sekundu. Táto extrémne vysoká vzorkovacia frekvencia zabezpečuje veľmi presné merania. Na obrázku 2.28 môžeme vidieť jednobodový vibrometer, ktorý kombinuje laserový zdroj, interferometer a digitálne spracovanie signálu v jednom kompaktnom zariadení. Obsluha takéhoto prístroja je intuitívna a vykonáva sa pomocou dotykového displeja. Zmena meracích rozsahov sa vykonáva pomocou otočných gombíkov na zadnej strane prístroja.



Obr. 2.28 Jednobodový laserový vibrometer [15]

- b) Skenovacie laserové vibrometre - nemerajú vibrácie jednobodovo, ale pomocou siete meracích bodov. Táto technika využíva skenovanie objektu pomocou meracieho lúča a zaznamenáva údaje o vibráciách v sieti meracích bodov v krátkom čase. Tento typ merania kombinuje špičkovú HD videokameru, integrovaný generátor signálu a zrkadlá na vychyľovanie lúčov. Ako môžeme vidieť na obrázku 2.29, s použitím špeciálneho softwaru sme schopní pozorovať výsledky merania prakticky okamžite na našom zariadení. Tento vibrometer v spojení s ďalším špeciálnym softwarom sme schopní prevádzkovať aj ako jednobodový laserový vibrometer.



*Obr. 2.29 Skenovací laserový vibrometer [15]*

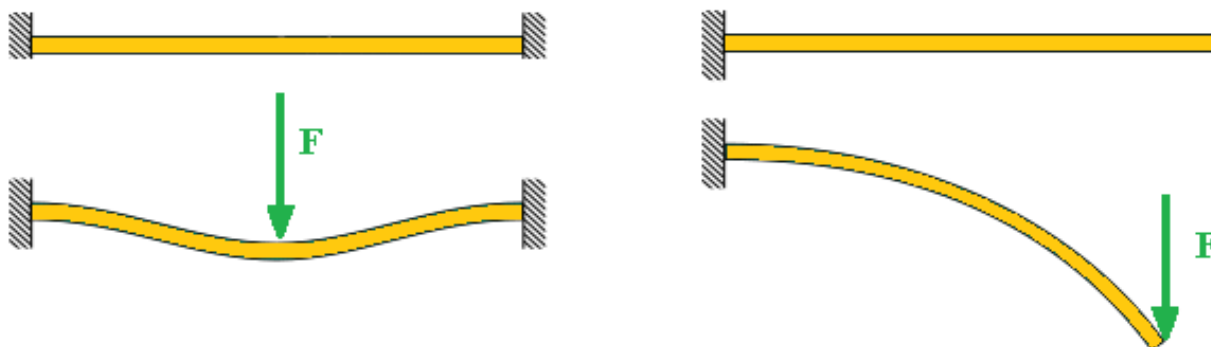
### 3 NÁVRH EXPERIMENTÁLNEJ SÚSTAVY PRE MERANIE VIBRÁCIÍ

Hlavnou časťou tejto kapitoly je návrh experimentálnej sústavy. Pôjde o nosník, ktorý je budený budičom vibrácií s nevývahou. Táto konštrukcia bude využívaná pri výuke na demonštrovanie vibrácií, taktiež bude slúžiť na rôzne vibračné testy, ale najmä bude použitá ako budič pre energy harvesting vibračné generátory.

Najpodstatnejšou časťou sústavy je nosník, ktorý je zaťažený cyklickým namáhaním silou, ktorá bude generovaná vibračným motorom. Preto začneme návrhom parametrov nosníku a spôsobu jeho uloženia. Je požadované aby bola možnosť meniť dĺžku nosníka a tým zvyšovať tuhosť konštrukcie. Keď sa zvýši tuhosť konštrukcie, rastie vlastná frekvencia. Tým pádom sme schopní meniť vlastnú frekvenciu sústavy zmenou dĺžky nosníku.

Ako prvé je potrebné zvoliť, aký profil bude použitý. Rozhodli sme sa použiť profil obdĺžnikového prierezu. Takýto profil nám vyhovuje najviac, pretože vieme, že na nosník budeme pripevňovať ďalšie zariadenia ako napríklad vibračný motor alebo vibračný generátor. Rovnako ako vibračný motor aj vibračný generátor potrebuje rovnú dosadaciu plochu. Právě preto je obdĺžnikový prierez vhodnejší ako kruhový. Ďalej treba určiť materiál, z ktorého bude nosník vyrobený. Zvolili sme oceľ 11 375, ide o neušľachtilú konštrukčnú oceľ, ktorá je vhodná na zváranie. Používa sa pre súčiastky konštrukcii stredných hrúbok, namáhaných staticky aj dynamicky. A teda je vhodná aj pre naše použitie.

Následne môžeme prejsť k uloženiu nosníka a rozmerom. Do úvahy pripadajú dve možné uloženia nosníku a to jednostranne votknutý a obojstranne votknutý (obr. 3.1). Pri návrhu rozmerov a uloženia budeme vychádzať z požadovanej vlastnej frekvencie, ktorá by mala byť medzi 20-50Hz.

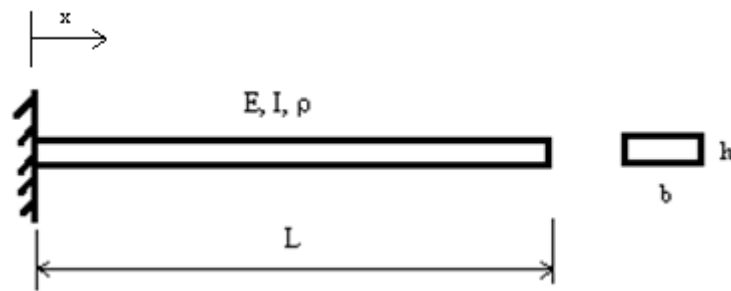


Obr. 3. 1 Obojstranne a jednostranne votknutý nosník

#### 3.1 Jednostranne votknutý nosník

V tejto chvíli sa naskytlí dve možnosti riešenia rozmerov nosníku. Numerické a analytické riešenie. Ako už vieme vlastná frekvencia nosníka bude závisieť od jeho rozmerov. Na základe znalosti požadovanej vlastnej frekvencie konštrukcie (20-50Hz), sme schopní dopočítať rozmery nosníku. Preto prejdeme k matematickému popisu vibrácii jednostranne votknutého nosníku. Informácie pre matematický popis problému sú z [16].

Uvažujme jednostranne votknutý nosník konštantného obdĺžnikového prierezu (obr.3.2).



Obr. 3. 2 Jednostranne votknutý nosník

Správanie jednostranne votknutého nosníku môžeme popísať pomocou pohybovej diferenciálnej rovnice:

$$EI \frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} + \rho \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} = 0 \quad (3. 1)$$

Kde:

- E je modul pružnosti v ťahu [Pa]
- I je kvadratický modul pružnosti [m<sup>4</sup>]
- ρ je hustota [kgm<sup>-3</sup>]

Kvadratický modul pružnosti  $I$  môžeme vypočítať pomocou rozmerov nosníku ako:

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad [m^4] \quad (3. 2)$$

Následne predpokladáme riešenie v tvare separovaných premenných:

$$y(x, t) = Y(x)T(t) \quad (3. 3)$$

Pomocou koreňov frekvenčnej rovnice sme schopní vypočítať vlastnú frekvenciu nosníku. Pre výpočet koreňov frekvenčnej rovnice potrebujeme iba priestorovo závislú zložku  $Y(x)$ , ktorá ma tvar:

$$\frac{d^4}{dx^4} Y(x) - c^2 \left( \frac{\rho}{EI} \right) Y(x) = 0 \quad (3. 4)$$

Predpokladáme riešenie v tvare:

$$Y(x) = C_1 \sinh \beta x + C_2 \cosh \beta x + C_3 \sin \beta x + C_4 \cos \beta x \quad (3. 5)$$

Vypočítame derivácie:

$$\frac{dY(x)}{dx} = C_1 \beta \cosh \beta x + C_2 \beta \sinh \beta x + C_3 \beta \cos \beta x - C_4 \beta \sin \beta x \quad (3. 6)$$

$$\frac{d^2 Y(x)}{dx^2} = C_1 \beta^2 \sinh \beta x + C_2 \beta^2 \cosh \beta x - C_3 \beta^2 \sin \beta x - C_4 \beta^2 \cos \beta x \quad (3. 7)$$

$$\frac{d^3 Y(x)}{dx^3} = C_1 \beta^3 \cosh \beta x + C_2 \beta^3 \sinh \beta x - C_3 \beta^3 \cos \beta x + C_4 \beta^3 \sin \beta x \quad (3. 8)$$

$$\frac{d^4 Y(x)}{dx^4} = C_1 \beta^4 \sinh \beta x + C_2 \beta^4 \cosh \beta x - C_3 \beta^4 \sin \beta x + C_4 \beta^4 \cos \beta x \quad (3. 9)$$

Okrajové podmienky:

Votknutie ( $x = 0$ ):  $Y(0) = 0$  nulová výchylka (3. 10)

$$\left. \frac{dY}{dx} \right|_{x=0} = 0 \text{ nulové natočenie} \quad (3. 11)$$

Voľný koniec ( $x = L$ ):  $\left. \frac{d^2 Y}{dx^2} \right|_{x=L} = 0$  nulový ohybový moment (3. 12)

$$\left. \frac{d^3 Y}{dx^3} \right|_{x=L} = 0 \text{ nulová šmyková sila} \quad (3. 13)$$

Po dosadení okrajovej podmienky (3.10) do rovnice (3.5) dostávame

$$C_2 + C_4 = 0 \rightarrow C_4 = -C_2 \quad (3. 14)$$

Po dosadení okrajovej podmienky (3.11) do rovnice (3.6) dostávame

$$C_1 + C_3 = 0 \rightarrow C_3 = -C_1 \quad (3. 15)$$

Po dosadení okrajovej podmienky (3.12) do rovnice (3.7) a úprave podľa rovníc (3.14) a (3.15) dostávame tvar rovnice:

$$C_1(\sin \beta L + \sinh \beta L) + C_2(\cos \beta L + \cosh \beta L) = 0 \quad (3. 16)$$

Po dosadení okrajovej podmienky (3.13) do rovnice (3.8) a úprave podľa rovníc (3.14) a (3.15) dostávame tvar rovnice:

$$C_1(\cos \beta L + \cosh \beta L) + C_2(-\sin \beta L + \sinh \beta L) = 0 \quad (3. 17)$$

Následne sme schopní prepísať rovnice (3.16) a (3.17) do maticového tvaru:

$$\begin{bmatrix} \sin \beta L + \sinh \beta L & \cos \beta L + \cosh \beta L \\ \cos \beta L + \cosh \beta L & -\sin \beta L + \sinh \beta L \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3. 18)$$

Pre získanie netriviálneho riešenia vypočítame determinant matice:

$$\det \begin{bmatrix} \sin \beta L + \sinh \beta L & \cos \beta L + \cosh \beta L \\ \cos \beta L + \cosh \beta L & -\sin \beta L + \sinh \beta L \end{bmatrix} = 0 \quad (3. 19)$$

Po výpočte determinantu matice dostávame netriviálne riešenie:

$$(-\sin^2 \beta L + \sinh^2 \beta L) - (\cosh \beta L + \cosh \beta L)^2 = 0 \quad (3. 20)$$

Po úprave dostávame tvar rovnice:

$$\cos(\beta L) \cosh(\beta L) = -1 \quad (3. 21)$$

Existuje viac koreňov, ktoré splňajú rovnicu (3.21), preto môžeme prepísať rovnicu do výsledného tvaru pre n-riešení.

$$\cos(\beta_n L) \cosh(\beta_n L) = -1 \quad (3. 22)$$

Potom dostávame korene frekvenčnej rovnice.

