



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

VIBRAČNÍ GENERÁTOR JAKO DYNAMICKÝ TLUMIČ VIBRACÍ

VIBRATION ENERGY HARVESTER AS A TUNED MASS DAMPER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

David Novák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Ondřej Rubeš

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student:	David Novák
Studijní program:	Aplikované vědy v inženýrství
Studijní obor:	Mechatronika
Vedoucí práce:	Ing. Ondřej Rubeš
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 bakalářské práce:

Vibrační generátor jako dynamický tlumič vibrací

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vibrační generátory jsou zpravidla uvažovány bez zpětného vlivu na vibrující soustavu. Tento vliv však bývá podstatný a může ho být s výhodou využito. Práce by měla tuto možnost popsat jak po stránce rešeršní, tak po stránce modelu a simulací.

Cíle bakalářské práce:

1. Rešerše vlivu vibračního generátoru na vibrující základnu.
2. Model vibračního generátoru na vibrující základně včetně zpětného ovlivnění této základny.
3. Hledání parametrů pro maximalizaci získaného elektrického výkonu a pro maximalizaci tlumícího efektu.

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku.

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
ředitel ústavu

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

Abstrakt

Táto bakalárska práca sa zaoberá návrhom vibračného generátora ako dynamického tlmiča vibrácií. Práca obsahuje rešeršnú časť, ktorá preskúmava spôsoby tmenia mechanických sústav a vplyvu vibračného generátora na vibrujúcu základňu. Na základe týchto znalostí boli odvodené pohybové rovnice pre návrh modelu v programe SIMULINK, kde sme optimalizovali parametre pre maximalizáciu získaného elektrického výkonu a maximalizáciu tlmiaceho efektu.

Abstract

This bachelor thesis it's about vibration energy harvester as a tuned mass damper the design of a vibration generator as a dynamic vibration damper. The work contains a research part, which examines the methods of damping mechanical systems and the influence of the vibrating generator on the vibrating base. Based on this knowledge, equations of motion were derived for the design of the model in the SIMULINK program, where we optimized the parameters for maximizing the obtained electrical power and maximizing the damping effect.

Kľúčové slová

Vibračný generátor, DVA, harvester, hltič vibrácií, vibrujúca základňa, hmotnostný tlmič, dynamická sústava

Keywords

Vibration energy harvester, DVA, harvester, dynamic vibration absorber, tuned mass damper, dynamic system

Bibliografická citácia

NOVÁK, David. Vibrační generátor jako dynamický tlumič vibrací. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/137116>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. Vedoucí práce Ondřej Rubeš.

Čestné prehlásenie

Ja, David Novák, prehlasujem, že som bakalársku prácu na tému Vibračný generátor ako dynamický tlmič vibrácií vypracoval samostatne s radami od vedúceho práce Ing. Ondreja Rubeša a zároveň s použitím odbornej literatúry a ďalších informačných zdrojov, ktoré sú všetky uvedené v zozname použitej literatúry.

David Novák

Brno

.....

Pod'akovanie

Chcem sa pod'akovať svojmu vedúcemu práce Ing. Ondrejovi Rubešovi za cenné rady a odbornú pomoc, ktoré mi poskytol pri písaní mojej bakalárskej práce.

Obsah

Úvod	9
Cieľ práce	10
1 Rešeršná časť	11
1.1 Dynamický hltič vibrácií	11
1.2 Základný koncept	12
1.2.1 Netlmený hltič vibrácií	12
1.2.2 Tlmený hltič vibrácií	14
2 Rozbor vibračného generátora	17
2.1 Metóda stanovenia pohybových rovníc	19
3 Tvorba modelu v programe MATLAB SIMULINK	22
3.1 Vibračný generátor pripojený k vibrujúcej základni	22
3.2 Budenie vibrujúcej základne	25
3.3 Amplitúda výchylky vibrujúcej základne	25
3.4 Amplitúda výchylky generátora	27
3.5 Generovaný výkon sústavy	28
3.6 Generovaný výkon pre rôzne hodnoty elektromagnetického tlmenia	29
3.7 Zhodnotenie výsledkov	30
Záver	32
Zoznam použitej literatúry	33
Zoznam obrázkov	34
Zoznam príloh	35

Úvod

Doteraz sme považovali vibrácie u mechanických sústav za nežiadúce, ale kladenie požiadaviek na vysokú spotrebu elektrickej energie nám dáva priestor objavovať nové spôsoby získavania energie. Každým rokom kladú elektronické zariadenia dôraz na čo najvyšší výkon. Preto je potrebné nabíjať elektronické zariadenia deň čo deň. Dnes si už nevieme ani predstaviť svet bez týchto smart vecí. Vplyvom čoraz väčšej elektrifikácie je nutné využiť poznatkov získavania elektrickej energie z vibrácií

S rýchlym rozvojom techniky prichádzajú aj nové spôsoby získavania energie. Jednou z nich je zisk elektrickej energie z mechanických vibrácií.

Vibračné generátory sú väčšinou uvažované na generovanie elektrického výkonu. Ziskom tejto energie môžeme napájať zariadenia ako sú senzory alebo dobíjať naše smart hodinky pomocou chôdze. Ak sa však pripoja k vibrujúcemu mechanizmu tak je dokázané, že ich vplyvom na tento systém dokážeme zredukovať výchylku tohto systému. Tento poznatok nám ponúka priestor preskúmať tento vplyv ďalej.

Ciel' práce

1. Rešerš vplyvu vibračného generátoru na vibrujúcu základňu.
2. Model vibračného generátora na vibrujúcej základni vrátane spätného ovplyvnenia tejto základne.
3. Hľadanie optimálnych parametrov pre maximalizáciu získaného elektrického výkonu a pre maximalizáciu tlmiaceho efektu.

1 Rešeršná časť

1.1 Dynamický hltič vibrácii

Dynamické hltiče vibrácii sú mechanické prídavne zariadenia, ktoré sa skladajú z pružiny a tlmiča. Hlavný systém môže byť vystavený obrovským vibráciám.

Dynamické hltiče vibrácii sú mechanické prídavné zariadenia, využívané na zníženie amplitúdy vibrácii v špecifickom rozsahu hlavného systému, ktorý chceme tlmiť a to hlavne v okolí rezonančnej frekvencie.

V roku 1909 sa Frahm pokúsil skonštruovať jeden z prvých hltičov vibrácii vôbec. Jeho hlavná myšlienka bola znížiť amplitúdu v oblasti rezonančnej frekvencie primárnej tlmenej sústavy. Prvý pokus, ktorý ešte neobsahoval tlmič bol spočiatku jednoduchý. Pripojením prídavnej hmotnosti pomocou pružiny k primárnej sústave sa mala zredukovať výchylka v rezonančnom stave. Ak bol hlavný systém vybudovaný frekvenciou, ktorá sa blížila k vlastnej, tak prítomnosť hltiča vibrácii mal za následok výrazne zníženie amplitúdy kmitania. Tento prvotný návrh bol neskôr vylepšený Denom Hartogom v roku 1943. Pridaním tlmiča rozšíril frekvenčné spektrum a zlepšil odozvu primárneho systému. Takto vylepšený prídavný mechanizmus, ktorý už dokáže pracovať v širšom frekvenčnom spektre a s lepšou odozvou na primárny systém sa nazýva tlmený dynamický hltič vibrácii.

