# TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů



# Vibroizolační systém ručně vedených strojů a zařízení s dominantní složkou vibrací

# Vibration Isolation System of Hand-held Tools and Machinery with a Dominant Vibration Component

### Disertační práce

Dissertation Thesis

Autor práce: Author Ing. Martin Vančura

Školitel: Supervisor prof. Ing. Lubomír Pešík, CSc.

Studijní program:P2302 Stroje a zařízeníStudijní obor:2302V010 Konstrukce strojů a zařízeníStudijní zaměření:Části a mechanismy strojůDatum státní doktorské zkoušky:13. 12. 2007Datum odevzdání práce:28. 02. 2012

### Prohlášení o původnosti disertační práce

Prohlašuji, že jsem disertační práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

V Liberci 28. 02. 2012

\_\_\_\_\_

### Prohlášení k využívání výsledků disertační práce

Byl jsem seznámen s tím, že na mou disertační práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé disertační práce a prohlašuji, že souhlasím s případným užitím mé disertační práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užít své disertační práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

V Liberci 28. 02. 2012

\_\_\_\_\_



### Poděkování

Rád bych na tomto místě poděkoval svému školiteli panu prof. Ing. Lubomíru Pešíkovi, CSc. z Katedry částí a mechanismů strojů Technické univerzity v Liberci za jeho velmi kvalitní odborné vedení, konzultace, cenné rady a trpělivost během tvorby této práce. Též bych rád poděkoval doc. Dr. Ing. Pavlu Němečkovi z Katedry vozidel a motorů Technické univerzity v Liberci za pomoc se zajištěním specifických měřících zařízení a odborné připomínky ohledně měření vibrací. Poděkování patří v neposlední řadě také mé přítelkyni, rodině, přátelům a kolegům za jejich podporu, trpělivost a cenné rady při řešení této disertační práce, která vznikla za podpory SGS.





#### Anotace

Disertační práce se zabývá metodami snižování vibrací a jejich účinku na ruce a paže obsluhy ručně vedených strojů a zařízení a uvádí původní konstrukční návrh vibroizolačního systému.

V této souvislosti rovněž pojednává o způsobech měření a hodnocení vibrací, neboť vlivem jejich účinků při dlouhodobé expozici může docházet k závažnému poškození horních končetin obsluhy, tzv. vibrační syndrom rukou a paží (HAVS), který postihuje nervovou soustavu, klouby, kosti, svaly a krevní oběh.

Expozice vibracím tedy představuje významné riziko na pracovišti a z tohoto důvodu je snižování nežádoucích mechanických vibrací klíčovým problémem při návrhu nového stroje či zařízení.

Je parné, že obsluhu stroje ochráníme před účinkem vibrací nejlépe tak, že provedeme několik zásadních opatření, jejichž základem je vyloučení nebo podstatné snížení hodnot vibrací přímo na zdroji. Originální opatření na snížení vibrací a další cílená opatření na zdrojích vibrací jsou zpravidla nejúčinnější a nejefektivnější. Možnosti snižování vibrací mají však svá omezení, takže použití vibroizolačních systémů představuje mnohdy jedinou cestu, jak dosáhnout požadovaných parametrů stroje.

Práce je rozdělena do několika kapitol podle chronologie návrhu nového vibroizolačního systému ručně vedených strojů a zařízení. U reprezentativních vzorků, kterými byly zvoleny harvestory, byla nejprve provedena specifikace charakteru vibrací a následné měření vibrací na jejich držadlech. Pro dynamické analýzy a výpočtové simulace harvestorů, které jsou rovněž součástí této práce, byly určeny důležité dynamické parametry větve olivovníku evropského (Olea europaea) a uvedeny optimální podmínky při mechanické sklizni oliv harvestory.

Práce dále popisuje některé výhody a nevýhody nově navržených variant vibroizolačního systému, z nichž ta nejvýhodnější byla implementována do zvoleného zařízení, které bylo poté jako celek optimalizováno na základě dynamické analýzy a výpočtové simulace provozních podmínek.

Výsledky kvantitativního vyhodnocení minimalizace vibrací na základě měření kinematických veličin na držadlech funkčního vzorku zvoleného zařízení zhotoveného podle návrhu optimalizovaného řešení vibroizolačního systému jsou taktéž součástí této práce a mohou sloužit k další inovaci ručně vedených strojů a zařízení.

### Klíčová slova

Vibrace, měření vibrací, ruční nářadí, harvestor, inovace

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI Fakulta strojní



### Annotation

This dissertation thesis deals with the theory of vibration measurement and vibration risk assessment as well as with the health effects of hand-arm vibration which comes from the use of hand-held power tools and machinery. It also treats of the methods of reducing these vibrations because of too much exposure to hand-arm vibration can cause hand-arm vibration syndrome (HAVS) which affects the nervous system, joints, bones, muscles and blood circulation.

Exposure to hand-arm vibrations emitted from power tools represents a significant occupational health risk, that is why the vibration reduction of undesirable mechanical vibrations is a key challenge in the process of designing a new machine or equipment.

It is obvious, in case we perform a number of key precautions, which are based on elimination, or significant reduction of vibrations values directly to the source, it can cause the best protection of the operator from the effect of vibration of the machine. The original precautions to reduce vibration and other aimed precautions at the sources of vibration are generally the most effective and efficient. Methods to reduce vibration, however, have limitations, so use of the vibration isolation systems is often the only way to achieve the required machine parameters.

The thesis is divided into several sections according to design chronology of a new vibration isolation system of hand-held tools and machinery. First of all, the character of vibration specifications and subsequent vibration measurements on the handles was performed for representative hand-held power tools so called harvesters. The important dynamic parameters of the olive tree limb (Olea europaea) were identified for dynamic analysis and computer simulation of harvesters which are also part of this work as well as given the optimum conditions for mechanical harvesting of olives.

The thesis also describes some advantages and disadvantages of design of the new vibration isolation variants, of which the best was implemented into the selected harvester. It was then optimized as a whole based on dynamic analysis and computer simulation of operating conditions.

The results of quantitative evaluation of vibration minimization based on measurement of the kinematic variables of the handles on the selected functional machine, which was made in accordance with the design of the optimized vibration isolation system, are also part of this thesis and can be used to further innovation of handheld power tools and machinery.

### Keywords

Vibration, Vibration Measurement, Hand-held power tools, Harvester, Innovation





# Obsah

Obsah	IX
Seznam symbolů, zkratek a termínů	XIII
Seznam obrázků	XX
Seznam tabulek	XXIV
Seznam tabulek	XXIV
1 Úvod	
2 Cíle diserteční práce	1
3 Vibrace a jejich ucinky na lidsky organismus	2
3.1 Rozdělení vibrací	2
3.2 Měření a hodnocení expozice vibracím přenášeným na ruce	
3.2.1 Snímače pro měření vibrací	
3.2.2 Umístění a orientace snímačů	
3.2.3 Filtry pro frekvenční vážení a omezení pásma	
3.2.3.1 Přepočet údajů z třetinooktávových pásem na frekvenčně váže	né zrychlení 9
3.2.4 Frekvenční analýza	9
3.2.5 Doba trvání měření vibrací	9
3.2.6 Výpočet denní expozice vibracím	
3.2.7 Hodnocení expozice vibracím	
3.3 Účinky vibrací přenášených na ruce a paže obsluhy	
3.3.1 Vztah mezi expozicí vibracím a účinky na zdraví	
3.3.2 Postižení cév	
3.3.3 Neurologické poruchy	
3.3.4 Postižení pohybového aparátu	
3.3.4.1 Kosti a klouby	
3.3.4.2 Svaly	
3.3.4.3 Další postižení	
3.4 Volná vstupní mechanická impedance soustavy ruka-paže	17
3.4.1 Matematické modely systému ruka-paže	
3.4.1.1 Tříhmotový model volné impedance soustavy ruka-paže	
3.4.1.2 Čtyřhmotový model volné impedance soustavy ruka-paže	19

3.4	.1.3 Porovnání matematických modelů soustavy ruka-paže	19
3.5	Absorbovaný výkon	21
3.6	Dynamická odezva špiček prstů na vibrace	22
3.6	.1 Vliv velikosti a tvaru držadla na odezvu soustavy ruka-paže	23
3.6	.2 Vliv polohy ruky na držadle na odezvu soustavy ruka-paže	24
3.6	.3 Vliv materiálu držadla na odezvu soustavy ruka-paže	24
4 Ob	ecná opatření pro snížení vibrací držadel	24
4.1	Snižování primárních dynamických sil	26
4.1	.1 Vyvažování tuhých rotorů	26
4.1	.2 Vyvažování mechanismů	
4.1	.3 Dynamické absorbéry kmitů	
5 Sti	oje a zařízení s dominantní složkou vibrací	
6 Sti	oje na sklízení ovoce – harvestory	31
6.1	Identifikace vibrací harvestorů	
6.2	Olivovník evropský a jeho dynamické parametry	35
6.2	.1 Fyzikální a mechanické vlastnosti dřeva olivovníku	
6.2	.2 Určení dynamických parametrů větve olivovníku	
6.3	Konstrukce harvestoru	40
6.3	.1 Mechanický model a výpočet hodnot kinematických veličin	
6.3	.2 Zhodnocení	50
6.4	Určení optimálních podmínek pro sklizeň harvestory	50
7 An	tivibrační opatření držadel harvestorů	54
7.1	Konstrukční řešení harvestoru	57
7.1	.1 Mechanický model a dynamický výpočet	58
7.1	.2 Zhodnocení	64
7.2	Minimalizace primárních dynamických sil stroje	65
7.2	.1 Vyvážení rotujících hmot na klikovém hřídeli	65
7.2	.1.1 Mechanický model a dynamický výpočet	67
7.2	.1.2 Zhodnocení	72
7.2	.2 Vyvážení posuvných hmot dvěma vyvažovacími hřídeli	73
7.2	.2.1 Mechanický model a dynamický výpočet	74
7.2	.2.2 Zhodnocení	80

7.2.3 Vyvážení posuvných hmot čtyřmi vyvažovacími hřídeli	
7.2.3.1 Mechanický model a dynamický výpočet	
7.2.3.2 Zhodnocení	
7.2.4 Vyvážení posuvných hmot pístem na stejnolehlé straně	
7.2.4.1 Mechanický model a dynamický výpočet	
7.2.4.2 Zhodnocení	
7.2.5 Vyvážení posuvných hmot pístem na protilehlé straně	
7.2.5.1 Mechanický model a dynamický výpočet	
7.2.5.2 Zhodnocení	
7.3 Vibroizolační systémy	
7.3.1 Pružně tlumící vazba držadla	
7.3.1.1 Mechanický model a dynamický výpočet	
7.3.1.2 Zhodnocení	112
7.3.2 Eliminační mechanismus vibrací držadel obsluhy stroje	
7.3.2.1 Mechanický model a dynamický výpočet	114
7.3.2.2 Zhodnocení	
7.4 Vyhodnocení antivibračních opatření	
9 Konstaulyční návyh vihrojzoločního svstámu	125
8 Konstrukční návrh vibroizolačního systému	
8 Konstrukční návrh vibroizolačního systému 8.1 Varianta a	125
<ul> <li>8 Konstrukční návrh vibroizolačního systému</li> <li>8.1 Varianta a</li> <li>8.1.1 Zhodnocení</li> </ul>	
<ul> <li>8 Konstrukční návrh vibroizolačního systému</li> <li>8.1 Varianta a</li> <li>8.1.1 Zhodnocení</li> <li>8.2 Varianta b</li> </ul>	
<ul> <li>8 Konstrukční návrh vibroizolačního systému</li></ul>	
<ul> <li>8 Konstrukční návrh vibroizolačního systému</li> <li>8.1 Varianta a</li> <li>8.1.1 Zhodnocení</li> <li>8.2 Varianta b</li> <li>8.2.1 Zhodnocení</li> <li>8.3 Varianta c</li> </ul>	
<ul> <li>8 Konstrukční návrh vibroizolačního systému</li></ul>	
<ul> <li>8 Konstrukční návrh vibroizolačního systému</li></ul>	
<ul> <li>8 Konstrukční návrh vibroizolačního systému</li></ul>	
<ul> <li>8 Konstrukční návrh vibroizolačního systému</li></ul>	
<ul> <li>8 Konstrukční návrh vibroizolačního systému</li></ul>	
<ul> <li>8 Konstrukční návrh vibroizolačního systému</li></ul>	
<ul> <li>8 Konstrukční návrh vibroizolačního systému</li></ul>	
<ul> <li>8 Konstrukční návrh vibroizolačního systému</li></ul>	
<ul> <li>8 Konstrukční návrh vibroizolačního systému</li></ul>	
<ul> <li>8 Konstrukční návrh vibroizolačního systému</li></ul>	

9.2	Měření vibrací harvestoru s vibroizolačním systémem	
9.2	2.1 Měřící aparatura a podmínky měření	
9.2	2.2 Naměřené výsledky	
9.2	2.3 Zhodnocení	141
9.3	Určení dynamických parametrů tyče z materiálu PA6	142
9.	3.1 Měřící aparatura a podmínky měření	142
9.	3.2 Naměřené výsledky	
9.	3.3 Fyzikální a mechanické vlastnosti tyče z materiálu PA6	145
9.	3.4 Mechanický model a dynamický výpočet	145
9.	3.5 Zhodnocení	146
10 V	erifikace výsledků měření dynamickými výpočty	
10.1	Harvestor bez vibroizolačního systému	147
10	0.1.1 Zhodnocení	
10.2	Harvestor s vibroizolačním systémem	148
10	0.2.1 Zhodnocení	149
11 Za	ávěr	
11.1	Splnění cílů práce	
11	.1.1 Hlavní cíle:	
11	.1.2 Vedlejší cíle:	
11.2	Zhodnocení původních výsledků pro vědní obor a praxi	
11.3	Doporučení na pokračování práce v daném tématu a oboru	153
Sezn	am příloh	
Sezn	am použité literatury	
Sezn	am vlastních publikací	



## Seznam symbolů, zkratek a termínů

HAV (Hand Arm Vibration) - vibrace ruky a paže WBV (Whole Body Vibration) - vibrace celého těla VWF (Vibration Induced White Finger) - nemoc bílých prstů HAVS (Hand Arm Vibration Syndrome) - vibrační syndrom ruky a paže CTS (Carpal Tunnel Syndrome) - syndrom karpálního tunelu EMG - elektromyografie RTG - rentgenové vyšetření CT (Computed Tomography) - počítačová tomografie PDF (Print Document File) - typ počítačového souboru s koncovkou\*.PDF FFT (Fast Fourier Transformation) - rychlá Fourierova transformace FRP (Fruit Removal Percentage) [%] SGS - Studentská grantová soutěž MKP - metoda konečných prvků DVD (Digital Versatile Disk) - formát digitálního optického datového nosiče Full HD - formát videa s rozlišením 1080 prokládaných řádků GSTIFF - integrační metoda s variabilním pořadím a proměnnou velikostí kroku MS (Root Mean Square) - efektivní hodnota 3D (three dimensional) - trojrozměrný  $x_h$ ,  $y_h$ ,  $z_h$  - hlavní směry vibrace přenášené na ruce  $a_{hwx}$  - efektivní hodnota frekvenčně vážených zrychlení vibrací ve směru osy  $x_h$  [m/s<sup>2</sup>]  $a_{hwy}$  - efektivní hodnota frekvenčně vážených zrychlení vibrací ve směru osy  $y_h$  [m/s<sup>2</sup>]  $a_{hwz}$  - efektivní hodnota frekvenčně vážených zrychlení vibrací ve směru osy  $z_h$  [m/s<sup>2</sup>]  $a_{hv}$  - souhrnná hodnota frekvenčně vážených zrychlení vibrací [m/s<sup>2</sup>]  $a_{hvi}$  - souhrnná hodnota zrychlení vibrací při *i*-té činnosti [m/s<sup>2</sup>]  $a_{hi}$  - efektivní hodnota zrychlení naměřená v *i*-tém třetinooktávovém pásmu [m/s<sup>2</sup>]  $a_{hwi}$  - velikost zrychlení vibrací naměřená v *j* -tém náměru [m/s<sup>2</sup>]  $a_{hw}$  - průměrná velikost zrychlení vibrací [m/s<sup>2</sup>] A(8) - denní expozice vibracím [m/s<sup>2</sup>]  $A(8)_i$  - dílčí expozice vibracím [m/s<sup>2</sup>] T - celková denní expozice vibracím [h]  $T_0$  - referenční doba osmihodinové denní směny [h]  $T_i$  - doba trvání *i* -té činnosti [h]  $t_i$  - doba měření *j* -tého náměru [h] t - celková doba měření [h]  $W_h$  - charakteristika frekvenčního vážení pro vibrace přenášené na ruce [-]  $W_{hi}$  - váhový činitel pro *i* -té třetinooktávové pásmo [-] N - počet náměrů [-] F(f) - periodická budicí síla [N] *f* - frekvence [Hz] v(f) - výsledná rychlost vibrací [m/s] Z(f) - volná vstupní mechanická impedance [N s/m]

```
P_{\text{Re}} - absorbovaný výkon [W]
\varphi - fázový posun mezi budicí silou a rychlostí vibrací<sup>1</sup> [°]
m_i, m_1, m_2, m_3, m_4 - hmotnosti jednotlivých členů dynamické soustavy [kg]
k_i, k_1, k_2, k_3, k_4 - hodnoty tuhosti jednotlivých členů dynamické soustavy [N/m]
b_i, b_1, b_2, b_3, b_4 - hodnoty tlumení jednotlivých členů dynamické soustavy [N s/m]
x, y, z - hlavní osy kartézského souřadného systému
dm - elementární hmotnost [kg]
\omega - úhlová rychlost otáčení klikového hřídele [rad/s]
n - otáčky klikového hřídele [min^{-1}]
\sigma, \sigma_1, \sigma_2 - napětí [MPa]
\varepsilon, \varepsilon_1, \varepsilon_2 - poměrná deformace [-]
\vec{r} - polohový vektor [m]
\ddot{\vec{r}} - zrychlení [m/s<sup>2</sup>]
\mu - Poissonovo číslo [-]
R^2 - hodnota spolehlivosti [-]
E_{kin1} - kinetická energie první části větve [J]
E_{kin 2} - kinetická energie druhé části větve [J]
\xi - poměrný útlum [-]
\rho - hustota dřeva [kg/m<sup>3</sup>]
k_D - tuhost držadla [N/m]
k_{\rm V} - tuhost samotné větve [N/m]
k_{V1} - tuhost první části větve [N/m]
k_{V2} - tuhost druhé části větve [N/m]
b_{\rm D} - tlumení držadla [N s/m]
b_{v} - tlumení samotné větve [N s/m]
b_{V1} - tlumení první části větve [N s/m]
b_{V2} - tlumení druhé části větve [N s/m]
\Omega_{V} - vlastní frekvence netlumených kmitů samotné větve [rad/s]
\Omega - vlastní frekvence netlumených kmitů větve při zavěšeném harvestoru [rad/s]
\Omega_{T} - vlastní frekvence tlumených kmitů větve při zavěšeném harvestoru [rad/s]
f - vlastní frekvence netlumených kmitů větve při zavěšeném harvestoru [Hz]
f_{\tau} - vlastní frekvence tlumených kmitů větve při zavěšeném harvestoru [Hz]
E - modul pružnosti v tahu dřeva olivovníku [MPa]
i - převodový poměr [-]
i_R - poměr ramen [-]
J - kvadratický moment průřezu větve [m<sup>4</sup>]
J_{CS} - moment setrvačnosti klikového hřídele k jeho těžišti [kg m<sup>2</sup>]
J_{RS} - moment setrvačnosti ojnice k jejímu těžišti [kg m<sup>2</sup>]
J_{RS1} - moment setrvačnosti ojnice 1 k jejímu těžišti [kg m<sup>2</sup>]
<sup>1</sup> Též se někdy nazývá fáze.
```

- $J_{RS2}$  moment setrvačnosti ojnice 2 k jejímu těžišti [kg m<sup>2</sup>]
- $J_{PS1}$  moment setrvačnosti páky 1 k jejímu těžišti [kg m<sup>2</sup>]
- $J_{\rm PS2}\,$  moment setrvačnosti páky 2 k jejímu těžišti [kg m²]
- $J_{PS3}$  moment setrvačnosti páky 3 k jejímu těžišti [kg m<sup>2</sup>]
- $z_i$  výchylky jednotlivých členů dynamické soustavy [m]
- $\boldsymbol{z}_{\boldsymbol{H}}$  výchylka háku [m]
- $z_v$  výchylka větve [m]
- $z_{\scriptscriptstyle D}$  výchylka držadla [m]
- $\boldsymbol{z}_{\scriptscriptstyle M}\,$  výchylka motoru [m]
- $\boldsymbol{z}_{\scriptscriptstyle A}$  výchylka vývažku [m]
- $z_P$  výchylka převodovky [m]
- $z_s$  výchylka středního členu [m]
- $\boldsymbol{z}_{CG1}$  výchylka klikového čepu 1 [m]
- $z_{\rm CG2}\,$  výchylka klikového čepu 2 [m]
- $z_{\scriptscriptstyle A\!1}$  výchylka vývažku setrvačných sil od posuvných hmot 1. řádu [m]
- $\boldsymbol{z}_{\scriptscriptstyle A2}\,$  výchylka vývažku setrvačných sil od posuvných hmot 2. řádu [m]
- $z_{K1}, z_{K2}, z_{K3}$  výchylky kinematické vazby mechanismu [m]
- $z_{{\scriptscriptstyle K}01},\,z_{{\scriptscriptstyle K}02}$  první a druhá harmonická složka výchylky  $z_{{\scriptscriptstyle K}}$  [m]
- $z_{K101}$ ,  $z_{K102}$  první a druhá harmonická složka výchylky  $z_{K1}$  [m]
- $z_{\rm K201}$ ,  $z_{\rm K202}$  první a druhá harmonická složka výchylky  $z_{\rm K2}$  [m]
- $z_{K301}$ ,  $z_{K302}$  první a druhá harmonická složka výchylky  $z_{K3}$  [m]
- $\dot{z}_{K1}, \dot{z}_{K2}, \dot{z}_{K3}$  rychlosti kinematické vazby mechanismu [m/s]
- $\dot{z}_i$  rychlosti jednotlivých členů dynamické soustavy [m/s]
- $\dot{z}_{\scriptscriptstyle H}$  rychlost háku [m/s]
- $\dot{z}_{v}$  rychlost větve [m/s]
- $\dot{z}_D$  rychlost držadla [m/s]
- $\dot{z}_{\scriptscriptstyle M}$  rychlost motoru [m/s]
- $\dot{z}_{\scriptscriptstyle A}$  rychlost vývažku [m/s]
- $\dot{z}_{\scriptscriptstyle P}\,$  rychlost převodovky [m/s]
- $\dot{z}_{s}$  rychlost středního členu [m/s]
- $\dot{z}_{CG1}$  rychlost klikového čepu 1 [m/s]
- $\dot{z}_{\scriptscriptstyle CG2}\,$  rychlost klikového čepu 2 [m/s]
- $\dot{z}_{\rm A1}$  rychlost vývažku setrvačných sil od posuvných hmot 1. řádu [m/s]
- $\dot{z}_{\scriptscriptstyle A2}\,$  rychlost vývažku setrvačných sil od posuvných hmot 2. řádu [m/s]
- $\dot{z}_{K1}, \dot{z}_{K2}, \dot{z}_{K3}$  rychlosti kinematické vazby mechanismu [m/s]
- $\dot{z}_{{\scriptscriptstyle K}01},\,\dot{z}_{{\scriptscriptstyle K}02}$  první a druhá harmonická složka rychlosti $\,\dot{z}_{{\scriptscriptstyle K}}\,\,[{\rm m/s}]$
- $\dot{z}_{{\rm K}101},~\dot{z}_{{\rm K}102}$  první a druhá harmonická složka rychlosti $\dot{z}_{{\rm K}1}~[{\rm m/s}]$
- $\dot{z}_{\rm K201}$ ,  $\dot{z}_{\rm K202}$  první a druhá harmonická složka rychlosti $\dot{z}_{\rm K2}~[{\rm m/s}]$