Index	$\beta_n L$
n = 1	1,876
n = 2	4,733
n = 3	7,855

Tabuľka 2 – Korene frekvenčnej rovnice

Pre výpočet koreňov frekvenčnej rovnice pre  $n \geq 3$  sa dá odvodiť vzorec:

$$\beta_n L = \frac{2n-1}{2} \pi \quad (3.23)$$

Vlastnú frekvenciu potom vypočítame ako:

$$\Omega_n = \frac{\beta_n^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho S}} \quad [\text{Hz}] \quad (3.24)$$

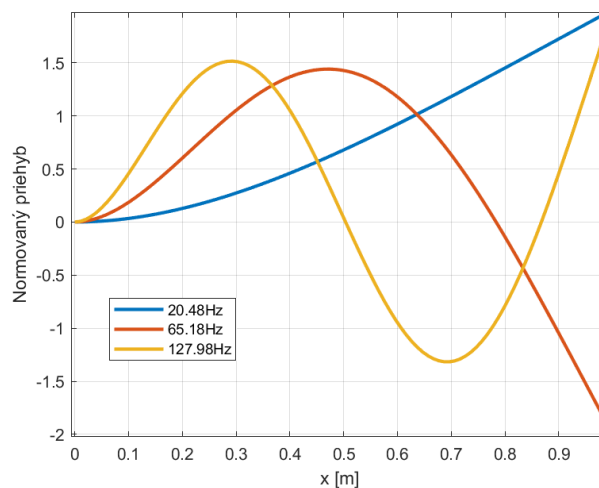
V tabuľke 3 môžeme vidieť hodnoty vlastnej frekvencie pre zvolené rozmery jednostranne votknutého nosníku. Hodnoty v tabuľke boli numericky vypočítané pomocou softwaru Matlab.

Rozmer profilu [mm]	$\Omega_1$ [Hz]	$\Omega_2$ [Hz]	$\Omega_3$ [Hz]	Hmotnosť [kg]
50x4	3,3	20,4	40,8	1,6
50x30	24,5	40,8	153,3	11,8
80x6	4,8	30,7	64,9	3,8
80x25	20,5	65,2	128,0	15,7

Tabuľka 3– Vlastná frekvencia nosníku s dĺžkou 1m

Zo všetkých spočítaných nosníkov v tabuľke 3, by nám najviac vyhovoval nosník 80x25mm, pretože je najbližšie nami požadovanej vlastnej frekvencii. Zároveň v našom požadovanom pásme bude iba jedná vlastná frekvencia, čo je vhodnejšie ako keby ich tam bolo viac.

Na obrázku 3.3 môžeme vidieť vlastné tvary nosníku a vlastné frekvencie pre jednostranne votknutý nosník 80x25mm.



Obr. 3. 3 Vlastné tvary jednostranne votknutého nosníku

Následne sme sa rozhodli overiť numerický výpočet analyticky pomocou programu Ansys. V programe bol nosník 80x25mm vymodelovaný, jednostranne votknutý a následne boli pomocou modálnej analýzy vypočítané vlastné frekvencie nosníku.

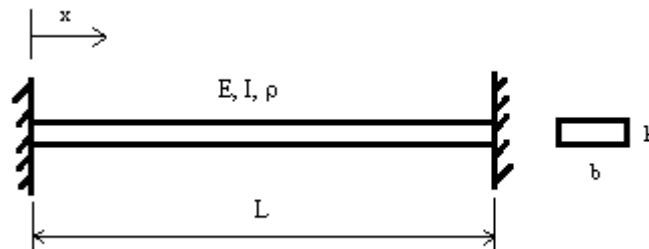
	Mode	Frequency [Hz]
1	1.	20,464
2	2.	65,042
3	3.	127,87
4	4.	356,52
5	5.	396,1
6	6.	424,76

Obr. 3. 4 Výsledky modálnej analýzy

Na obrázku 3.4 môžeme vidieť hodnoty vlastnej frekvencie jednostranne votknutého nosníku získané pomocou programu Ansys. Vidíme, že výsledky sa takmer zhodujú s vypočítanými hodnotami. Hodnota vlastnej frekvencie odpovedá požadovanej vlastnej frekvencii, ale ako môžeme v tabuľke 3 vidieť hmotnosť nosníku by bola 15,7 kg. Takto vysoká hmotnosť je už pre naše použitie nevhodná. Preto je potrebné spočítať rôzne rozmery obojstranne votknutých nosníkov a zistiť či takéto uloženie bude vhodnejšie pre naše použitie.

### 3.2 Obojstranne votknutý nosník

Opäť ako v predchádzajúcej kapitole uvažujeme nosník konštantného obdĺžnikového prierezu, ktorý je v tomto prípade obojstranne votknutý (obr.3.5). Informácie pre matematický popis problému sú opäť z [16].



Obr. 3. 5 Obojstranne votknutý nosník

Pre matematický popis problému opäť môžeme použiť pohybovú diferenciálnu rovnicu (3.1) a jej následné úpravy ako pri jednostranne votknutom nosníku. Prvá zmena oproti jednostranne votknutému nosníku bude pri okrajových podmienkach.

Okrajové podmienky:

$$\text{Votknutie (x = 0):} \quad Y(0) = 0 \text{ nulová výchylka} \quad (3.25)$$

$$\left. \frac{dY}{dx} \right|_{x=0} = 0 \text{ nulové natočenie} \quad (3.26)$$

$$\text{Votknutie (x = L):} \quad Y(L) = 0 \text{ nulová výchylka} \quad (3.27)$$

$$\left. \frac{dY}{dx} \right|_{x=L} = 0 \text{ nulové natočenie} \quad (3.28)$$

Po dosadení okrajovej podmienky (3.25) do rovnice (3.5) opäť dostávame vyjadrenie konštant:

$$C_2 + C_4 = 0 \rightarrow C_4 = -C_2 \quad (3.29)$$

Po dosadení okrajovej podmienky (3.26) do rovnice (3.6) opäť dostávame vyjadrenie konštant:

$$C_1 + C_3 = 0 \rightarrow C_3 = -C_1 \quad (3.30)$$

Po dosadení okrajovej podmienky (3.27) do rovnice (3.5) a úprave podľa (3.29) a (3.30) dostávame tvar rovnice:

$$C_1(\sinh \beta L - \sin \beta L) + C_2(\cosh \beta L - \cos \beta L) = 0 \quad (3.31)$$

Po dosadení okrajovej podmienky (3.28) do rovnice (3.6) a úprave podľa (3.29) a (3.30) dostávame tvar rovnice:

$$C_1(\cosh \beta L - \cos \beta L) + C_2(\sinh \beta L + \sin \beta L) = 0 \quad (3.32)$$

Následne môžeme rovnice (3.31) a (3.32) prepísať do maticového tvaru:

$$\begin{bmatrix} \sinh \beta L - \sin \beta L & \cosh \beta L - \cos \beta L \\ \cosh \beta L - \cos \beta L & \sinh \beta L + \sin \beta L \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.33)$$

Pre získanie netriviálneho riešenia vypočítame determinant matice

$$\det \begin{bmatrix} \sinh \beta L - \sin \beta L & \cosh \beta L - \cos \beta L \\ \cosh \beta L - \cos \beta L & \sinh \beta L + \sin \beta L \end{bmatrix} = 0 \quad (3.34)$$

Tým že vypočítali determinant matice sa dostávame k netriviálnemu riešeniu v tvare:

$$(\sinh \beta L - \sin \beta L)(\sinh \beta L + \sin \beta L) - (\cosh \beta L - \cos \beta L)^2 = 0 \quad (3.35)$$

A po úprave dostávame konečný tvar:

$$\cos \beta L \cosh \beta L = 1 \quad (3.36)$$

Následne dostávame korene frekvenčnej rovnice.

Index	$\beta_n L$
n = 1	4,733
n = 2	7,855
n = 3	10,996

Tabuľka 4 – Korene frekvenčnej rovnice

Pre výpočet koreňov frekvenčnej rovnice pre  $n \geq 3$  sa dá odvodiť vzorec:

$$\beta_n L = \left(\frac{1}{2} + n\right)\pi \quad (3.37)$$

Vlastnú frekvenciu potom vypočítame ako:

$$\Omega_n = \frac{(\beta_n L)^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho S}} \quad [\text{Hz}] \quad (3.38)$$

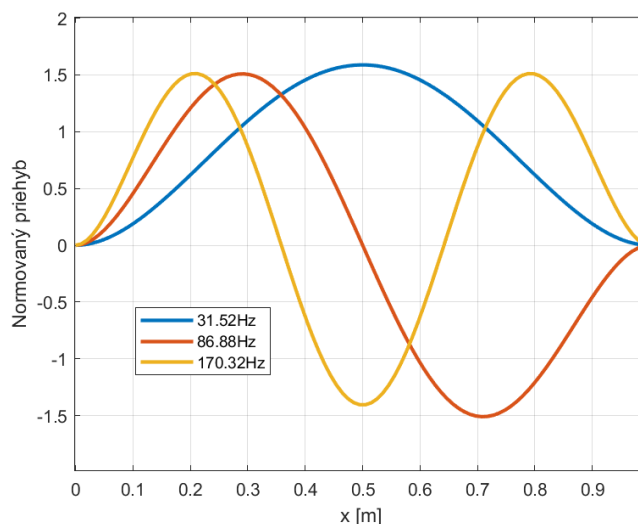
Rozmer profilu [mm]	$\Omega_1$ [Hz]	$\Omega_2$ [Hz]	$\Omega_3$ [Hz]	Hmotnosť [kg]
40x4	21,0	57,9	113,5	1,26
40x6	31,5	86,9	170,3	1,88
40x8	42,0	115,8	227,1	2,51
40x10	52,5	144,8	283,9	3,14
80x4	21,0	57,9	113,5	2,51
<b>80x6</b>	<b>31,5</b>	<b>86,9</b>	<b>170,3</b>	<b>3,77</b>
80x8	42,0	115,8	227,1	5,02
80x10	52,5	144,8	283,9	6,23

Tabuľka 5 – Vlastná frekvencia nosníku s dĺžkou 1m

V tabuľke 5 môžeme vidieť hodnoty vlastnej frekvencie pre nami zvolené rozmery. V tomto prípade už hodnoty prvej vlastnej frekvencie dosahujú požadovanej vlastnej frekvencie nosníku, preto sme výpočet vykonali pre viac rozmerov, aby sme nakoniec mohli zvoliť ten najvhodnejší.

Ako môžeme vidieť, vlastná frekvencia nezávisí na šírke nosníku ale na jeho hrúbke. Rovnako hrubé nosníky majú rovnakú vlastnú frekvenciu. Z tabuľky 5 bol zvolený rozmer 80x6. Jeho 1. vlastná frekvencia je 31,5Hz a hmotnosť 3,77 kg. Musíme počítať s tým, že hodnota vlastnej frekvencie sa pridaním konštrukčných prvkov na nosník ešte o pár Hz zníži. Tento rozmer bol uprednostnený aj kvôli tomu, že bude robustnejší a odolnejší voči torznému kmitaniu ako nosník 40x6.

Na obrázku 3.6 môžeme vidieť vlastné tvary a vlastné frekvencie pre nosník 80x6mm.



Obr. 3. 6 Vlastné tvary obojstranne votknutého nosníku

Rovnako ako pri jednostranne votknutom nosníku aj teraz si numerický výpočet overíme analytickým riešením pomocou programu Ansys.

	Mode	Frequency [Hz]
1	1.	31,75
2	2.	87,503
3	3.	171,59
4	4.	242,22
5	5.	283,88
6	6.	400,08

Obr. 3. 7 Výsledky modálnej analýzy

Na obrázku 3.7 vidíme, že výsledky sa opäť takmer zhodujú s vypočítanými hodnotami, takže numerický výpočet bol správny. Hodnota vlastnej frekvencie nosníku odpovedá požadovanej vlastnej frekvencii a aj hmotnosť 3,77kg je ideálna. Z toho dôvodu sme sa rozhodli použiť práve obdĺžnikový profil 80x6 mm .