1.2 Základný koncept

Dynamické pohlcovače vibrácií (DVA) sú založené na myšlienke pripojenia prídavnej hmotnosti k hlavnému systému pre zníženie amplitúdy výchylky u primárneho systému.

Základne typy dynamických hltičov vibrácií

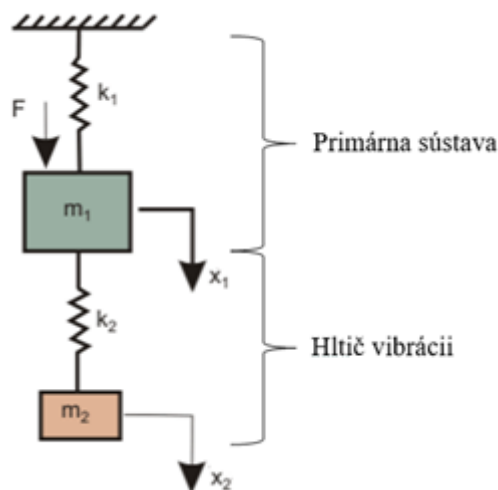
DHV sa zvyčajne delia na tri typy

1. **Netlmený hltič vibrácií:** Pripojením prídavnej hmotnosti k hlavnému systému pomocou pružiny.
2. **Tlmený hltič vibrácií:** Prídavné závažie je tu pripojené k vibrujúcej základne pomocou pružiny a tlmiča.
3. **Hmotnostný tlmič:**

Nižšie si rozoberieme zmienené prvé dva.

1.2.1 Netlmený hltič vibrácií

Primárna sústava s jedným stupňom voľnosti je charakterizovaná hmotnosťou m_1 a pružnosťou k_1 . Pridaním hltiča o hmotnosti m_2 a pružnosti k_2 je možné potlačiť vibrácie primárnej sústavy. Hlavná sústava je budená harmonickou silou s amplitúdou F a je teda uvažovaná ako netlmená. Na obrázku 1.1 je zobrazená schéma modelu netlmeného hltiča vibrácií, ktorý je pripojený na primárnu sústavu s jedným stupňom voľnosti.



Obrázok 1.1 Netlmený hltič vibrácií pripojený na primárnu sústavu s jedným stupňom voľnosti prevzaté z [8]

Chovanie takéhoto systému popisuje sústava dvoch diferenciálnych pohybových rovníc s časovými závislými výchylkami x_1 a x_2

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) &= F \sin(\omega t) \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \quad (1.1)$$

Vyjadrením jednotlivých amplitúd výchyliek závaží m_1 a m_2 sa získajú vzťahy

$$\begin{aligned} X_1 &= \frac{F(k_2 - m_2 \omega^2)}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \\ X_2 &= \frac{F k_2}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \end{aligned} \quad (1.2)$$

Ak sa čitateľ bude rovnat' nule, potom amplitúda výchylky primárneho systému je nulová a teda platí

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} \quad (1.3)$$

Pokiaľ primárny mechanizmus bez pridaného hltiča kmitá v jeho rezonancii $\omega^2 \approx \omega_1^2 = k_1 / m_1$. Tak hltič musí byť naladený na rovnakú frekvenciu

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \quad (1.4)$$

Zadefinovaním vlastnej frekvencie primárneho systému

$$x_{st} = \frac{F}{k_1} \quad \omega_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} \quad (1.5)$$

a vlastnej frekvencie hltiča vibrácii

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}$$

(1.6)

Pre amplitúdu výchylky u vibrujúcej základne a hltiča platia nasledujúce vzťahy

$$\frac{X_1}{x_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left(1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right) \left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right) - \frac{k_2}{k_1}}$$

$$\frac{X_2}{x_{st}} = \frac{1}{\left(1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right) \left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right) - \frac{k_2}{k_1}}$$

(1.7)

Amplitúda výchylky vibrujúcej základne je nulová práve len v jednej frekvencii a to vo frekvencii hltiča. Tento systém je vhodné používať len pre konštantnú budiacu frekvenciu. Použitie takéhoto hltiča je veľmi obmedzujúce.

Ak sa podarí odladiť takýto hltič a neutralizovať primárnu sústavu, tak v systéme po pridaní hltiča vzniknú dva ďalšie rezonančné stavy. Pri návrhu je nutné sa zamerať na udržanie v primeranej vzdialenosti týchto dvoch nových rezonančných frekvencií od predpokladanej frekvencie budenia.

1.2.2 Tlmený hltič vibrácii

Schéma 1.1 znázorňuje primárny systém ku ktorému je pripojený hltič s viskóznym tlmičom. Systém je charakterizovaný hmotnosťou M a pružinou K s prídavnou hmotnosťou m a pružinou k , doplnený o viskóznym tlmič. Tento tlmič má za následok, že tlmený hltič vibrácii je možné použiť aj keď je frekvencia premenlivá.

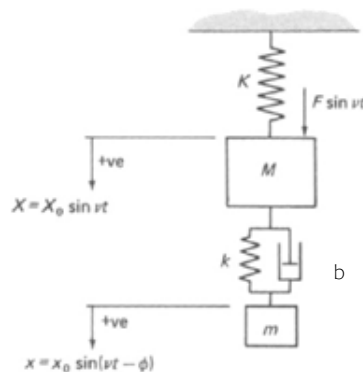


Schéma tlmeného hltiča 1.1 prevzaté z [6]

Tento systém definujú pohybové rovnice, ktoré sú znázornené nižšie

$$\begin{aligned} M\ddot{X} &= F \sin \omega t - KX - k(X - x) - b(\ddot{X} - \ddot{x}) \\ m\ddot{x} &= (X - x) - b(\ddot{X} - \ddot{x}) \end{aligned} \quad (1.8)$$

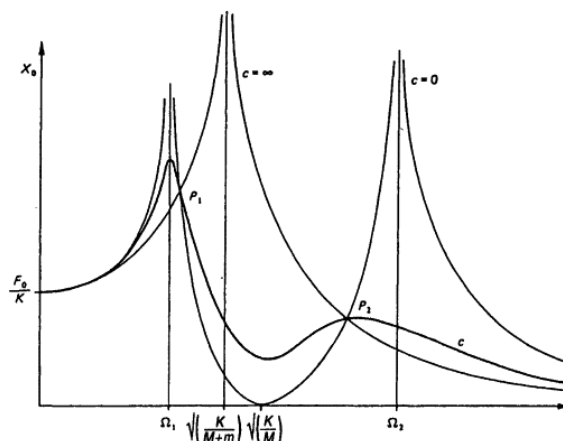
Nahradením $X=X_0 \sin vt$, $x = x_0 \sin (vt - \varnothing)$ po úprave platí

$$X_0 = \frac{F \sqrt{[(k - mv^2)^2 + (bv)^2]}}{\sqrt{\{(k - m_2v^2)(K + k - Mv^2) - k^2\}^2 + [(K - Mv^2 - mv^2)]bv^2\}^2}} \quad (1.9)$$

Za zmienku stojí, ak tlmenie b je nulové, potom pohybová rovnica sa nám zjednoduší na netlmený dynamický systém vid'. (rovnica číslo). Ak bude hodnota b veľmi vysoká platí

$$X_0 = \frac{F}{K - (M + m)v^2} \quad (1.10)$$

Pre stredné hodnoty tlmenia b , amplitúda výchylky primárnej sústavy je zatlmená, ale v jeho vlastnej frekvencii nedosahuje nulových hodnôt.