 $\dot{z}_{K301}$ ,  $\dot{z}_{K302}$  - první a druhá harmonická složka rychlosti  $\dot{z}_{K3}$  [m/s]  $\ddot{z}_i$  - zrychlení jednotlivých členů dynamické soustavy [m/s<sup>2</sup>]  $\ddot{z}_{H}$  - zrychlení háku [m/s<sup>2</sup>]  $\ddot{z}_{V}$  - zrychlení větve [m/s<sup>2</sup>]  $\ddot{z}_{p}$  - zrychlení držadla [m/s<sup>2</sup>]  $\ddot{z}_{M}$  - zrychlení motoru [m/s<sup>2</sup>]  $\ddot{z}_{4}$  - zrychlení vývažku [m/s<sup>2</sup>]  $\ddot{z}_{P}$  - zrychlení převodovky [m/s<sup>2</sup>]  $\ddot{z}_{s}$  - zrychlení středního členu [m/s<sup>2</sup>]  $\ddot{z}_{CG1}$  - zrychlení klikového čepu 1 [m/s<sup>2</sup>]  $\ddot{z}_{CG2}$  - zrychlení klikového čepu 2 [m/s<sup>2</sup>]  $\ddot{z}_{41}$  - zrychlení vývažku setrvačných sil od posuvných hmot 1. řádu [m/s<sup>2</sup>]  $\ddot{z}_{A2}$  - zrychlení vývažku setrvačných sil od posuvných hmot 2. řádu [m/s<sup>2</sup>]  $\ddot{z}_{K1}$ ,  $\ddot{z}_{K2}$ ,  $\ddot{z}_{K3}$  - zrychlení kinematické vazby mechanismu [m/s<sup>2</sup>]  $\ddot{z}_{K01}, \ddot{z}_{K02}$  - první a druhá harmonická složka zrychlení  $\dot{z}_{K}$  [m/s<sup>2</sup>]  $\ddot{z}_{K101}$ ,  $\ddot{z}_{K102}$  - první a druhá harmonická složka zrychlení  $\dot{z}_{K1}$  [m/s<sup>2</sup>]  $\ddot{z}_{\rm K201},~\ddot{z}_{\rm K202}$  - první a druhá harmonická složka zrychlení  $\dot{z}_{\rm K2}~[\rm m/s^2]$  $\ddot{z}_{K301}$ ,  $\ddot{z}_{K302}$  - první a druhá harmonická složka zrychlení  $\dot{z}_{K3}$  [m/s<sup>2</sup>] D - průměr větve [m] *l* - délka větve [m]  $l_1$  - délka první části větve [m]  $l_2$  - délka druhé části větve [m]  $l_{R}$  - délka ojnice [m]  $l_{R1}$  - délka ojnice 1 [m]  $l_{R2}$  - délka ojnice 2 [m]  $l_{P1}$  - délka páky 1 [m]  $l_{P2}$  - délka páky 2 [m]  $l_{P3}$  - délka páky 3 [m]  $y_c$  - vzdálenost osy kliky od osy z  $r_1$  - délka ramena 1 [m]  $r_2$  - délka ramena 2 [m] a - vzdálenost čepu A od osy otáčení klikového hřídele ve směru osy z [m] b - vzdálenost čepu A od osy z ve směru osy x [m] c - vzdálenost čepu D od čepu H ve směru osy z [m] d - vzdálenost čepu D od osy z ve směru osy x [m]  $r_{WS}$  - vzdálenost těžiště vývažku od osy kliky [m]  $r_{RSH}$  - vzdálenost těžiště ojnice 1 a těžiště čepu háku [m]  $r_{RSA}$  - vzdálenost těžiště ojnice 2 a těžiště čepu vývažku [m]  $r_{RSM}$  - vzdálenost těžiště ojnice 2 a těžiště čepu motoru [m]  $r_{PS1}$  - vzdálenost těžiště páky 1 a těžiště čepu A [m]

- $r_{_{PS2}}$  vzdálenost těžiště páky 2 a těžiště čepu C [m]
- $r_{_{PS3}}$  vzdálenost těžiště páky 3 a těžiště čepu D [m]
- $r_c$  vzdálenost osy otáčení klikového hřídele a klikového čepu [m]
- $r_{C1}$  vzdálenost osy otáčení klikového hřídele a klikového čepu 1 [m]
- $r_{C2}$  vzdálenost osy otáčení klikového hřídele a klikového čepu 2 [m]
- $r_{cs}$  vzdálenost osy otáčení klikového hřídele a jeho těžiště [m]
- $r_{CSm}$  vzdálenost osy otáčení modifikovaného klikového hřídele a jeho těžiště [m]
- $r_{A1}$  vzdálenost těžiště vývažku setrvačných sil posuvných hmot 1. řádu od osy kliky [m]
- $r_{A2}$  vzdálenost těžiště vývažku setrvačných sil posuvných hmot 2. řádu od osy kliky [m]
- $m_1$  hmotnost první části větve [kg]
- $m_{\rm 2}$  hmotnost druhé části větve [kg]
- $m_{\rm 3}$  hmotnost třetí části větve [kg]
- $m_{1e}$  efektivní hmotnost první části větve [kg]
- $m_{2e}\,$  efektivní hmotnost druhé části větve [kg]
- $m_v$  celková hmotnost větve v jejím těžišti [kg]
- $m_{V1}$  hmotnost první hmoty dynamického modelu větve [kg]
- $m_{V2}$  hmotnost druhé hmoty dynamického modelu větve [kg]
- $m_{\scriptscriptstyle M}\,$  hmotnost motoru [kg]
- $m_{\scriptscriptstyle H}\,$  hmotnost tyče s hákem [kg]
- $m_{\scriptscriptstyle D}$  hmotnost držadla [kg]
- $m_R$  hmotnost ojnice [kg]
- $m_{R1}$  hmotnost ojnice 1 [kg]
- $m_{R2}$  hmotnost ojnice 2 [kg]
- $m_{P1}$  hmotnost páky 1 [kg]
- $m_{P2}$  hmotnost páky 2 [kg]
- $m_{P3}$  hmotnost páky 3 [kg]
- $m_{\scriptscriptstyle A}$  hmotnost vývažku [kg]
- $m_C$  hmotnost klikového hřídele [kg]
- $m_{Cm}$  hmotnost modifikovaného klikového hřídele [kg]
- $m_{\rm A1}$  hmotnost vývažku setrvačných sil od posuvných hmot 1. řádu [kg]
- $m_{A2}$  hmotnost vývažku setrvačných sil od posuvných hmot 2. řádu [kg]
- $m_{\rm CG1}$  redukovaná hmotnost klikového hřídele do středu klikového čepu 1 [kg]
- $m_{\rm CG2}\,$  redukovaná hmotnost klikového hřídele do středu klikového čepu 2 [kg]
- $m_{CG1m}$  red. hmotnost modifikovaného klikového hřídele do středu klikového čepu 1 [kg]
- $m_{CG2m}$  red. hmotnost modifikovaného klikového hřídele do středu klikového čepu 2 [kg]
- $m_{REH}$  redukovaná hmotnost ojnice 1 do středu čepu háku [kg]
- $m_{\rm REC}\,$  redukovaná hmotnost ojnice do klikového čepu 1 [kg]
- $m_{REC1}$  redukovaná hmotnost ojnice 1 do klikového čepu 1 [kg]



 $m_{REC2}$  - redukovaná hmotnost ojnice 2 do klikového čepu 2 [kg]  $m_{REA}$  - redukovaná hmotnost ojnice 2 do středu čepu vývažku [kg]  $m_{RFM}$  - redukovaná hmotnost ojnice 2 do středu čepu motoru [kg]  $m_{AP1}$  - redukovaná hmotnost páky 1 do čepu A [kg]  $m_{BP1}$  - redukovaná hmotnost páky 1 do čepu B [kg]  $m_{BP2}$  - redukovaná hmotnost páky 2 do čepu B [kg]  $m_{CP2}$  - redukovaná hmotnost páky 2 do čepu C [kg]  $m_{CP3}$  - redukovaná hmotnost páky 3 do čepu C [kg]  $m_{DP3}$  - redukovaná hmotnost páky 3 do čepu D [kg]  $m_W$  - hmotnost vývažku klikového hřídele [kg]  $m_{harvestor}$  - hmotnost harvestoru [kg] A - amplituda třesení [m]  $a_{D0}(\omega)$  - amplituda zrychlení držadla [m/s<sup>2</sup>]  $a_{M0}(\omega)$  - amplituda zrychlení motoru [m/s<sup>2</sup>]  $a_{H0}(\omega)$  - amplituda zrychlení háku [m/s<sup>2</sup>]  $a_{V0}(\omega)$  - amplituda zrychlení větve [m/s<sup>2</sup>]  $v_{D0}(\omega)$  - amplituda rychlosti držadla [m/s]  $v_{M0}(\omega)$  - amplituda rychlosti motoru [m/s]  $v_{H0}(\omega)$  - amplituda rychlosti háku [m/s]  $v_{v_0}(\omega)$  - amplituda rychlosti větve [m/s]  $z_{D0}(\omega)$  - amplituda výchylky držadla [m]  $z_{M0}(\omega)$  - amplituda výchylky motoru [m]  $z_{H0}(\omega)$  - amplituda výchylky háku [m]  $z_{V0}(\omega)$  - amplituda výchylky větve [m]  $\varphi_{D}(\omega)$  - fázový posun výchylky držadla [°]  $\varphi_{M}(\omega)$  - fázový posun výchylky motoru [°]  $\varphi_{H}(\omega)$  - fázový posun výchylky háku [°]  $\varphi_{V}(\omega)$  - fázový posun výchylky větve [°]  $\varphi$  - úhel pootočení klikového hřídele [°]  $F_{R1}$ ,  $F_{R2}$ ,  $F_{R3}$ ,  $F_{R4}$  - vazbová síla [N]  $F_{R}$  - výsledná síla na rám harvestoru, ke kterému jsou připojena držadla obsluhy [N]  $\sum F_i^{el}$  - součet všech sil od propružení [N]  $\sum F_i$  - součet sil, které nemají charakter propružení, či rázů (hnací síla apod.) [N]  $\Lambda$  - logaritmický dekrement [-] Z - pracovní zdvih harvestoru [mm] M - matice hmotností soustavy [N] K - matice tuhostí soustavy [N/m] B - matice tlumení soustavy [N s/m]  $F_{P}$  - vektor potenciálních budících sil soustavy [N]  $\ddot{z}$  - vektor zrychlení [m/s<sup>2</sup>]



 $\dot{z}$  - vektor výchylky [m/s]

z - vektor výchylek [m]

 $a_{RMS_A}$  - RMS hodnota zrychlení motoru [m/s<sup>2</sup>]

 $a_{RMS_B}$  - RMS hodnota zrychlení držadla [m/s<sup>2</sup>]

 $\eta_{\scriptscriptstyle V}\,$  - vibroizolační účinnost mechanismu držadla [-]

# Seznam obrázků

Obr. 1: Vibrační signály	3
Obr. 2: Osy měření	6
<i>Obr. 3:</i> Příklady naměřených hodnot zrychlení vibrací běžného ručního nářadí	7
<i>Obr. 4:</i> Křivka frekvenčního vážení $W_h$ pro vibrace přenášené na ruce	8
Obr. 5: Graf pro snadné určení denní expozice vibracím	.11
Obr. 6: Ruce při nemoci bílých prstů (VWF)	.14
Obr. 7: Tříhmotový model volné impedance soustavy ruka-paže	.18
Obr. 8: Čtyřhmotový model volné impedance soustavy ruka-paže	.19
<i>Obr. 9:</i> Porovnání modelů a hodnot mech. impedance soustavy ruka-paže ve směru $x_h$	.20
<i>Obr. 10:</i> Porovnání modelů a hodnot mech. impedance soustavy ruka-paže ve směru $y_h$	.20
<i>Obr. 11:</i> Porovnání modelů a hodnot mech. impedance soustavy ruka-paže ve směru $z_h$	.21
Obr. 12: Odezva špiček prstů na vibrace v podélném řezu pro šest budících frekvencí	.22
Obr. 13: Vybrané stroje a zařízení s dominantní složkou vibrací	.30
Obr. 14: Sklizeň oliv pomocí mechanických harvestorů	.31
Obr. 15: Různé typy akčních členů harvestorů	.32
Obr. 16: Umístění akcelerometrů na harvestoru	.33
Obr. 17: Program pro výpočet expozice vibracím	.34
Obr. 18: Olivovník evropský (Olea europaea)	.35
<i>Obr. 19:</i> Dynamické parametry větve olivovníku	.36
<i>Obr. 20:</i> Měření tuhosti větve olivovníku pomocí ručního dynamometru	.38
<i>Obr. 21:</i> Závislost tuhosti větve $k_{V1}$ na průměru větve $D$	.39
Obr. 22: Závislosti váženého zrychlení vibrací v třetinooktávovém frekvenčním pásmu.	.40
<i>Obr. 23:</i> Konstrukční uspořádání harvestoru bez tyče s hákem	.41
<i>Obr. 24:</i> Detail konstrukčního uspořádání protiběžných klikových mechanismů	.41
<i>Obr. 25:</i> Označení parametrů klikového mechanismu harvestoru	.42
<i>Obr. 26:</i> Mechanický model větve včetně harvestoru	.43
<i>Obr. 27:</i> Amplitudová charakteristika zrychlení motoru pro tenkou větev	.47
<i>Obr. 28:</i> Amplitudova charakteristika zrychleni motoru pro střední větev	.47
<i>Obr. 29:</i> Amplitudova charakteristika zrychlení motoru pro silnou vetev	.4/
<i>Obr. 30</i> : Amplitudova charakteristika zrychleni držadla, motoru, naku a tenke vetve	.48
<i>Obr. 31.</i> Amplitudová charakteristika zrychlení držadla, motoru, naku a střední vetve	.48
<i>Obr. 32</i> . Amplitudova charakteristika zrychieli urzaula, motoru, naku a sinie vetve	.40
<i>Obr. 34</i> : Harvestor bez tyče s hákem	.55
<i>Obr.</i> 35: Detail konstrukčního uspořádání harvestoru bez krytu a motoru	57
<i>Obr. 36:</i> Označení parametrů klikového mechanismu harvestoru	58
Obr 37: Mechanický model soustavy	59
<i>Obr. 38:</i> Amplitudová charakteristika zrychlení držadla motoru háku a tenké větye	61
<i>Obr. 39:</i> Amplitudová charakteristika výchvlky držadla, motoru, háku a tenké větve	.61
<i>Obr. 40:</i> Fázová charakteristika výchylky držadla, motoru, háku a tenké větve	.61
Obr. 41: Amplitudová charakteristika zrychlení držadla, motoru, háku a střední větve	.62
Obr. 42: Amplitudová charakteristika výchylky držadla, motoru, háku a střední větve	.62
Obr. 43: Fázová charakteristika výchylky držadla, motoru, háku a střední větve	.62
Obr. 44: Amplitudová charakteristika zrychlení držadla, motoru, háku a silné větve	.63
Obr. 45: Amplitudová charakteristika výchylky držadla, motoru, háku a tenké větve	.63

Obr.	46:	Fázová charakteristika výchylky držadla, motoru, háku a silné větve	63
Obr.	47:	Závislost výsledné síly působící na rám harvestoru na úhlu $\varphi$	64
Obr.	48:	Označení parametrů klikového mechanismu harvestoru	66
Obr.	<i>49</i> :	Konstrukční řešení současného a modifikovaného klikového hřídele	67
Obr.	50:	Mechanický model soustavy	67
Obr.	51:	Amplitudová charakteristika zrychlení motoru, háku a tenké větve	69
Obr.	52:	Amplitudová charakteristika výchylky motoru, háku a tenké větve	69
Obr.	53:	Fázová charakteristika výchylky motoru, háku a tenké větve	69
Obr.	54:	Amplitudová charakteristika zrychlení motoru, háku a střední větve	70
Obr.	55:	Amplitudová charakteristika výchylky motoru, háku a střední větve	70
Obr.	56:	Fázová charakteristika výchylky motoru, háku a střední větve	70
Obr.	57:	Amplitudová charakteristika zrychlení motoru, háku a silné větve	71
Obr.	58:	Amplitudová charakteristika výchylky motoru, háku a silné větve	71
Obr.	<i>59</i> :	Fázová charakteristika výchylky motoru, háku a silné větve	71
Obr.	<i>60:</i>	Závislost výsledné síly působící na rám harvestoru na úhlu $\varphi$	72
Obr.	61:	Označení parametrů klikového mechanismu	73
Obr.	62:	Mechanický model soustavy	74
Obr.	<i>63</i> :	Amplitudová charakteristika zrychlení motoru, háku a tenké větve	76
Obr.	<i>64</i> :	Amplitudová charakteristika výchylky motoru, háku a tenké větve	76
Obr.	65:	Fázová charakteristika výchylky motoru, háku a tenké větve	76
Obr.	66:	Amplitudová charakteristika zrychlení motoru, háku a střední větve	77
Obr.	<i>67</i> :	Amplitudová charakteristika výchylky motoru, háku a střední větve	77
Obr.	<i>68:</i>	Fázová charakteristika výchylky motoru, háku a střední větve	77
Obr.	<i>69</i> :	Amplitudová charakteristika zrychlení motoru, háku a silné větve	78
Obr.	70:	Amplitudová charakteristika výchylky motoru, háku a silné větve	78
Obr.	71:	Fázová charakteristika výchylky motoru, háku a silné větve	78
Obr.	72:	Závislost výsledné síly působící na rám harvestoru na úhlu $\varphi$	79
Obr.	73:	Označení parametrů klikového mechanismu harvestoru	81
Obr.	74:	Mechanický model soustavy	82
Obr.	75:	Amplitudová charakteristika zrychlení motoru, háku a tenké větve	84
Obr.	76:	Amplitudová charakteristika výchylky motoru, háku a tenké větve	84
Obr.	77:	Fázová charakteristika výchylky motoru, háku a tenké větve	84
Obr.	78:	Amplitudová charakteristika zrychlení motoru, háku a střední větve	85
Obr.	7 <b>9</b> :	Amplitudová charakteristika výchylky motoru, háku a střední větve	85
Obr.	80:	Fázová charakteristika výchylky motoru, háku a střední větve	85
Obr.	81:	Amplitudová charakteristika zrychlení motoru, háku a silné větve	86
Obr.	82:	Amplitudová charakteristika výchylky motoru, háku a silné větve	86
Obr.	83:	Fázová charakteristika výchylky motoru, háku a silné větve	86
Obr.	84:	Závislost výsledné síly působící na rám harvestoru na úhlu $\varphi$	87
Obr.	85:	Označení parametrů klikového mechanismu harvestoru	88
Obr.	86:	Konstrukční řešení klikového hřídele a jeho fyzikální vlastnosti	89
Obr.	87:	Mechanický model soustavy	90
Obr.	88:	Amplitudová charakteristika zrychlení motoru, háku a tenké větve	92
Obr.	<b>89</b> :	Amplitudová charakteristika výchylky motoru, háku a tenké větve	92
Obr.	<i>90:</i>	Fázová charakteristika výchylky motoru, háku a tenké větve	92
Obr.	91:	Amplitudová charakteristika zrychlení motoru, háku a střední větve	93
Obr.	<i>92</i> :	Amplitudová charakteristika výchylky motoru, háku a střední větve	93
Obr.	93:	Fázová charakteristika výchylky motoru, háku a střední větve	93
Obr.	94:	Amplitudová charakteristika zrychlení motoru, háku a silné větve	94



Obr. 95: Amplitudová charakteristika výchylky motoru, háku a silné větve	94
Obr. 96: Fázová charakteristika výchylky motoru, háku a silné větve	94
<i>Obr.</i> 97: Závislost výsledné síly působící na rám harvestoru na úhlu $\varphi$	95
Obr. 98: Průběhy funkce kosinus v jednotkové kružnici	96
Obr. 99: Označení parametrů klikového mechanismu harvestoru	97
Obr. 100: Konstrukční řešení klikového hřídele a jeho fyzikální vlastnosti	98
Obr. 101: Mechanický model soustavy	98
<i>Obr. 102:</i> Závislosti prvních tří harmonických složek zrychlení $a_{K1}$ na úhlu $\varphi$	99
<i>Obr. 103:</i> Závislosti prvních tří harmonických složek zrychlení $a_{K2}$ na úhlu $\varphi$	.100
Obr. 104: Amplitudová charakteristika zrychlení motoru, háku a tenké větve	.101
Obr. 105: Amplitudová charakteristika výchylky motoru, háku a tenké větve	.101
Obr. 106: Fázová charakteristika výchylky motoru, háku a tenké větve	.101
Obr. 107: Amplitudová charakteristika zrychlení motoru, háku a střední větve	.102
Obr. 108: Amplitudová charakteristika výchylky motoru, háku a střední větve	.102
Obr. 109: Fázová charakteristika výchylky motoru, háku a střední větve	.102
Obr. 110: Amplitudová charakteristika zrychlení motoru, háku a silné větve	.103
Obr. 111: Amplitudová charakteristika výchylky motoru, háku a silné větve	.103
<i>Obr. 112:</i> Fázová charakteristika výchylky motoru, háku a silné větve	.103
<i>Obr. 113:</i> Závislost výsledné síly působící na rám harvestoru na úhlu $\varphi$	.104
Obr. 114: Držadlo s pružně tlumícím prvkem (silentblokem)	.105
<i>Obr. 115:</i> Označení parametrů klikového mechanismu harvestoru	.106
<i>Obr. 116:</i> Mechanický model soustavy	.107
<i>Obr. 11/:</i> Amplitudová charakteristika zrychlení držadla, motoru, háku a tenké větve	.109
<i>Obr. 118:</i> Amplitudova charakteristika vychylky držadla, motoru, haku a tenke vetve	.109
<i>Obr. 119:</i> Fazova charakteristika vychylky drzadla, motoru, naku a tenke vetve	.109
<i>Obr. 120</i> : Amplitudová charakteristika zívehulla, motoru, naku a střední větve	.110
Obr. 122: Fázová charakteristika výchylky držadla, motoru, háku a střední větve	110
Obr. 122. Pazova charakteristika zrychlení držadla motoru háku a silné větve	111
<i>Obr. 124</i> : Amplitudová charakteristika výchvlky držadla, motoru, háku a silné větve	111
<i>Obr.</i> 125: Fázová charakteristika výchylky držadla motoru, háku a silné větve	111
<i>Obr.</i> 126: Závislost výsledné síly působící na rám harvestoru na úhlu $\varphi$	112
Obr. 127: Označení parametrů pákového mechanismu vibroizolačního systému	113
<i>Obr. 128:</i> Mechanický model soustavy	.114
<i>Obr. 129:</i> Závislost momentu setrvačnosti páky 2 k jejímu těžišti na poměru ramen $i_{R}$	.117
<i>Obr. 130:</i> Závislost vzdálenosti těžiště páky 2 a těžiště čepu C na poměru ramen $i_{R}$	.117
Obr. 131: Amplitudová charakteristika zrychlení držadla, motoru, háku a tenké větve	.118
Obr. 132: Amplitudová charakteristika výchylky držadla, motoru, háku a tenké větve	.118
Obr. 133: Fázová charakteristika výchylky držadla, motoru, háku a tenké větve	.118
Obr. 134: Amplitudová charakteristika zrychlení držadla, motoru, háku a střední větve	.119
Obr. 135: Amplitudová charakteristika výchylky držadla, motoru, háku a střední větve	.119
Obr. 136: Fázová charakteristika výchylky držadla, motoru, háku a střední větve	.119
Obr. 137: Amplitudová charakteristika zrychlení držadla, motoru, háku a silné větve	.120
Obr. 138: Amplitudová charakteristika výchylky držadla, motoru, háku a silné větve	.120
Obr. 139: Fázová charakteristika výchylky držadla, motoru, háku a silné větve	.120
<i>Obr. 140:</i> Závislost úhlů $\varphi_1$ , $\varphi_2$ a $\varphi_3$ na úhlu $\varphi$ pro tenkou větev	.121
<i>Obr. 141:</i> Závislost úhlů $\varphi_1$ , $\varphi_2$ a $\varphi_3$ na úhlu $\varphi$ pro střední větev	.121

Obr. 1	42: Závislost úhlů $\varphi_1$ , $\varphi_2$ a $\varphi_3$ na úhlu $\varphi$ pro silnou větev	121
Obr. 1	43: Závislost optimálního nastavení poměru ramen $i_R$ podle $m_{V1}$	122
Obr. 1	44: Závislost výsledné síly působící na rám harvestoru na úhlu $\varphi$	122
Obr. 1	45: Konstrukční řešení vibroizolačního systému harvestoru – varianta a	125
Obr. 1	46: Konstrukční řešení vibroizolačního systému harvestoru – varianta b	127
Obr. 1	47: Konstrukční řešení vibroizolačního systému harvestoru – varianta c	128
Obr. 1	48: Konstrukční řešení vibroizolačního systému harvestoru – varianta d	129
Obr. 1	49: Konstrukční řešení vibroizolačního systému harvestoru – varianta e	130
<i>Obr. 1</i>	50: Způsob zavěšení harvestoru	132
<i>Obr. 1</i>	51: Závislosti nefiltrovaných hodnot zrychlení vibrací motoru a držadla	134
<i>Obr. 1</i>	52: Závislosti filtrovaných hodnot zrychlení vibrací motoru a držadla	134
<i>Obr. 1</i>	53: Závislosti nefiltrovaných hodnot zrychlení vibrací motoru a držadla	137
<i>Obr. 1</i>	54: Závislosti filtrovaných hodnot zrychlení vibrací motoru a držadla	137
Obr. 1	55: Závislost filtrovaných vážených RMS hodnot zrychlení motoru na $i_R$	138
Obr. 1	56: Závislost filtrovaných vážených RMS hodnot zrychlení motoru na $m_Z$	138
Obr. 1	57: Závislost filtrovaných vážených RMS hodnot zrychlení držadla na $i_R$	139
Obr. 1	58: Závislost filtrovaných vážených RMS hodnot zrychlení držadla na $m_z$	139
Obr. 1	59: 3D graf závislosti filtrovaných RMS hodnot zrychlení motoru na $m_Z$ a $i_R$	140
Obr. 1	60: 3D graf závislosti filtrovaných RMS hodnot zrychlení držadla na $m_Z$ a $i_R$	140
Obr. 1	61: 3D graf závislosti vibroizolační účinnosti mechanismu držadla na $m_Z$ a $i_R$	141
Obr. 1	62: Závislosti vlivu $m_z$ a $i_R$ na vibroizolační účinnost mechanismu držadla	141
Obr. 1	63: Způsob připevnění snímače k tyči pomocí stavitelné objímky a magnetu	143
Obr. 1	64: Závislost výchylky volných tlumených kmitů tyče na čase t	144
Obr. 1	65: Závislost zrychlení motoru na čase t	147
Obr. 1	66: Závislost hodnot držadla na čase <i>t</i>	147
Obr. 1	67: Závislost zrychlení motoru na čase <i>t</i>	149
Obr. 1	68: Závislost zrychlení držadla na čase t	149



# Seznam tabulek

Tab. 1: Hodnoty parametrů tříhmotového modelu soustavy ruka-paže	18
Tab. 2: Hodnoty parametrů čtyřhmotového modelu soustavy ruka-paže	19
Tab. 3: Naměřené hodnoty vibrací harvestorů	34
Tab. 4: Vlastní frekvence a poměrné útlumy pro první tři módy kmitání olivovníků	37
Tab. 5: Přibližné hodnoty tuhosti větve olivovníku pro její různé průřezy	38
Tab. 6: Naměřené hodnoty zrychlení vibrací harvestoru pro různé větve olivovníku	40
Tab. 7: Přibližné parametry větve olivovníku	49
Tab. 8: Vlastní frekvence netlumených kmitů větve olivovníku	49
Tab. 9: Některé parametry oliv (průměrné hodnoty)	51
Tab. 10: Vypočítané dynamické parametry soustavy	64
Tab. 11: Vypočítané dynamické parametry soustavy	72
Tab. 12: Vypočítané dynamické parametry soustavy	79
Tab. 13: Vypočítané dynamické parametry soustavy	87
Tab. 14: Vypočítané dynamické parametry soustavy	95
Tab. 15: Vypočítané dynamické parametry soustavy	104
Tab. 16: Vypočítané dynamické parametry soustavy	112
Tab. 17: Vypočítané dynamické parametry soustavy	122
Tab. 18: Kvantifikace antivibračních opatření pro tři různé větve olivovníku	124
Tab. 19: Vážené efektivní hodnoty zrychlení vibrací motoru a držadla	133
Tab. 20: Vážené efektivní hodnoty zrychlení vibrací motoru a držadla	136
Tab. 21: Přibližné parametry tyče z materiálu PA6	143
Tab. 22: Fyzikální vlastnosti materiálu PA6	145





# 1 Úvod

V pracovním procesu je obsluha často vystavena účinkům mechanických vibrací, které jsou důsledkem dynamických sil vznikajících při provozu strojů nebo zařízení. Tyto vibrace mají negativní dopad na lidský organismus, neboť při jejich dlouhodobém působení může dojít i k trvalému poškození zdraví.