Ako už bolo spomenuté bude požadované, aby sme boli schopní meniť vlastnú frekvenciu nosníka. To dosiahneme tým, že budeme meniť jeho dĺžku. Pre vyjadrenie vlastnej frekvencie v závislosti na dĺžke použijeme vzorec (3.38). Pre dĺžku nosníku  $L_1 = 1\text{m}$  je vlastná frekvencia  $\omega_1 = 31,75\text{ Hz}$  teraz budeme chcieť zmeniť vlastnú frekvenciu na  $\omega_2 = 40\text{ Hz}$ . Potom pre dĺžku platí:

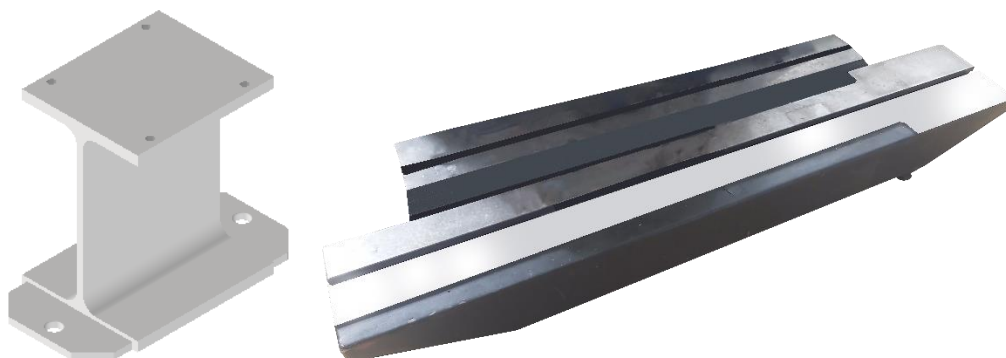
$$L_2 = \sqrt{\frac{L_1^2 \omega_1}{\omega_2}} \quad [\text{m}] \quad (3.39)$$

$$L_2 = \sqrt{\frac{1^2 \cdot 31,75}{40}} = 0,890\text{ m} \quad (3.40)$$

Teraz už máme navrhnutý profil a spôsob uloženia nosníku, ktorý použijeme. Následne je potrebné navrhnuť nosnú konštrukciu a spôsob uchytenia nosníku. Taktiež montážnu plochu, na ktorú pripevníme motor a testované objekty.

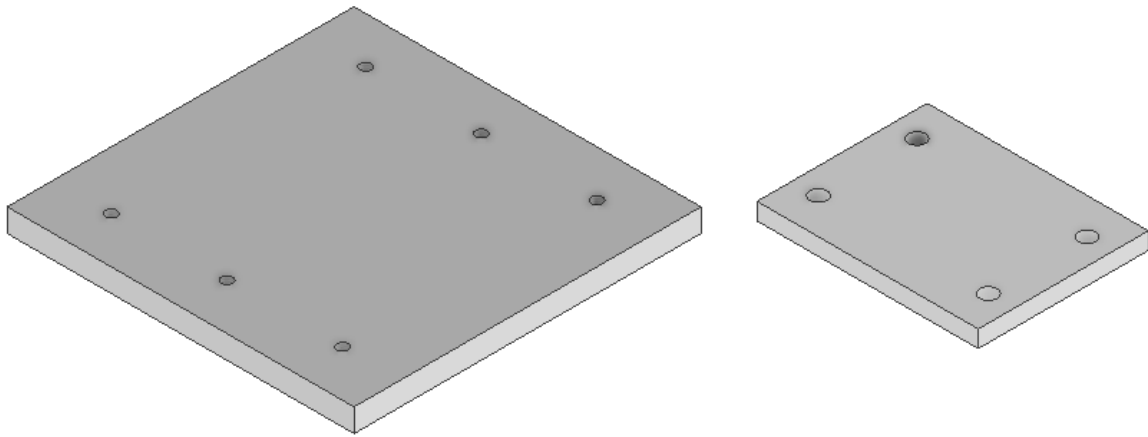
### 3.3 Výsledný návrh konštrukcie

Ako votknutie pre nosník budú použité dva IPE profily 220, každý na jednej strane nosníku. IPE profil predstavuje odľahčenú verziu I profilu. Na IPE profil bude prizváraný úchyt (plochá tyč 100x6x38mm) s dierou. Táto časť bude slúžiť k pripevneniu IPE profilu na podstavu. Pripevnenie sa vykoná pomocou T matíc, keďže podstava obsahuje T drážku. Podstava, ktorá bude použitá je dostupná v učebni. Na obrázku 3.8 môžeme vidieť spomínaný IPE profil a masívnu podstavu. IPE profil bude k podstave pripevnený dvoma skrutkami M10.



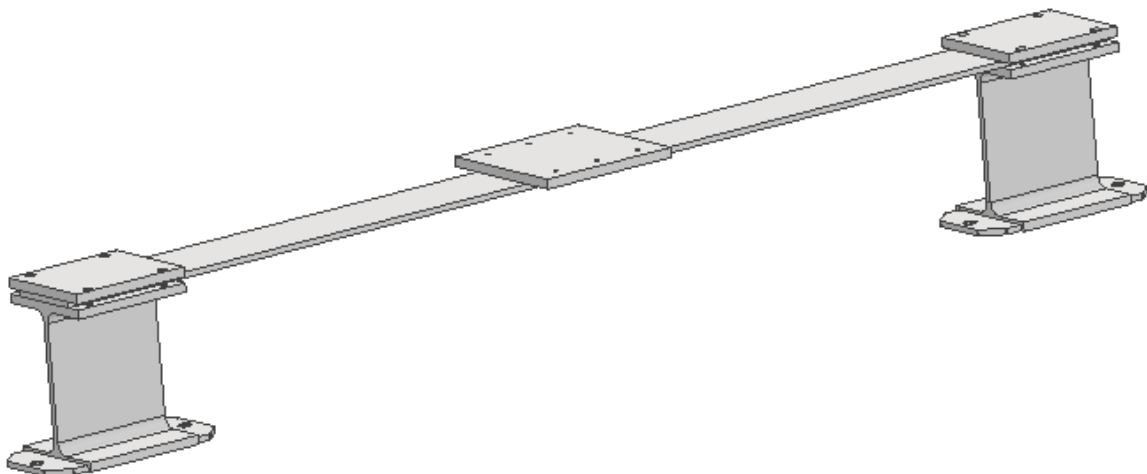
Obr. 3. 8 IPE profil 220 a masívna podstava

Následne môžeme prejsť k montážnej podložke. Pôjde o plochú tyč s rozmermi 150x10x150mm. Montážna podložka bude pripevnená v strede nosníku. V podložke budú rovnomerne umiestnené diery so závitom M6, tak aby sa na podložku dalo jednoducho namontovať testovacie zariadenie. Ako posledné treba zvoliť spôsob uchytenia nosníku k IPE podporám. Rozhodli sme sa nosník pripevniť pomocou sťahovacích príložiek. Bude sa jednať o plochú tyč 130x10x110mm. Na každej nohe bude umiestnená jedna príložka, ktorá pomocou štyroch skrutiek M8 pripevní nosník k IPE profilom. Na obrázku 3.9 na ľavej strane môžeme vidieť montážnu podložku a na pravej strane sťahovaciu príložku.



*Obr. 3. 9 Montážna doska a sťahovacia príložka*

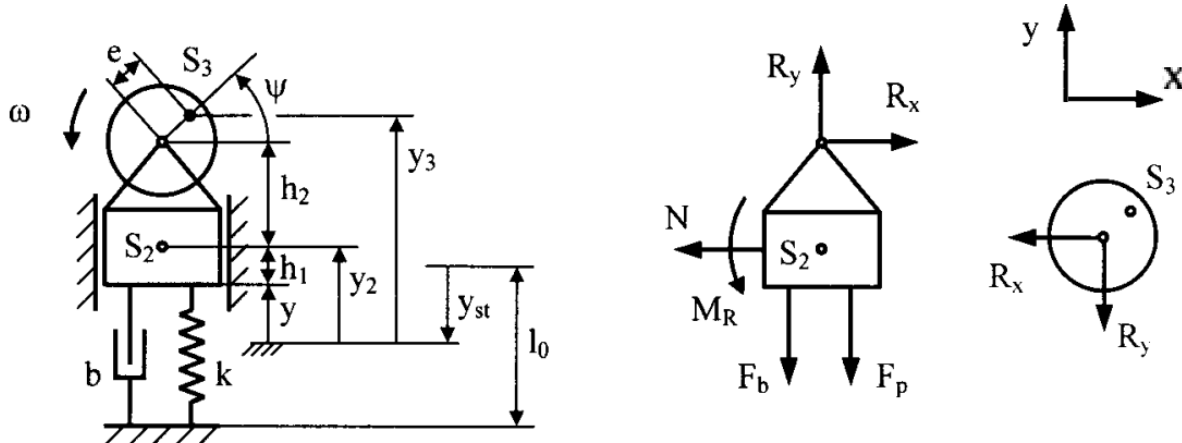
Následne po zmontovaní všetkých súčiastok dostávame výslednú sústavu (obr. 3.10). Samozrejme ešte musíme zvoliť budenie a teda vibračný motor, ktorý bude pripevnený v strede nosníku, pod montážnou podložkou. Voľba vibračného motoru bude priblížená v ďalšej kapitole.



*Obr. 3. 10 Výsledný návrh konštrukcie*

## 4 NÁVRH BUĎIČA VIBRÁCIÍ S NEVÝVAHOU

Ako už bolo v rešerši spomenuté ide o zariadenie, ktoré využíva rotáciu nevyváženej hmoty na vznik vibrácií. Na obrázku 4.1 môžeme vidieť analýzu systému s nevyváženou rotujúcou hmotou zo silového hľadiska. Informácie pre matematický popis problému s z [17].



Obr. 4. 1 Silový rozbor systému s nevyváženou rotujúcou hmotou [17]

Uvažujme, že máme na pružne uloženom základe (v našom prípade na nosníku) o hmotnosti  $m_2$  namontovaný nevyvážený kotúč o hmotnosti  $m_3$ , ktorý sa otáča uhlovou rýchlosťou  $\omega$ . Stred hmotnosti kotúča je excentricky posunutý voči osi rotácie o vzdialenosť  $e$ . Obe telesá sme si uvoľnili, výchylku základu (nosníku) budeme uvažovať od statickej rovnovážnej polohy  $y$ . Vplyv tiažovej sily je v našom prípade zanedbateľný. Pre riešenie pohybu si napíšeme pohybové rovnice základne a kotúča.

$$m_2 \ddot{y}_2 = -F_b - F_p + R_y, \quad m_3 \ddot{y}_3 = -R_y \quad (4.1)$$

Ďalej si vyjadríme súradnice stredu hmotnosti:

$$y_2 = y + h_1 \quad y_3 = y + h_1 + h_2 + e \sin \psi, \quad \text{kde } \psi = \omega t + \psi_0 \quad (4.2)$$

A vypočítame ich druhé derivácie podľa času:

$$\ddot{y}_2 = \ddot{y} \quad \ddot{y}_3 = \ddot{y} - e\psi^2 \sin \psi, \quad (\ddot{\psi} = 0) \quad (4.3)$$

Následne môžeme z pravej rovnice (4.1) vyjadriť  $R_y$  a dosadiť do ľavej rovnice vrátane vyjadrenia síl v pružine a tlmiči. Potom dostávame tvar rovnice:

$$m_2 \ddot{y} = -b\dot{y} - ky - m_3 \ddot{y} + m_3 e \psi^2 \sin \psi \quad (4.4)$$

Všetky členy s  $y$  prevedieme na jednu stranu a celú rovnicu podelíme  $(m_2 + m_3)$ , po tejto úprave dostávame tvar rovnice:

$$\ddot{y} + 2b_r \Omega \dot{y} + \Omega^2 y = r_e \omega^2 \sin(\omega t + \psi_0) \quad (4.5)$$

Kde:

$$2b_r \Omega = \frac{b}{m_2 + m_3}, \quad \Omega^2 = \frac{k}{m_2 + m_3}, \quad r_e = \frac{m_3 e}{m_2 + m_3} \quad (4.6)$$

Vo vzorci (4.5) môžeme na pravej strane vidieť výslednú silu, ktorou bude pôsobiť rotujúca nevyváha na konštrukciu:

$$F_n = r_e \omega^2 \sin(\omega t + \psi_0) \quad (4.7)$$

Novo zavedenú konštantu  $r_e$  nazývame redukovanou excentricitou kotúča. Pre výpočet amplitúdy výchylky použijeme nasledovný vzorec, kde  $\Omega$  je vlastná frekvencia systému a  $\omega$  je budiaca frekvencia:

$$r = \frac{r_e \omega^2}{\sqrt{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + 4b_r^2 \Omega^2 \omega^2}}, \quad (4.8)$$