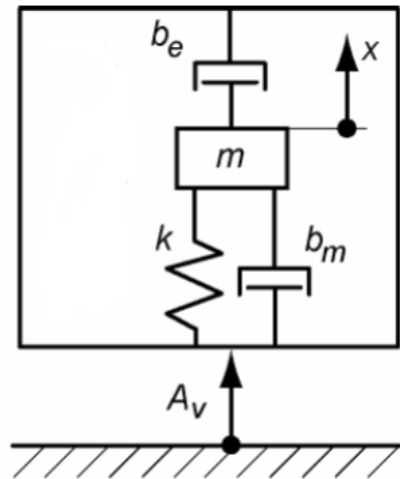


Obrázok 1.2 prevzaté z [6]

Amplitúdu výchylky je možné zredukovať vhodným zvolením parametru tlmenia b a konfiguráciou systému tak, aby body P_1 a P_2 sa nachádzali v jednej rovine na ose y . Zvislá poloha týchto dvoch bodov je podmienená pomerom primárnej (vibračný generátor) a sekundárnej (hltič) vlastnej frekvencie. Jedna z hlavných výhod netlmenej sústavy je nižšia odozva hlavného systému.

2 Rozbor vibračného generátora

Vibračný generátor je zariadenie, ktoré nám generuje elektrický výkon. Pokiaľ je budiaca frekvencia zhodná s vlastnou frekvenciou vibračného generátora dochádza k rezonancii. V rezonancii je harvester schopný generovať elektrický výkon. Na obrázku (2.1) sa nachádza generátor s jedným stupňom voľnosti.



Obrázok 2.1 Schéma vibračného generátora. Prevzaté z [3]

Harvester pozostáva z niekoľkých hlavných prvkov, na ktorých je závislá vlastná frekvencia systému. Uvažujeme tlmič s tuhosťou k , elektromagnetické tlmenie b_e , ktoré nám predstavuje záťaž a mechanické tlmenie b_m charakterizuje trenie. Túto sústavu vybudíme pomocou vonkajšieho zrýchlenia A_v , vďaka ktorému uvedieme hmotnosť m do pohybu. Relatívna výchylka hmoty je znázornená podľa schémy vyššie (číslo schémy).

Využitím znalostí o dynamike hmotného bodu je možné popísať chovanie vibračného generátora nasledujúcim vzťahom.

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = mA_v \quad (2.1)$$

kde tlmenie b je dané súčtom jednotlivých tlmení

$$\ddot{x} + (b_e + b_m)\dot{x} + kx = mA_v \quad (2.2)$$

Pre stanovenie vlastnej frekvencie platí

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.3)$$

Kritické tlmenie je definované ako

$$b_k = 2m\Omega \quad (2.4)$$

Pomerný útlm je daný vzťahom

$$\zeta_0 = \frac{b_e + b_m}{b_k} \quad (2.5)$$

Po dosadení hore uvedených rovníc(2.3)(2.4)(2.5) získame vzťah pre popis obecného tvaru vibračného generátora

$$\ddot{x} + 2\zeta_0\Omega\dot{x} + \Omega^2x = A_v \quad (2.6)$$

Elektromagnetická sila, ktorá je závislá od prúdu v kotve má vzťah

$$F = b_e\dot{x} = b_e v \quad (2.7)$$

Pre určenie okamžitého výkonu podmieneného záťažou platí vzťah v tvare

$$P = b_e\dot{x}^2 \quad (2.8)$$

Pre výpočet bude potrebné stanoviť Q faktor (faktor kvality), ktorý nám charakterizuje kvalitu mechanického spracovania.

$$Q = \frac{1}{\zeta_0} = \frac{b_k}{b_e + b_m} \quad (2.9)$$

2.1 Metóda stanovenia pohybových rovníc

Metód pre popis pohybových rovníc dynamiky hmotného bodu je hneď niekoľko. Pre druh našej aplikácie, ktorá má dva stupne voľnosti je vhodné použiť metodicky postup Lagrangeových rovníc druhého druhu. Táto metóda vie byť efektívna a to z mnohých dôvodov. Rovnice neobsahujú väzbové sily a ich tvar je nezávislý na konkrétnej voľbe obecných súradníc. Pre určenie týchto diferenciálnych rovníc je potrebná znalosť o kinetickej a potenciálnej energii v systéme. Zmieňovaný princíp platí len u konzervatívnych modelových sústav. Vzťahy sú prevzaté z ¹

Pre dynamickú sústavu s n stupňami voľnosti majú Lagrangeové rovnice 2.druhu nasledovný tvar

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} = Q_i \quad (2.10)$$

Kde E_k je kinetická energia sústavy, q_1, q_2, \dots, q_n sú jednotlivé zobecnené súradnice a Q_i nám charakterizuje zobecnené sily.

Zobecnená sila je definovaná ako

$$Q_i = \frac{\partial E_p}{\partial q_i}; i = 1, 2, \dots, n \quad (2.11)$$

potom E_p nám vyjadruje poteciálnu energiu. Po upravení dostávame tvar

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} = 0 \quad (2.12)$$

Keď je sústava zaťažená aj pracovnými silami tak platí

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} = Q_i \quad (2.13)$$

¹ <http://www.umt-old.fme.vutbr.cz/~pkrejci/opory/dynamika/index.html>

Zavedením disipatívnej funkcie zohľadňujeme nelinearitu systému, ktorú charakterizujú nekonzervatívne sily

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} + \frac{\partial E_b}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (2.14)$$

Pre stanovenie celkovej kinetickej energie systému je potrebné poznať vzťah

$$E_k = \frac{1}{2} m v^2 \quad (2.15)$$

kde m je hmotnosť kmitajúcej časti a v jej rýchlosť

Taktiež je potrebné poznať vzťah pre potenciálnu energiu

$$E_p = mgh$$

A disipatívnu funkciu

$$E_b = \frac{1}{2} b v^2 \quad (2.16)$$

kde g je gravitačné zrýchlenie, h jeho vzdialenosť od zvolenej potenciálnej hladiny a m opäť hmotnosť vychylujúcej sa časti.