Provoz převážné většiny ručního nářadí (např.: pily, sbíječky, brusky, nýtovačky, leštičky, vrtací a bourací kladiva, trávní sekačky aj.) je spojen s nadměrnými vibracemi, které se přenášejí na ruce a paže obsluhy a vzniká tak značné riziko onemocnění cév, nervů a pohybového aparátu horních končetin. Z tohoto důvodu jsou vibrace jedním z významných hygienických rizik na pracovišti a jejich velikost a doba expozice je dána příslušnými hygienickými předpisy.

Za účelem snížení nepříznivého účinku vibrací na lidský organismus vyvíjejí výrobci ručně vedených strojů a zařízení stále účinnější vibroizolační systémy. Značné úsilí rovněž věnují vyvažování mechanismů pohonu akčních členů. Obě skupiny těchto opatření jsou vzájemně kombinovány a z ekonomického hlediska se hledají nejvýhodnější varianty. Zatímco vyvažování mechanismů je v řadě případů omezeno prostorovou zástavbou, negativním zvyšováním celkové hmotnosti zařízení a zejména zvýšením výrobních nákladů, vibroizolační systémy ručního nářadí jsou realizovány v rozmanitých konstrukčních podobách. Lze je členit na pasivní a aktivní podle toho, jestli je za účelem vibroizolace do systému energie přiváděna či nikoliv. V podstatně větší míře jsou v praxi využívány konstrukce pasivní, do jejichž problematiky spadá i předmět této disertační práce.

# 2 Cíle disertační práce

Hlavním cílem disertační práce je komplexní návrh původního vibroizolačního systému ručně vedených strojů a zařízení s dominantní složkou vibrací. Navrhované řešení má vykazovat kvalitativně vyšší vibroizolační schopnost než mají dosud za tímto účelem používaná opatření.

K dosažení tohoto cíle byla provedena analýza charakteru vibrací některých ručně vedených strojů a zařízení s dominantní složkou vibrací. Jako reprezentativní vzorek byl vybrán harvestor, tedy zařízení určené pro mechanickou sklizeň ovoce prostřednictvím vibrací přivedených na větev nebo kmen stromu.

Systém kvantifikace účinků vibrací na lidskou obsluhu byl zaveden dle hygienických norem a ustálených postupů výrobce.

Následný návrh vibroizolačního systému a jeho implementace do zvoleného zařízení byl optimalizován na základě dynamické analýzy a výpočtové simulace za účelem dosažení nízkých hodnot vibrací na držadlech při zachování nízké hmotnosti a bez větších ekonomických nákladů při jeho realizaci.

Podle zvoleného návrhu byl zhotoven funkční vzorek, na kterém byly ověřeny vlastnosti vibroizolačního systému a provedeno kvantitativní vyhodnocení minimalizace vibrací na základě měření kinematických veličin na držadle.



# 3 Vibrace a jejich účinky na lidský organismus

Za vibrace se označuje pohyb tělesa nebo prostředí, jehož jednotlivé body kmitají kolem rovnovážné polohy. Fyzikálně se vibrace charakterizují obvykle frekvencí, amplitudou, rychlostí a zrychlením. Z praktických důvodů se nejčastěji měří a hodnotí velikost zrychlení vibrací a hladina zrychlení vibrací. Základní veličinou při měření vibrací je ekvivalentní hladina zrychlení vibrací, která vystihuje průměrnou hladinu zrychlení.

V nejobecnějším přiblížení můžeme na člověka pohlížet jako na mechanickou soustavu složenou z dílčích hmot, tuhostí a mechanických odporů vykazující řadu rezonančních oblastí. Pokud je člověk vystaven účinkům vibrací, dochází mezi ním a zdrojem vibrací k interakci, která je výrazně ovlivněna reakcí organismu, neboť závisí nejen na silové vazbě tohoto spojení, ale také na poloze těla a končetin vzhledem ke směru vibrací, místem a velikostí plochy, přes kterou se vibrace přenášejí do lidského organismu.

Expozice intenzívním vibracím je spojena s nepříjemným subjektivním vjemem nepohody, který může být posuzován z psychologického nebo fyziologického hlediska. Obecně vibrace vyvolávají celkovou únavu organismu, která má za následek snížení pozornosti, zpomalené a zhoršené vnímání, pokles motivace a snížení pracovní výkonnosti.

I krátkodobá expozice člověka intenzívním vibracím je obecně spojena s nepříznivou odezvou lidského organismu. Dlouhodobá expozice pak může vyvolat trvalé poškození organismu obsluhy, kdy dochází k výskytu různých příznaků onemocnění postihujících cévy, nervy, kosti, klouby, svaly nebo vazivové tkáně.

Zvláštní pozornost si zasluhují mechanické rázy charakterizované vysokými hodnotami zrychlení, které vyvolává otřesy lidského organismu. Na rozdíl od proměnných vibrací se během mechanického rázu vyvíjejí v lidském těle velké dynamické síly, které mohou vyvolat jeho akutní poškození. Účinky vibrací a rázů na člověka se sledují s ohledem na zajištění komfortu, pracovní výkonnosti nebo zdraví exponovaných osob.

## 3.1 Rozdělení vibrací

Účinkům mechanických vibrací je vystaven člověk při mnoha činnostech, kdy přichází do kontaktu s vibrujícím strojem či zařízením. Pokud se jedná o ručně vedené stroje a zařízení, jakými jsou např. sbíječky, řetězové pily, křovinořezy apod., mají vibrace vliv převážně na ruce a paže obsluhy, tzv. HAV (Hand Arm Vibration). V případě, že člověk sedí nebo stojí na vibrující podlaze nebo sedačce, je účinek vibrací téměř na celé jeho tělo, tzv. WBV (Whole Body Vibration).

Podle způsobu a místa přenosu vibrací na člověka rozeznáváme:

- vibrace přenášené na ruce, posuzované ve frekvenčním rozsahu od 8 Hz do 1 kHz,
- vibrace přenášené zvláštním způsobem, na hlavu, páteř, rameno atp. posuzované ve frekvenčním rozsahu od 1 Hz do 1 kHz,
- celkové vertikální vibrace o kmitočtu nižším než 0,5 Hz, které vyvolávají nemoci z pohybu,
- celkové vibrace v budovách, posuzované v frekvenčním rozsahu od 1 Hz do 80 Hz,
- celkové horizontální nebo vertikální vibrace, posuzované v kmitočtovém rozsahu 0,5 Hz až 80 Hz.







Podle časového průběhu rozdělujeme vibrační signály na:

Obr. 1: Vibrační signály Zdroj: [42], s. 84.

deterministické signály - tyto signály lze matematicky popsat a určit tak jejich hodnotu v daném čase podle jejich dosavadního průběhu. Tyto signály se dále dělí na periodické a neperiodické. Periodické signály lze poté dále rozdělit na signály harmonické a signály složité periodické.

harmonické signály - deterministické signály, které lze popsat sinusovou (kosinusovou) funkcí.

složité periodické signály - lze je popsat funkcí, která se v pravidelných intervalech opakuje. Tyto signály jsou typické pro většinu strojních zařízení.

neperiodické signály - lze je popsat matematickou funkcí. Jedná se např. o přechodové signály, jejichž typickým zástupcem je např. doznívání nebo přechod z jedné úrovně signálu na druhou apod..

náhodné signály - mění se nepředvídatelným způsobem. Nelze je popsat matematickou funkcí. Náhodné signály se dále dělí na stacionární a nestacionární.

stacionární signály - takové náhodné signály, které mají stabilní statistické parametry. Stabilita je sledována především u střední hodnoty, směrodatné odchylky, statistického rozdělení, autokorelační funkce<sup>2</sup> atd..

nestacionární signály - takové náhodné signály, které mají výše uvedené statistické parametry nekonstantní.

Reálné vibrační signály naměřené na strojích v sobě obsahují jak složku deterministickou, tak i náhodnou. Deterministická složka je dána periodickými budícími signály, náhodná pak vlivy, jejichž vznik a vývoj nelze s určitostí předpokládat, nebo které souvisejí s chybami měření a nedokonalostí analýzy.



<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> autokorelační funkce - = korelace (vzájemný vztah) mezi jednotlivými hodnotami časové řady.

### 3.2 Měření a hodnocení expozice vibracím přenášeným na ruce

Evropská směrnice 2002/44/EC<sup>3</sup> definuje hlavní požadavky na bezpečnost a zdraví obsluhy strojů a zařízení včetně specifických požadavků týkajících se vibrací. Mezi tyto požadavky patří též povinnost výrobce ručního nářadí, který dodává své produkty na trh Evropské unie, označit v parametrech výrobků naměřené hodnoty zrychlení vibrací.

Měření těchto hodnot se provádí podle metod, které udávají platné normy [1] a [2]. Pro pneumatické a neelektrické nářadí platí norma EN ISO 8662 [6] a pro elektrické nářadí je to ČSN EN 60745 [8].

Vibrace přenášené na ruce se musí měřit přístroji, které splňují požadavky podle ČSN EN ISO 8041 [7]. Zpracování naměřených signálů se následně provádí podle normy ČSN ISO 18431-1 [5].

#### 3.2.1 Snímače pro měření vibrací

Velikost vibrací lze obecně popsat třemi měřitelnými veličinami, a to výchylkou, rychlostí či zrychlením. Výběr snímače zrychlení je obecně určen předpokládanou velikostí vibrací, požadovaným frekvenčním rozsahem, fyzikálními vlastnostmi povrchu, na kterém se měří, a v neposlední řadě na prostředí, ve kterém se má použít.

Pokud měříme zrychlení vibrací, jsme poté schopni integrací naměřeného signálu v určitém časovém intervalu získat rychlost, resp. výchylku vibrací.

Snímačem vibrací je velmi často akcelerometr, který musí být schopen odolat vibracím v určitém rozsahu velikostí. V praxi jsou nejvíce rozšířeny piezoelektrické snímače, pro své výhodné vlastnosti, kterými jsou např.:

- jednoduchá konstrukce,
- necitlivost na magnetické pole,
- mechanická odolnost,
- velký dynamický rozsah,
- malé rozměry a nízká hmotnost.

Naproti tomu mezi nevýhody patří:

- nízká úroveň výstupního signálu (nutno použít zesilovač včetně napájecího zdroje),
- vyšší pořizovací cena měřicího řetězce.

Tyto snímače jsou založeny na piezoelektrickém jevu, kdy účinkem zrychlení kmitavého pohybu předmětu, ke kterému je připojen snímač, dochází k pohybu vnitřní hmoty snímače, a tak k deformaci piezoelektrického krystalu, která vyvolá elektrické napětí přímo úměrné zrychlení vibrací. Vzhledem k tomu, že toto napětí bývá obvykle malé a mohlo by vlivem dlouhého kabelového vedení dojít k jeho ztrátě, je nezbytné jej následně zesílit pomocí zesilovačů, které jsou obvykle součástí měřicí aparatury.

V normě [2] je doporučeno, aby základní rezonanční frekvence<sup>4</sup> snímače byla více než pětkrát vyšší, než nejvyšší sledovaná frekvence. U vibrací přenášených na ruce tento požadavek odpovídá frekvenci větší než 5 kHz.



<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Tato směrnice byla do evropské legislativy implementována 6. června 2005.

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> Základní rezonanční frekvence (někdy se také označuje jako "rezonanční frekvence připevnění snímače") se nemá zaměňovat s rezonanční frekvencí akcelerometrů.

Pro minimalizaci pravděpodobnosti zkreslení stejnosměrným posuvem<sup>5</sup> vlivem vybuzení přechodových dějů by měly být u piezoelektrických snímačů základní rezonanční frekvence mnohem vyšší, ideálně více než 30 kHz.

#### 3.2.2 Umístění a orientace snímačů

Snímače by měly být připevněné k vibrujícímu povrchu takovým způsobem, který nenarušuje práci s mechanizovaným zařízením a sám neovlivňuje vibrace objektu. Z toho vyplývá, že hmotnost snímače by měla být co možná nejmenší<sup>6</sup> a jeho úchyt by měl zajistit plochou frekvenční charakteristiku v rozsahu měřených frekvencí, aby měřený signál nebyl nadměrně zesilován či tlumen. Pro optimální umístění a orientace snímačů zrychlení je důležitá znalost předepsaného uchopení nářadí. Snímače by neměly omezovat provozní postupy obsluhy.

Pro mnohá mechanizovaná nářadí byla pro měření vibrací podle [2] a dalších mezinárodních norem stanovena specifická místa a směry měření, ze kterých je možno v konkrétním případě vycházet. Výše zmiňovaná norma si neklade za cíl přesně definovat měřicí místa na vibračním zařízení, která se musí striktně dodržovat, ale slouží spíše jako návod a doporučení.

V takových případech, zvláště u ručních mechanizovaných nářadí s postranními rukojetěmi, jako jsou úhlové brusky a zejména tehdy, jsou-li rukojeti pružně uložené, se doporučuje, aby se snímače zrychlení umístily na dvou místech, po obou stranách ruky. K odhadu expozice vibracím se pak použije průměrná hodnota z těchto dvou měření vibrací. V těch případech, kdy se ruční nářadí drží oběma rukama, je nutné provést měření zrychlení vibrací na obou rukách současně.

Pokud držadlo mechanizovaného nářadí má na vnější straně měkké obložení, budou vibrační přenosové vlastnosti tohoto obložení závislé na síle, kterou působíme na držadlo. V takových případech se musí postupovat velmi pečlivě s cílem zajistit, aby měření nebylo ovlivněno pružným materiálem. Není-li pružné obložení myšleno na rukojeti za účelem snížení expozice vibracím, pak se při měření buď odstraní pružný materiál pod snímačem, nebo se snímač upevní pomocí síly, která stlačí pružný materiál.

Pružné materiály na držadlech mechanizovaných nářadí nejsou obecně určeny ke snížení vibrací, ale spíše k zajištění spolehlivého uchopení.

Velikost vibrace přenášené na ruce se měří ve třech na sobě kolmých směrech  $x_h$ ,  $y_h$  a  $z_h$ , které jsou přesně definovány normou<sup>7</sup>.

Základní veličinou pro popis velikosti vibrace je efektivní hodnota frekvenčně váženého zrychlení ve třech těchto směrech, tedy  $a_{hwx}$ ,  $a_{hwy}$  a  $a_{hwz}$ .



<sup>&</sup>lt;sup>5</sup> Stejnosměrný posuv nastává u piezoelektrických snímačů, které jsou vystaveny velmi vysokým zrychlením o vysokých frekvencím, kdy je signál vibrací zkreslen tak, že se v něm objevují nepravdivé přídavné nízkofrekvenční složky. Stejnosměrnému posuvu lze předejít použitím např. mechanického filtru. Výskyt stejnosměrného posuvu se nejprve zaznamená v nízkofrekvenční oblasti pod frekvencí rázů; z tohoto důvodu lze stejnosměrný posuv zpravidla detekovat pomocí frekvenční analýzy signálu vibrací.

<sup>&</sup>lt;sup>6</sup> Čím větší je hmotnost připevněná k povrchu rukojeti, tím větší bude účinek. Je-li celková hmotnost akcelerometru a úchytu malá v porovnání s hmotností mechanizovaného nářadí (méně než 5 %), lze účinek zanedbat. Více v [2].

<sup>&</sup>lt;sup>7</sup> Norma [1] specifikuje obecné požadavky na měření a uvádění expozice vibracím přenášeným na ruce a dále stanovuje filtr frekvenčního vážení a filtr omezení pásma pro možnost jednotného porovnání měření ve frekvenčním rozsahu 8 Hz až 1.000 Hz. Norma platí pro periodické signály a stochastické nebo neperiodické vibrace. Provizorně lze použít i pro buzení opakovanými rázy.

Při měřeních vibrací může být orientace soustavy souřadnic stanovena vzhledem k biodynamické<sup>8</sup> či bazicentrické soustavě souřadnic (Obr. 2), jejíž počátek je například na vibrujícím zařízení, rukojeti nebo ovládacím zařízení sevřeném rukou.



a) poloha "svírající ruky" (poloha standardního úchopu válcové tyče)



b) poloha "otevřené" dlaně (v této poloze ruka tlačí dolů na kouli)

Obr. 2: Osy měření

- Biodynamická soustava souřadnic ----- Bazicentrická soustava souřadnic Zdroj: [1], s. 9.

Vibrace by se měly přednostně měřit ve třech směrech současně. Postupná měření v každém ze tří směrů jsou přípustná za předpokladu, že ve všech třech měřeních jsou podobné provozní podmínky. Měření se musí provádět na vibrujícím povrchu co možná nejblíže středu oblasti úchopu stroje nebo nářadí.

Veličina, která kombinuje všechny tři směry zrychlení vibrace se nazývá tzv. souhrnná velikost vibrací  $a_{hv}$  a určí se dle vztahu (1)

$$a_{hv} = \sqrt{a_{hwx}^{2} + a_{hwy}^{2} + a_{hwz}^{2}}, \qquad (1)$$

kde  $a_{hwx}$ ,  $a_{hwy}$ ,  $a_{hwz}$  jsou efektivní hodnoty frekvenčně vážených zrychlení vibrací ve směru osy  $x_h$ ,  $y_h$ ,  $z_h$ . Jednotky těchto hodnot jsou [m/s<sup>2</sup>].

<sup>&</sup>lt;sup>8</sup> Počátek biodynamické soustavy souřadnic je ve hlavě třetí záprstní kosti (distální hlavice). Směr  $z_h$  (tj. osa ruky) je stanoven v podélné ose třetí záprstní kosti a je orientován kladně směrem k distálnímu konci prstu. Směr  $x_h$  je kladný v dopředném směru, kdy je ruka v normální anatomické poloze (dlaň směřuje dopředu). Směr  $y_h$  je kladný ve směru pátého prstu (palce). V praxi se nejčastěji používá bazicentrická soustava souřadnic, kdy se soustava natočí v obecné rovině y - z tak, že směr  $y_h$  je rovnoběžný s osou rukojeti.







*Obr. 3:* Příklady naměřených hodnot zrychlení vibrací běžného ručního nářadí Zdroj: [39], s. 12.

V některých případech však tříosá měření nemusí být možná či nezbytná. V takových situacích norma [1] požaduje, aby se k získání odhadu souhrnné hodnoty vibrací vynásobily výsledky měření v jednom nebo dvou směrech vhodnou konstantou. Hodnota této násobící konstanty má být mezi hodnotou 1 pro nářadí s vysoce dominantní složkou vibrací<sup>9</sup> a hodnotou 1,7, kdy naměřený směr reprezentuje vibrace ve třech směrech. Pokud se mají použít výsledky měření v jednou směru, pak to musí být dominantní směr. Příklady naměřených hodnot zrychlení vibrací běžně dostupného ručního nářadí jsou na *obr. 3*.

rammers



<sup>&</sup>lt;sup>9</sup> Směr vibrací je dominantní, pokud každá z hodnot vibrací v obou nedominantních směrech je nižší než 30 % hodnoty vibrací v dominantním směru.

### 3.2.3 Filtry pro frekvenční vážení a omezení pásma

Měření frekvenčně váženého zrychlení a<sub>hv</sub> vyžaduje použití filtru frekvenčního vážení a filtru na omezení pásma. Frekvenční vážení  $W_h$  odráží předpokládaný význam různých frekvencí na případné poškození ruky<sup>10</sup>. Frekvenční vážení lze zajistit:

- analogovými filtry,
- digitální filtrací časového signálu, •
- použitím váhových činitelů na spektra pásmové analýzy v třetinooktávových • pásmech<sup>11</sup> nebo pásmech užších.

Rozsah využití naměřených hodnot k predikci poškození rukou je omezen na pracovní frekvenční rozsah pokrytý oktávovými pásmy 8 Hz až 1.000 Hz (tj. jmenovitý frekvenční rozsah 6,3 Hz až 1.250 Hz). Horní a dolní pásmové propusti filtru omezují vliv frekvencí vibrací vně tohoto rozsahu na naměřenou hodnotu. Filtr frekvenčního vážení a filtr na omezení pásma lze realizovat analogovými či digitálními metodami. Křivka je znázorněna na obr. 4.

Další podrobnosti o filtrech a parametrech frekvenčního vážení jsou uvedeny v [1] a [7]. Je důležité, aby digitální metody, jako je analýza digitální filtrací a rychlou Fourierovou transformací byly schopné náležitě zajistit přesnou analýzu v celém rozsahu frekvencí pokrytém třetinooktávovými pásmy od 6,3 Hz do 1.250 Hz. Analýzy by měly poskytnout dobré rozlišení na nízkých frekvencích a dostatečně vysokou frekvenci vzorkování, aby se získaly přesné údaje na vysokých frekvencích.

Je důležité, aby se při FFT analýzách používala časová okénka. U spojitě pracujících rotačních a úderných nářadí s rotačním pohybem je často vhodná Hanningova okénková funkce. U nářadí s rázy, kde je četnost rázů (rázy za sekundu) nižší než desetinásobek frekvenčního přírůstku úzkopásmové analýzy, by se měly uvážit jiné okénkové funkce. V případě velmi nízké frekvenci rázů např. kdy je četnost rázů rovna nebo je nižší než přírůstek frekvence, se doporučuje analýza pomocí spouště a exponenciálního časového okénka.



*Obr. 4:* Křivka frekvenčního vážení  $W_h$  pro vibrace přenášené na ruce Zdroj: Vypracováno podle [1], s. 13.

<sup>&</sup>lt;sup>10</sup> Třebaže není pravděpodobné, že frekvenční závislosti odezvy ruky na vibrace jsou stejné ve všech třech směrech měření, dosud se nedoporučuje provádět rozdílné frekvenční vážení pro různé směry. <sup>11</sup> Oktáva - interval mezi dvěma frekvencemi, které mají frekvenční poměr rovný dvěma.





#### 3.2.3.1 Přepočet údajů z třetinooktávových pásem na frekvenčně vážené zrychlení

Jako alternativu k použití filtru  $W_h$  lze pro získání odpovídajícího frekvenčně váženého zrychlení použít efektivní hodnoty zrychlení z třetinooktávové analýzy. Efektivní hodnotu frekvenčně váženého zrychlení  $a_{hw}$  lze poté vypočítat podle následujícího vztahu

$$a_{hw} = \sqrt{\sum_{i} (W_{hi} \cdot a_{hi})^2} , \qquad (2)$$

kde  $W_{hi}$  je váhový činitel pro *i*-té třetinooktávové pásmo a  $a_{hi}$  je efektivní hodnota zrychlení naměřená v *i*-tém třetinooktávovém pásmu [m/s<sup>2</sup>].