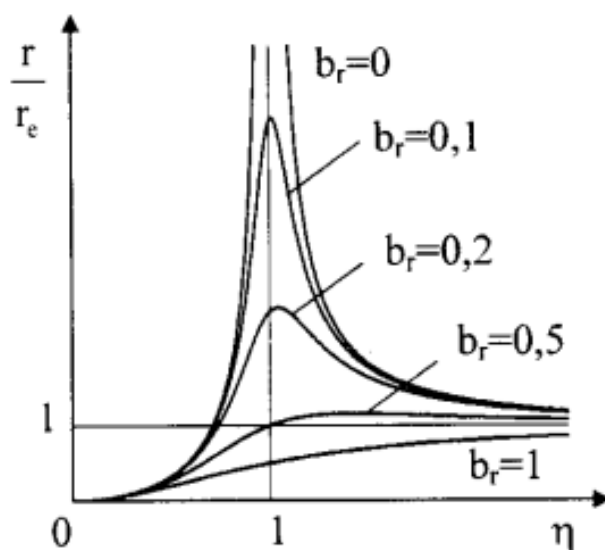
Pre vykreslenie amplitúdo-frekvenčnej charakteristiky ešte potrebujeme upraviť vzorec pre amplitúdu výchylky do bezrozmerného tvaru preto výraz  $r_e \omega^2$  upravíme nasledovne:

$$r_e \omega^2 = \frac{r_e \omega^2 \Omega^2}{\Omega^2} = r_e \eta^2 \Omega^2 \quad (4.9)$$

Dostávame nový parameter  $\eta$ , činiteľ naladenia. Pričom ako už môžeme zo vzorca (2.16) vidieť  $\eta = \frac{\omega}{\Omega}$ . Po dosadení upraveného vzťahu do vzorca pre amplitúdu výchylky dostávame bezrozmerný tvar:

$$\frac{r}{r_e} = \frac{\eta^2}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4b_r^2 \eta^2}} \quad (4.10)$$

Tento tvar nám posluží pri kreslení amplitúdovej charakteristiky (obr. 4.2). Vidíme, že pre nízke hodnoty budiacej frekvencie (činiteľ naladenia  $\eta \approx 0$ ) bez ohľadu na tlmenie sústavy bude pomerná amplitúda prakticky nulová. Naopak, pre vysoké hodnoty budiacej frekvencie (činiteľ naladenia  $\eta \approx \infty$ ) sa bude pomerná amplitúda blížiť 1. Amplitúda ustáleného vynúteného kmitania pre ( $\eta \gg 1$ ) bude prakticky rovná redukovanej excentricite  $r_e$ .



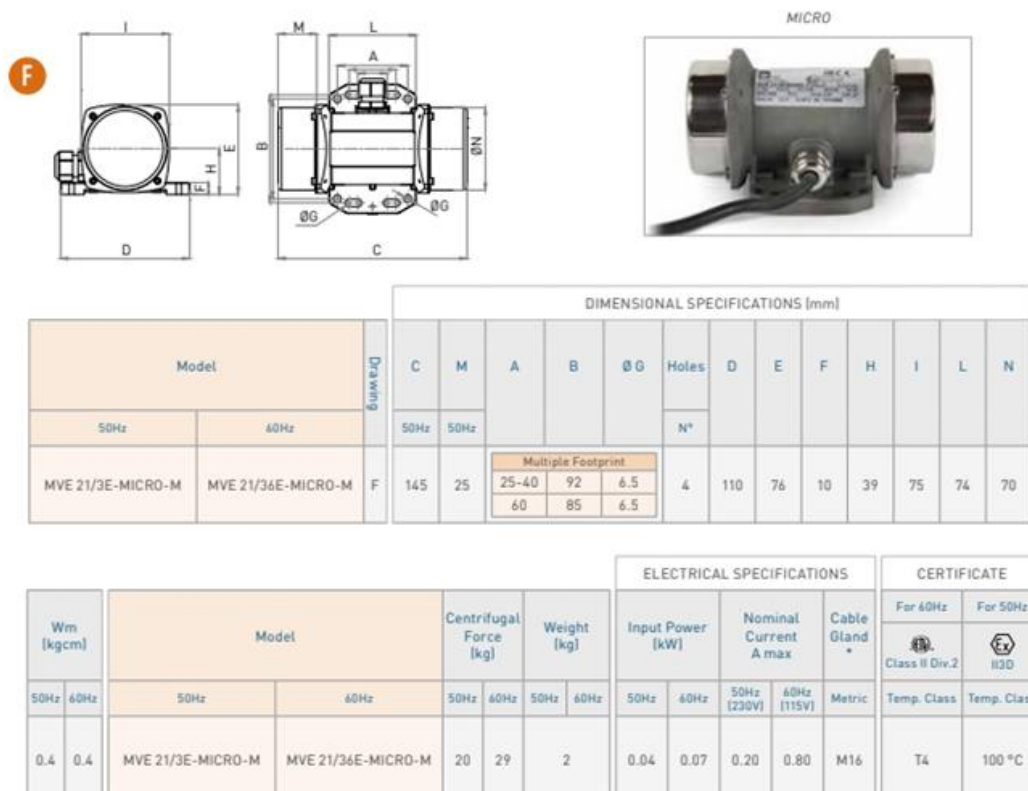
Obr. 4. 2 A-F charakteristika pre kmitanie spôsobené rotáciou nevyváhy [17]

Pre ( $\eta=1$ ) znamená, že sa systém nachádza v rezonancii a teda  $\frac{\omega}{\Omega} = 1$ . V tomto prípade by bola pomerná amplitúda netlmeň sústavy teoreticky nekonečná. Pre tlmeň sústavu v rezonancii má pomerná amplitúda konečnú hodnotu, ktorá je daná:

$$\frac{r}{r_e} = \frac{1}{2b_r} \quad (4.11)$$

#### 4.1 Voľba vibračného motoru

Rozhodli sme sa použiť elektrický vibračný motor pre jeho kompaktnosť a jednoduchosť. Na trhu je mnoho firiem, ktoré ponúkajú vibračné motory. Vyrábajú sa v klasickom prevedení ale aj v prevedení „mikro“. Mikro vibračné motory sa vyznačujú menšími rozmermi a menšími odstredivými silami. Ďalej sú jednofázové a trojfázové. My sme sa rozhodli pre firmu OLI, pretože ponúka práve spomínané mikro motory. Motor s hmotnosťou 2 kg spĺňa požiadavku nízkej hmotnosti a zároveň dokáže vyprodukovať odstredivú silu až 200 N. Všetky parametre a rozmery motoru môžeme vidieť na obrázku 4.3.



Obr. 4. 3 Parametre zvoleného motoru MVE 21/3E micro [6]

Ide o jednofázový vibračný motor, ktorý má dve vinutia. Hlavné vinutie (HV) je pripojené priamo na sieť a k pomocnému vinutiu (PV) je do série zapojený rozbehový kondenzátor s kapacitou 1,5µF. Kondenzátor je integrovaný v napájacom kábli. [18]

##### 4.1.1 Nastavenie sily pomocou nevyvah

Ako už bolo spomenuté, nevyvaha je najdôležitejšia časť vibračného motoru, produkuje odstredivú silu. Pri zvolenom vibračnom motore sú použité plieškové nevyvahy. Nastavenie sily sa vykonáva pridaním alebo odobraním plieškov. Pri maximálnej odstredivej sile 200N sú použité na každej strane štyri pliešky. Najmenšia sila ktorú sme schopní dosiahnuť je 50N. Túto

silu dosiahneme tak, že na každej strane použijeme iba jeden pliešok. Zároveň nie je možné umiestniť nevývahy nerovnomerne, pretože na hriadeli aj na nevývahách je použitý špeciálny výbrus, ktorý chráni pred zlým osadením nevývah.



Obr. 4. 4 Nastavenie nevývah

## 4.2 Riadenie

Informácie pre túto kapitolu sú z [5]. Sieťový kmitočet určuje počet otáčok motora. Náš motor má deklarované, že pri prevádzke na 50 Hz dosahuje maximálne otáčky  $3000 \text{ min}^{-1}$ . Vibračné motory určené na prevádzku pri 50 Hz sa nemôžu prevádzkovať na sieti s kmitočtom 60 Hz alebo pomocou meniču kmitočtu na väčšom kmitočte ako je uvedených 50 Hz. Prevádzka na kmitočte vyššom ako je 50 Hz má za následok výrazné skrátenie životnosti ložísk a môže dôjsť k predčasnemu zlyhaniu ložísk alebo celého motora. Navyše môže dôjsť k poškodeniu alebo zničeniu celého vibračného zariadenia.

Pri prevádzke s meničom kmitočtu musí byť menič vhodný na použitie v kombinácii s daným vibračným motorom. Musí byť zabezpečené, že vysoký nábehový prúd bude počas rozbehu plne k dispozícii. Pri prevádzke motorov s príliš nízkym kmitočtom hrozí, že motory nedosiahnu menovitý počet otáčok alebo sa nesynchronizujú. Odporúča sa motory neprevádzkovať pri kmitočte nižšom ako je 40% sieťového kmitočtu.

### 4.2.1 Frekvenčný menič GD10-0R7G-S2-G

Informácie pre túto kapitolu sú z [19]. Keďže je v našom prípade vyžadované meniť otáčky motora, rozhodli sme sa použiť menič kmitočtu, ktorý je kompatibilný s nami zvoleným vibračným motorom. Jedná sa o ekonomický typ meniča kmitočtu pre bežné aplikácie malých výkonov. Aj napriek tomu poskytuje rôzne funkcie, ktoré majú uplatnenie pre širokú škálu aplikácií. Malé rozmery tohto frekvenčného meniča umožňujú redukovať priestor nutný pre jeho inštaláciu.



Obr. 4. 5 Frekvenčný menič GD10-0R7G-S2-G [19]

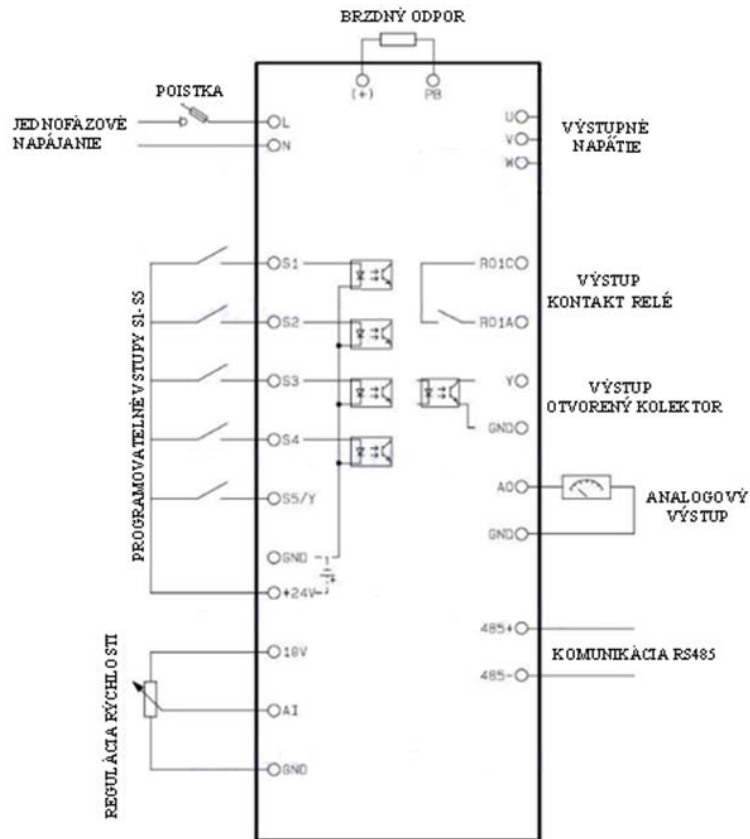
V tabuľke 6 môžeme vidieť parametre nami zvoleného meniča.