Zavedením relatívnej výchylky q_1 a q_2 sa získali nasledovné funkcie

Pre kinetickú energiu platí

$$E_k = \frac{1}{2} m_1 \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{q}_2^2 \quad (2.17)$$

Pre potenciálnu energiu platí vzťah

$$E_p = \frac{1}{2} k_1 (q_1)^2 + \frac{1}{2} k_2 (q_2 - q_1)^2 \quad (2.18)$$

Pre disipatívnu funkciu platí vzťah

$$E_b = \frac{1}{2} b_1 (\dot{q}_1)^2 + \frac{1}{2} b_2 (\dot{q}_2 - \dot{q}_1)^2 \quad (2.20)$$

Nekonzervatívne sily konajú prácu podľa vzťahu

$$A = Q_1 q_1 + Q_2 q_2 \tag{2.21}$$

Po dosadení jednotlivých elementov funkcií do Langrangových rovníc druhého druhu a ich vhodnou deriváciou, sa získali dve diferenciálne rovnice druhého druhu.

$$m_1 \ddot{q}_1 + b_1 \dot{q}_1 - b_2 (\dot{q}_2 - \dot{q}_1) + k_1 q_1 - k_2 (q_2 - q_1) = Q_1(t)$$
$$m_2 \ddot{q}_2 + b_2 (\dot{q}_2 - \dot{q}_1) + k_2 (q_2 - q_1) = Q_2(t) \tag{2.22}$$

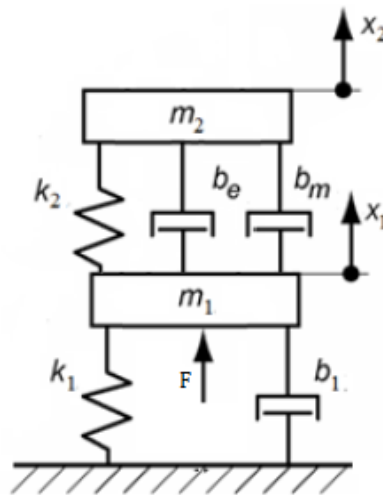
Tieto pohybové rovnice nám poslúžia pre zostrojenie matematického modelu vibračného generátora, ktorý je umiestnený na vibrujúcej základni. Pre takúto analýzu sme využili výpočtový program SIMULINK pre numerické riešenie diferenciálnych rovníc. Viac je rozobraté v nasledujúcej kapitole.

3 Tvorba modelu v programe MATLAB SIMULINK

Výpočtový softvér nazývaný MATLAB je sofistikovaný nástroj nielen pre technické výpočty. Jeho široké využitie a prívetivé prostredie ho robí obľúbeným medzi užívateľmi. Ponúka rozsiahle možnosti vizualizácie technických výpočtov a spracovanie dát. Pre naše numerické riešenie vibračného generátora na vibračnej základni je využitý jeho doplnok prezývaný SIMULINK. Ide o grafickú interpretáciu pohybových diferenciálnych rovníc v reálnom čase. Keďže v prostredí SIMULINK nie je možné vhodné optimalizovať grafické znázornenia, vykresľujú sa jednotlivé závislosti pomocou m-skriptu. V m-skripte máme taktiež zadefinované vstupné parametre, ktoré charakterizujú náš systém.

3.1 Vibračný generátor pripojený k vibrujúcej základni

Na základe poznatkov v rešeršnej časti o dynamických hltičov vibrácii vieme, že ak pripojíme vibračný generátor (harvester) k vibrujúcemu telesu tak ovplyvníme chovanie vibračnej základne. Harvester svojimi parametrami ovplyvní vibrujúce teleso, na ktorom je pripojené. Avšak tu nastáva problém. Ak harvester slúži na generovanie elektrického výkonu musí fungovať v rezonancií. Teda jeho výkon je závislý hlavne na amplitúde relatívnej výchylky. Naopak u vibračnej základne, ktorú potrebujeme zatlmiť nás zaujíma čo najnižšia hodnota amplitúda relatívnej výchylky základne. V ďalšom rozbere sa skúma hľadanie optimálnych parametrov pre maximalizáciu získaného elektrického výkonu a súčasne minimalizáciu amplitúdy výchylky u vibračnej základne.



Obrázok 3.1 Schéma harvestru na vibračnej základne

Obrázok 3.1 popisuje schému pripojeného harvestru k vibrujúcemu systému. Vibrujúca základňa je charakterizovaná hmotnosťou m_1 a tlmením b_1 pružnosťou k_1 , u harvestru znova parametrami m_2 , k_2 , mechanickým tlmením harvestru b_m a elektromagnetickým tlmením b_e , ktoré predstavuje záťaž.

Tento systém vybudzujeme pôsobením harmonickej sily o konštantnej veľkosti na vibrujúcu základňu.

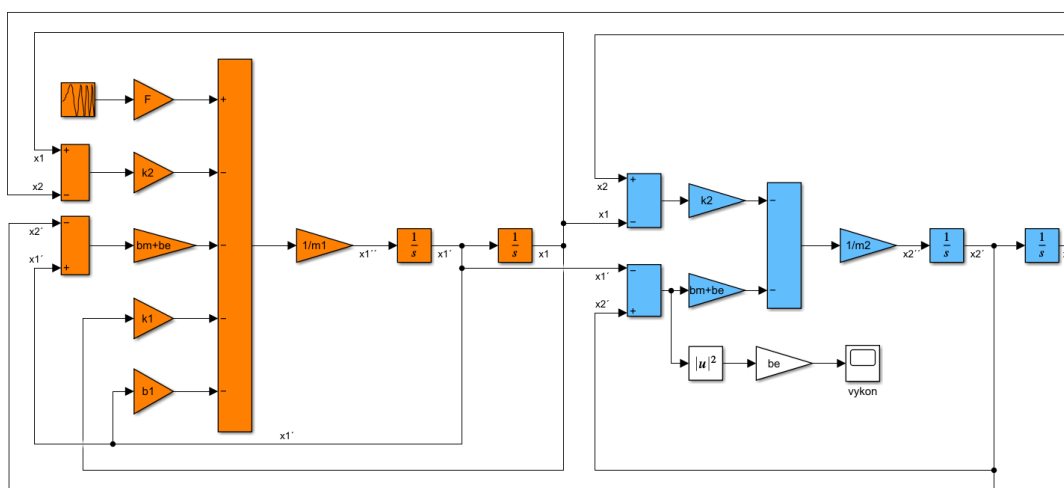
Pre numerické riešenie v programe SIMULINK je nutné poznať predpis pohybových rovníc. Rovnice, ktoré charakterizujú túto sústavu s dvomi stupňami voľnosti sú nasledovné

$$\ddot{x}_1 + \frac{b_1}{m_1} \dot{x}_1 - \frac{b_2}{m_1} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \frac{k_1}{m_1} x_1 - \frac{k_2}{m_1} (x_2 - x_1) = F$$

$$m_1 \ddot{x}_2 + b_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2 (x_2 - x_1) = 0$$