Základní frekvenční rozsah je tvořen třetinooktávovými frekvencemi od 6,3 Hz do 1.250 Hz. Následný výpočet hodnoty  $a_{hw}$  podle rovnice (2) musí tedy zahrnovat všechna třetinooktávové pásma uvnitř tohoto rozsahu.

#### 3.2.4 Frekvenční analýza

V případě jakýchkoliv pochybností o kvalitě naměřeného signálu zrychlení je užitečné mít informaci o frekvenční analýze, která nám poskytne přehled např. o dominantních či harmonických frekvencích, a tím nám může pomoci při identifikování účinných opatření na snížení vibrací. Pokud je třeba zjistit frekvenční spektra zrychlení kmitavého pohybu držadel ručně vedených strojů a zařízení při své typické činnosti, provádí se frekvenční analýza v třetinooktávových pásmech předepsaných rozsazích středních frekvencí. Kromě frekvenčně vážených hodnot zrychlení vibrací je žádoucí uvádět i (nevážené) efektivní hodnoty v třetinooktávových pásmech ve frekvenčním rozsahu měřicího zařízení.

Frekvenční analýza je tedy žádoucí hned z několika důvodů:

- úzkopásmová frekvenční analýza může napomoci při identifikování mechanismů vyvolávajících vibrace a může technikům poskytnout prostředek ke snížení vibrací na problémových frekvencích;
- informace o spektru (hlavně analýza s konstantní šířkou pásma) může být užitečná pro odhalení chyb: přebuzení nebo stejnosměrný posuv (evidentní na nízkých frekvencích) a problémy s připevněním snímače (evidentní na vysokých frekvencích);

#### 3.2.5 Doba trvání měření vibrací

Měření by mělo představovat průměr za interval, který je reprezentativní pro typické použití mechanizovaného nářadí, stroje nebo pracovního postupu. Tam, kde je to možné, by měl měřicí interval začínat ve chvíli, kdy se ruce pracovníka poprvé dostanou do styku s vibrujícím povrchem stroje a končit při jeho přerušení. Tento interval může obsahovat kolísání velikosti vibrací a může dokonce zahrnovat časové úseky bez expozice vibracím. Podle možností je třeba, aby se během dne provedla řada měření, která se následně zprůměrňují tak, aby se postihlo kolísání vibrací během dne.

Průměrná velikost vibrací z řady N záznamů zrychlení vibrací je dána vztahem (3)

$$a_{hw} = \sqrt{\frac{1}{T} \sum_{j=1}^{N} a_{hwj}^{2} t_{j}}, \qquad (3)$$

kde  $a_{hwi}$  je zrychlení vibrací naměřené v *j*-tém záznamu a  $t_j$  je čas měření *j*-tého záznamu.

Celková doba měření t se poté určí ze vztahu (4)

$$t = \sum_{j=1}^{N} t_j .$$
(4)

Expozice vibracím trvají často po krátké intervaly, které se během dne několikrát opakují. Nejkratší přípustná doba trvání měření závisí na charakteru signálu, měřicím vybavení a pracovních charakteristikách.

Celková doba měření<sup>12</sup> by měla trvat nejméně 1 minutu. Před jedním měřením o delší době trvání se má dát přednost spíše určitému počtu krátkodobých náměrů. Pro každou činnost by se měly získat alespoň tři náměry, jejíž celková doba je tedy minimálně 1 minuta. Pokud měření probíhá v časovém intervalu, kdy je ruka ve styku s vibrujícím povrchem stroje, hodnotí se celková doba kontaktu za den. Pokud se vibrace proměřují za celý pracovní cyklus, je celková denní doba expozice vibracím T jednoduše dána součinem doby trvání cyklu a počtem cyklů za den.

#### 3.2.6 Výpočet denní expozice vibracím

Denní doba trvání expozice vibracím je celková doba, po kterou jsou ruce obsluhy stroje exponovány vibracím během pracovního dne. Denní expozice vibracím A(8) se určí z velikosti zrychlení vibrace a doby expozice podle vztahu (5) Stejně jako zrychlení vibrací, tak i denní expozice vibracím mají stejné jednotky [m/s<sup>2</sup>].

$$A(8) = a_{hv} \cdot \sqrt{\frac{T}{T_0}}, \qquad (5)$$

kde  $a_{hv}$  je souhrnná hodnota zrychlení vibrací [m/s<sup>2</sup>], T je celková denní expozice vibracím [h] a  $T_0$  je referenční doba osmihodinové denní směny [h].

Pokud je osoba vystavena více než jednomu zdroji vibrací (např. používá dva či více druhů různých nářadí nebo provádí více činností denně), pak se jedná o tzv. dílčí expozice vibracím  $A(8)_i$ , jejichž hodnoty získáme ze vztahu (5) s tím rozdílem, že dosazujeme dílčí velikosti zrychlení a časy jejich expozic. Výpočet celkové denní expozice vibracím A(8) se pak provádí podle vztahu (6).

$$A(8) = \sqrt{\sum_{i} A(8)_{i}^{2}} = \sqrt{\frac{1}{T_{0}} \sum_{i} a_{hvi}^{2} \cdot T_{i}} , \qquad (6)$$

kde  $a_{hvi}$  je souhrnná hodnota zrychlení vibrací získaná při *i*-té činnosti, *n* je počet dílčích činností a  $T_i$  je doba trvání *i* -té činnosti.

Hodnoty denní expozice vibracím lze snadno odečíst přímo z grafu (Obr. 5).



<sup>&</sup>lt;sup>12</sup> ti. počet náměrů vynásobený dobou trvání jednoho měření.





A(8) < 2,5 m/s<sup>2</sup>. Denní hodnota vibrací je pod limitem. Není třeba přijímat opatření ke snížení vibrací.

 $A(8) = 2.5 - 5.0 \text{ m/s}^2$ . Denní hodnota vibrací je nad limitem. Zvýšené riziko onemocnění operátora spojené s vibracemi. Ve směrnici 2002/44/EC [71] naleznete pokyny pro snížení nebezpečí plynoucích z vibrací.

A(8) > 5.0 m/s². Denní hodnota vibrací překračuje limit. Zkraťte pracovní dobu anebo používejte stroj s nižšími vibracemi.

Zdroj: [39], s. 41.

### 3.2.7 Hodnocení expozice vibracím

Hodnocení expozice vibracím, jak je popsáno v normě [1], je založeno výlučně na měření velikosti vibrací v místech jejich přenosu do rukou obsluhy a na stanovení dob jejich expozice.

Je zřejmé, že pro komplexní posouzení rizika vlivu vibrací na lidský organismus by bylo zapotřebí uvažovat i s přídavnými činiteli, jako jsou síly stisku a přítlaku vyvíjené obsluhou, poloha ruky a paže, směr vibrací, podmínky prostředí (teplota, vlhkost,...) atd. Výše uvedená norma však nestanovuje návod k hodnocení těchto přídavných činitelů.

V červnu roku 2005 vstoupily v platnost nové směrnice Evropské unie 2002/44/ES [71], které kromě jiného nařizují maximálně povolené limity expozice vibracím za osmi hodinovou pracovní směnu a následně i časové limity pro určité hodnoty zrychlení vibrací. Pro denní expozici vibracím je to 5  $m/s^2$  a pro dílčí expozici 2,5  $m/s^2$ .

V České republice je ochrana před nepříznivým působením hluku a vibrací obecně upravena zákonem č. 258/2000 Sb. v platném znění<sup>13</sup>. Nejvyšší přípustné hodnoty hluku a vibrací jsou stanoveny v navazujícím nařízení vlády č. 148/2006 Sb. Podle ustanovení § 18 tohoto nařízení vlády platí, že zaměstnavatel provádí hodnocení rizika na základě znalosti údajů o předpokládané míře zátěže vibracím a podmínek užívání zařízení uváděných výrobcem. Hodnocení rizika na základě znalosti údajů uváděných výrobcem nenahrazuje měření. Hodnocení a měření vibrací se provádí pravidelně a dále vždy, pokud dojde ke změně podmínek práce. Pro sjednocení postupu orgánů hygienické služby byl vydán "Metodický návod pro měření a posuzování hluku v pracovním prostředí a vibrací", věstník MZ ČR č. 1/2002. Vlastní metody měření a hodnocení vibrací jsou ve smyslu par. 21 NV č. 502/2000 Sb. obsaženy v českých technických normách ČSN EN ISO 5349-1 [1], ČSN EN ISO 5349-2 [2], ČSN ISO 2631-1 [3] a ČSN ISO 2631-2 [4].

Při hodnocení nepříznivého působení vibrací přenášených na člověka se považuje za rozhodující způsob přenosu, dominantní směr a frekvence vibrací. Frekvence vibrací se sleduje zejména proto, aby se omezilo nepříznivé působení vibrací na rezonančních frekvencích lidského organismu. Dále je při hodnocení rizika vibrací nutno, aby zaměstnavatel přihlížel zejména k:

- úrovni typu a době trvání expozice včetně expozice přerušovaným vibracím a opakovaným rázům,
- přípustným expozičním nebo hygienickým limitům stanoveným pro dané druhy vibrací.
- účinkům vibrací na zdraví a bezpečnost mladistvých zaměstnanců, těhotných žen, ٠ kojících žen a matek do konce devátého měsíce po porodu,
- nepřímým účinkům na bezpečnost zaměstnance vyplývajícím z interakcí mezi • vibracemi a pracovním místem nebo dalším zařízením,
- vytváření podmínek k zajištění bezpečné práce a bezpečných pracovišť s využitím • informací poskytnutých výrobci pracovních zařízení,
- možnosti zavádění technických zařízení určených ke snížení expozice vibracím, •
- rozšíření expozice celkovým vibracím nad osmihodinovou pracovní dobu, •
- podmínkám práce spojeným s expozicí vibracím, zejména chladové zátěži, •
- příslušným informacím, které vyplývají ze zdravotního dohledu a dostupným • publikovaným informacím.

<sup>&</sup>lt;sup>13</sup> Vláda nařizuje podle § 108 odst. 3 zákona č. 258/2000 Sb., o ochraně veřejného zdraví a o změně některých souvisejících zákonů, k provedení § 30, 32 a § 34 odst. 1 a podle § 134c odst. 7 zákona č. 65/1965 Sb., zákoník práce, ve znění zákona č. 155/2000 Sb. Tímto nařízením se stanoví nejvyšší přípustné hodnoty hluku a vibrací pro pracoviště, pro chráněný venkovní prostor, chráněné vnitřní prostory staveb a chráněné venkovní prostory staveb a způsob měření a hodnocení těchto hodnot. Emisní hodnoty hluku stanoví zvláštní právní předpisy. Pojmy, jakož i definice a označení veličin jsou uvedeny v příloze č. 1 k tomuto nařízení.




# **3.3** Účinky vibrací přenášených na ruce a paže obsluhy

Pro přenos vibrací na ruce je důležité, že činnost s vibrujícími nástroji vyžaduje aktivní svalovou práci horních končetin. Zvýšené napětí svalstva omezuje útlum vibrací a ty se snadněji šíří rukou a předloktím do celé paže. Přenos vibrací tedy ovlivňuje síla stisku nářadí nebo jiného vibrujícího předmětu, ať už je způsobená jeho vahou, tvarem rukojeti apod. Pro přenos vibrací je dále významné postavení paže a ruky, resp. kloubu zápěstního, loketního a ramenního při práci a směr působení vibrací.

Je pravděpodobné, že kontaktní síly mezi rukou a oblastí úchopu ovlivňují energii vibrací, která se přenáší na ruku. Přestože tyto účinky nejsou plně prozkoumány, bylo však již zjištěno, že expozice rázům vyvolává větší síly v oblasti úchopu než expozice vibracím<sup>14</sup>. Je možné, že budoucí normy budou vyžadovat určení těchto sil. Tam kde je to možné, měly by se kontaktní síly změřit či odhadnout<sup>15</sup>.

## 3.3.1 Vztah mezi expozicí vibracím a účinky na zdraví

Účinky expozice člověka vibracím přenášeným na ruce v pracovních podmínkách mohou být ovlivněny následujícími činiteli:

- směrem vibrací přenášených na ruce,
- metodou práce a zručností obsluhy,
- věkem jednotlivce nebo jakýmkoliv činiteli predispozice jeho/její tělesné konstituce nebo zdraví,
- dobou práce, pracovním tempem a klidovými přestávkami, kdy se nářadí odkládá stranou nebo se drží za volnoběžných otáček atd.,
- typem a stavem vibrujícího stroje, ručního nářadí a připojeného příslušenství nebo opracovávaným předmětem,
- kontaktními silami, jako jsou síly stisku a přítlaku, kterými obsluha působí rukama na nářadí nebo opracovávaný předmět.
- polohou ruky a paže a polohou těla během expozice vibracím (úhly v zápěstí, lokti, ramenních kloubech),
- plochou a umístěním částí rukou, exponovaných vibracím,
- klimatické podmínky a další činitele ovlivňující teplotu rukou nebo těla,
- onemocnění ovlivňující krevní oběh,
- látky ovlivňující periferní oběh, jako je nikotin, určité látky a chemikálie v pracovním prostředí.

Vlivem účinků vibrací na ruce a paže, tzv. HAV (Hand Arm Vibration) může docházet k závažnému poškození horních končetin. Toto komplexní poškození se nazývá vibrační syndrom rukou a paží, tzv. HAVS (Hand Arm Vibration Syndrome), a postihuje nervovou soustavu, klouby, kosti, svaly, krevní oběh rukou, zápěstí a paží.

Hlavními symptomy HAVS jsou:

- brnění a ztráta citu v prstech,
- ztráta síly v rukách (snížená schopnost zvedat nebo nosit těžké věci),
- v zimě a ve vlhku konce prstů nejprve zbělají a poté zčervenají a bolí.

<sup>&</sup>lt;sup>14</sup> Více např. v [23].

<sup>&</sup>lt;sup>15</sup> Mezinárodní norma na měření sil stisku a přítlaku ruky se již připravuje.

Odezva lidského těla na HAV závisí na velikosti mechanických vibrací, které jsou nejčastěji udávané ve zrychlení [m/s<sup>2</sup>], a na frekvenci [Hz]. Čas vystavení se účinku vibrací je také velmi důležitou hodnotou pro odhad lidského poškození. Nadměrná expozice vibracím přenášeným na ruce může vyvolat poruchy krevního oběhu v prstech, periferních nervů a pohybového aparátu ruky a paže. Odhaduje se, že 1,7 % až 3,6 % pracovníků v evropských zemích a USA je exponováno potenciálně škodlivým vibracím přenášeným na ruce<sup>16</sup>. Postižení cév a změny na kostech a kloubech v důsledku vibrací přenášených na ruce se v mnoha zemích odškodňují jako nemoc z povolání.

## 3.3.2 Postižení cév

Postižení cév rukou se přičítá především působení vibrací o frekvenci vyšší než 30 Hz. Působení vibrací vede k poklesu elasticity cév a k narušování krevního oběhu tím, že způsobí větší vasokonstrikční<sup>17</sup> odpověď cév na chlad, proto si pracovníci vystavení vibracím přenášeným na ruce mohou stěžovat na epizody zblednutí nebo zbělení prstů, spouštěné zpravidla expozicí chladu. Tato postižení, způsobené dočasným přerušením krevního oběhu v prstech, se nazývá Raynaudův fenomén<sup>18</sup>, traumatické vasospastické onemocnění nebo též profesionální traumatická vasoneuróza a nověji nemoc bílých prstů, tzv. VWF (Vibration Induced White Finger) (Obr. 6).



*Obr. 6:* Ruce při nemoci bílých prstů (VWF) Zdroj: [17], s. 5.

K objektivizaci bělení prstů se používá několik laboratorních vyšetření. Většina z nich je založena na provokaci zbělení chladem a na měření teploty kůže na prstech nebo krevního oběhu a tlaku v prstech před, během a po prochlazení rukou a paží.

<sup>&</sup>lt;sup>18</sup> podle Maurice Raynauda, francouzského lékaře, který jej poprvé popsal v roce 1862.





<sup>&</sup>lt;sup>16</sup> Zdroj: [1].

<sup>&</sup>lt;sup>17</sup> Vasokonstrikce - projevuje se snížením průtoku krve a zmenšením prokrvení.

Onemocnění cév z vibrací dělíme na tři stadia<sup>19</sup>:

- I. stadium lehké vasospastické se zpomaleným návratem krve do postižených prstů po provokaci chladem. Projevuje se parestéziemi při práci s vibrujícími nástroji. Onemocnění je lehké, převážně reverzibilní. Vyřazení z rizika vibrací se nepokládá za nutné.
- II. stadium pokročilé vasospastické projevuje se záchvaty bílých či mrtvých prstů, tzv. Raynaudovým fenoménem. Po chladovém podnětu dochází velmi rychle k vasospazmu se zbělením prstů a jejich necitlivostí. Prsty jsou studené, voskově bílé až slámově žluté. Zpočátku bývají postiženy jen špičky prstů, později celé prsty. Palce bývají vzhledem ke kvalitnějšímu cévnímu zásobení oproti ostatním prstům postiženy jen výjimečně. Také toto stadium je ještě reverzibilní, odeznívá však často několik let.
- III. stadium vasoparalytické dochází k ochrnutí hladkého svalstva cévní stěny, což se projeví zhoršením krevního oběhu a cyanózou. Kůže je chladná, při poranění se špatně hojí, mohou být přítomny i trofické změny (ztenčení kůže, ztráta ochlupení, změny na nehtech). Toto stadium je již ireverzibilní.

## 3.3.3 Neurologické poruchy

Pracovníci exponováni vibracím přenášeným na ruce mohou vykazovat známky a příznaky kompresivních neuropatií, pociťovat mravenčení a tupost v prstech a rukou, snížení normálního taktilního a tepenného čití, jakož i zhoršení jemné motoriky. Jako další účinek vibrací přenášených na ruce lze na kůži na konečcích prstů rovněž zjistit snížené vibrační čití. S pokračující expozicí mají tyto příznaky tendenci se zhoršovat a mohou narušovat pracovní výkonnost i mimopracovní aktivity.

Má se za to, že ergonomické stresory působící na ruku a zápěstí (opakované pohyby, usilovné svírání rukojeti, nevhodná pracovní poloha) mohou v kombinaci s vibracemi u pracovníků používajících vibrující nářadí způsobit syndrom karpálního tunelu<sup>20</sup>, který vzniká dlouhodobým útlakem středového nervu (nervus medianus) v oblasti zápěstí, kde nervy, cévy a devět šlach ohýbačů (flexorů) prstů procházejí zúženým místem pod zápěstními vazy v prostoru nazývaném karpální tunel (canalis carpi). Pokud je v tomto prostoru z nějakého důvodu málo místa, vzniká útlak, který se nejdříve projeví postižením středového nervu, který řídí citlivost a pohyblivost celé ruky a ovládá svaly a šlachy spojující ruku a paži s předloktím. Útlak může vzniknout také např. mechanickým poškozením (poranění zápěstí), po zánětech šlach a vazů uvnitř zápěstí, které pak otečou a stlačí procházející nerv. Dalšími možnými příčinami vzniku tohoto problému jsou hormonální změny (užívání antikoncepce, těhotenství, menopauza) - mohou podporovat zadržování tekutin, které vyprovokují či zhorší příznaky této nemoci. Také cukrovka, snížená činnost štítné žlázy nebo revmatoidní artritida mohou vyvolat tyto příznaky.



<sup>&</sup>lt;sup>19</sup> Zdroj: [57].

<sup>&</sup>lt;sup>20</sup> Syndrom karpálního tunelu, tzv. CTS (Carpal Tunnel Syndrome).

# 3.3.4 Postižení pohybového aparátu

### 3.3.4.1 Kosti a klouby

Pomocí radiologických<sup>21</sup> studií byly odhaleny vysoké prevalence<sup>22</sup> vakuol a cyst<sup>23</sup> v kostech rukou a zápěstí pracovníků exponovaných vibracím. Nadměrný výskyt osteoartróz<sup>24</sup> v zápěstí a lokti, jakož i kostnatění v místech šlachových úponů, většinou v lokti, byly zjištěny převážně u horníků, cestářů a dělníků v kovoprůmyslu exponovaných rázům a nízkofrekvenčním vibracím (< 50 Hz). Existuje však málo důkazů o zvýšené prevalenci degenerativních poškození kostí a kloubů horních končetin u pracovníků vystavených expozici vibracím na středních a vysokých frekvencích, vznikajících při práci s např. řetězovými pilami a bruskami. Vysvětlením pro vyšší výskyt poškození kloubů a kostí u pracovníků obsluhujících úderná nářadí může být těžká fyzická práce, usilovné svírání rukojeti a různé biomechanické faktory.

Klinické i laboratorní projevy artróz, způsobených prací s vibrujícími nástroji a zařízeními, jsou totožné jako u artróz jiného původu. Charakteristická bývá lokalizace artrózy, artrotickými změnami bývá postižen kloub, na který se přenášela energie vibrací a změny bývají často stranově asymetrické. Kostní cysty se klinicky neprojevují a bývají náhodným nálezem na rentgenových snímcích rukou jako oválná projasnění se zřetelným lemem. Vzácnější nekrózy drobných kůstek ruky bývají provázeny bolestí a zduřením v postiženém místě a poruchou hybnosti v oblasti zápěstí.

### 3.3.4.2 Svaly

U pracovníků dlouhodobě exponovaných vibracím může docházet ke svalové slabosti, bolesti v rukou a pažích, popř. si mohou stěžovat i na sníženou svalovou sílu.

Též bylo zjištěno, že s expozicí vibracím souvisí také oslabení stisku ruky a možná další postižení, jakými jsou např. tendinitida<sup>25</sup> a tendosynovitida<sup>26</sup> na horních končetinách, kdy je šlacha ve svém průběhu na pohmat bolestivá, zduřelá, podobně i okolní měkké tkáně. U některých jedinců může svalová únava způsobit dokonce pracovní neschopnost.

### 3.3.4.3 Další postižení

Kromě těchto příznaků HAVS způsobuje také velmi časté poruchy spánku vlivem bolesti v rukách, zápěstích, loktech, pažích a ramenech. Pro včasné odhalení příznaků HAVS je doporučeno docházet na pravidelné lékařské prohlídky obsahující celou řadu testů dle norem [16], [14] a [15]. V případě zanedbání může toto poškození způsobit vážnou invaliditu.

<sup>&</sup>lt;sup>26</sup> Tendosynovitida – zánět šlachy a pochvy šlachové.





<sup>&</sup>lt;sup>21</sup> Radiologie - lékařský obor, který využívá ionizujícího záření k určení diagnózy či při léčbě nemocného (invazivní radiologie). Pro radiologii je charakteristické, že využívá rentgenového záření nebo ionizujícího záření z uzavřených zářičů.
<sup>22</sup> Prevalence - jeden ze základních ukazatelů v epidemiologii a epizootologii, je podíl počtu jedinců trpících

<sup>&</sup>lt;sup>22</sup> Prevalence - jeden ze základních ukazatelů v epidemiologii a epizootologii, je podíl počtu jedinců trpících danou nemocí a počtu všech jedinců ve sledované populaci.

<sup>&</sup>lt;sup>23</sup> Cysta - abnormální dutina ve struktuře kosti.

<sup>&</sup>lt;sup>24</sup> Osteoartróza - degenerace kostí a kloubů.

<sup>&</sup>lt;sup>25</sup> Tendinitida – zánět šlachy.

# 3.4 Volná vstupní mechanická impedance soustavy ruka-paže

Abychom byly schopni popsat pohyb soustavy ruka-paže při kinematickém buzení jako její odezvu na kmitající sílu působící na ruku v závislosti na frekvenci, byla v normě [10] zavedena veličina, která se nazývá tzv. volná vstupní mechanická impedance, jejíž znalost je nezbytně nutná při návrhu a vývoji nejen zařízení na snížení vibrací a ochranných prostředků, ale i zkušebních zařízení k měření vibrací na držadlech mechanizovaných nářadí. Volná vstupní mechanická impedance je obecně komplexní<sup>27</sup> a určí se ze vztahu (7) jako podíl periodické budicí síly F(f) působící na frekvenci f k výsledné rychlosti vibrací v(f) na téže frekvenci za předpokladu, že všechny připojující body soustavy jsou volné, tj. mají nulové vnější působící síly. Síly vyvíjené rukou se obvykle popisují ve formě síly stisku a síly přítlaku<sup>28</sup>.

Platí tedy, že

$$Z(f) = \frac{F(f)}{v(f)}.$$
(7)

Složky volné vstupní mechanické impedance v jednotlivých směrech jsou definovány jako funkce frekvence v rozsahu  $10 \div 500$  Hz pro stanovené polohy paže, síly stisku a přítlaku, průměry rukojeti a intenzity buzení. Dále se při dalších výpočtech tyto složky používají tak, jako by byly na sobě nezávislé.