<b>Frekvenčný menič GD10-0R7G-S2-G</b>	
Napájacie napätie	230V~ , 50 – 60Hz
Výstupný výkon	0,75 kW
Vstupný prúd	9,3 A
Výstupný prúd	4,2 A
Výstupná frekvencia	0 – 400 Hz
Ovládací Panel	S LED displejom , zabudovaným potenciometrom a možnosťou vzdialenej inštalácie
Vstupy	4 programovateľné digitálne 1 programovateľný digitálny vstup/výstup 1 analógový (0 – 10V/0 – 20mA)
Výstupy	1 relé (250VAC/3A 30VDC/3A) 1 analógový (0 – 10V/0 – 20mA)
Komunikácia	Port RS 485, protokol MODBUS RTU
Riadenie	Cez analógový vstup, zabudovaným potenciometrom, Klávesnicu, Externé vstupy, komunikácia MODBUS, PID regulátor
Ochrany	10 programovateľných typov ochrán
Typ riadenia	U/f

Tabuľka 6 – Parametre frekvenčného meniča [19]

Menič disponuje ochranou proti prepätiu a podpätiu siete. Má zabudované varistory, ktoré chránia pred prepäťovými špičkami, ktoré sa bežne vyskytujú v elektrickej sieti. Neposkytuje však ochranu proti úderu blesku. Zapínanie a vypínanie meniča počas prevádzky vyvoláva vysokofrekvenčné únikové prúdy, ktoré môžu spôsobiť chybnú funkciu ochranného obvodu proti úniku prúdu. Pre takéto prípady sa odporúča použiť prúdový chránič. Pri inštalácii prúdového chrániča musíme dodržať určité pravidlá. Prúdový chránič musí byť inštalovaný pred frekvenčný menič, za ističom a čo najbližšie k meniču. Zároveň vybraný prúdový chránič nesmie byť citlivý na vyššie harmonické kmity a musí byť vhodný pre konkrétne aplikácie meniča. Taktiež súčasťou meniča je ochrana proti nadprúdu a preťaženiu. Táto ochrana sa nastavuje automaticky, podľa zadaných štítkových hodnôt motoru. Iba v špeciálnych prípadoch ak je potrebná zvýšená ochrana alebo z nejakého dôvodu nie je možné použiť vstavanú tepelnú ochranu v meniči, použijeme zapojenie cez externé tepelné relé. Použitie stykačov medzi meničom a motorom je zakázané. Je možné takéto zapojenie využiť iba v špeciálnych prípadoch, pričom musia byť použité ďalšie ochranné prvky.

Na obrázku 4.6 môžeme vidieť popis a rozloženie jednotlivých vstupov a výstupov z meniča. Ako vidíme, môžeme použiť brzdný odpor. Použitie brzdného odporu závisí na charaktere pohonu a jeho dynamike. Použitie brzdného odporu nie je nutné, ale odporúča sa použiť v aplikáciách, kde pri zastavovaní pohonu je kinetická energia väčšia ako elektrická energia nutná pre pohyb vlastného pohonu. V našom zapojení nebudeme využívať brzdný odpor.

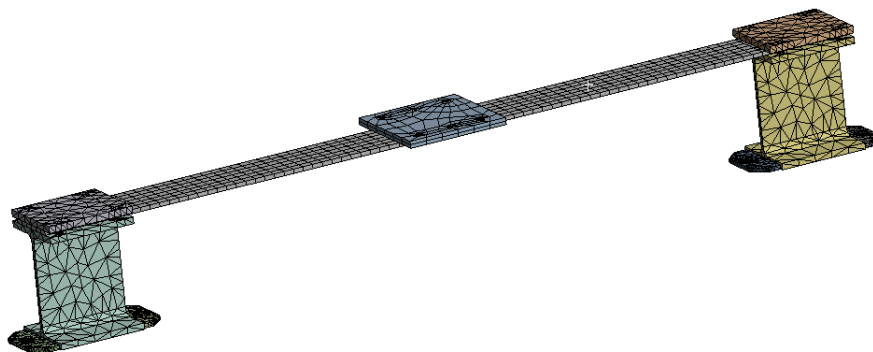


Obr. 4. 6 Popis vstupov a výstupov meniča [19]

### 4.3 Pevnostná kontrola konštrukcie

V tento moment už máme navrhnutú konštrukciu a vybraný vibračný motor, ktorý bude generovať zaťaženie. Preto si musíme overiť, či je konštrukcia dostatočne pevná na dané zaťaženie. Sústava bola vymodelovaná v programe Inventor a následne riešenia pomocou MKP v programe Ansys.

V kapitole 3.2 sme si vypočítali vlastnú frekvenciu nosníku, ale tá sa pridaním ďalších konštrukčných prvkov na nosník určite zmení. Predpokladáme, že vlastná frekvencia konštrukcie bude nižšia ako vlastná frekvencia nosníku. Aby sme si náš predpoklad overili vykonáme modálnu analýzu v programe Ansys. Ako prvé musíme nastaviť dostatočne hustú sieť tak, aby výsledky boli čo najpresnejšie (obr. 4.7).



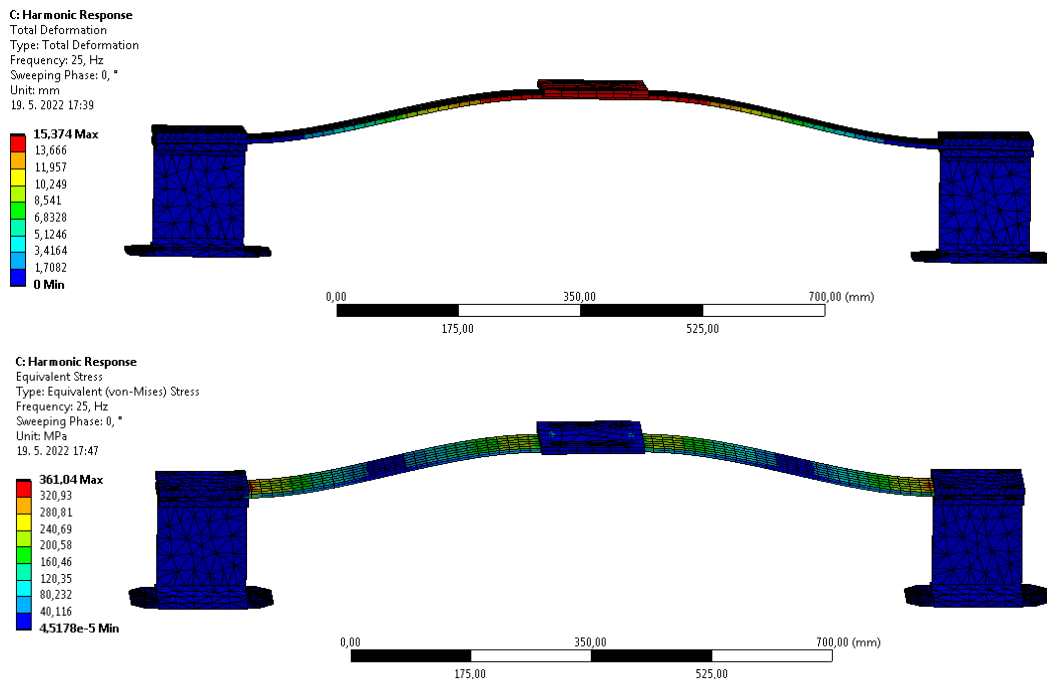
Obr. 4. 7 Nastavenie dostatočne hustej siete

Následně na spodok IPE profilu použijeme väzbu (fixed support). Tým bude simulované pripevnenie k podložke. Po vykonaní výpočtu dostávame hodnoty vlastnej frekvencie konštrukcie. Podľa očakávaní sa hodnoty vlastných frekvencií znížili.

	Mode	✓ Frequency [Hz]
1	1.	24,694
2	2.	52,146
3	3.	79,727
4	4.	92,657
5	5.	121,95
6	6.	183,47

Obr. 4. 8 Výsledok modálnej analýzy

Ďalej môžeme prejsť k analýze harmonickej odozvy (harmonic response), ktorá sa používa na simuláciu toho, ako bude sústava reagovať na sínusovo sa opakujúce dynamické zaťaženie. Opäť si vytvoríme dostatočne hustú sieť a IPE profily zaväzbíme. Sústavu v strede nosníku zaťažíme silou 200 N, túto silu produkuje vibračný motor pri plnom nastavení nevývah. Zároveň interval frekvencie budiacej sily nastavíme tak, aby zahŕňal vlastnú frekvenciu sústavy. Po vykonaní simulácie dostávame maximálnu výchylku a maximálne napätie (obr. 4.9).



Obr. 4. 9 Maximálna deformácia a maximálne napätie pri zaťažení silou 200 N

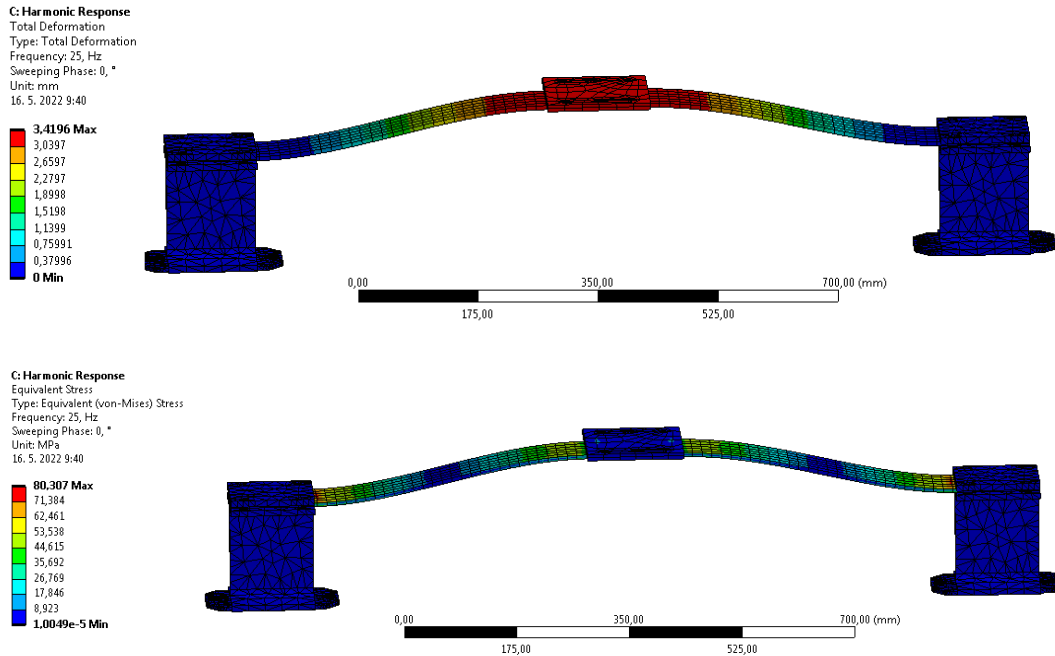
Na obrázku 4.9 vidíme, že maximálna výchylka bude v strede nosníku a maximálne napätie bude v krajných polohách pri votknutí. V tento moment, už poznáme maximálne napätie ( $\sigma_{max}=361,04$  MPa) pri zaťažení silou 200 N. Vďaka tomu sme schopní vypočítať, či sústava dané zaťaženie vydrží. Hodnota medze klzu sa pre náš materiál v tabuľkách udáva  $\sigma_k = 235$  MPa.

Bezpečnosť sústavy vypočítame pomocou nasledujúceho vzťahu:

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{max}} = \frac{235}{361,04} = 0,65 \quad [-] \quad (4. 12)$$

$$k < 1 \rightarrow \text{nevyhovuje} \quad (4. 13)$$

Z výpočtu bezpečnosti sme zistili, že nebude možné sústavu prevádzkovať pri plnom nastavení nevyvah t.j. sila 200 N. Preto budeme musieť prejsť k zníženiu zaťaženia sústavy. To docielime tým, že namiesto štyroch plieškov na každej strane vibračného motoru použijeme iba jeden. Tým dostávame silu 50 N. Následne opäť zopakujeme analýzu harmonickej odozvy (obr. 4.10). A opäť vypočítame bezpečnosť sústavy pri zníženom zaťažení.