(3.1)

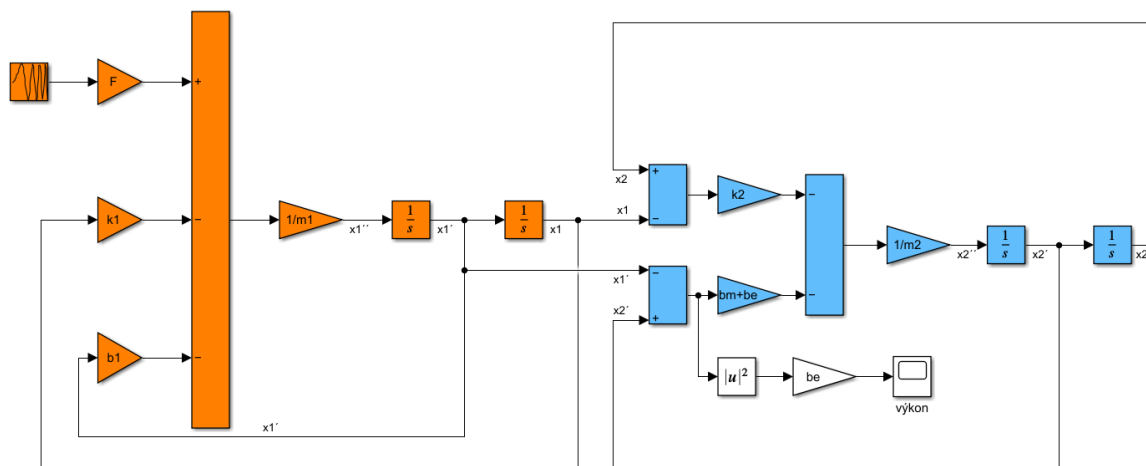
So znalosťou tejto sústavy rovníc bol zostrojený grafický model pre numerické výpočty v programe SIMULINK.



Obrázok 3.2 Model ovplyvnený spätnou väzbou od harvestra

Na obrázok 3.2 sa v ľavej časti nachádza vibrujúca základňa označená oranžovou farbou a pravá časť systému predstavuje harvester.

Pre demonštráciu a porovnanie výsledkov si zavedieme druhý model, ktorý nebude ovplyvnený chovaním vibračného generátora. Z hľadiska realizácie tento jav nie je možný. Ak odstránime spätné väzby znamenalo by to podľa obrázku 3.1, že medzi vibračným generátorom a harvestrom nie je žiadna väzba.



Obrázok 3.3 Model neovplyvnený spätnou väzbou od harvestra

Pre numerické riešenie je nutné zdefinovať parametre jednotlivých častí systému, ako u harvestra tak u vibračnej základne. Definovaním vstupných parametrov ako je hmotnosť m_1 a m_2 , kvality faktor Q_1 a Q_2 a vlastnej frekvencie systému Ω je možné vypočítať ostatné premenné. Oba prvky sústavy naladíme na zhodnú vlastnú frekvenciu. Tieto výpočty su spracované v prílohe parametre.m.

Túto sústavu budíme harmonickou silou o konštatnej veľkosti .

Je vhodné použiť parametre už existujúceho harvestra. Na moju aplikáciu je zvolená hmotnosť kmitajúceho rámu vibračného generátora s planžetovým uložením z bakalárskej práce [2]. Kvôli prehľadnosti bola vytvorená tabuľka (3.1) s parametrami, ktoré sa budú využívať v nasledujúcich krokoch.

m_1	5 kg
m_2	0.170 kg
Q_1	50
Q_2	100
Ω	17 Hz
F	0,52 N

Tabuľka 3.1 zvolených parametrov dynamickej sústavy

k_1	57046
k_2	1934
b_1	10,68
b_m	0,1816

Tabuľka 3.2 dopočítaných hodnôt dynamickej sústavy

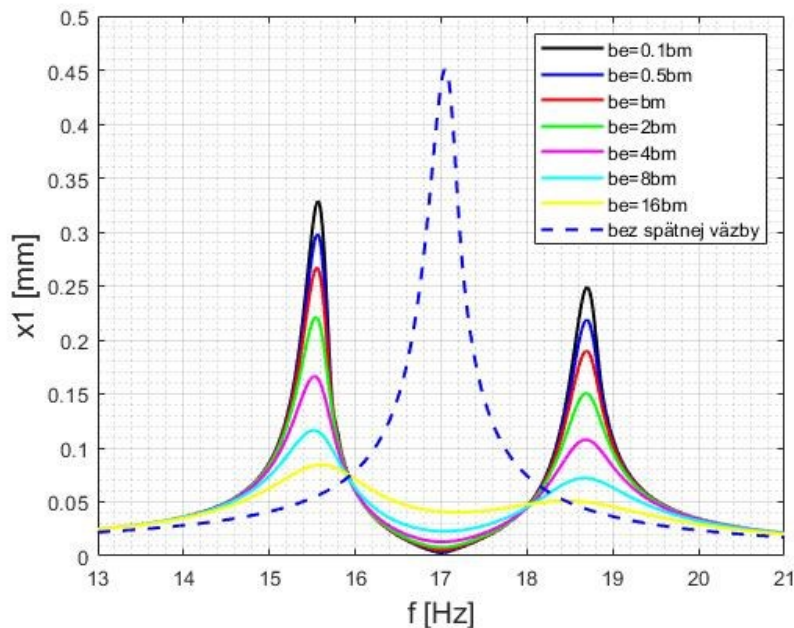
3.2 Budenie vibrujúcej základne

Budiacia sila sa nastaví tak aby zrýchlenie vibračnej základne, ktorá nie je ovplyvnená harvestrom odpovedala hodnote $a_1 = 5 \text{ ms}^{-2}$.

Takéto harmonické budenie s konštantnou veľkosťou sa pohybuje vo frekvenčnom rozsahu 5-30 Hz. Rýchlosť prejazdu sme stanovili na 0.03 Hz s^{-1} a to kvôli eliminácii prechodových javov. Doba simulácie je teda $T = 833 \text{ s}$.

Jediný parameter, ktorý nebol zmieneny je elektromagnetické tlmenie b_e . V nasledujúcich grafoch sa bude pozorovať chovanie dynamickej sústavy pri meniaci sa záťaži. Elektromagnetické tlmenie sa bude pohybovať v násobkoch viskózneho tlmenia.