Aby byl zohledněn rozsah naměřených hodnot na rukách sledovaných osob<sup>29</sup>, udávají se pro každou frekvenci a požadovaný směr vždy tři hodnoty volné impedance. Horní a dolní hodnoty určují rozsah nejpravděpodobnějších hodnot impedance. Střední hodnota reprezentuje celkovou průměrnou hodnotu impedance a určuje cílovou hodnotu pro všechny aplikace. Tyto hodnoty lze však využít pouze v případech, které přibližně odpovídají rozsahu podmínek měření, tedy musí platit, že

- síla stisku je  $30 \pm 5 \text{ N}^{30}$ ,
- síla přítlaku vyvíjená rukou je  $50 \pm 8 \text{ N}^{31}$ ,
- v ruce je držena rukojeť kruhového průřezu o průměru 19÷45 mm, popř. rukojeť nekruhového průřezu za předpokladu, že nejmenší průměr rukojeti je 19 mm a největší 45 mm,
- zápěstí je v neutrální poloze, tedy bez flexe a extenze s odchylkou od této polohy max. ±15°.
- zrychlení vibrací max. 50 m/s<sup>2</sup>.

Hodnoty volné vstupní mechanické impedance, stejně tak i grafy závislostí těchto hodnot na frekvenci, vyjádřené jako modul a fáze vždy pro tři navzájem kolmé translační směry buzení, které odpovídají osám  $x_h$ ,  $y_h$  a  $z_h$  bazicentrické soustavy podle *obr. 2*, jsou uvedeny viz. *Příloha 2*.



<sup>&</sup>lt;sup>27</sup> Tzn., že má reálnou a imaginární část, a proto se s oblibou vyjadřuje jako modul a fáze.

<sup>&</sup>lt;sup>28</sup> Síla přítlaku se často nazývá vodicí či přítlačná síla.

<sup>&</sup>lt;sup>29</sup> Tyto hodnoty byly odvozeny z výsledků měření impedance provedených na skupinách osob mužského pohlaví. Pro stanovení hodnoty volné vstupní mechanické impedance soustavy ruka-paže u osob ženského pohlaví nejsou v současné době známy dostatečné údaje.
<sup>30</sup> Studie uvádějí, že výsledkem zvýšení síly stisku ruky je nárůst modulu impedance, zejména na frekvencích

<sup>&</sup>lt;sup>30</sup> Studie uvádějí, že výsledkem zvýšení síly stisku ruky je nárůst modulu impedance, zejména na frekvencích vyšších než 50 Hz.

<sup>&</sup>lt;sup>31</sup> Bylo zjištěno, že s rostoucí sílou přítlaku dochází k nárůstu modulu impedance na nižších frekvencích. Pro síly přítlaku až do 150 N je možno očekávat změnu hodnot impedance o méně než 10 %.

# 3.4.1 Matematické modely systému ruka-paže

Simulační modely jsou žádané pro možnost předpovědi dynamického chování dané soustavy. Lidské tělo, jako mechanický systém, se chová nelineárně. Matematický model, který by přesně popisoval chování takové soustavy ještě nebyl vytvořen a jistě by se jednalo o velmi složitý model. Soustavu ruka-paže lze též nahradit soustavou několika hmot, které jsou vzájemně propojeny pružnými a tlumícími prvky.

Pro usnadnění matematického modelování a stavby mechanických analogií soustavy ruka-paže, byly vytvořeny různé matematické modely o různém stupni složitosti, které jsou v souladu s ustanoveními platné normy [10]. Tyto modely však svými hodnotami hmotností, tuhostí a tlumení neodpovídají fyziologické stavbě soustavy ruka-paže. Nižší hmotnosti modelu se vyskytují blíže bodu, kterým se pohyb zavádí do modelu. Pro tento bod se předpokládá, že se nachází na ruce.

### 3.4.1.1 Tříhmotový model volné impedance soustavy ruka-paže

Tento model volné impedance soustavy ruka-paže se třemi stupni volnosti je znázorněn na *obr*. 7 a jeho obecné uspořádání platí pro každý ze tří směrů, který je zároveň totožný s jednou z os buď  $x_h$ ,  $y_h$  či  $z_h$  bazicentrické soustavy. Hodnoty parametrů tohoto modelu pro všechny tři směry jsou udány v *tab. 1*. Výpočet modulu a fáze volné vstupní impedance soustavy ruka-paže je k dispozici viz. *Příloha 3*.

$$F$$

$$m_1$$

$$k_1 \neq b_1$$

$$m_2$$

$$k_2 \neq b_2$$

$$m_3$$

$$k_3 \neq b_3$$

*Obr. 7:* Tříhmotový model volné impedance soustavy ruka-paže Zdroj: Vypracováno podle [10], s. 19.

*Tab. 1:* Hodnoty parametrů tříhmotového modelu soustavy ruka-paže Zdroj: Vypracováno podle [10], s. 18.

Danamatu	Indunativa	Směr vibrací							
rarametr	Jeunotka	$x_h$	$\mathcal{Y}_h$	$Z_h$					
$m_1$	kg	0,0267	0,0086	0,0299					
$m_2$	kg	0,486	0,3565	0,6623					
$m_3$	kg	3,0952	3,2462	2,9023					
$k_1$	N/m	4.368	27.090	5335					
$k_2$	N/m	132	300	299.400					
$k_3$	N/m	1.565	6.415	2495					
$b_1$	N s/m	207,5	68	227,5					
$b_2$	N s/m	18,93	51,75	380,6					
$b_3$	N s/m	9,1	30,78	30,30					



## 3.4.1.2 Čtyřhmotový model volné impedance soustavy ruka-paže

Dalším modelem volné impedance soustavy ruka-paže je např. model se čtyřmi stupni volnosti (*Obr. 8*), jehož hodnoty parametrů pro tři směry odpovídající osám  $x_h$ ,  $y_h$  a  $z_h$  bazicentrické soustavy jsou udány v *tab. 2*. Výpočet modulu a fáze volné vstupní impedance soustavy ruka-paže je k dispozici viz. *Příloha 4*.



*Obr. 8:* Čtyřhmotový model volné impedance soustavy ruka-paže Zdroj: Vypracováno podle [10], s. 24.

*Tab. 2:* Hodnoty parametrů čtyřhmotového modelu soustavy ruka-paže Zdroj: Vypracováno podle [10], s. 23.

Davamatr	Inductive	Směr vibrací							
Farametr	Jeunotka	$x_h$	$\mathcal{Y}_h$	$Z_h$					
$m_1$	kg	0,0043	0,0091	0,019					
$m_2$	kg	0,105	0,0544	0,0947					
<i>m</i> <sub>3</sub>	kg	0,566	1,42	0,655					
$m_4$	kg	4,304	3,62	4,29					
$k_1$	N/m	88.800	650	300.000					
$k_2$	N/m	1500	193.000	68.000					
$k_3$	N/m	100	650	199					
$k_4$	N/m	3.990	1.000	2.040					
$b_1$	N s/m	678	115	591					
$b_2$	N s/m	185	147	203					
$b_3$	N s/m	23,9	8	199					
$b_4$	N s/m	34,9	1.000	239					

### 3.4.1.3 Porovnání matematických modelů soustavy ruka-paže

Následně pro lepší představu o dynamickém chování soustavy ruka-paže bylo na *obr. 9, obr. 10* a *obr. 11* provedeno porovnání tříhmotového (červená křivka) a čtyřhmotového matematického modelu (modrá křivka) včetně naměřených hodnot volné vstupní mechanické impedance soustavy ruka-paže (černá křivka) pro všechny tři směry odpovídající osám  $x_h$ ,  $y_h$  a  $z_h$  bazicentrické soustavy.

### Disertační práce









– mezní hodnoty ----- průměrná hodnota





*Obr. 11:* Porovnání modelů a hodnot mech. impedance soustavy ruka-paže ve směru  $z_h$ — mezní hodnoty ----- průměrná hodnota

Z obr. 9 až obr. 11 je patrné, že vypočítané hodnoty volné vstupní mechanické impedance tříhmotového matematického modelu soustavy ruka-paže nejlépe kopírují křivky naměřených průměrných hodnot volné vstupní mechanické impedance ve všech třech směrech  $x_h$ ,  $y_h$  a  $z_h$ . Z tohoto důvodu byl tento matematický model v této práci následně využíván pro další výpočty a simulace.

# 3.5 Absorbovaný výkon

Dalším důležitým parametrem, který se běžně používá pro popis kmitajícího systému je tzv. absorbovaný výkon, který obecně vyjadřuje celkovou disipovanou energii systému za jednotku času. Jednotky absorbovaného výkonu jsou tedy [W]. Někdy se též udává i tzv. měrný absorbovaný výkon daného kmitajícího systému, což je veličina, která popisuje velikost jeho disipované energie za jednotku času a dané frekvence. Jednotkou je [W Hz<sup>-1</sup>]. V odborné literatuře se můžeme setkat též i s veličinou, která se nazývá tzv. normovaný absorbovaný výkon, což je v podstatě měrný absorbovaný výkon dělený hodnotou výkonové spektrální hustoty vstupního zrychlení. Jednotkou normovaného absorbovaného výkonu je [(W Hz<sup>-1</sup>)/((m s<sup>-2</sup>)<sup>2</sup> Hz<sup>-1</sup>)] = [N m<sup>-1</sup> s<sup>3</sup>]. Absorbovaný výkon se vypočítá ze vztahu (8) jako reálná část skalárního součinu budicí síly a rychlosti vibrací, kterou tato síla způsobila.

$$P_{\rm Re} = F(f) \cdot v(f) \cos(\varphi), \qquad (8)$$

kde  $\varphi$  je fázový posun mezi budicí silou a rychlostí vibrací.

Ze vztahu (8) je patrné, že absorbovaný výkon dosahuje svého maxima právě tehdy, je-li fázový posun mezi budicí silou a rychlostí vibrací roven nule. Naproti tomu, nulová hodnota absorbovaného výkonu nastává tehdy, jeli fázový posun roven právě  $\pi/2$ . V tomto případě se systém nachází v čistě elastickém režimu a veškerý výkon je přenášen zpět od vibrujícího objektu ke zdroji vibrací.

Určení absorbovaného výkonu může být provedeno buď v časové nebo frekvenční oblasti. Určení v časové oblasti však vyžaduje současné měření síly a rychlosti v daném čase, kdežto ve frekvenční oblasti je založeno na výpočtu reálné složky komplexního spektra skalárního součinu síly a rychlosti.

# 3.6 Dynamická odezva špiček prstů na vibrace

Znalost vlivů dynamické odezvy špiček prstů na vibrace je velmi důležitá pro následný návrh tvaru a materiálu držadla. Touto problematikou se zabývá např. práce [82], ve které autoři dospěli k závěrům, že odezvy špiček prstů jsou frekvenčně a místně závislé na velikosti vibrací, které se přenášejí z vibrujícího tělesa na bříška prstů. Výrazný vliv má též i velikost stlačení bříšek prstů vibrujícím tělesem.

Bylo zjištěno, že vlastní frekvence špiček prstů je přibližně 100 Hz a vzrůstá s rostoucí hodnotou tohoto stlačení. Při frekvencích vibrujícího tělesa blízkých vlastním frekvencím měkkých tkání, dochází v prstech k deformacím cév a k možnému poškození krevního oběhu. Podkladem pro tyto tvrzení bylo vytvoření modelu, který se skládal z prvního článku prstu v podélném řezu, na jehož bříšku byla umístěna vibrující deska, jejíž amplituda vibrací byla 0,5 mm a počáteční stlačení bříška prstu touto deskou odpovídalo hodnotě 2 mm.

Dále se měnila velikost frekvence kmitání desky v rozsahu 16 ÷ 500 Hz a sledovala se dynamická odezva jednotlivých partií měkkých tkání prstů v závislosti na frekvenci vibrující desky (*Obr. 12*).



*Obr. 12:* Odezva špiček prstů na vibrace v podélném řezu pro šest budících frekvencí Zdroj: [82], s. 43.



Z následných simulací bylo zjištěno, že při počátečním stlačení bříška prstu vibrující deskou o hodnotu 2 mm je vlastní frekvenci prstů přibližně 125 Hz. Při této frekvenci byly vibrace měkkých tkání prstů přibližně čtyřikrát vyšší než vibrace desky. Při frekvenci vyšší než 250 Hz již docházelo k vibracím měkkých tkání prstů spíše v blízkosti jejich kontaktu se styčnou plochou vibrující desky. Dalším důležitým poznatkem je skutečnost, že v celém rozsahu výše zmíněných hodnot frekvencí vibrující desky nebyla zaznamenána výraznější vibrace nehtového lůžka, tedy jeho vlastní frekvence se nachází mimo tento frekvenční rozsah. Z toho lze také předpovědět, že u prstů změny v krevním oběhu nastávají nejdříve v měkkých tkáních bříška prstů, než v cévách v okolí nehtového lůžka. Toto bylo též potvrzeno fyziologickými daty, které byly shromážděny od pracovníků majících nemoc bílých prstů (VWF).

### 3.6.1 Vliv velikosti a tvaru držadla na odezvu soustavy ruka-paže

Velikost a tvar držadla má výrazný vliv na hodnotu velikosti kontaktní plochy ruky a držadla, a tím i na velikost přenosu sil mající zásadní vliv na biodynamickou odezvu soustavy ruka-paže. Z toho tedy též vyplývá, že i velikost a rozložení kontaktního tlaku v ploše mezi rukou a držadlem při jeho držení a vedení jsou značně závislé na velikosti vodicí síly, síly stisku a průměru držadla. Jak udává např. studie [19], tak velikost modulu i fáze volné vstupní mechanické impedance soustavy ruka-paže je velmi silně ovlivněna rozměrem styčné plochy držadla a ruky při frekvencích nad 250 Hz. Obecně řečeno, větší průměr držadla má za následek větší hodnotu volné vstupní mechanické impedance.

Naproti tomu při frekvenčním rozsahu 63 až 200 Hz je vliv velikosti průměru držadla na velikost volné vstupní mechanické impedance poměrně malý. Vazební síla mezi vibrujícím nástrojem a systémem ruka-paže je obecně složena ze sil, které působí jednak od nástroje, tak i biodynamických sil, které vznikají jako odezva soustavy ruka-paže na vibrace. Jak se dá předpokládat, tak tato odezva závisí nejen na hodnotě velikosti vibrací, ale také na biodynamických parametrech této soustavy. Bylo prokázáno [69], že tyto biodynamické síly rozmístěné v rozličných pozicích ruky se mohou výrazně lišit.

Je zřejmé, že vysoké hodnoty kontaktních tlaků, které vznikají jako důsledek stisku držadla při jeho uchopení obsluhou stroje, mohou způsobit nepříjemné pocity nebo dokonce i bolest. Kvůli tomu též velmi často dochází k nižší výkonnosti obsluhy stroje či dokonce k potenciálnímu poškození tkání ruky<sup>32</sup>.

Dále bylo zjištěno, že hodnoty kontaktních tlaků vzrůstají se vzrůstajícími hodnotami kontaktních sil. Velikost špiček kontaktních tlaků tak může být odhadována z lineární kombinace naměřených vodicích sil a sil stisku, kde vliv síly stisku je podstatně větší než vliv vodicí síly. Maximální hodnoty špiček kontaktních tlaků se vyskytují při držení relativně velkých průměrů držadel<sup>33</sup> vlivem jejich nerovnoměrného uchopení. Naproti tomu malé průměry držadel<sup>34</sup> jsou charakteristické sice vyššími kontaktními sílami, které však vlivem rovnoměrnějšího úchopu nezpůsobují takové špičky kontaktních tlaků.

<sup>&</sup>lt;sup>32</sup> Více viz. [20].

<sup>&</sup>lt;sup>33</sup> Průměry držadel více jak 45 mm.

<sup>&</sup>lt;sup>34</sup> Průměry držadel menší a rovny 30 mm.

## 3.6.2 Vliv polohy ruky na držadle na odezvu soustavy ruka-paže

Jak se dá předpokládat, tak odezva jednotlivých míst soustavy ruka-paže je obecně různá, stejně tak i přenos sil. Např. špičky prstů mají nízkou hmotnost a málo měkkých tkání, což se projevuje vyššími vlastními frekvencemi. Přenos sil například závisí i na vzdálenosti jednotlivých částí ruky a paže od těla, což potvrdil i Scalise [69], který například zjistil, že se značně liší přenos sil ve směru  $z_h$  u distálních a proximálních kloubů prstů ruky. Další studie<sup>35</sup> dále udávají, že vliv polohy ruky na držadle na biodynamickou odezvu soustavy ruka-paže ve směru  $x_h$  je téměř zanedbatelný kromě velmi nízkých frekvencí, kdy má značný vliv hodnota fáze mezi silou odezvy a rychlostí vibrací. Jiná situace však nastává ve směru  $z_h$ , kde je tomu naopak. Tyto značné rozdíly chování soustavy v obou směrech má nejspíše za následek směr působení síly přítlaku vyvíjené rukou na držadlo. Poznamenejme, že při působení vibrace ve směru  $z_h$ , působí síly stisku i přítlaku v témže směru. Naproti tomu při působení vibrace ve směru  $x_h$  působí síla přítlaku ve směru pohybu, kdežto síla stisku ve směru  $z_{\mu}$ .

## 3.6.3 Vliv materiálu držadla na odezvu soustavy ruka-paže

V současné době je velkým problémem nalézt v odborné literatuře vhodné doporučení pro volbu optimálních vlastností držadla z hlediska ergonomie. Obecně se celkem často doporučuje, aby povrchy držadel byly hladké a lehce stlačitelné.

Argumentem pro toto doporučení je, že při držení měkkého povrchu držadla dochází k rovnoměrnějšímu rozdělení kontaktního tlaku mezi držadlem a rukou v porovnání s tvrdým materiálem povrchu. Je však zřejmé, že povrch držadla nesmí být příliš měkký, jinak by docházelo k jeho poškození ostrými předměty, či k jejich zamáčknutí do pružné vrstvy držadla a možnému následnému zranění obsluhy ručního nářadí. Výsledky studie [21] například ukázaly, že při pokrytí rukojeti vrstvou pěnové pryže dochází v porovnání s tvrdou pryží k nižší svalové činnosti rukou<sup>36</sup> a může mimo jiného docházet i ke zmírnění vibrací.

#### **Obecná opatření pro snížení vibrací držadel** 4

Cílem minimalizace vibrací na držadlech je snaha dosažení zdravotně bezpečných hodnot zrychlení. Jedná o systémové řešení, které zahrnuje zdroj vibrací, přenosovou cestu i samotného pracovníka.

Základní požadavky na nízké emisní hodnoty vibrací se musí uplatnit již při konstrukci a vývoji strojních zařízení, neboť primární opatření aplikovaná přímo ve zdrojích vibrací jsou zpravidla nejúčinnější. Během konstrukčního procesu je třeba důsledně využít technických a technologických možností k zabránění vzniku a přenosu nepříznivých vibrací na pracovníka nebo alespoň omezit jejich působení na míru přípustnou podle hygienických limitů.





<sup>&</sup>lt;sup>35</sup> Např. [19] a [26].

<sup>&</sup>lt;sup>36</sup> Svalová činnost se pozoruje metodou EMG.

Stroje a zařízení, které jsou zdrojem vibrací překračujících stanovené hygienické limity, mají dnes jen malou možnost uplatnit se na trhu.

Konstrukční úpravy pro snížení vibrací mohou mít však někdy i negativní účinek, např. vyvážením rotujících nebo kmitajících částí zařízení se sice sníží vibrace, ale zvýší se většinou i hmotnost zařízení. Toto vede k většímu fyzickému zatížení pracovníka a následně ke snížení produktivity práce.

Při navrhování ručně vedených strojů a zařízení je důležitou otázkou konstrukce samotných držadel, které bývají obvykle odpruženy či opatřeny pružnou povrchovou vrstvou. Tuto konstrukci lze využít ovšem jen u těch typů zařízení, které za provozu vykazují nízké provozní síly a vibrace zdroje mají vysokou frekvenci.

Snížení přenosu vibrací ve vyšším frekvenčním pásmu lze docílit relativně snadno vhodnou konstrukcí držadla připojeného k ovládanému zařízení pružnou vazbou s nízkou tuhostí. V případě nižších budících frekvencí však toto opatření může vést až ke ztrátě stability a ovladatelnosti zařízení.

Snížení vibrací namáhajících ruku obsluhy lze dosáhnout také tím, že se sníží na minimum potřebné síly stisku a přítlaku na držadle. Pracovník by se měl vyvarovat nevhodného držení a ponechat nářadí volně pracovat. Z toho plyne i důležitost důkladného zácviku práce s nářadím a správná volba pracovní techniky. Snižování přenosu vibrací prostředky osobní ochrany se provádí obvykle tzv. antivibračními rukavicemi. Vzhledem k velikosti vibrací ručního nářadí je však jejich útlum zanedbatelný, a tedy jejich pozitivní účinek při práci se tak spíše projevuje ochranou před vlhkem a chladem.

Metody účinného snižování vibrací u ručně vedených strojů a zařízení spočívají v různých konstrukčních opatřeních, kterými může být například:

- připojení setrvačné hmoty ke stroji nebo zařízení tuhou vazbou,
- připojení vhodně naladěné kmitající hmoty ke stroji nebo zařízení pružnou vazbou,
- připojení hmoty ke stroji nebo zařízení tlumící vazbou,
- vibroizolační systém mezi zdrojem vibrací a rukojetí stroje nebo zařízení,
- vibrokompenzace<sup>37</sup>.

Systémy minimalizace vibrací lze z energetického hlediska členit na:

- aktivní, do kterých se přivádí energie za účelem řízené silové vazby mezi objekty na základě trvalého snímání jejich kinematických veličin,
- pasivní, do kterých se energie nepřivádí vůbec a nebo jen za účelem změny parametrů pružné nebo tlumící vazby, jako je tomu např. u pneumatických vibroizolačních systémů.

Správné konstrukční postupy pro snížení vibrací stroje a jejich přenosu do okolí jsou velmi důležité, a proto optimální nastavení dynamických parametrů patří k základním úkolům konstruktérů. Při těchto snahách jim pomáhají často velmi sofistikované výpočetní nástroje, ale i tak se ne vždy podaří dosáhnout žádaného cíle.

V zásadě se jedná o návrh jak pohonu, tak i pracovního ústrojí s minimálními výslednými setrvačnými účinky, tedy o omezení vibrací zdroje. V případech, kdy tento postup není možný z hlediska dynamiky technologického procesu nebo i z důvodu nadměrných výrobních nákladů, uplatňují se konstrukční metody, které vedou ke snížení přenosu vibrací na ruce obsluhy a jejich výsledkem jsou na různých principech založené vibroizolační systémy.



<sup>&</sup>lt;sup>37</sup> Tzv. Feed forward, tj. metody generování proti-signálu na rukojeti stroje.

Z hlediska minimalizace vibrací lze využít dvě ideově odlišné strategie. První strategie zaujímá postoj, že nejlepší potlačení vibrací je vibrace vůbec nevybudit. Lze ji dobře uplatnit ale jen u některých u potenciálních zdrojů buzení. Druhý přístup spočívá v návrhu vibroizolačního systému. Realita pak obvykle vyžaduje pro dosažení žádaného výsledku kombinaci obou uvedených strategií.

# 4.1 Snižování primárních dynamických sil

Minimalizace primárních dynamických sil ve strojích a zařízeních patří k základním problémům dynamiky. Budící dynamické síly vznikají obvykle jako síly setrvačné a způsobují rozkmitání a vibrace rámu stroje na rozdíl od technologických dynamických sil, které jsou při správné konstrukci zachycovány v rámu stroje s nulovým výsledným účinkem. Potlačení budících sil bývá často velmi komplikované, neboť jsou závislé nejen na fyzikálních vlastnostech použitých konstrukčních materiálů, samotné funkci stroje, ale i na nevyváženosti jeho rotujících částí, jejich uložení, poddajnosti a vzájemných vazbách. Chování dynamického systému je ovlivněno nejen druhem a velikostí buzení, ale také dynamickými parametry, např. hodnotami hmotností, momentů setrvačnosti jednotlivých částí strojů a tuhostí či tlumením jeho vazeb. Pro výpočet dynamického systému je kromě těchto parametrů nezbytné určit pro všechna tělesa jejich těžiště, hlavní osy momentů setrvačnosti, hmotnosti a momenty setrvačnosti. K tomu se s výhodou používá CAD software, který po namodelování těles nebo celé soustavy a definování fyzikálních vlastností dokáže požadované hmotové a setrvačné parametry numericky určit. Pro každé těleso lze nalézt tři hlavní osy momentů setrvačnosti procházející těžištěm. Pokud je jedna z hlavních os momentů setrvačnosti zároveň osou rotace tělesa a zúčastněné deviační momenty jsou rovny nule, je těleso staticky i dynamicky vyváženo a nepůsobí na rám žádným dynamických silovým účinkem. Tyto podmínky splňují obvykle pouze rotory, ve většině případů jsou součásti zejména pracovních ústrojí složitější a jejich vyvážení je konstrukčně komplikované a výrobně příliš nákladné. Zvláště obtížné je vyvažování pracovních ústrojí s přímočarým pohybem, která jsou nedílnou součástí mnoha typů ručně vedených strojů a zařízení.