Obr. 4. 10 Maximálna deformácia a maximálne napätie pri zaťažení silou 50 N

Bezpečnosť sústavy vypočítame opäť podľa vzťahu:

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{max}} = \frac{235}{80,307} = 2,93 \quad [-] \quad (4. 14)$$

$$k > 1 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4. 15)$$

Pevnostnou kontrolou konštrukcie sme zistili, že prevádzka pri zaťažení silou 50 N bude bezpečná. Následne môžeme prejsť k vyhotoveniu systému. Tomu sa bude venovať nasledujúca kapitola.

## 5 VYHOTOVENIE SYSTÉMU

Ako prvé si zrekapitulujeme, aké komponenty budú použité:

Množstvo [ks]	Názov	Hmotnosť [kg]
2	Noha (IPE profil 220)	7
4	Spodná úchytka (plochá tyč 100x6x38mm)	1
1	Nosník (plochá tyč 80x6x1260mm)	5
2	Príložka (plochá tyč 130x10x110mm)	2,5
1	Montážna doska (plochá tyč 150x10x150mm)	2
8	Skrutka M8	1
4	Skrutka M10	1
4	Skrutka M6	0,5
2	Skrutka M5	0,2
1	Frekvenčný menič	1,8
1	Vibračný motor	2
Celková hmotnosť		24

*Tabuľka 7 – Použité komponenty*

### 5.1. Postup montáže

Ako prvé musíme upraviť rozmery dodaného materiálu tak, aby mali nami požadované rozmery. Na to použijeme pásovú pílu (obr. 5.1). Po úprave rozmerov je potrebné obrúsiť všetky hrany tak, aby neboli ostré a nepredstavovali nebezpečenstvo pre obsluhu.



*Obr. 5. 1 Úprava rozmerov*

Montážnu dosku privaríme na stred k nosníku, aby sme následne mohli vyvítať dokonale prechodné diery. Zároveň privaríme spodné úchytky k IPE nohám. Pomocou týchto úchytiiek sa pripevnia nohy k podstave. Na privarenie použijeme CO<sub>2</sub> zvaračku. Zvary opäť obrúsime (obr. 5.2).



*Obr. 5. 2 Zváranie*

Ďalej si navrtáme všetky potrebné diery. Rozmery dier pod závitky volíme podľa tabuliek.



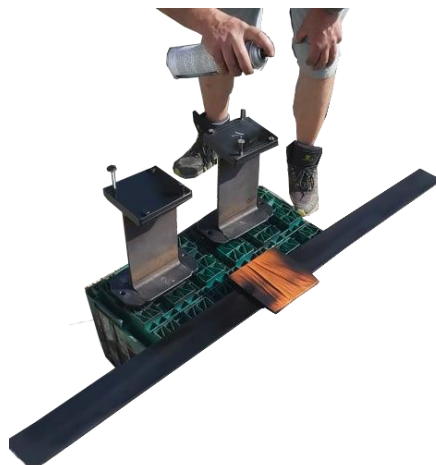
*Obr. 5. 3 Vrtanie dier*

Teraz už máme navrtané všetky diery a môžeme prejsť k vyrezaniu závitov (obr. 5.4). Pre uchytenie nosníku bude v IPE profile štyrikrát závit M8, zároveň v jednom profile narežeme dvakrát závit M5 pomocou ktorého sa pripevní menič. V montážnej doske narežeme desať závitov M6. Štyri závitky budú slúžiť pre pripevnenie vibračného motoru, zvyšné budú slúžiť na prípadné pripevnenie testovacieho objektu.



*Obr. 5. 4 Vyrezanie závitov*

Na záver sme konštrukciu nastriekali farbou. Samozrejme montážna doska a plocha pod motorom budú zakryté páskou tak, aby sa farba na tieto miesta nedostala.



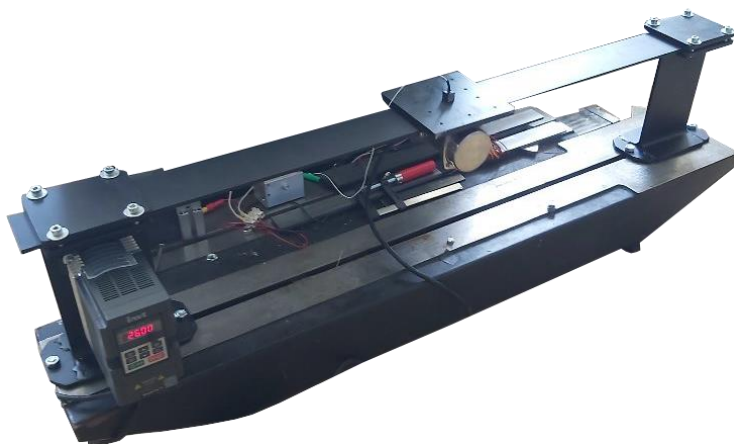
*Obr. 5. 5 Nastriekanie farbou*

Aby sa vibrácie neprenášali na frekvenčný menič, použijeme pod frekvenčný menič gumovú podložku, ktorá nám bude tlmiť vibrácie.



*Obr. 5. 6 Osadenie frekvenčného meniča*

Následne môžeme celú konštrukciu poskladať a pripevniť na podstavu v učebni. Po pripevnení umiestnime do stredu nosníku akcelerometer. Pomocou akcelerometru vykonáme meranie. V nasledujúcej kapitole sa pozrieme na namerané priebehy.



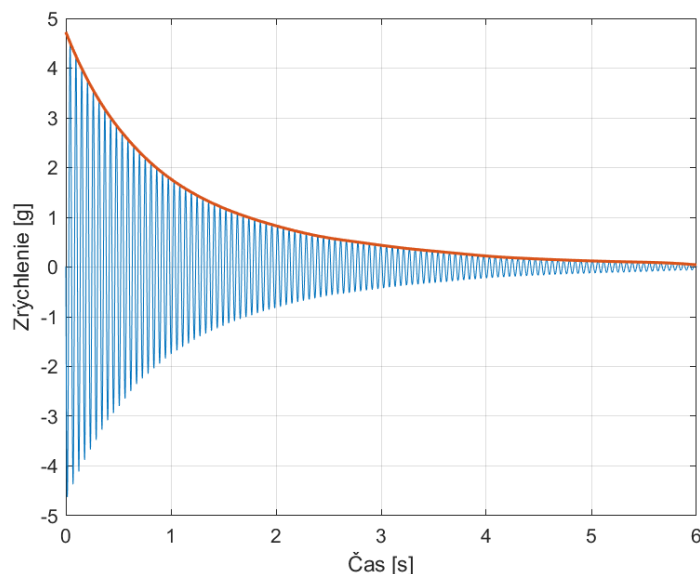
*Obr. 5. 7 Osadenia sústavy v učebni a príprava merania*

## 6 NAMERANÉ PRIEBEHY VIBRÁCII

Na montážnu dosku sme pripevnili akcelerometer, jedná sa o jednoosí piezoelektrický akcelerometer „PCB model 352C33“. A pomocou meracej karty „cDAQ-9171 National Instruments“ sme dáta dostali do PC. Meranie vykonáme pre dve rôzne dĺžky nosníku.

### 6.1 Prvé meranie

Ako prvé sme si nastavili dĺžku nosníku na 97cm. Pri tejto dĺžke budeme prevádzať prvé meranie. Ako prvé si zmeriame odozvu systému pri vybudení kladivom. Z odozvy systému budeme schopní vypočítať pomerný útlm sústavy.



Obr. 6. 1 Odozva sústavy na vybudenie

Po odznení počiatočného prechodového deja, ktorý bol spôsobený úderom kladiva sme si odčítali hodnoty zrýchlenia  $a_t$  a  $a_{t+n}$ . Pričom  $a_t$  bola hodnota zrýchlenia v nami zvolenom peaku a  $a_{t+n}$  bola hodnota zrýchlenia n-tého nasledujúceho peaku. Následne použitím logaritmickeho dekrementu sa dokážeme dopočítať k pomernému útlmu sústavy.

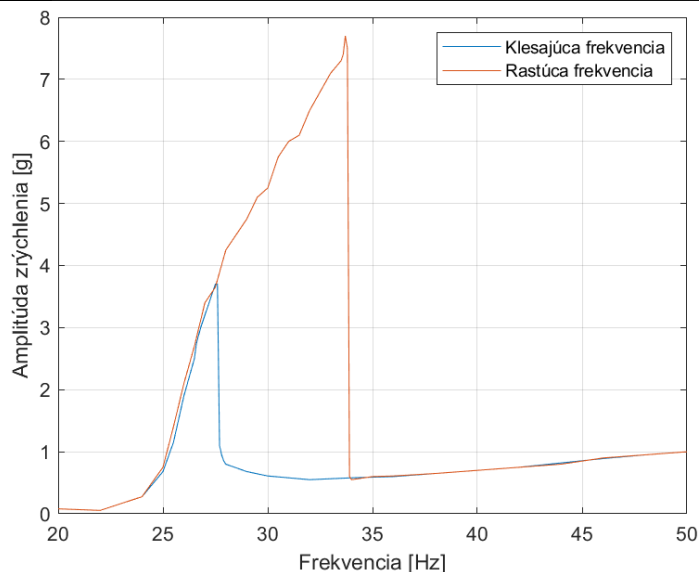
Pomerný útlm sústavy vypočítame podľa vzorca:

$$b_r = \frac{1}{2\pi n} \ln \left( \frac{a_t}{a_{t+n}} \right) \quad (6. 1.)$$

Po dosadení hodnôt zrýchlenia do vzorca dostávame:

$$b_r = \frac{1}{2\pi 5} \ln \left( \frac{4,2775}{3,1864} \right) = 0,0094 \quad [-] \quad (6. 2.)$$

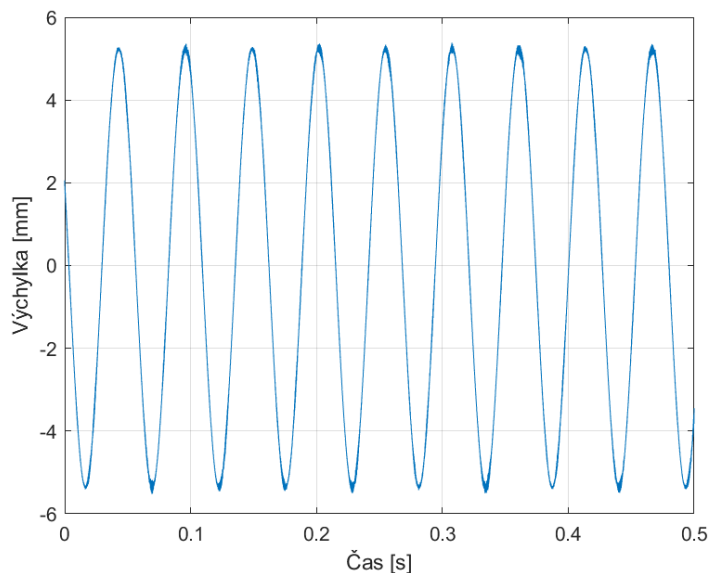
Následne sme prešli k meraniu amplitudovo-frekvenčnej charakteristiky. Ako prvé sme znižovali frekvenciu z 50 Hz na 20 Hz (klesajúca frekvencia). Ďalej sme zopakovali meranie pre zvyšujúcu sa frekvenciu a teda z 20 Hz na 50 Hz (rastúca frekvencia). Po premeraní rozsahov sme dostali závislosť amplitúdy zrýchlenia na frekvencii (obr.6.2).



Obr. 6. 2 Amplitúdo-frekvenčná charakteristika

Z amplitúdo-frekvenčnej charakteristiky je vidieť, že sústava je nelineárna. Hodnota vlastnej frekvencie pri rastúcej frekvencii je 33,7 Hz. Hodnota vlastnej frekvencie pri klesajúcej frekvencii je 27,5 Hz. Taktiež môžeme vidieť, že hodnota amplitúdy zrýchlenia je pre priebeh rastúcej frekvencie značne vyššia ako hodnota amplitúdy zrýchlenia pre priebeh klesajúcej frekvencie.