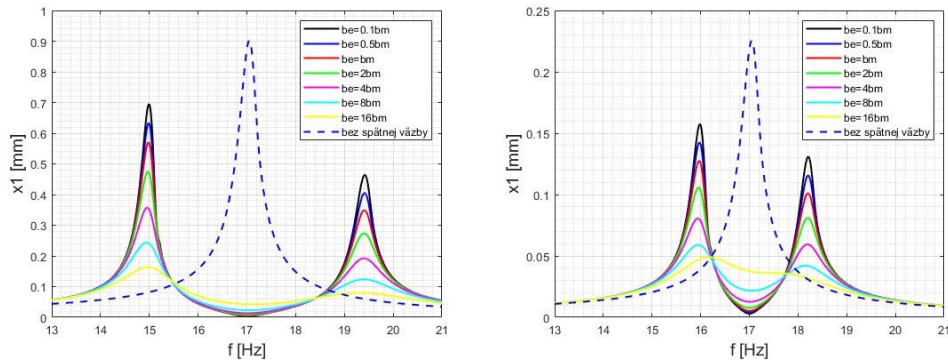
3.3 Amplitúda výchylky vibrujúcej základne



Obrázok 3.4 Graf závislosti amplitúdy výchylky vibračnej základne na frekvencii

Z grafu je zjavné, že pripojením harvestra k vibrujúcej základni so zhodnou vlastnou frekvenciou sa vytvoria v dynamickom systéme dva rezonančné stavy a to mimo ich vlastnej frekvencie. Čiarkovaná krivka nám znázorňuje amplitúdu výchylky sústavy bez spätnej väzby, ktorá je nemenná pretože do vibrujúcej základne nevstupuje odozva od generátora. Z výstupu simulácie je exaktne vidieť ako vplýva odozva harvestra na výchylku vibrujúcej základne. Krivky amplitúdy výchylky majú tendenciu klesať pri rastúcej záťaži. Zaujímavým faktom je, že pri vyšších hodnotách elektromagnetického tlmenia je vidieť ako rastie výchylka v oblasti vlastnej frekvencie sústavy.

Pokus sa zopakoval pri zmene hmotnosti vibrujúcej základne s hodnotami $0,5m_1$ a $2m_1$.



Obrázok 3.5 Graf Amplitúdy výchylky vibrujúcej základne pri zmene jej hmotnosti

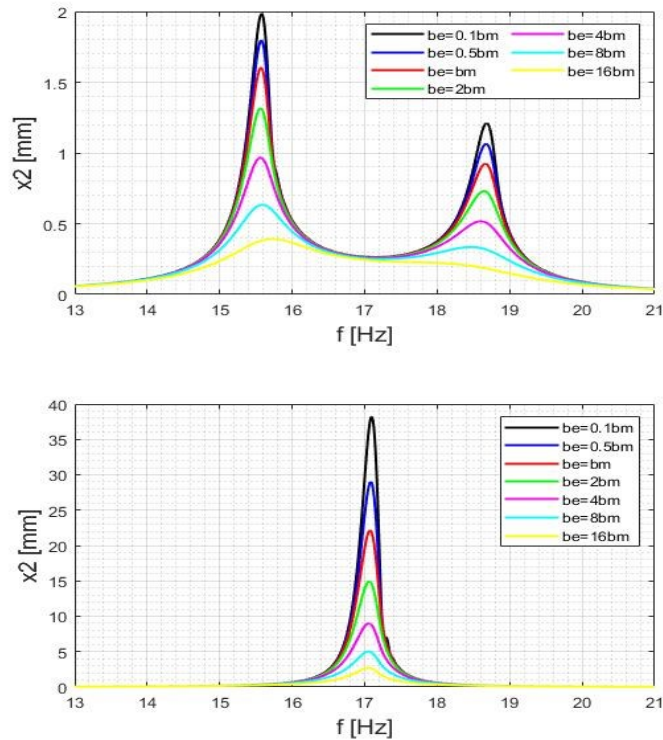
Graf znázornený vľavo pre hodnotu $0,5m_1$ a vpravo s hodnotou základne $2m_1$.

Pri zachovaní konštatnej budiacej sily sa získali vyššie uvedené závislosti. Redukcia hmotnosti vibrujúcej základne vedie k posunu rezonačných stavov od vlastnej frekvencie dynamického systému. Rezonančné frekvencie pri $0,5m_1$ dosahujú hodnôt okolo 15 Hz a 19,5 Hz. U dvojnásobnej hmotnosti základne sa bližia k hodnotám 16 Hz a 18 Hz.

Je možné predpovedať, že pokiaľ sa elektromagnetické tlmenie bude blížiť k nekonečnu tak generátor zatlmíme. Takto zatlmený generátor sa chová ako by bol odpojený od sústavy a nema žiadny vplyv na vibrujúcu základňu. Pre hodnoty záťaže, blížiacie sa k nekonečnu, sa dá očakávať podobná čiarkovaná krivka.

3.4 Amplitúda výchylky generátora

Charakteristika znázorňuje amplitúdu výchylky generátora závislú na frekvencii. Vhodnou voľbou elektromagnetického tlmenia sa vykreslovali jednotlivé krivky.

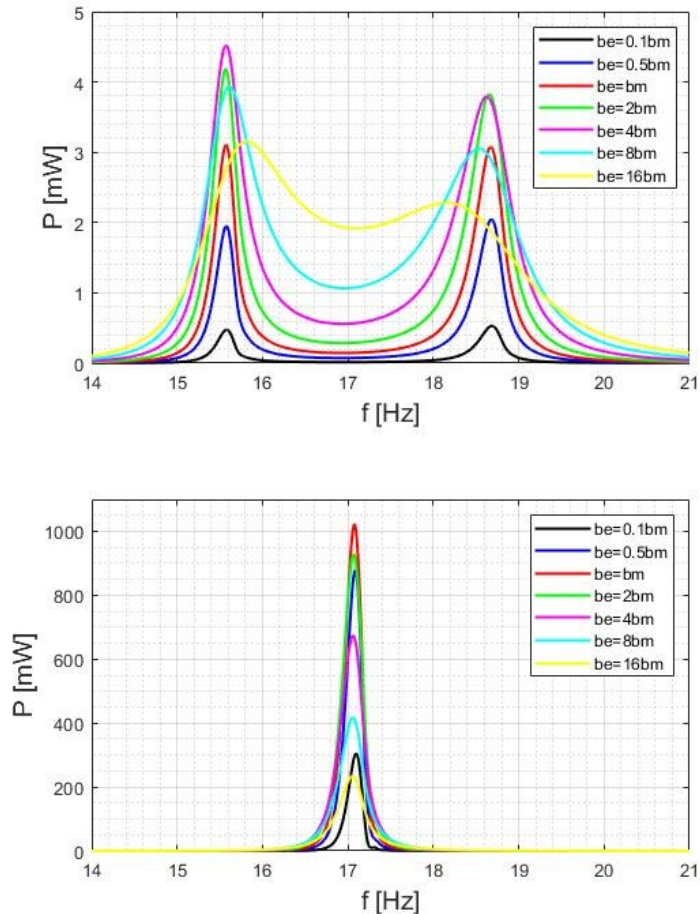


Obrázok 3.5 Graf závislosti amplitúdy výchylky generátora na frekvencii

Z grafu vyplýva, že výchylka harvestru má tendenciu klesať pri rastúcej záťaži. Konštatovanie týchto skutočností má podobný charakter ako v prípade amplitúdy výchylky základne. Zmenou hmotností základne na polovicu a dvojnásobok sa zmení len hodnota amplitúdy výchylky u generátora. Pre túto prácu by bola rozprava o týchto grafoch irelevantá.