## 4.1.1 Vyvažování tuhých rotorů

Rotory ručně vedených strojů a zařízení můžeme s ohledem na jejich rozměry považovat za tuhé<sup>38</sup>. Nevyváženost libovolných rotujících součástí se projevuje vibracemi rámu. Vzniká nerovnoměrným rozložením hmot tělesa k ose rotace vlivem např. nehomogenního materiálu, výrobních či montážních nepřesností apod. Při rotaci vznikají odstředivé síly, které rostou s druhou mocninou počtu otáček. Je tedy zřejmé, že i relativně malá nevyváženost může u rychloběžných strojů vyvolat značné vibrace v důsledku velkých dynamických sil. Pro toto chvění je charakteristické, že jeho frekvence odpovídá otáčkám rotoru.

<sup>&</sup>lt;sup>38</sup> Za tuhý rotor považujeme takový rotor, který se při své rotaci účinkem odstředivých sil nevývažků znatelně nedeformuje, tedy nemění svůj tvar ani se změnou frekvence otáčení či změnou uložení. Na základě praktických zkušeností lze tedy považovat rotor za tuhý, jestliže jsou jeho provozní otáčky nižší než polovina jeho prvních kritických otáček. V opačném případě se jedná o rotor pružný.





Podle polohy, jakou zaujímá hlavní osa momentu setrvačnosti vůči ose rotace, rozlišujeme základní čtyři druhy nevyváženosti:

- statická,
- kvazistatická,
- dvojicová,
- obecná (dynamická).

Statická nevyváženost tělesa nastane tehdy, jestliže jeho hlavní osa setrvačnosti je rovnoběžná s osou rotace<sup>39</sup>. Vzhledem k tomu, že deviační momenty s osou rotace jsou nulové, mají dynamické síly v podporách stejný smysl a jsou ve fázi, potom také amplitudy vibrací na ložiskových podporách jsou při statické nevyváženosti ve fázi. Za rotace staticky nevyváženého rotoru tedy vznikají pouze nevyvážené odstředivé síly, kdežto momenty těchto sil vzhledem k těžišti jsou nulové. Při statickém vyvažování se snažíme vhodným způsobem posunout těžiště do osy rotace, k čemuž stačí přidání či odebrání hmoty v jedné vyvažovací rovině, ve které těžiště leží. Obvykle se jedná o součásti mající tvar disku, tedy malou axiální délku.

Těleso je kvazistaticky nevyvážené tehdy, když osa rotace se protíná s hlavní osou setrvačnosti mimo těžiště a tyto osy jsou různoběžné. Dynamické síly v ložiskách jsou spolu rovnoběžné, mají stejný smysl ale jinou velikost. Tato nevyváženost se odstraní například přidáním různě velkých hmot ve dvou vyvažovacích rovinách. Tyto vývažky leží zároveň v rovině určené osou rotace a k ní různoběžnou hlavní osou setrvačnosti

O dvojicové nevyváženosti tělesa hovoříme tehdy, když jeho hlavní osa momentu setrvačnosti se protíná s osou rotace v těžišti a tyto osy jsou různoběžné. Vektory nevývažků jsou spolu rovnoběžné, mají opačný smysl a stejnou velikost. Výslednice těchto vektorů je nulová. Tato nevyváženost se odstraní přidáním či odebráním stejně velkých hmot ve dvou vyvažovacích rovinách, které vyvolají stejně velkou, ale v opačném smyslu působící silovou dvojici odstředivých sil.

Těleso je obecně nevyvážené tehdy, je-li jeho hlavní osa momentu setrvačnosti mimoběžná s osou rotace. Tento případ se v praxi vyskytuje nejčastěji.

Účinek nevyvážených odstředivých sil rotujícího tuhého tělesa můžeme vždy nahradit dvěma odstředivými silami vývažků ve dvou libovolně volených rovinách.

Velikost a úhlovou polohu dvojice odstředivých sil vývažků ve vyvažovacích rovinách určujeme různými vyvažovacími postupy<sup>40</sup> založenými na anulování statického momentu a příslušných deviačních momentů.

Nevyváženost rotoru se projevuje přídavným silovým zatížením ložisek a současně i kmitáním ložiskových podpor. Při vyvažování se poté měří některý z těchto vnějších účinků. U provozního vyvažování se většinou určují vektory kmitání ložiskových podpor, podobně jako u vyvažovacích strojích s pružnými podporami. Naproti tomu vyvažovací stroje s tuhými ložiskovými podporami měří reakce v těchto podporách.

Každý vyvažovací proces jak při statickém, dynamickém i provozním<sup>41</sup> vyvažování se skládá ze dvou hlavních operací. První z nich se určí velikosti a polohy vývažků ve zvolených vyvažovacích rovinách a druhá operace se zabývá přidáním či odebráním těchto takto určených hmot na vyvažovaný stroj. Hmoty se odebírají frézováním, broušením, odvrtáváním, odřezáváním apod. Vývažky se připevňují přivařením, připájením, přisroubováním, nýtováním, lepením atd.



<sup>&</sup>lt;sup>39</sup> Někdy se též nazývá volná osa otáčení.

<sup>&</sup>lt;sup>40</sup> Více např. v [36] a [45].

<sup>&</sup>lt;sup>41</sup> Provozní vyvažování se provádí na stroji ve vlastním rámu a ložiskách za provozu při provozních otáčkách

Hodnoty zbytkových nevývažků mají být menší, maximálně rovné nevývažkům přípustným podle normy<sup>42</sup>. Obecně platí, že čím hmotnější je rotor, tím větší může být přípustná nevyváženost při jinak stejných podmínkách.

### 4.1.2 Vyvažování mechanismů

Vvvažování mechanismů bývá oproti vyvažování rotorů mnohem komplikovanějším problémem, neboť jednotlivé členy mechanismu mohou konat často složité rovinné, či prostorové pohyby. Kinematickým veličinám těchto pohybů příslušejí setrvačné silové účinky, které se projeví časovými změnami:

- reakcí v kinematických dvojicích mechanismu,
- reakcí mechanismu na základový rám, •
- namáhání jednotlivých členů mechanismu,
- přenosových parametrů mechanismu. •

Vlivem těchto účinků dochází k nežádoucímu kmitání základního rámu, vznikají deformace členů mechanismu atd. Setrvačné silové účinky mechanismu závisí nejen na kinematických poměrech, ale i na hmotnosti a setrvačných parametrech jednotlivých členů. Pro rovinné mechanismy lze podmínky vyváženosti napsat pomocí rovnic rovnováhy elementárních setrvačných sil a jejich momentů. Na elementární hmotnost dm s polohovým vektorem  $\vec{r}$  a se zrychlením  $\ddot{\vec{r}}$  působí elementární setrvačná síla

$$-\ddot{\vec{r}}\,\mathrm{d}\,m\,.\tag{9}$$

Všechny tyto setrvačné síly vytvářejí pro celý mechanismus obecnou rovinnou soustavu sil. Mechanismus je zcela vyvážený, když pro všechny jeho hmotové elementy platí, že výsledná setrvačná síla i setrvačný moment se rovnají nule.

Musí tedy platit

$$\int \vec{\vec{r}} \, \mathrm{d}\, m = 0\,,\tag{10}$$

$$\int \vec{r} \times \ddot{\vec{r}} \,\mathrm{d}\, m = 0\,. \tag{11}$$

Snížení silových účinků na základový rám můžeme mimo jiné docílit i tak, že ponecháme rozložení hmot mechanismu beze změny a do jeho úložných bodů připojíme další mechanismus, který svým působením příznivě ovlivňuje síly původního mechanismu.

V případě, že vstupní člen koná rovnoměrné otáčení, tedy  $\varphi(t) = \omega t$ , mají reakce v podporách periodický charakter, a proto je u nich možné provést rozvoj ve Fourierovy řady pro nekonečný počet harmonických složek. Každou tuto reakční sílu lze poté vyvážit soustavou rotujících protiběžných vývažků pro každou harmonickou složku. Tuto metodu je výhodné použít v případech, kdy je jedna ze složek velmi výrazná. Nevýhodou této metody vyvažování za pomocí přídavných hmot je mimo jiné nárůst pohyblivých hmot mechanismu. Tento způsob vyvážení mechanismu bývá částečný, neboť všechny harmonické složky nelze kompenzovat. Zde je třeba zvážit míru vyvážení a velikost dodatečných výrobních nákladů.





<sup>&</sup>lt;sup>42</sup> Např. se jedná o normu ČSN 01 1410.

## 4.1.3 Dynamické absorbéry kmitů

Další možnost potlačení vibrací představují především přídavná autonomní zařízení připojená pružnou vazbou ke kmitajícímu objektu. Při vhodném naladění vůči budící frekvenci dochází k významnému potlačení kmitů původně kmitajícího objektu.

Na tomto principu pracuje tzv. dynamický absorbér kmitů. Mezi hlavní přednosti dynamických absorbérů kmitů oproti tlumičům je, že nedochází k disipaci energie, ale jen k jejímu pohlcování a opětovnému uvolňování. Další výhodou je jejich poměrně jednoduchá konstrukce. Nevýhodou je však podmínka stálé velikosti budící frekvence.

Dynamické absorbéry kmitů lze rozdělit na aktivní a pasivní. Dynamický absorbér s aktivním prvkem odstraňuje nevýhodu uvedené klasické pasivní varianty tím, že rozšiřuje frekvenčně pracovní pásmo absorbéru. To je v pasivním případě velice úzké, neboť absorbér je naladěn na jednu pevnou frekvenci, při které pohlcuje vibrace buzeného objektu. Řízení aktivního dynamického absorbéru je pak založeno na principu stavové zpětné vazby, která je následně optimalizována pro limitovaný počet měřených veličin. Aktivní prvky jsou schopny do systému vnášet energii a mohou být řízeny pomocí metod se zpětnou vazbou<sup>43</sup>, nebo pomocí metod kompenzace rušivého signálu<sup>44</sup>. Výhodou druhé metody oproti první je zejména možnost použít pro řízení podstatně nižší vzorkovací frekvence, neboť účinnost kompenzačních zásahů je méně citlivá na přesnost fázového posuvu signálů aplikovaných na daný systém. Naproti tomu jako nevýhoda kompenzačních metod se uvádí nutnost mít k dispozici dostatečně kvalitní signál korelovaný<sup>45</sup> se zdrojem nežádoucích vibrací.

Další alternativou, jak uvádí např. Šika [72], [73], která je v tomto ohledu podstatně bezpečnější, je použití poloaktivních (semiaktivních) aktuátorů, u kterých bývá obecně řízena pouze velikost tlumící síly, tedy energie je ze systému pouze řízeně odebírána. U této varianty odpadá nebezpečí destabilizace a v mnoha případech je možné přesto dosáhnout výsledků podstatně lepších, než pro čistě pasivní řešení.



<sup>&</sup>lt;sup>43</sup> Tzv. Feed back.

<sup>&</sup>lt;sup>44</sup> Tzv. Feed forward.

<sup>&</sup>lt;sup>45</sup> Korelace signálů - signály jsou vůči sobě posouvány (s přesně definovaným časovým krokem) tak, aby se oba optimálně shodovaly, tedy byly maximálně korelovány.

#### Stroje a zařízení s dominantní složkou vibrací 5

Ručně vedené stroje a zařízení s dominantní složkou vibrací tvoří v sortimentu nářadí relativně velkou skupinu. Jedná se o stroje, kde jedna z pravoúhlých složek vibrací je významně, minimálně o třetinu, větší než každá z ostatních. Některé stroje a zařízení s dominantní složkou vibrací jsou uvedeny na obr. 13. Obvykle využívají mechanismu, který vede akční člen vůči nosnému členu, jež obsahuje pohon a bývá opatřen držadlem. Vzájemná relace hmot akčního a nosného členu určuje pracovní výkon nářadí. Hmotnostní účinek ruky nebo paže obsluhy se obecně nepředpokládá.



Obr. 13: Vybrané stroje a zařízení s dominantní složkou vibrací

Všechny stroje z obr. 13 jsou v interakci s člověkem prostřednictvím jeho rukou. Pouze harvestor, stroj na sklízení ovoce, je z důvodu relativně velké hmotnosti a pracovního nasazení navíc nesen obsluhou i přes její jedno rameno. Vzhledem k vysoké úrovni vibrací a značně nepříznivému dynamickému zatížení obsluhy byl pro návrhy systémů minimalizace vibrací reprezentativním strojem zvolen právě harvestor.



# 6 Stroje na sklízení ovoce – harvestory

V praxi se harvestory v nejširším měřítku využívají pro sklízení oliv, lze jej však použít i pro jiné druhy plodů, např. broskve, citrusové plody, manga, švestky ořechy apod.

Až do čtyřicátých let 20. století byly olivy česány převážně ručně. Následně byly uskutečněny mnohé výzkumy, které měly za cíl navrhnout a optimalizovat zařízení pro mechanický způsob česání oliv, např. Erdoğan [33], Keçecioğlu [47], Ferguson [34], Loghavi, Khorsandi & Souri [50], Ferguson [34], Safdari [67], Loghavi & Mohseni [49], Metzidakis [76], Peterson, Whiting & Wolford [59], Whitney, Hartmond, Kender, Burns & Salyani [80], Parameswarakumar & Gusta [58], Cooke & Rand [27], resp. [28] a další.

Alternativou k tradičním typům mechanických harvestorů je např. zařízení, které vyvinul Rosa a kolektiv [66], jehož výkonný třífázový servořízený lineární motor řídí sílu třesení větve stromu, resp. jeho kmenu.

Sessiz & Özcan [70] navrhli pneumatický harvestor pro mechanickou sklizeň oliv, který byl kompletně poháněn a řízen stlačeným vzduchem o tlaku 8 bar, jehož dodávku zajišťoval pneumatický kompresor se vzdušníkem. Vše bylo spolu s hákem pro třesení větví a kmenu stromu umístěno v rámu, který byl připojen k tříbodovému závěsu traktoru.

Postupně vznikaly rozličné typy harvestorů, které se využívají převážně pro sklizeň oliv určených pro olivový olej, kdy procentuální množství poškození sklizených oliv nemá vliv na jeho kvalitu. Plody určené k přímé konzumaci jako stolní olivy se vesměs sklízejí ještě před jejich úplným uzráním od počátku listopadu do konce roku většinou tradičním způsobem ručně, aby se zamezilo jejich jakémukoliv pohmoždění a poničení, neboť kvalita oliv je rozhodující na úkor jejich procentuálního množství, které se setřese ze stromu.

Naproti tomu olivy určené na olivový olej se sklízejí ve své vysoké zralosti většinou již od prosince setřepáváním ze stromů pomocí dlouhých ohebných tyčí, kterými se olivy srážejí a padají na plachty či sítě rozložené pod stromy. U průmyslového pěstování olivovníků se ke sklizni využívají nejčastěji mechanické vibrující stroje, tzv. harvestory (*Obr. 14*).



Obr. 14: Sklizeň oliv pomocí mechanických harvestorů



### Disertační práce

Hlavním důvodem, proč je vývoj a následné využití mechanických harvestorů žádoucí, je výrazné snížení ceny sklizně oliv, která se při ruční sklizni, jak uvádí např. Ferguson [34], pohybuje v rozsahu 30 až 65 % z celkové ceny oliv. Zásadním omezujícím faktorem, který brání v použití mechanických harvestorů, je výška stromů. Stromy starší 20 let jsou příliš vysoké, a tudíž nevhodné pro mechanickou sklizeň.

Většinu mechanických harvestorů lze rozdělit podle způsobu sklízení ovoce a typu akčního členu (*Obr. 15*) do dvou hlavních skupin. První skupina využívá hák, či svěrák, který následně třese s kmenem či větvemi stromu. Druhá skupina využívá různé metličky, vidličky apod., které očesávají olivy či jiné ovoce přímo v koruně stromů.



Obr. 15: Různé typy akčních členů harvestorů

Další rozdělení harvestorů může být např. podle způsobu jejich vedení na ručně vedené harvestory a na ty, které jsou pevně spojeny s mobilním strojem (příslušenství traktorů, speciální mobilní harvestory apod.)

Předmětem této práce jsou však pouze ručně vedené harvestory, které jsou na světovém trhu nejvíce zastoupeny a vyznačují se i mnoha rozličnými variantami, které se od sebe liší svými rozměry, hmotností, druhem a výkonem použitého motoru, umístěním a tvarem rukojetí a samozřejmě i způsobem přenosu výkonu od motoru na hnací člen. Z tohoto důvodu bývá i úroveň hodnot expozice vibracím soustavy ruka-paže různá mezi jednotlivými modely.

Mezi přední výrobce těchto zařízení patří např. společnosti Husqvarna Group, ANDREAS STIHL AG & Co., HISPAES S.A., Cifarelli Spa a další.

Pohon ručně vedených harvestorů se uskutečňuje nejčastěji malými dvoutaktními zážehovými spalovacími motory o výkonu do 3 kW a volnoběžnými otáčkami kolem 800 min<sup>-1</sup>. Hnaný člen se připojuje k motoru nejčastěji odstředivou spojkou při otáčkách kolem 3000 min<sup>-1</sup>. Plná rychlost bývá v rozsahu  $8.000 \div 12.000 \text{ min}^{-1}$  v závislosti na výkonu použitého motoru a parametrech větve stromu sklízeného ovoce. Pokud je harvestor vybavený klikovým mechanismem pohánějící jeho hák, pak bývá hodnota pracovního zdvihu klikového mechanismu přibližně 50 mm a frekvence pohybu háku v rozmezí  $1.000 \div 1.500 \text{ min}^{-1}$  (Zdroj: [62]).



# 6.1 Identifikace vibrací harvestorů

Pro návrh konstrukčních opatření k minimalizaci účinků vibrací harvestoru na jeho obsluhu je třeba posoudit charakter vibrací z frekvenčního a amplitudového hlediska. Cílem měření bylo zjištění frekvenčních spekter zrychlení kmitavého pohybu držadel harvestorů vždy pro levou a pravou ruku současně. Měření byla prováděna dle platných norem<sup>46</sup> pomocí vibrometru Bruel & Kjaer 4447, na jehož kanály byly připojeny tříosé piezoelektrické snímače zrychlení typu Bruel & Kjaer 4520-002<sup>47</sup> (*Obr. 16*).



Obr. 16: Umístění akcelerometrů na harvestoru

Orientace akcelerometrů byla stanovena vzhledem k bazicentrické soustavě souřadnic (*Obr. 2*), jejíž počátek byl zvolen na rukojeti<sup>48</sup> a ovládacím zařízení sevřeném rukou<sup>49</sup>. Při měření byly kabely ke snímačům přilepeny k harvestoru lepicí páskou, abychom tak zamezili jejich nechtěnému pohybu, který by mohl ovlivnit naměřená data.

Velikost vibrací přenášených na ruce se měřila ve třech navzájem kolmých směrech  $x_h$ ,  $y_h$  a  $z_h$ , které jsou definovány normou. Byly zjištěny efektivní hodnoty frekvenčně váženého zrychlení  $a_{hwx}$ ,  $a_{hwy}$  a  $a_{hwz}$  v příslušných směrech, ze kterých byla s použitím vztahu (1) určena souhrnná velikost vibrací  $a_{hv}$  vždy pro levou a pravou ruku. Doba každého měření vibrací jednotlivého typu harvestoru trvala tři hodiny a byla rozdělena do několika časových sekvencí, které odpovídají charakteristickému pracovnímu režimu stroje. Doba těchto sekvencí je předepsána [74] tak, že např. pro mechanické harvestory s hákem vychází polovina celkového pracovního času činnosti stroje na chod naprázdno a druhá polovina pracovního času odpovídá nominálním maximálním otáčkám při zatížení stroje. Získaná nefiltrovaná data zrychlení byla poté přenesena do PC a zpracována pomocí softwaru DIAdem do podoby frekvenčních spekter. Abychom byli schopni rychle určit z naměřených hodnot kromě souhrnné velikosti vibrací a doby expozice vibracím další důležité parametry, jakými je např. dílčí a denní expozice vibracím, dílčí a celkové body expozice apod., bylo na místě si vytvořit program Hand-Arm Vibration Exposure Calculator (Obr. 17), který tyto parametry nejen vypočítá, ale i v přehledné grafické formě znázorní míru pravděpodobnosti poškození zdraví obsluhy, jejichž význam je uveden na obr. 5. Tento program, vytvořený v aplikaci Microsoft Excel pomocí automatizace prostřednictvím jazyka Visual Basic, umožňuje spočítat celkovou denní expozici vibracím celkem pro osm případů, kdy je osoba vystavena více než jednomu zdroji vibrací (např. používá dva či více druhů různých nářadí nebo provádí více činností denně).

<sup>&</sup>lt;sup>46</sup> CEN/TR 231064:2004 [74], EN ISO 11680-1 [12], resp. ISO 20643 [13].

<sup>&</sup>lt;sup>47</sup> Tento akcelerometr je určen pro frekvenční rozsah 2 Hz až 7 kHz při citlivosti 10 mV/g.

<sup>&</sup>lt;sup>48</sup> Levá ruka obsluhy.

<sup>&</sup>lt;sup>49</sup> Pravá ruka obsluhy.

### Disertační práce

					Daily exposure vibration, A(8) [m/s
					<b>[</b>
					Calculation
					Reset

Obr. 17: Program pro výpočet expozice vibracím

Výsledky měření vibrací a základní parametry harvestorů jsou uvedeny v tab. 3.

Tab. 3: Naměřené hodnoty vibrací harvestorů

Model	SP 81	SP 90	SP 200	SP 400	SP 450	SP 481
	-				u	• 0-53
Hmotnost stroje	5,4 kg	6,1 kg	10,3 kg	14,5 kg	14,5 kg	13,9 kg
Délka stroje	2,03 m	2,31 m	2,45 m	2,71 m	2,71 m	2,865 m
Objem motoru	25,4 cm <sup>3</sup>	28,4 cm <sup>3</sup>	36,3 cm <sup>3</sup>	40,2 cm <sup>3</sup>	44,3 cm <sup>3</sup>	48,7 cm <sup>3</sup>
Výkon motoru	0,95 kW	0,95 kW	1,6 kW	1,9 kW	2,1 kW	2,2 kW
Doba expozice vibracím	3 h	3 h	3 h	3 h	3 h	3 h
Souhrnná velikost vibrací <i>a</i> <sub>hv</sub>					-	2
Levá ruka	$6,2 \text{ m/s}^2$	$7,4 \text{ m/s}^2$	$2,8 \text{ m/s}^2$	$26,8 \text{ m/s}^2$	$26,8 \text{ m/s}^2$	$5,7 \text{ m/s}^2$
Pravá ruka	$10,2 \text{ m/s}^2$	$6,4 \text{ m/s}^2$	$11,0 \text{ m/s}^2$	$25,7 \text{ m/s}^2$	$25,7 \text{ m/s}^2$	$5,7 \text{ m/s}^2$
Denní expozice vibracím A(8)						
Levá ruka	$3,8 \text{ m/s}^2$	$4,5 \text{ m/s}^2$	$1,7 \text{ m/s}^2$	$16,4 \text{ m/s}^2$	$16,4 \text{ m/s}^2$	$3,5 \text{ m/s}^2$
Pravá ruka	$6,2 \text{ m/s}^2$	$3,9 \text{ m/s}^2$	$6,7 \text{ m/s}^2$	$15,8 \text{ m/s}^2$	$15,8 \text{ m/s}^2$	$3,5 \text{ m/s}^2$





# 6.2 Olivovník evropský a jeho dynamické parametry

Olivovník evropský<sup>50</sup> (Olea europaea) (*Obr. 18*) je velice pomalu rostoucí stále zelená dřevina, která dosahuje vysokého stáří a výšky až 20 m. Nejstarší exempláře bizardních tvarů zdobí krajinu stovky až tisíce let.

Olivovník, původem z východní oblasti kolem Středozemního moře, roste nejlépe na vápencových půdách v kopcovitém terénu a mírném klimatu. Díky hlubokým kořenům se mu daří i na suchých a kamenitých půdách. Olivovník je schopný přestát i ty nejnepříznivější podmínky jako je chudá půda, salinita, zuřivé neúprosné větry, dlouhá sucha, nedostatek péče a dokonce i oheň. Je to velmi nenáročná rostlina, jejímž největším nepřítelem je chlad. Pokud teplota klesne pod -5°C, existuje velké nebezpečí nenapravitelného poškození kořenů, které může dokonce zahubit celý stromek.

Olivovník je strom s pokrouceným poměrně krátkým kmenem z něhož vyrůstá rozložitá koruna. Na jeho trnitých větvích vyrůstají tuhé úzké kopinaté listy, s charakteristickým šedozeleným zbarvením, které jsou zespoda stříbřité a vytrvávají na stromě i po několik let<sup>51</sup>. Dřevo olivovníku je velice tvrdé, odolné a kompaktní. Roste pomalu a trvá poměrně dlouho<sup>52</sup> než začne kvést a plodit upotřebitelnou úrodu. Kvete na jaře drobnými šedavě bělavými květy, které vyrůstají v úžlabí listů v drobných latách.

Plody olivovníku jsou peckovice - olivy, bohaté na vitamín E, antioxidanty a fenoly. Existuje více jak stovka odrůd olivovníku i když jenom tucet má komerční hodnotu. Odrůda se pak vybírá podle toho, zda olivy budou sloužit k lisování oleje nebo k přímé konzumaci. Většinou je to rozdíl v chuti a struktuře dužiny, avšak ne díky typu olivy, ale jejímu stádiu zralosti, kdy je ovoce sklízené a jak je zpracováno.