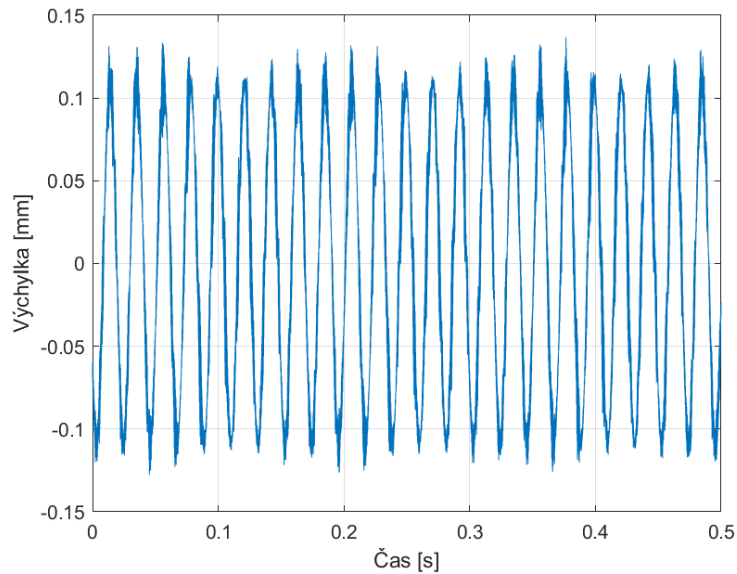
Ako ďalšie sme si zmerali časový priebeh zrýchlenia pri vlastnej frekvencii systému 33,7 Hz. Túto frekvenciu sme si vybrali, pretože dosiahneme maximálnu výchylku. Priebeh zrýchlenia sme si následne previedli na priebeh výchylky využitím dvojitej numerickej integrácie v programe Matlab. Na obrázku 6.3 je vidieť, že maximálna výchylka nosníku s dĺžkou 97 cm bude 5,38 mm.



Obr. 6. 3 Priebeh výchylky v čase pri vlastnej frekvencii 33,7 Hz

Priebeh výchylky na čase pri vlastnej frekvencii už poznáme. Ďalej bolo potrebné zistiť, čo sa stane s výchylkou keď bude sústava budená mimo vlastnej frekvencie. Na obrázku 6.4 vidíme

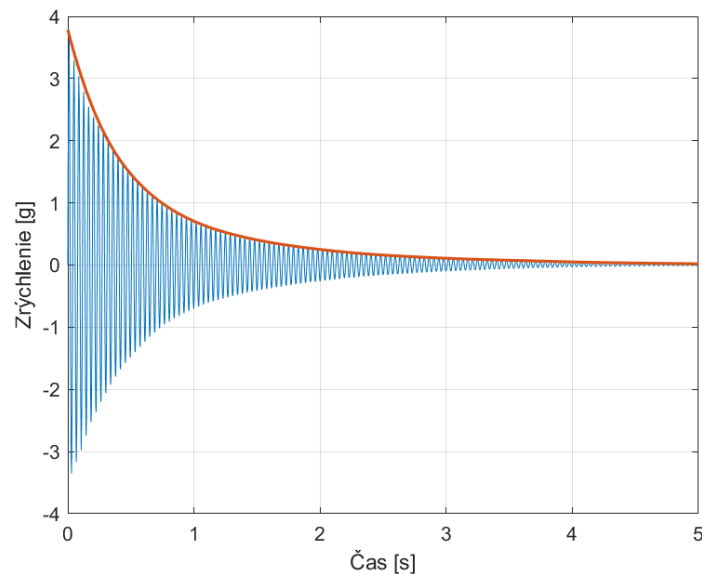
priebeh výchylky v čase pri frekvencii 50 Hz. Maximálna výchylka v tomto prípade dosahuje 0,137 mm.



Obr. 6. 4 Priebeh výchylky v čase pri frekvencii 50 Hz

## 6.2 Druhé meranie

Dĺžku nosníku sme tentokrát nastavili na 80 cm. Pri tejto dĺžke budeme prevádzať druhé meranie. Rovnako ako pri prvom meraní si najprv zmeriame odozvu systému po vybudení.

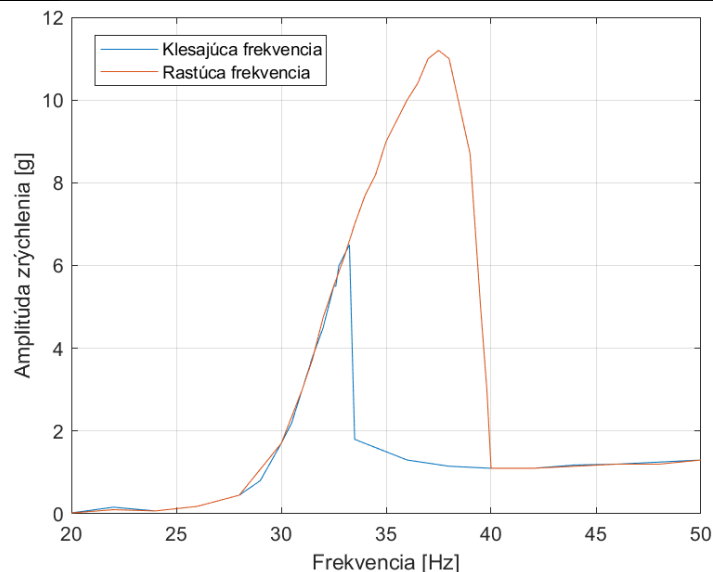


Obr. 6. 5 Odozva sústavy na vybudenie

Opäť si odčítame hodnoty zrýchlenia a následne použitím logaritmického dekrementu dopočítame pomerný útlm sústavy. Po dosadení hodnôt zrýchlenia do vzorca (6.1.) dostávame:

$$b_r = \frac{1}{2\pi 5} \ln \left( \frac{3,0387}{2,1497} \right) = 0,0110 [-] \quad (6.3.)$$

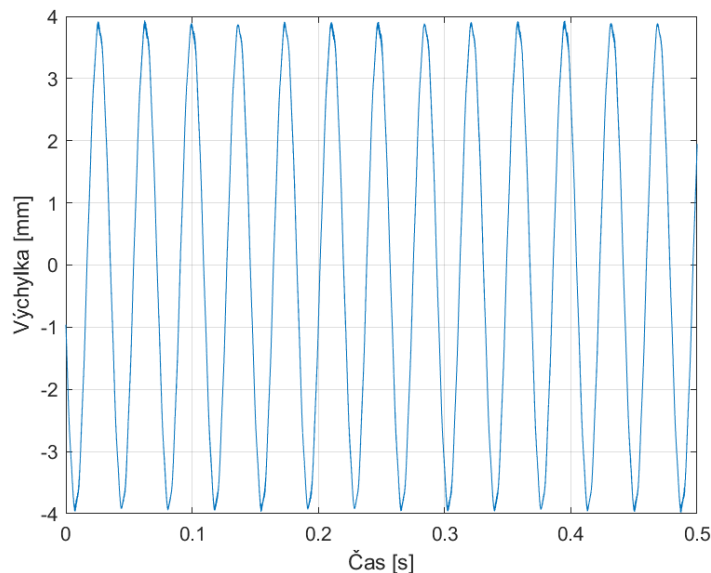
Následne sme prešli k meraniu amplitudo-frekvenčnej charakteristiky. Rovnako ako pri prvom meraní sme frekvenciu najprv znižovali a následne sme ju zvyšovali. Po premeraní rozsahov sme dostali závislosť amplitúdy zrýchlenia na frekvencii pre dĺžku nosníku 80 cm (obr.6.6).



Obr. 6. 6 Amplitúdo-frekvenčná charakteristika

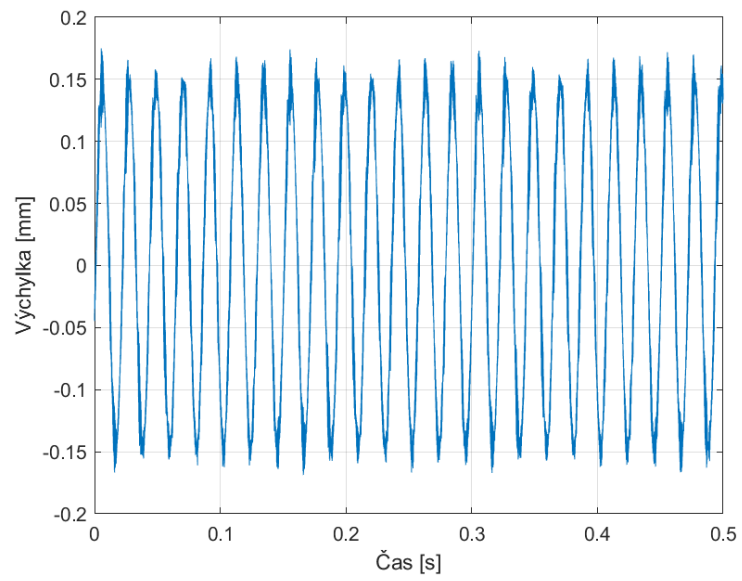
Hodnota vlastnej frekvencie pri rastúcej frekvencii je 37,5 Hz. Hodnota vlastnej frekvencie pri klesajúcej frekvencii je 33,2 Hz. Vidíme, že skrátením nosníku sa nám zvýšili hodnoty vlastných frekvencií a taktiež aj amplitúdy zrýchlenia. Sústava opäť vykazuje nelinearitu.

Ďalej sme si zmerali časový priebeh zrýchlenia pri vlastnej frekvencii systému 37,5 Hz. Priebeh zrýchlenia sme opäť prepočítali na priebeh výchylky. Na obrázku 6.7 je vidieť, že maximálna výchylka nosníku s dĺžkou 80 cm bude 3,94 mm. Skrátením nosníku sa nám veľkosť maximálnej výchylky znížila.



Obr. 6. 7 Priebeh výchylky v čase pri vlastnej frekvencii 37,5 Hz

Na záver sme zmerali priebeh závislosti zrýchlenia na čase mimo vlastnú frekvenciu. Opäť sme použili frekvenciu 50 Hz rovnako ako pri prvom meraní. Maximálna výchylka v tomto prípade predstavuje 0,175 mm.



*Obr. 6. 8* Priebek výchylky v čase pri frekvencii 50 Hz

## 7 ZÁVER

Hlavným cieľom práce bol návrh experimentálnej sústavy s budením nevývahou. Využitie takejto sústavy je v mnohých odvetviach. Je možné ju použiť na únavové vibračné skúšky alebo ako zdroj vibrácií pre vibračné generátory. Práve potreba budenia vibračných generátorov bola hlavnou motiváciou k vyrobeniu experimentálnej sústavy.

Ako prvé bolo nutné vykonať rešerš dostupných možností riešenia. Rešerš práce pozostávala z popisu vibrácií, spôsobov merania vibrácií a okrajovo bol vysvetlený energy harvesting. Z množstva mechanických budičov vibrácií, ktoré boli v práci popísané sa javí ako najvhodnejšie riešenie použitie elektrického vibračného motoru. Preto bola spomenutá konštrukcia a použitie týchto motorov.

Následne sme mohli prejsť k návrhu konštrukcie sústavy. Pri návrhu konštrukcie sme vychádzali z požadovaných parametrov ako maximálna dĺžka nosníku a vlastná frekvencia sústavy. Zároveň bola požiadavka meniť dĺžku nosníku. Všetky tieto požiadavky boli zahrnuté pri návrhu sústavy. Ako prvé bolo potrebné navrhnuť spôsob uloženia nosníku a jeho rozmery. Prvý prístup skúmal jednostranne votknutý nosník, pri ktorom nám vyšli rozmery nosníku 80x25 mm. Pri takomto rozmere bola splnená požiadavka na prvú vlastnú frekvenciu, ale hmotnosť nosníku bola príliš veľká pre naše použitie 15,7 kg. Preto sme prešli k druhému prístupu. Ten skúmal obojstranne votknutý nosník. Opäť sme vykonali výpočet a bolo zistené, že nám najviac vyhovuje nosník s rozmermi 80x6 mm. Pre tento rozmer vychádzala prvá vlastná frekvencia 31,5 Hz a hmotnosť 3,77 kg. V tomto prípade boli splnené požiadavky na hodnotu vlastnej frekvencie a aj hmotnosť bola vyhovujúca. Preto sme sa rozhodli použiť práve tento rozmer.