3.5 Generovaný výkon sústavy

Jeden z najdôležitejších grafov harvestra zobrazuje závislosť generovaného elektrického výkonu harvestrom na jeho frekvencii. Opäť sme porovnávali dynamické systémy so spätným ovplyvnením a bez spätnej odozvy na vibrujúcu základňu.

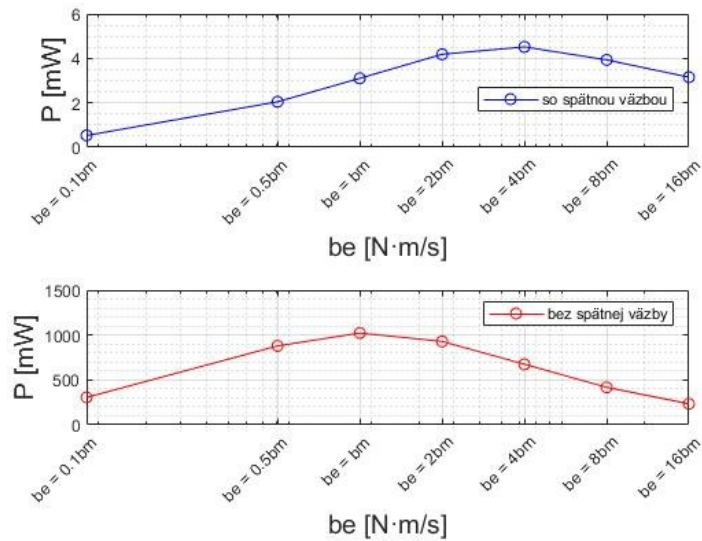


Obrázok 3.6 Graf generovaného elektrického výkonu v závislosti na frekvencii

Graf znázorňuje mnohorádový rozdiel vo výkonoch jednotlivých sústav. Podľa grafu je zrejmé, že pripojením harvestra k vibrujúcej základne sa výraznou mierou znižuje odoberaný elektrický výkon. Zvyšovaním elektromagnetického tlmenia b_e u sústavy ovplyvnenou spätnou väzbou, má krivka tendenciu lámať sa k vlastnej frekvencii sústavy.

Pre zreteľnejšie poukázanie, aký veľký vplyv má elektromagnetické tlmenie na generovaný elektrický výkon, bude potrebné zaviesť ďalšiu závislosť. Vykreslením jednotlivých peakov v rezonačných stavoch a priradením príslušnej záťaži sa bude jednoduchšie určovať optimálny parameter elektromagnetického tlmenia.

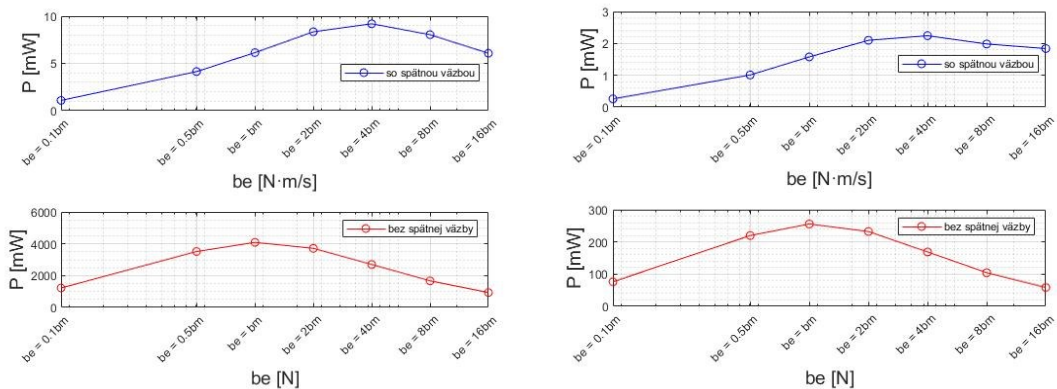
3.6 Generovaný výkon pre rôzne hodnoty elektromagnetického tlmenia



Obrázok 3.7 Grafy závislosti výkonu na hodnotách elektromagnetického tlmenia

Obrázok 3.7 ilustruje grafickú závislosť maximálneho generovaného výkonu v jednotlivých rezonačných stavoch pre dané hodnoty elektromagnetického tlmenia. Pri sústave, ktorá nie je ovplyvnená generátorom je preukazané, že maximálny výkon odoboraného prostredníctvom harvestra je v okolí $b_e = b_m$ najvyšší. Pri dynamickej sústave, kde dochádza k dvom rezonančným stavom, maximálny výkon pre záťaž je daný pre hodnoty $b_e = 4b_m$. Z grafu so spätnou väzbou je zrejmé, že po dosiahnutí optimálnej hodnoty záťaže klesá výkon miernejšie pri zvyšujúcom sa elektromagnetickom tlmení ako pri systéme s jedným stupňom voľnosti. Na základe tejto závislosti je možné predpovedať správanie sa systému pre rôzne hodnoty elektomagnetického tlmenia.

Zopakujeme simuláciu pri zmene hmotnosti základne ako v predchádzajúcich prípadoch.



Obrázok 3.8 Grafy závislosti výkonu a elektromagnetického tlmenia pre rôzne hmotnosti základne

Vľavo sa nachádza graf závislosti pre základňu s hmotnosťou $2m_1$ a vpravo pre hodnotu $0,5m_1$.

Pri zmene hmotnostného pomeru sa nám chovanie kriviek nijak neodlišuje od predchádzajúcich, pri zachovaní pôvodnej hmotnosti m_1 . Napriek tomu sa nám líši maximálny generovaný výkon pri zmene hmotnosti základne. Pri sústave bez spätnej väzby je tá zmena rádovo vyššia ako pri sústave so spätnou odozvou od generátora.

3.7 Zhodnotenie výsledkov

V závere sa dospelo sa k niekoľkým zaujímavým zisteniam. Pri skumaní amplitúdy výchylky u vibrujúcej základne, ktorá je ovplyvnená spätnou odozvou od harvestra, boli zistené dva rezonačné stavy. Tieto rezonačné stavy nie sú zhodné s vlastnou frekvenciou systému. Ďalším zaujímavým poznatkom je fakt, že pri zvyšujúcej sa hodnote elektromagnetického tlmenia nám narastá výchylka základne v oblasti jej vlastnej frekvencie. Amplitúda výchylky základne nám klesá pri zvyšovaní záťaže v oblasti rezonačných stavov u systému s dvomi stupňami voľnosti.

U simulácie amplitúdy výchylky generátora je zjavné, že amplitúda má tendenciu klesať pri zvyšovaní záťaže. Zmenou hmotnosti vibrujúcej základne je možné meniť hodnoty dvoch rezonačných stavov pri systéme ovplyvneného generátorom.