Obr. 18: Olivovník evropský (Olea europaea)

<sup>&</sup>lt;sup>52</sup> Přibližně šest až sedm let.



<sup>&</sup>lt;sup>50</sup> Olea – rod dvouděložných rostlin (Magnoliopsida) z čeledi olivovníkovitých (Oleaceae).

<sup>&</sup>lt;sup>51</sup> Opadávají zhruba po třech letech.

# 6.2.1 Fyzikální a mechanické vlastnosti dřeva olivovníku

Průměrná hodnota modulu pružnosti v tahu a tlaku ve směru vláken pro dřevo olivovníku evropského bývá kolem 11 300 MPa, Poissonovo číslo  $\mu = 0.38$  a hustota 800 až 880 kg/m<sup>3</sup>. To vše při vlhkosti dřeva 12÷15%. Napříč vláken je tato hodnota až 25x menší, přičemž v radiálním směru bývá cca o 20 ÷ 50 % vyšší než ve směru tangenciálním. Při krátkodobém zatížení dřeva je vztah mezi napětím a deformací ve všech případech namáhání až po mez úměrnosti lineární. Nad mezí úměrnosti po mez pevnosti je průběh závislosti nelineární a kromě pružných deformací vznikají ještě deformace pružné v čase a deformace plastické. Trvalé konstantní namáhání se projevuje tečením dřeva<sup>53</sup>

Materiály, které se chovají uvedeným způsobem, řadíme k materiálům viskoelastickým, jejichž odezvy na vnější vlivy závisí na poměru elastických a viskózních vlastností. U viskoelastických materiálů se část vložené mechanické energie při harmonickém namáhání využije při odlehčení tohoto materiálu, zbytek se disipuje<sup>54</sup>.

Množství přeměněné mechanické energie v tepelnou energii je měřítkem strukturálního tlumení a je úměrné ploše hysterézní křivky, která udává závislost mezi napětím a poměrnou deformací v průběhu jednoho cyklu. Viskoelastické materiály reagují na deformaci vždy se zpožděním. Vzhledem k tomu, že závislost mezi napětím a poměrnou deformací je nelineární, neplatí pro tyto materiály Hookův zákon.

## 6.2.2 Určení dynamických parametrů větve olivovníku

Mezi základní dynamické parametry, které je třeba identifikovat pro následné simulace a výpočty dynamického chování větve olivovníku, patří především hmotnost, vlastní frekvence a součinitelé tuhosti a tlumení (Obr. 19).



Obr. 19: Dynamické parametry větve olivovníku

<sup>&</sup>lt;sup>54</sup> Disipace – nežádoucí přeměna části energie v teplo.





<sup>&</sup>lt;sup>53</sup> Tzv. creep.

Určení hodnot těchto parametrů bývá většinou jen přibližné, velmi složité a časově náročné, neboť větev reaguje na zatěžování komplexním pohybem. Uvedené parametry závisí na celé řadě vlivů, které nelze exaktně vyjádřit. Jedná se například o stáří stromu, tvar, tloušťku a délku větve, polohu připojení harvestoru k větvi, rozložení větvoví, množství oliv, množství listí atd. V dalších výpočtech budou tyto parametry vyjádřeny pouze s ohledem na zásadní skutečnosti tak, aby byl zachován věrný charakter chování soustavy harvestoru za provozu.

Určením dynamických parametrů olivovníků při jejich mechanické sklizni v intenzivních sadech se zabýval např. Castro-García et al. [24], který mimo jiné sledoval odezvy olivovníků na jejich buzení ve frekvenčním rozsahu 0 až 256 Hz pro malé a velké stromy. Výsledné modální tlumení převedl do ekvivalentního Rayleighova tlumení, které se běžně používá při modelování materiálů např. pomocí MKP a vyjadřuje efektivní způsob jak zacházet s tlumením u systémů s velkým počtem stupňů volnosti. Souhrn výsledků jeho práce je uveden v *tab. 4.* 

	Velké	stromy	Malé s	tromy
	$\mathcal{Q}_{V}[\mathrm{Hz}]$	ξ <sub>[%]</sub>	$arOmega_V[{ m Hz}]$	ξ[%]
1. mód kmitání	20	27,8	21	24,4
2 mód kmitání	36.7	17.7	40.3	16.7

*Tab. 4:* Vlastní frekvence a poměrné útlumy pro první tři módy kmitání olivovníků Zdroj: [47], s. 799.

71,5

3. mód kmitání

Z těchto výsledků je patrné, že rozdíly získaných hodnot pro dvě skupiny stromů se vůči sobě liší jen nepatrně. Dále byly pro dřevo olivovníku určeny poměrné koeficienty  $\alpha$  a  $\beta$ , kdy na jedné straně byla hodnota poměrného koeficientu tuhosti téměř zanedbatelná ( $\beta = 0,00045$ ), kdežto na druhé straně hodnota poměrného koeficientu hmotnosti měla výrazně větší význam ( $\alpha = 10,68$ ), což poukazuje na výraznou nelinearitu.

10,2

72,4

9.2

Zvýšení frekvence buzení  $\omega$  má za následek snížení poměrného tlumení  $\xi$ , což naznačuje, že viskózní tlumení má oproti aerodynamickému tlumení relativně menší důležitost. Přesto však, je potřeba dalších studií, které jsou nutné pro lepší porozumění procesu absorpce energie ve stromu při jeho buzení vysokými frekvencemi.

Mezi prvními, kteří usilovali o začlenění parametrů viskoelastických vlastností do výpočtů dynamického chování větve stromu při třesení harvestorem, byli např. Whitney, Smerage & Block [80], [81]. Ti zkoumali výše uvedené parametry na dřevěném vertikálním kůlu, který byl pevně založen do země, a porovnávali spolu naměřená a vypočítaná data. Následně došli k názoru, že se dřevěný kůl chová téměř jako pružina. Z toho tedy vyplývá, že strom lze považovat za pružné těleso, neboť velká část mechanické energie se při jeho třesení během mechanické sklizně harvestory absorbuje někde jinde, nejspíše v půdě přes kořenový systému stromu.

Další simulace olivovníku při mechanickém způsobu sklizně oliv harvestory zpracoval také např. El-Awady [32], který dospěl k názoru, že horní části olivovníků spíše reagují na vyšší frekvence, zatímco spodní části stromu spíše na frekvence relativně nižší. Z tohoto důvodu je žádoucí, aby harvestor umožňoval změnu nejen frekvence, ale též i amplitudy třesení.

Rozbor dynamiky větve při jejím třesení harvestorem byl proveden též např. autory Lenker & Hedden [48], kteří mimo jiné též uvádí doporučení a výpočty důležitých parametrů potřebných pro volbu vhodného harvestoru podle podmínek třesení při mechanické sklizni ovoce.



Parametry průměrné tuhosti větve olivovníku pro její různé průřezy při obvyklém zavěšení harvestoru jsme získali tak, že jsme v místech těchto průřezů větve umístili ruční dynamometr SHIMPO MF (*Obr. 20*), pomocí kterého byla větev zatěžována silou, jejíž hodnota byla limitována měřícím rozsahem přístroje <sup>55</sup>,. Toto zatížení způsobilo deformaci větve z její rovnovážné polohy, jenž byla současně zjišťována pomocí délkového měřidla.

Tuhost větve byla následně určena jako poměr zatěžující síly F působící na větev ku velikosti deformace větve  $\Delta$  v místě jejího působení dle vztahu

$$k_{V1} = \frac{F}{\Delta}.$$
 (12)

Přibližné hodnoty tuhosti větve olivovníku pro různé průřezy jsou uvedeny v tab. 5.



Obr. 20: Měření tuhosti větve olivovníku pomocí ručního dynamometru

Tab.	5:	Přibližné	hodnoty	tuhosti	větve	olivovn	íku pro	její	různé	průřezy	1
------	----	-----------	---------	---------	-------	---------	---------	------	-------	---------	---

Parametr větve	Hodnota											
Průměr větve D [m]	0,015	0,020	0,025	0,030	0,035	0,040	0,045					
Zatěžující síla větve F [N]	4,9	19,6	49,0	58,9	88,3	88,3	88,3					
Deformace větve $\Delta$ [mm]	61,25	63,2	62,8	22,8	16,8	7,3	3,6					
Tuhost větve $k_{V1}$ [N/m]	80	310	780	2.584	5.262	12.106	24.430					

<sup>&</sup>lt;sup>55</sup> Maximální zatížitelnost dynamometru odpovídá tíze od zatížení 10 kg s dělením stupnice po 0,05 kg.





Průběh křivky závislosti tuhosti větve  $k_{V1}$  na průměru větve D nejen pro olivovník<sup>56</sup>, ale též např. pro mandlovník<sup>57</sup>, meruňku<sup>58</sup> a pistáciovník<sup>59</sup>, byl vypracován graf (Obr. 21), ze kterého je patrné, jak se dalo předpokládat, že větve o větším průměru průřezu mají oproti větvím s menším průměrem vyšší tuhost.



*Obr. 21:* Závislost tuhosti větve  $k_{V1}$  na průměru větve D

- olivovník
- mandlovník
- meruňka
- pistáciovník

Pro získání představy, jaké jsou přibližné hodnoty amplitudy kmitání a vlastní frekvence větve olivovníku, bylo nutné provést několik měření, která probíhala tak, že jsme harvestor typového označení STIHL SP 480 zavěsili za větev olivovníku a měřili jeho zrychlení vibrací tříosými snímači, které byly místěny jak na držadle<sup>60</sup>, ovladači plynu motoru<sup>61</sup>, tak současně i na motoru (*Obr. 16*). Tato měření byla prováděna dle platných norem<sup>62</sup> pro různé otáčky motoru a tři různé větve, které jsme si pracovně nazvali jako tenká, střední a silná větev, přičemž každé měření trvalo 5 s.

Z naměřených hodnot zrychlení vibrací, které jsou uvedeny v tab. 6, byly vypracovány grafy závislostí váženého zrychlení v třetinooktávových frekvenčních pásmech, viz. Příloha 5. Na obr. 22 jsou jako příklad pro názornost zobrazeny průběhy těchto grafů, které byly získány z naměřených dat pro číslo měření 8, tedy pro střední větev a otáčky motoru 6.950 min<sup>-1</sup>.

Přibližné hodnoty dynamických parametrů tenké, střední a silné větve jsme následně získali výpočtem s využitím amplitudové charakteristiky zrychlení motoru ve směru osy z, jejíž křivka vznikla aproximací naměřených hodnot zrychlení motoru  $a_{hwz}$ , které jsme odečetli z tab. 6. Cílem tohoto výpočtu byla tedy snaha naladit mechanický model soustavy změnou parametrů větve tak, aby naměřené a vypočítané amplitudové charakteristiky zrychlení motoru byly co možná stejné (Obr. 27 až Obr. 29).

Tímto způsobem bylo možno plně učit všechny parametry dynamické soustavy harvestoru a větve olivovníku pro její různé průřezy (Tab. 7).

<sup>&</sup>lt;sup>56</sup> Rovnice regresní křivky má tvar:  $y=2 \ 10^{-8} x^{5,4483}$ ; hodnota spolehlivosti  $R^2=0,9957$ . <sup>57</sup> Rovnice regresní křivky má tvar:  $y=0,0016 \ x^{1,8797}$ ; hodnota spolehlivosti  $R^2=0,9648$ . Zdroj: [60]. <sup>58</sup> Rovnice regresní křivky má tvar:  $y=0,021 \ x^{1,7854}$ ; hodnota spolehlivosti  $R^2=0,9982$ . Zdroj: [33]. <sup>59</sup> Rovnice regresní křivky má tvar:  $y=2,3522 \ x^{0,5002}$ ; hodnota spolehlivosti  $R^2=0,9892$ . Zdroj: [53].

<sup>&</sup>lt;sup>60</sup> Levá ruka obsluhy.

<sup>&</sup>lt;sup>61</sup> Pravá ruka obsluhy.

<sup>&</sup>lt;sup>62</sup> Normy EN ISO 11680-1, resp. ISO 20643.

U		otáčky		ovl	adač		držadlo				motor			
Číslo	větev	motoru	zryc	chlení R	RMS	a.	zryc	hlení R	MS	a.	zryc	chlení R	MS	a.
měření	,,	$[\min^{-1}]$	ļ	$[m/s^2]$	T	$[m/s^2]$		$[m/s^2]$		$[m/s^2]$		$[m/s^2]$	r	$[m/s^2]$
		L ]	x	<i>y</i>	Z	[	x	у	Z	[	x	<i>y</i>	Z	[
1	tenká	2.800	2,23	1,14	1,13	2,75	2,00	2,66	1,78	3,77	2,24	1,98	0,29	3,00
2	tenká	10.380	10,63	9,51	4,86	15,06	14,65	25,76	11,21	31,68	10,19	8,17	27,12	30,10
3	tenká	11.600	8,44	5,86	10,79	14,90	7,94	9,95	14,08	18,98	12,47	9,68	21,00	26,27
4	střední	2.800	1,28	1,23	0,46	1,83	1,68	3,34	1,81	4,15	2,25	2,01	0,42	3,05
5	střední	3.000	2,02	1,68	1,49	3,02	2,07	2,69	1,00	3,54	2,44	2,36	0,32	3,41
6	střední	5.000	13,86	3,16	5,67	15,31	11,13	17,03	6,72	21,42	6,50	3,60	22,23	23,44
7	střední	6.000	18,93	6,96	16,47	26,04	9,42	20,66	6,60	23,65	6,32	5,17	38,14	29,30
8	střední	6.950	30,15	3,96	19,31	36,02	12,67	10,12	25,66	30,35	7,57	5,35	64,00	64,67
9	střední	8.300	22,21	7,87	17,48	29,33	13,59	21,94	18,68	31,86	8,01	6,10	52,67	53,62
10	střední	9.300	29,28	13,15	40,38	51,58	17,12	16,20	16,62	28,84	8,92	7,15	35,94	37,71
11	silná	2.800	1,22	0,97	0,52	1,64	2,64	2,57	1,97	4,18	2,34	2,27	0,37	3,27
12	silná	5.000	14,22	5,49	6,34	16,51	20,48	9,28	34,55	41,22	6,08	4,77	30,37	31,33
13	silná	6.000	24,70	12,21	9,34	29,09	14,75	20,76	24,59	35,40	7,75	8,48	60,54	61,62
14	silná	6.600	17,91	8,93	15,57	25,35	26,04	9,68	35,54	45,11	7,73	8,19	62,83	63,83
15	silná	6.700	14,23	10,73	9,03	19,98	16,39	12,23	29,74	36,10	9,04	8,66	61,85	63,10
16	žádná	2.800	1,16	1,39	0,96	2,05	2,26	4,28	1,68	5,12	2,22	2,01	0,29	3,01
17	žádná	3.000	1,99	1,83	2,59	3,75	2,67	2,36	1,23	3,78	2,13	2,03	0,23	2,95
18	žádná	5.000	2,01	1,32	0,53	2,46	3,53	4,58	3,06	6,54	4,12	3,74	4,81	7,36
19	žádná	6.000	3,96	1,69	3,28	5,41	5,64	6,07	3,89	9,15	4,87	4,87	5,73	8,95
20	žádná	6.950	4,45	1,81	3,51	5,95	5,81	5,12	8,80	11,72	5,46	4,64	7,90	10,66
36,0		ovladač - osa x			6,0		Iržadlo - osa x			6,0		motor - osa x		
24,0					4,0					4,0				
Ĕ 18,0					<u>د</u> 3,0 ه 20					3,0 -				
6,0					1,0					1,0				
0,0	10 16 25 32 32	102 8 8 8 9 4 9 4 9 4 9 4 9 4 9 4 9 4 9 4 9	200 250 315 400 500 630	250	0,0	25 25 25 25 26	50 63 125 125	160 2250 400 500	630 800 250	0,0	22 28 28 29 26 28 28 29	8 8 8 8 5 %	160 2200 315 400 500	2500 80 90
		f [Hz] ovladač - osa v				c	f [Hz] Iržadio - osa y					f [Hz] motor - osa y		
3,0					24,0					5,0				
2,0					16,0					4,0 50		T		
E 1,5					e 12,0 -					E 3,0 -				
0,5					4,0					1,0				
0,0 w w	40 25 26 46 32 26 40 40 40 40 40 40 40 40 40 40 40 40 40	50 50 100 125 125	200 250 315 500 630	800 1250	0,0 4	13 16 25 32 32	f [Hz]	160 250 315 400 500	630 800 1250	0,0 0 0 0	13 16 25 32 32	1 HAJ 5 8 8 9 5 2 8 9 6 7 8 9 6 7 8 9 6 7 8 9 6 8 9 6 7 8 9 6 8 9 7 8 9 7 8 9 7	160 250 315 400	630 800 1250
		ovladač - osa z			10.0	d	iržadio - osa z					motor - osa z		
24,0					10,0					60,0				
16,0 ·					8,0					48,0				
E 12,0					e 4,0					e 24,0				
4,0					2,0	┍┥┍┑┥┝	┲╾┲╞			12,0		╘┲═╼╾╴	• • • • • • •	
U,U <del>1  </del> © ©	000000000000000000000000000000000000000	ବ କ କ କ କ <u>କ</u> ହ f[Hz]	200 250 315 500 500 500	800 1000 1250	6 6 ¢	32 50 40 <sup>(1)</sup>	f [Hz]	76( 250 315 400 500 500	63( 800 1000 1250	9 8 9	10 13 20 25 32 32	1[Hz] 5 5 5 4	160 250 315 400	800 1000 1250
Měření: 8		Frekvence otá	ičení motoru: 11	15,83 Hz	Měření: 8 Stroj: STIHL SI	<sup>2</sup> 480	Frekvence o Frekvence	táčení motoru: e pohybu háku:	115,83 Hz 16,18 Hz	Měření: 8 Stroj: STIHLS	P 480	Frekvenc Frekver	e otáčení motoru: nce pohybu háku:	115,83 Hz 16,18 Hz
Stroj: STIHL Větev: střední Měřící místo: o	SM 480 i ovladač	Frekvence p zr	ychlení RMS:	16,18 Hz 30.15 m/s <sup>-2</sup>	Větev: střední Měřicí místo: drž	adlo		zrychlení RMS: osa x	12,67 m/s <sup>-2</sup>	Větev: střední Měřicí místo: mí	otor		zrychlení RMS: osa x	7,57 m/s <sup>-2</sup>
Otáčky motoru: Převodový pomi	6950 min <sup>-1</sup> ēr: 1: 7,16		osa y osa z	3,96 m/s <sup>-2</sup> 19,31 m/s <sup>-2</sup>	Převodový poměr	1: 7,16		OSB Z	25,66 m/s <sup>-2</sup>	otacky motoru: Převodový poměr	1: 7,16		osa y osa z	5,35 m/s <sup>-</sup> 64,00 m/s <sup>-2</sup>
		:	zrychlení a <sub>hv</sub> :	36,02 m/s <sup>-2</sup>				∠rycmeni a <sub>hv</sub> :	30,35 11/8				zrychlení a <sub>m</sub> :	64,67 m/s**

Tab. 6: Naměřené hodnoty zrychlení vibrací harvestoru pro různé větve olivovníku

Obr. 22: Závislosti váženého zrychlení vibrací v třetinooktávovém frekvenčním pásmu

# 6.3 Konstrukce harvestoru

Harvestor typového označení STIHL SP 480 využívá ke svému vyvážení soustavu vzájemně proti sobě se pohybujících klikových mechanismů za účelem snížení značných dynamických sil působících na rám stroje a potažmo i na jeho držadla.







Konstrukční uspořádání tohoto stroje včetně zvoleného souřadného systému je patrné z *obr. 23*.

Obr. 23: Konstrukční uspořádání harvestoru bez tyče s hákem

Krouticí moment od jednoválcového dvoutaktního zážehového spalovacího motoru je přiváděn přes odstředivou spojku, planetovou převodovku a dále přes kuželovou převodovku na klikový hřídel, který je sdružený pro oba klikové mechanismy mající protiběžné uspořádání. Detail konstrukčního uspořádání protiběžných klikových mechanismů je znázorněn na *obr. 24*.



Obr. 24: Detail konstrukčního uspořádání protiběžných klikových mechanismů

Z klikového hřídele se dále výkon přenáší jak na primární klikový mechanismus pohánějící tyč s hákem, tak i na sekundární klikový mechanismus pohánějící vývažek (protiběžný píst) o hmotnosti  $m_A$ , který tak vykonává translační vratný pohyb v protifázi k translačnímu pohybu háku. Pro lepší představu o činnosti protiběžných pístů harvestoru byla vytvořena animace, viz. *příloha 6*.



# 6.3.1 Mechanický model a výpočet hodnot kinematických veličin

Dříve, než jsme přistoupili k samotnému dynamickému výpočtu soustavy větve olivovníku při její mechanické sklizni harvestorem, bylo zapotřebí nejprve provést označení parametrů klikového mechanismu stroje, které je uvedeno na obr. 25.



Obr. 25: Označení parametrů klikového mechanismu harvestoru



Pro zjednodušenou dynamickou analýzu soustavy harvestoru a větve jsme podobně jako Vobolis & Aleksiejūnas [78], nebo El-Awady et al. [32] nahradili větev olivovníku konzolovým nosníkem<sup>63</sup> kruhového průřezu o průměru D a délce l, ke kterému byl v délce  $l_1$  zavěšen harvestor svým hákem (*Obr. 26*a).



Obr. 26: Mechanický model větve včetně harvestoru

Větev jsme si rozdělili celkem na tři části. První část o hmotnosti  $m_1$ , tuhosti  $k_{V1}$ , součiniteli tlumení  $b_{V1}$  a délce  $l_1$  představuje úsek větve mezi kmenem stromu (vetknutím nosníku) a přípojným místem harvestoru, jehož hmotnost je označena jako  $m_{harvestor}$ .

Druhá část větve o hmotnosti  $m_2$ , tuhosti  $k_{V2}$ , součiniteli tlumení  $b_{V2}$  a délce  $l_2$ , jenž je omezena přípojným místem harvestoru a bodem ve vzdálenosti l od vetknutí, do kterého je soustředěna hmota třetí části větve o hmotnosti  $m_3$ , jenž představuje hmotnost setřásaných oliv včetně listoví a větvoví.



<sup>&</sup>lt;sup>63</sup> Jedná se o jednostranně vetknutý nosník s převislým koncem.

Pro zjednodušení jsme předpokládali, že hmotnost první a druhé části větve  $m_1$ , resp.  $m_2$  je rozložena rovnoměrně po celé délce  $l_1$ , resp.  $l_2$ . Při výpočtu příčného kmitání větve jsme vycházeli z teorie pružného hmotného kontinua, kdy byly uvažovány tzv. efektivní hmotnosti první a druhé části větve  $m_{1e}$ , resp.  $m_{2e}$ , které představují dynamický účinek hmotnosti  $m_1$  v místě ve vzdálenosti  $l_1$  od vetknutí nosníku, resp. dynamický účinek hmotnosti  $m_2$  v místě ve vzdálenosti l od vetknutí nosníku.

Dynamický model větve jsme pro následné výpočty uvažovali jako dvouhmotový (*Obr. 26*b), jehož první hmota  $m_{V1}$  odpovídá efektivní hmotnosti první části větve  $m_{1e}$ . Druhá hmota dynamického modelu větve  $m_{V2}$  je definována jako součet efektivní hmotnosti druhé části větve  $m_{2e}$  a hmotnosti třetí části větve  $m_3$ .