Zvyšná konštrukcia bola navrhnutá podľa rozmerov nosníku. Požiadavka na zmenu dĺžky nosníku je vyriešená tak, že budenie je umiestnené v strede nosníku a konštrukcia umožňuje rovnomerne posúvať podpory k sebe. Tým dokážeme zmeniť dĺžku nosníka, a ten bude stále budený v strede.

Ďalšia časť práce sa zaoberala navrhnutím budenia sústavy. Rozhodli sme sa použiť vibračný motor s plieškovými nevývahami, ktorý dokáže vyprodukovať odstredivú silu až 200N. Motor ma na každej strane hriadeľa umiestnené štyri nevývahy. Pomocou MKP riešenia bolo zistené, že táto sila by bola príliš veľká. Preto sme museli prejsť k zníženiu sily motoru odstránením nevývah. Na každej strane ostal jeden pliešok a tým sa znížila sila motoru na 50N. Opäť sme vykonali riešenie pomocou MKP a bolo zistené, že takto veľká sila nám vyhovuje. Keďže bolo potrebné meniť hodnotu frekvencie budenia, rozhodli sme sa použiť frekvenčný menič. Pomocou frekvenčného meniča sme schopní meniť frekvenciu budenia sústavy.

Pri realizácii sústavy bola použitá pásová píla, stolová vtáčka a zváračka. Postup realizácie bol popísaný v kapitole 5.

Na záver bola sústava osadená v učebni, kde sa na sústavu pripevnil akcelerometer a boli vykonané merania. Z meraní je jasne vidieť, že sústava je nelineárna. Meranie sme vykonali pre dve rôzne dĺžky nosníku. Hodnoty vlastnej frekvencie pri kratšom nosníku boli vyššie, čo je v zhode s teóriou.

Všetky ciele práce boli splnené. Sústava funguje a je možné ju použiť či už na vibračné skúšky alebo ako zdroj pre vibračné generátory. Do budúcnosti by bolo možné zmerať, aké výkony

sme schopní dosiahnuť pomocou vibračného generátoru pri budení sústavou, ktorá bola predmetom práce.

## ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV

- [1] Den Hartog, Jacob Pieter. Mechanical vibrations. Courier Corporation, 1985.
- [2] Anekar, Nitinkumar. (2014). DESIGN AND TESTING OF UNBALANCED MASS MECHANICAL VIBRATION EXCITER. International Journal of Research in Engineering and Technology. 03. 107-112. 10.15623/ijret.2014.0308017.
- [3] Kříž, Rudolf. Stavba a provoz strojů 3: Mechanismy. SNTL, 1983.
- [4] VEBAC VIBRO [online]. 2012 [cit. 2022-01-18]. Dostupné z: <https://www.webac-vibro.com/>
- [5] FRIEDRICH SCHWINGTECHNIK – MANUAL VIBRATION MOTORS [online]. 2019 [cit. 2022-01-18]. Dostupné z: [https://www.friedrich-schwingtechnik.de/assets/downloads/friedrich\\_manual\\_vibration\\_motors\\_F\\_sk.pdf](https://www.friedrich-schwingtechnik.de/assets/downloads/friedrich_manual_vibration_motors_F_sk.pdf)
- [6] INDUSTRIAL VIBRATORS [online]. 2018 [cit. 2022-01-18]. Dostupné z: <https://elektropohony.sk/wp-content/uploads/2018/09/PDF-Download-Vibra%C4%8Dn%C3%A9-elektromotory.pdf>
- [7] STROJE NA BETON [online]. 2021 [cit. 2022-01-18]. Dostupné z: <http://www.strojenabeton.sk/--6-57-vibracny-stol-150>
- [8] TEARDOWN XBOX 360 CONTROLLER [online]. 2018 [cit. 2022-01-18]. Dostupné z: <https://www.digikey.cz/en/maker/projects/teardown-xbox-360-usb-controller/8a96242e298b4008a1534cc835531fbc>
- [9] NETTERVIBRATION MANUAL [online]. 2019 [cit. 2022-01-18]. Dostupné z: <https://www.nettervibration.com/fileadmin/Products/NEG/BA-NEG-1762EN.pdf>
- [10] HADAS, Z. a C. ONDRUSEK. Nonlinear spring-less electromagnetic vibration energy harvesting system. The European Physical Journal Special Topics [online]. Berlin/Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2015, 224(14-15), 2881-2896 [cit. 2020-05-10]. DOI: 10.1140/epjst/e2015-02595-3. ISSN 1951-6355.
- [11] ENERGY HARVESTING SYSTEMS POWER THE POWERLESS [online]. 2012 [cit. 2022-01-18]. Dostupné z: <https://pdfserv.maximintegrated.com/en/an/AN5259.pdf>
- [12] HOW DOES AN ACCELEROMETER WORK AND WHAT IS IT USED FOR? [online]. 2020 [cit. 2022-01-18]. Dostupné z: <https://www.tme.eu/en/news/library-articles/page/22568/how-does-an-accelerometer-work-and-what-is-it-used-for/>
- [13] VOJÁČEK Antonín. Měření vibrací pro diagnostiku opotřebení strojů. [online] 2015 [cit. 2022-01-18] Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/mereni-a-regulace/mereni-vibraci-pro-diagnostiku-opotrebeni-stroju.html>
- [14] HELIENEK, M. Měření vibrací na obráběcích strojích. Brno: Vysoké učení technické v Brně Fakulta strojního inženýrství 2014. 33 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jan Vetiška Ph.D..
- [15] DIGITAL LASER DOPPLER VIBROMETERS FOR NON-CINTACT VIBRATION MEASUREMENT. [online] 2020 [cit. 2022-01-18] Dostupné z: <https://www.optomet.com/products/>
- [16] IRVINE T., BENDING FREQUENCIES OF BEAMS, RODS, AND PIPES [online]. 2012 [cit. 2022-01-18]. Dostupné z: <https://www.vibrationdata.com/tutorials2/beam.pdf>
- [17] VALÁŠEK, M. and BAUMA, V., a Šika Z. Mechanika B. 2. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006. [cit. 6.4.2022]

- [18] PREHLAD A ZAPOJENIE ELEKTRICKÝCH MOTOROV [online]. 2020 [cit. 2022-01-18]. Dostupné z:<https://www.elektrolab.eu/blog/prehľad-a-zapojenie-elektrických-motorov>
- [19] SHENZHEN INVT ELECTRIC – OPERATION MANUAL GOODRIVE 10 [online]. 2017 [cit. 2022-01-18]. Dostupné z: <https://www.invtcz.cz/data/product/product-file/4-file-2063187141.pdf>

## ZOZNAM TABULIEK A OBRÁZKOV

### Zoznam tabuliek

Tabuľka 1 – Parametre budičov .....	15
Tabuľka 2 – Korene frekvenčnej rovnice .....	31
Tabuľka 3 – Vlastná frekvencia nosníku s dĺžkou 1m .....	31
Tabuľka 4 – Korene frekvenčnej rovnice .....	33
Tabuľka 5 – Vlastná frekvencia nosníku s dĺžkou 1m .....	34
Tabuľka 6 – Parametre frekvenčného meniča .....	41
Tabuľka 7 – Použité komponenty .....	45

### Zoznam obrázkov

Obr. 2.1 Voľné netlmené kmitanie .....	11
Obr. 2.2 Priebeh voľných netlmených kmitov .....	11
Obr. 2.3 Voľné tlmené kmitanie .....	12
Obr. 2.4 Priebeh voľných tlmených kmitov .....	12
Obr. 2.5 Amplitúda pre rôzne hodnoty pomerného útlmu .....	13
Obr. 2.6 Nútené kmitanie .....	14
Obr. 2.7 Priebeh nútených kmitov .....	14
Obr. 2.8 A-F charakteristika pre rôzne hodnoty pomerného útlmu .....	15
Obr. 2.9 Excentrický kľukový mechanizmus .....	16
Obr. 2.10 Kulisový mechanizmus .....	16
Obr. 2.11 Vačkový mechanizmus .....	17
Obr. 2.12 Mechanizmus s nevyváženou hmotou .....	17
Obr. 2.13 Guľôčkový vibromotor .....	18
Obr. 2.14 Turbínový vibromotor .....	18
Obr. 2.15 Piestový vibromotor .....	18
Obr. 2.16 Konštrukcia vibračného motoru .....	19
Obr. 2.17 Nastavenie odstredivej sily a typ nevyváhy .....	20
Obr. 2.18 Typické použitie vibračných motorov .....	21
Obr. 2.19 Správna montáž vibračného motoru .....	21
Obr. 2.20 Zdroje energie pre EH .....	22
Obr. 2.21 Všeobecná schéma vibračného generátoru .....	22
Obr. 2.22 Reálne vyhotovenie rôznych typov akcelerometrov .....	23

Obr. 2.23 Piezoelektrický akcelerometer .....	24
Obr. 2.24 Piezorezistívny akcelerometer .....	24
Obr. 2.25 Kapacitný akcelerometer .....	24
Obr. 2.26 Správna montáž akcelerometra .....	25
Obr. 2.27 Vibrometre založená na princípe akcelerometrov .....	26
Obr. 2.28 Jednobodový laserový vibrometer .....	26
Obr. 2.29 Skenovací laserový vibrometer .....	27
Obr. 3.1 Obojstranne a jednostranne votknutý nosník .....	28
Obr. 3.2 Jednostranne votknutý nosník .....	29
Obr. 3.3 Vlastné tvary jednostranne votknutého nosníku .....	31
Obr. 3.4 Výsledky modálnej analýzy .....	32
Obr. 3.5 Obojstranne votknutý nosník .....	32
Obr. 3.6 Vlastné tvary obojstranne votknutého nosníku .....	34
Obr. 3.7 Výsledky modalnej analýzy .....	35
Obr. 3.8 IPE profil 220 a masívna podstava .....	35
Obr. 3.9 Montážna doska a sťahovacia príložka .....	36
Obr. 3.10 Výsledný návrh konštrukcie .....	36
Obr. 4.1 Silový rozbor systému s nevyváženou rotujúcou hmotou .....	37
Obr. 4.2 A-F charakteristika pre kmitanie spôsobené rotáciou nevyváhy .....	38
Obr. 4.3 Parametre zvoleného motoru MVE 21/3E micro .....	39
Obr. 4.4 Nastavenie nevyváh .....	40
Obr. 4.5 Frekvenčný menič GD10-0R7G-S2-G .....	40
Obr. 4.6 Popis vstupov a výstupov meniča .....	42
Obr. 4.7 Nastavenie dostatočne hustej siete .....	42
Obr. 4.8 Výsledok modálnej analýzy .....	43
Obr. 4.9 Maximálna deformácia a maximálne napätie pri zaťažení silou 200 N .....	43
Obr. 4.10 Maximálna deformácia a maximálne napätie pri zaťažení silou 50 N .....	44
Obr. 5.1 Úprava rozmerov .....	45
Obr. 5.2 Zváranie .....	46
Obr. 5.3 Vŕtanie dier .....	46
Obr. 5.4 Vyrezanie závitov .....	46
Obr. 5.5 Nastriekanie farbou .....	47
Obr. 5.6 Osadenie frekvenčného meniča .....	47
Obr. 5.7 Osadenie sústavy v učebni a príprava merania .....	47
Obr. 6.1 Odozva sústavy na vybudenie .....	48

Obr. 6.2 Amplitúdo-frekvenčná charakteristika .....	49
Obr. 6.3 Priebeh výchylky v čase pri vlastnej frekvencii 33,7 Hz .....	49
Obr. 6.4 Priebeh výchylky v čase pri frekvencii 50 Hz.....	50
Obr. 6.5 Odozva sústavy na vybudenie .....	50
Obr. 6.6 Amplitúdo-frekvenčná charakteristika .....	51
Obr. 6.7 Priebeh výchylky v čase pri vlastnej frekvencii 37,5 Hz .....	51
Obr. 6.8 Priebeh výchylky v čase pri frekvencii 50 Hz.....	52