Pre hľadanie optimálneho elektromagnetického tlmenia sa zaviedla grafická závislosť medzi výkonom a záťažou. Z grafu je zjavné, že maximálny výkon sa dosahuje v okolí hodnoty $b_e = 4b_m$.

Výstupom tejto bakalárskej práce by malo byť určenie relevantných hodnôt pre maximalizáciu generovaného výkonu harvestrom a minimalizáciu amplitúdy výchylky vibrujúcej základne.

Pre porovnanie výsledkov zo simulácie je uvedená tabuľka 3.3, kde sa nachádzajú amplitúdy výchylky vibračnej základne pri tomto pomere jednotlivých tlmení generátoru.

x_1 je výchylka základne bez spätnej väzby X_1 je výchylka, pri $b_e = 4b_m$

	$0,5m_1$	m_1	$2m_1$
x_1 [mm]	0,9	0,45	0,225
X_1 [mm]	0,38	0,17	0,08
% [-]	58	62	64

Tabuľka 3.3

Podľa hodnôt priloženej tabuľky 3.3 je evidentne potvrdené, že vplyvom pôsobenia spätnej väzby generátora na vibrujúcu základňu je táto schopná zmenšiť amplitúdu výchylky v rezonančných stavoch viac než o polovicu. Zvyšovaním hmotnosti vibračnej základne zväčšujeme rozdiel medzi výchylkami tlmenej a netlmenej sústavy pôsobiaceho generátora.

Záver

Táto bakalárska práca sa zamierava na skúmanie vplyvu vibračného generátora na vibrujúcu základňu. Vibračné generátory sú zväčša uvažované bez tohto vplyvu. V nasledujúcich krokoch je vysvetlený postup pri riešení a hľadani optimálnych parametrov, ktoré majú za následok dosiahnutie čo najvyššieho tlmiaceho efektu a maximalizáciu odoberaného výkonu z generátora.

V prvej časti, ktorá je rešeršná sme mali za úlohu prešetriť vplyv tlmenia na základňu. O danej problematike je v súčasnosti prebádaného veľmi málo. Preto bolo vhodné sa zamerať na dynamické hltiče vibrácii, ktoré priamo ovplyvňujú chovanie vibrujúcej základne. Tieto hltiče fungujú naladením prídavného mechanizmu na rovnakú vlastnú frekvenciu ako má primárny mechanizmus.

Využitím znalosti o Langrangeovych rovníc druhého druhu a vedomostí o vibračnom generátore bolo možné zostrojenie príslušných pohybových rovníc, ktoré popisujú náš systém s dvoma stupňami voľnosti. Na základe týchto rovníc bol zostrojený model v programe MATLAB SIMULINK a pomocou m-skriptu sa graficky znázornili jednotlivé závislosti. Tento model pozostáva z vibračného generátora pripojeného na vibrujúcu základňu. Pre demonštráciu vplyvu bolo vhodné si zaviesť model, ktorý nie je ovplyvnený generátorom. Pozorovala sa zmena elektromagnetického tlmenia, ktorá sa značne podieľa na zmene amplitúdy výchylky vibrujúcej základne, generátoru a predovšetkým výkonu. Následne sa menila hmotnosť základne, ktorá spôsobovala posunutie rezonančných frekvencií.

Naším výstupom z práce je, že najvyšší generovaný výkon je pri hodnote $\mathbf{b_e = 4b_m}$. Pri tejto hodnote elektromagnetického tlmenie resp. záťaže je možné zaltmiť amplitúdu výchylky vibrujúcej základne v rezonančnom stave viac než o polovicu. Toto platí pri hmotnostnom pomere

$$\mu = 0.034$$

Stoji za uváženie fakt, že pripojením vibračného generátora na základňu sa rádovo znižuje generovaný výkon.

Mojou snahou takisto bolo získať poznatky z praxe. Prisľúbene stretnutie s odborníkmi firmy

B & K s.r.o. sa bohužiaľ nekonalo vzhľadom k ich pracovnému vyt'aženiu.

Zoznam použitej literatúry

- [1] KAŹMIERSKI, T. J.; BEEBY, S., 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
- [2] BEŇO, M. *Návrh vibračného generátoru s planžetovým uložením*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124766>. Bakalárska práca. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojnho inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. Vedoucí bakalárské práce: Ing. Ondrej Rubeš.
- [3] HADAŠ Z. *Mikrogenerátor jako mikromechanická soustava*. Brno, 2007. 98 s. Disertační práce na Fakultě strojního inženýrství Vysokého Učení Technického v Brně na ústavu mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. Školitelé disertační práce doc. Ing. Vladislav Singule, Csc., doc. Ing. Āestmír Ondrušek, Csc.
- [4] HONS, R. *Analýza výkonu energy harvesteru při buzení vibracemi reálného systému*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 36 s. Vedoucí bakalárské práce Ing. Jan Smilek.
- [5] KRATOCHVÍL, C., SLÁVIK. *Mechanika těles: Dynamika*. Brno: Akademické nakladatelství: CERM, s.r.o., 202. 227s. ISBN: 80-214-2260-2.
- [6] MIZUNO, T., TAKASAKI, M., ISHINO, Y. 2017. *Application of phase-locked loop to mass measurement using damped dynamic vibration absorber*. 2017 11 th Asian Control Conference (ASCC). [online] <https://doi.org/10.1109/ascc.2017.8287330>.
- [7] THOMAS, M. D., SADEK, M. M., 1974. *The effectiveness of the impact damper with a spring-supported auxiliary mass*. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 16(2), 109–116. [online] https://doi.org/10.1243/jmes_jour_1974_016_020_02
- [8] MASRI, S., CAFFREY F., 2018. *Response of pounding Dynamic Vibration neutralizer under harmonic and random Excitation*. *Journal of Applied Mechanics*, 86(2). [online] <https://doi.org/10.1115/1.4041910>

Zoznam obrázkov

- Obrázok 1.1 Netlmený hltič vibrácii pripojený na primárnu sústavu s jedným stupňom voľnosti.
- Obrázok 1.2 Schéma tlmeného hltiča
- Obrázok 2.1 Schéma vibračného generátora
- Obrázok 3.1 Schéma harvestru na vibračnej základne
- Obrázok 3.2 Model ovplyvnený spätnou väzbou od harvestra
- Obrázok 3.3 Graf závislosti amplitúdy výchylky vibračnej základne na frekvencii
- Obrázok 3.4 Graf závislosti amplitúdy výchylky vibračnej základne na frekvencii
- Obrázok 3.5 Graf Amplitúdy výchylky vibrujúcej základne pri zmene jej hmotnosti
- Obrázok 3.6 Graf generovaného elektrického výkonu v závislosti na frekvencii
- Obrázok 3.7 Grafy závislosti výkonu na hodnotách elektromagnetického tlmenia
- Obrázok 3.8 Grafy závislosti výkonu a elektromagnetického tlmenia pre rôzne hmotnosti základne

Zoznam príloh

Príloha B – Model vibračného generátora na vibrujúcej základni

Príloha A – Skripty pre vykreslenie grafov