Hodnoty efektivních hmotností jednotlivých částí větve lze spočítat s využitím Rayleighovy metody ze vztahů pro kinetickou energii

$$E_{kin\,1} = \frac{1}{2} m_{1e} \left(\frac{\partial z_1}{\partial t}\right)^2. \tag{13}$$

$$E_{kin\,2} = \frac{1}{2} m_{2e} \left(\frac{\partial z_2}{\partial t}\right)^2. \tag{14}$$

Pokud rozdělíme náhradní nosník větve na nekonečně malé elementy, potom jeho kinetickou energii lze určit z výrazu

$$E_{kin\,1} = \int_{0}^{l} \frac{m_1}{2\,l_1} \left(\frac{\partial z_1(y)}{\partial t}\right)^2 dy, \qquad (15)$$

$$E_{kin\,2} = \int_{0}^{l} \frac{m_2}{2l_2} \left(\frac{\partial z_2(y)}{\partial t}\right)^2 dy, \qquad (16)$$

kde  $m_1$ ,  $m_2$  představují hmotnosti soustředěné v těžišti první, resp. druhé části větve, které se určí z výrazů

$$m_1 = \frac{\pi D^2}{4} \rho l_1 , \qquad (17)$$

$$m_2 = \frac{\pi D^2}{4} \rho l_2, \qquad (18)$$

kde  $\rho$  je hustota dřeva [kg/m<sup>3</sup>] a D je průměr větve [m]. Pokud si do vztahů (15) a (16) dosadíme závislosti průhybu nosníku na vzdálenosti od místa vetknutí vztahy

$$z_{1}(y) = z_{1_{\max}} \left( 1 - \frac{3y}{2l_{1}} + \frac{y^{3}}{2l_{1}^{3}} \right),$$
(19)

$$z_{2}(y) = z_{2_{\max}} \left( 1 - \frac{3y}{2l_{2}} + \frac{y^{3}}{2l_{2}^{3}} \right)$$
(20)

obdržíme pro kinetickou energii výrazy

$$E_{kin1} = \int_{0}^{l_{1}} \frac{m_{1}}{l_{1}} \left[ \frac{\partial z_{1\max}}{\partial t} \left( 1 - \frac{3y}{2l_{1}} + \frac{y^{3}}{2l_{1}^{3}} \right) \right]^{2} dx = \frac{1}{2} m_{1e} \left( \frac{\partial z_{1\max}}{\partial t} \right)^{2},$$
(21)

$$E_{kin\,2} = \int_{l_1}^{l_1+l_2} \frac{m_2}{l_2} \left[ \frac{\partial z_{2\,\text{max}}}{\partial t} \left( 1 - \frac{3\,y}{2\,l_2} + \frac{y^3}{2\,l_2^{-3}} \right) \right]^2 dx = \frac{1}{2} m_{2e} \left( \frac{\partial z_{2\,\text{max}}}{\partial t} \right)^2, \tag{22}$$



ze kterých lze vypočítat hodnoty efektivních hmotností větve

$$m_{1e} = \frac{33}{140} m_1, \tag{23}$$

$$m_{2e} = \frac{33}{140} m_2. \tag{24}$$

Při uvažování pevné vazby mezi hákem harvestoru a větví olivovníku je amplitudová charakteristika motoru svým charakterem podobná amplitudové charakteristice větve v místě připojení harvestoru, liší se pouze vzájemným měřítkem a posunutím ve směru osy z, které je definováno parametry klikového mechanismu, jejichž označení je uvedeno na *obr. 25*. Mezi motor a hnací člen (hák) jsme aplikovali kinematickou vazbu<sup>64</sup>., jejíž výchylka

$$z_{K1} = z_M - z_H = r_{C1} \cos(\omega t) + l_{R1} \cos\left[\arcsin\left(\frac{r_{C1}}{l_{R1}}\right)\sin(\omega t)\right] - l_{R1}.$$
 (25)

Podobně byla mezi motor a vývažek aplikována kinematická vazba o výchylce

$$z_{K2} = z_M - z_A = -r_{C2}\cos(\omega t) + l_{R2}\cos\left[\arcsin\left(\frac{r_{C2}}{l_{R2}}\right)\sin(\omega t)\right] - l_{R2}.$$
 (26)

Výchylky rotujících hmot o hmotnosti  $(m_{CG1} + m_{REC1})$ , resp. $(m_{CG2} + m_{REC2})$  byly určeny vzhledem k výchylce motoru vztahem (27), resp. (28).

$$z_{CG1} = z_M - r_{C1} \cos(\omega t).$$
(27)

$$z_{CG2} = z_M + r_{C2} \cos(\omega t).$$
 (28)

Následný pohyb jednotlivých hmot dynamické soustavy podle *obr. 26*c, při předpokladu, že  $z_V(t) > z_H(t)$ , lze popsat sedmi dílčími pohybovými rovnicemi

$$(m_H + m_{REH} + m_{V1})\ddot{z}_H + b_{V1}\dot{z}_H - b_{V2}(\dot{z}_V - \dot{z}_H) + k_{V1}z_H - k_{V2}(z_V - z_H) + F_{R1} = 0,$$
(29)  
(m\_A + m\_{REH})\ddot{z}\_A - F\_{R2} = 0 (30)

$$\left(m_{CG1} + m_{REC1}\right) \ddot{z}_{CG1} - F_{R3} = 0, \qquad (31)$$

$$(m_{CG2} + m_{REC2}) \ddot{z}_{CG2} - F_{R4} = 0, \qquad (32)$$

$$m_{M} \ddot{z}_{M} - b_{D} (\dot{z}_{D} - \dot{z}_{M}) - k_{D} (z_{D} - z_{M}) - F_{R1} + F_{R2} + F_{R3} + F_{R4} = 0, \qquad (33)$$

$$m_{V2} \ddot{z}_V + b_{V2} (\dot{z}_V - \dot{z}_H) + k_{V2} (z_V - z_H) = 0, \qquad (34)$$

$$n_D \ddot{z}_D + b_D (\dot{z}_D - \dot{z}_M) + k_D (z_D - z_M) = 0.$$
(35)

Vyjádřením vazbové síly  $F_{R1}$  ze vztahu (29), vazbové síly  $F_{R2}$  ze vztahu (30), vazbové síly  $F_{R3}$  ze vztahu (31) a vazbové síly  $F_{R4}$  ze vztahu (32) a jejich dosazením do vztahu (33) získáme po úpravě tři výsledné pohybové rovnice soustavy ve tvaru

$$(m_{harvestor} - m_D + m_{V1})\ddot{z}_H + b_{V1}\dot{z}_H - b_{V2}(\dot{z}_V - \dot{z}_H) + k_{V1}z_H - k_{V2}(z_V - z_H) - b_D(\dot{z}_D - \dot{z}_H) - k_D(z_D - z_H) = = -(m_M + m_A + m_{REA} + m_{CG1} + m_{CG2} + m_{REC1} + m_{REC2})\ddot{z}_{K1} + (m_A + m_{REA})\ddot{z}_{K2} -$$
(36)

$$\left[ \left( m_{CG1} + m_{REC1} \right) r_{C1} - \left( m_{CG2} + m_{REC2} \right) r_{C2} \right] \omega^2 \cos(\omega t) - b_D \dot{z}_{K1} - k_D z_{K1}, m_{V2} \ddot{z}_V + b_{V2} (\dot{z}_V - \dot{z}_H) + k_{V2} (z_V - z_H) = 0.$$

$$(37)$$

$$m_{V2}\ddot{z}_V + b_{V2}(\dot{z}_V - \dot{z}_H) + k_{V2}(z_V - z_H) = 0.$$
(37)

$$m_D \ddot{z}_D + b_D (\dot{z}_D - \dot{z}_H) + k_D (z_D - z_H) = 0.$$
(38)



<sup>&</sup>lt;sup>64</sup> O kinematické vazbě mezi dvěma tělesy hovoříme tehdy, jedná-li se o pohyblivé spojení vymezující jejich relativní pohyb. Mezi hlavní typy kinematické vazby patří vazba rotační, posuvná, zubová, obecná (vačka), šroubová a sférická.

Zápis pohybových rovnic v maticovém tvaru

$$M = \begin{pmatrix} m_{harvestor} - m_D + m_{V1} & 0 & 0\\ 0 & m_{V2} & 0\\ 0 & 0 & m_D \end{pmatrix},$$
 (39)

$$B = \begin{pmatrix} b_{V1} + b_{V2} + b_D & -b_{V2} & -b_D \\ -b_{V2} & b_{V2} & 0 \\ -b_D & 0 & b_D \end{pmatrix},$$
 (40)

$$K = \begin{pmatrix} k_{V1} + k_{V2} + k_D & -k_{V2} & -k_D \\ -k_{V2} & k_{V2} & 0 \\ -k_D & 0 & k_D \end{pmatrix},$$
(41)

$$F_{p} = \begin{pmatrix} -(m_{M} + m_{A} + m_{REA} + m_{CG1} + m_{CG2} + m_{REC1} + m_{REC2}) \ddot{z}_{K1} + \\ +(m_{A} + m_{REA}) \ddot{z}_{K2} - (m_{CG1} + m_{REC1}) r_{C1} \, \omega^{2} \cos(\omega t) + \\ +(m_{CG2} + m_{REC2}) r_{C2} \, \omega^{2} \cos(\omega t) - b_{D} \, \dot{z}_{K} - k_{D} \, z_{K} \\ 0 \\ b_{D} \, \dot{z}_{K} + k_{D} \, z_{K} \end{pmatrix}, \qquad (42)$$

Výpočet amplitudových charakteristik výchylek, rychlostí a zrychlení motoru, háku a tenké, střední a silné větve (Příloha 7, Příloha 8 a Příloha 9) byl proveden pro následující parametry: otáčky klikového hřídele  $n = 25 \text{ s}^{-1}$ , hmotnost klikového hřídele hmotnost tyče s hákem  $m_H = 2,223 \text{ kg}$ ,  $m_C = 0,5275 \, kg$ , hmotnost držadla  $m_D = 0,781 \text{ kg}$ , hmotnost vývažku  $m_A = 1,767 \text{ kg}$ , hmotnost ojnice 1  $m_{R1} = 0,05116 \text{ kg}$ , hmotnost ojnice 2  $m_{R2} = 0.06212 \text{ kg}$ , hmotnost motoru, převodovky a ovladače plynu motoru  $m_M = 9,50322 \text{ kg}$ , redukovaná hmotnost klikového hřídele do středu klikového čepu 1  $m_{CG1} = 0,28075 \text{ kg}$ , redukovaná hmotnost klikového hřídele do středu klikového čepu 2  $m_{CG2} = 0,24675 \text{ kg}$ , náhrada ojnice 1 dvěma body o hmotnosti  $m_{REC1} = 0,02405 \text{ kg}$ a  $m_{REH} = 0.02711 \text{ kg}$ , náhrada ojnice 2 dvěma body o hmotnosti  $m_{REC2} = 0.03106 \text{ kg}$ a  $m_{REA} = 0,03106 \text{ kg}$ , celková hmotnost harvestoru  $m_{harvestor} = 14,915 \text{ kg}$ , délka ojnice 1  $l_{R1} = 0,1 \text{ m}$ , délka ojnice 2  $l_{R2} = 0,198 \text{ m}$ , vzdálenost těžiště ojnice 1 a těžiště čepu háku  $r_{RSH} = 0,047 \text{ m}$ , vzdálenost těžiště ojnice 2 a těžiště čepu vývažku  $r_{RSA} = 0,099 \text{ m}$ , vzdálenost osy otáčení klikového hřídele a klikového čepu 1  $r_{c1} = 0,0225 \text{ m}$  a vzdálenost osy otáčení klikového hřídele a klikového čepu 2  $r_{C2} = 0,0225 \text{ m}$ , vzdálenost osy otáčení klikového hřídele a jeho těžiště  $r_{CS} = 0,00145 \text{ m}$ .

Grafy naměřených a vypočítaných hodnot amplitudových charakteristik zrychlení motoru pro tenkou, střední a silnou větev jsou uvedeny na obr. 27 až obr. 29. Amplitudové charakteristiky zrychlení držadla, motoru, háku a větve jsou na obr. 30 až obr. 32.













Naměřené absolutní hodnoty amplitudy zrychlení motoru pro střední větev
 Vypočítané absolutní hodnoty amplitudy zrychlení motoru pro střední větev





### Disertační práce









- $|a_{D0}(\omega)|$  absolutní hodnota amplitudy zrychlení držadla pro silnou větev
- $|a_{M0}(\omega)|$  absolutní hodnota amplitudy zrychlení motoru pro silnou větev
- $|a_{H0}(\omega)|$  absolutní hodnota amplitudy zrychlení háku pro silnou větev
- $|a_{V0}(\omega)|$  absolutní hodnota amplitudy zrychlení silné větve


Vzhledem k tomu, že celkový převodový poměr převodovky harvestoru je i = 7,16a připojení hnaného členu (háku) k motoru odstředivou spojkou nastává při otáčkách motoru přibližně kolem 3.400 min<sup>-1</sup>, jsou pro náš případ použitelné pouze hodnoty vypočítaných amplitudových charakteristik odpovídajícím frekvencím vyšším jak 50 rad/s.

Dowomoty větvo	větev			
r ar ametr vetve	tenká	střední	silná	
Průměr větve <i>D</i> [m]	0,030	0,035	0,040	
Délka větve <i>l</i> [m]	1,310	1,330	1,350	
Délka první části větve $l_1$ [m]	0,805	0,780	0,706	
Délka druhé části větve $l_2$ [m]	0,505	0,550	0,644	
Tuhost první části větve $k_{V1}$ [N/m]	2.584	5.262	12.106	
Tuhost druhé části větve $k_{V2}$ [N/m]	10.466	15.009	15.990	
Tlumení první části větve $b_{V1}$ [N s/m]	2,92	7,31	16,24	
Tlumení druhé části větve $b_{V2}$ [N s/m]	14,58	37,89	67,26	
Hmotnost první části větve $m_1$ [kg]	0,484	0,638	0,754	
Hmotnost druhé části větve $m_2$ [kg]	0,303	0,450	0,688	
Hmotnost třetí části větve $m_3$ [kg]	0,632	1,309	2,153	
Celková hmotnost větve v jejím těžišti $m_V$ [kg]	1,419	2,396	3,595	
Efektivní hmotnost první části větve $m_{1e}$ [kg]	0,114	0,150	0,178	
Efektivní hmotnost druhé části větve $m_{2e}$ [kg]	0,072	0,106	0,162	
Hmotnost první hmoty dynamického modelu větve $m_{V1}$ [kg]	0,114	0,150	0,178	
Hmotnost druhé hmoty dynamického modelu větve $m_{V2}$ [kg]	0,703	1,415	2,315	
Poměrný útlum $\xi$ [-]	0,085	0,130	0,175	
Vlastní frekvence netlumených kmitů větve $\Omega$ [rad/s]	125,07	108,31	90,67	
Vlastní frekvence tlumených kmitů větve $\Omega_T$ [rad/s]	124,62	107,39	89,27	
Vlastní frekvence netlumených kmitů větve $f$ [Hz]	19,91	17,23	14,43	
Vlastní frekvence tlumených kmitů větve $f_T$ [Hz]	19,83	17,09	14,21	

*Tab. 7:* Přibližné parametry větve olivovníku

Následně byly pomocí MKP vytvořeny simulace nejen samotné tenké, střední a silné větve olivovníku, ale též i simulace těchto větví během jejich třesení mechanickým způsobem harvestorem, jejichž výsledkem bylo určení vlastních tvarů kmitů a jim příslušejících hodnot vlastních frekvencí, které byly následně porovnávány (*tab. 8*) s hodnotami z *tab. 7* a s hodnotami vypočtenými dle vztahu (43), který uvádí např. Fridley & Adrian [35].

$$\Omega_{V} = \sqrt{\frac{3EJ}{\left[\frac{33}{140}(m_{1} + m_{2}) + m_{3}\right]l^{3}}} = \sqrt{\frac{k_{V}}{\frac{33}{140}(m_{1} + m_{2}) + m_{3}}},$$
(43)

kde

E - modul pružnosti v tahu dřeva olivovníku<sup>65</sup> [MPa],

J - kvadratický moment průřezu větve [m<sup>4</sup>].

<i>Tab. 8:</i> Vlastní frekvence netlumených kmitů větve olivovník	Tab.
--	------

Metoda	ulastní frakvance netlumených kmitů	větev				
	viastin frekvence netiumenych knitu	tenká	střední	silná		
Výpočet	samotné větve [Hz]	4,31	4,14	4,19		
	větve se zavěšeným harvestorem [Hz]	19,91	17,23	14,43		
МКР	samotné větve [Hz]	4,31	4,15	4,21		
	větve se zavěšeným harvestorem [Hz]	19,82	17,09	14,02		

<sup>65</sup> Pro výpočet jsem volil modul pružnosti E = 2620 MPa.

#### 6.3.2 Zhodnocení

Z tab. 7 je patrné, že s rostoucí hmotností větve roste poměrný útlum  $\xi$  a současně i součinitele tlumení  $b_{V1}$ ,  $b_{V2}$ . Se zkracující se vzdáleností místa zavěšení háku od kmene stromu  $l_1$  dochází k nárůstu tuhosti první části větve  $k_{V1}$  a poklesu tuhosti druhé části větve  $k_{V2}$ . Z grafů na *obr. 30* až *obr. 32* je zřejmé, že s rostoucím průměrem průřezu větve D klesá amplituda kmitání a vlastní frekvence větve. Z tab. 8 je patrné, že vypočítané hodnoty vlastních frekvencí netlumených kmitů, jak samotné větve, tak větve se zavěšeným harvestorem, jsou v dobré shodě s hodnotami získanými pomocí MKP.

Výsledky dále ukázaly, že vhodná frekvence třesení stromem s jeho maximální amplitudou výchylky větve (kmenu) je závislá nejen na velikosti stromu, ale též i na umístění připojení háku harvestoru.

Bylo ověřeno (Erdoğan [33]), že nejen amplituda harvestoru a frekvence třesení, ale též i amplituda větve, jsou velmi důležité veličiny mající významný vliv na hodnotu procentuálního množství setřeseného ovoce, která s rostoucí amplitudou a frekvencí třesení roste. Zvláštní pozornost by měla být soustředěna na rezonanční úkazy, které mohou vznikat během třesení stromu při mechanickém způsobu sklizně harvestory, kdy budicí frekvence se nachází blízko k některé vlastní frekvenci jednotlivé části stromu či stromu jako celku. Při rezonanci tak dochází k enormním výchylkám kmitajících částí stromu, což má většinou za následek nárůst poškození větví či dokonce jejich zlomení. Z tohoto důvodu je velmi žádoucí mít alespoň základní povědomí o dynamickém chování stromu během jeho třesení, neboť při této znalosti lze určit optimální podmínky práce s harvestory, a zajistit tak trvale udržitelný rozvoj<sup>66</sup>.

# 6.4 Určení optimálních podmínek pro sklizeň harvestory

Pro získání představy, jaké jsou vlastně optimální podmínky při mechanickém způsobu česání ovoce harvestory, byly provedeny různé matematické analýzy, které byly následně experimentálně ověřeny v reálných podmínkách.

Hlavními faktory mající vliv na efektivitu mechanického česání ovoce, a jsou tedy rozhodující pro vhodné použití jednotlivých typů harvestorů, jsou: frekvence, amplituda a směr třesení, druh odrůdy, zralost a hmotnost plodů, velikost síly potřebné k odtržení plodu ovoce od stopky, její průměr, délka, tuhost a poměrné tlumení a v neposlední řadě též i vhodná volba délky času třesení.

Vlivy těchto parametrů sledovali např. Loghavi, Khorsandi & Souri [50], Ferguson [34], Sessiz & Özcan [70], Safdari [67], Loghavi & Mohseni [49], Keçecioğlu [47], Metzidakis [76]; Peterson, Whiting & Wolford [59], Whitney, Hartmond, Kender, Burns & Salyani [80], Cooke & Rand [27], resp. [28] a další.

Parametry třesení při mechanické sklizni harvestory se liší dle druhu ovoce, ať už se jedná např. o olivy, mandle, pistácie, vlašské a lístkové ořechy, jablka, třešně, švestky, broskve, meruňky, citróny, pomeranče, maliny apod.

Průměrné hodnoty některých parametrů oliv, které byly zjištěny v období sklizně, uvádí např. Sessiz & Özcan [54], viz. tab. 9.

<sup>&</sup>lt;sup>66</sup> Trvale udržitelný rozvoj je komplexní soubor strategií, které umožňují pomocí ekonomických prostředků a technologií uspokojovat lidské potřeby, materiální, kulturní i duchovní, při plném respektování limitů.





Parametr	Hodnota
Hmotnost 100 oliv	191,6 g
Objem 100 oliv	$260 \text{ cm}^3$
Délka stopky olivy	17,0 mm
Průměr stopky olivy	1,1 mm
Délka olivy	19,6 mm
Průměr olivy	14,2 mm

*Tab. 9:* Některé parametry oliv (průměrné hodnoty) Zdroj: [70], s. 150.

Velikost plodů se určuje povětšinou pomocí posuvných měřidel. Hmotnost oliv se zjišťuje vážením a tento parametr má velmi významný vliv na účinnost sklizně ovoce. Velmi dobrých výsledků při mechanické sklizni oliv se dosahuje, když hmotnost oliv je v rozsahu  $2 \div 4 g$ . Je-li hmotnost oliv nižší než  $1 \div 1,5 g$ , pak účinnost sklizně ovoce prudce klesá a sklizeň je neefektivní. Cooke & Rand [27], resp. [28] mimo jiné vypracovali matematické analýzy hlavních aspektů dynamického chování lineárního, resp. nelineárního modelu soustavy stopka – plod ovoce během třesení při rovinném buzení. Jejich dynamický model soustavy představoval tři stupně volnosti, jehož hlavní módy kmitání byly kývání, naklápění a zkrucování. Bylo zjištěno, že správným naladěním frekvence třesení lze ovlivnit sklizeň ovoce například i tak, že jej lze sklízet dle potřeby buďto se stopkami či bez nich.

Safdari [67] a Loghavi & Mohseni [49] uvádějí obecné doporučení pro mechanickou sklizeň ovoce pomocí harvestorů, že malé amplitudy třesení v rozsahu 20 až 25 mm při poměrně vysokých frekvencích (25 až 40 Hz) většinou jsou nejefektivnější v případech, kdy strom a připojení plodu k jeho stopce je relativně tuhé. Naproti tomu velké amplitudy třesení (100 až 120 mm) při nízkých frekvencích (1,2 až 6 Hz) jsou velmi vhodné pro málo tuhé stromy s dlouhými větvemi, které visí dolů pod váhou ovoce.

Tak například Keçecioğlu [47] navrhl, že olivovník by měl být optimálně buzen harvestorem po dobu 10 s ve frekvenčním rozsahu 20 až 28 Hz s amplitudou 20 až 30 mm.

Naproti tomu např. Ferguson [34] doporučuje pro česání stolních oliv spíše malé amplitudy, menší než 25 mm a frekvence třesení vyšší jak 42 Hz, popř. vyšší amplitudy kolem 100 mm při frekvenci 16 Hz, kdy je účinnost sklizně oliv kolem 90 %.

Hodnota této účinnosti bude jistě vyšší u sklizně oliv určených pro olej, kdy příliš nezáleží na kvalitě a míře poškození jednotlivých oliv.

Účinnost sklizně ovoce se běžně hodnotí parametrem, který se nazývá jako tzv. procentuální množství setřeseného ovoce, značí se  $FRP^{67}$  a určuje se podle vztahu

$$FRP = \frac{N_1}{N_2} 100,$$
 (44)

kde  $N_1$  je počet kusů setřeseného ovoce a  $N_2$  je původní celkový počet ovoce na větvi.

Procentuální množství setřeseného ovoce lze též určit z empirického vztahu, který uvádí Ghonimy [54], že

$$FRP = 100 \left( 1 - e^{-1,19.10^{-3} f^{2.0} A^{0.62}} \right), \tag{45}$$

kde A je amplituda třesení a f frekvence třesení.



<sup>&</sup>lt;sup>67</sup> *FRP* – z angličtiny Fruit Removal Percentage [%].

Hodnota procentuálního množství setřeseného ovoce závisí nepřímo úměrně na velikosti síly potřebné k oddělení plodu ovoce od jeho stopky. Vzájemný vztah mezi velikostí této síly a stádiem zralosti plodu ovoce je též nepřímo úměrný.

Ferguson [34] např. uvádí, že pokud je oliva stále zelená, pak síla potřebná k jejímu oddělení od stopky bývá zpravidla v rozsahu 8 až 10 N. Aby se usnadnila sklizeň, používají se někdy za tímto účelem chemické postřiky ovoce mající za cíl snížit velikost této síly. Hodnota síly potřebné k oddělení plodu od jeho stopky se měří nejčastěji ručními dynamometry a je rozhodující pro určení doby sklizně oliv mechanickým způsobem. Optimální načasování sklizně bývá tehdy, když tato síla dosáhne hodnoty kolem 4 N.

Sessiz & Özcan [70] ve své práci zohledňují též i vliv zralosti oliv a množství koncentrace chemických postřiků<sup>68</sup> oliv při jejich sklizni. Testy ukázaly, že nejvyšší poměr setřesených oliv (96 %) nastal při koncentraci chemických látek 12,5 mL/L, frekvenci 24 Hz a amplitudě třesení 60 mm. Též bylo dosaženo zajímavého zjištění, že s rostoucí koncentrací chemických postřiků oliv došlo ke snížení síly potřebné k oddělení olivy od její stopky. Naproti tomu, při jinak stejných podmínkách avšak při absenci chemické aplikace, byl poměr setřesených oliv nižší než 50 %.

Parameswarakumar & Gusta [58], kteří prováděli mnohé testy na mladých<sup>69</sup> olivovnících došli k závěru, že pro získání maximálních hodnot procentuálního množství setřeseného ovoce při minimu poškození by měl harvestor pracovat v rozsahu amplitud třesení 76 až 102 mm při frekvenci 11 až 13 Hz po dobu 4 s. Dále navrhli např. pro sklizeň manga amplitudu 50 mm při frekvenci 20 Hz, kdy naměřili účinnost sklizně 95,5 %.

Hodnoty amplitudy třesení větví při mechanickém způsobu sklizně velmi závisí na struktuře stromu, jeho výšce, délce a hodnotách průměru větví, jejich tuhosti apod. Tak například, když amplituda třesení vhodná pro silnou větev je aplikovaná na slabou větev, může dojít k negativním výsledkům při sklizni, zejména ke snížení její účinnosti.

K oddělení olivy od její stopky dochází při optimální volbě pracovní frekvence stroje a velikosti amplitudy výchylky kmitavého pohybu větve (kmenu), kdy je třeba dosáhnout adekvátních hodnot zrychlení kmitavého pohybu větve. Je patrné, že těchto hodnot zrychlení vibrací se snadněji dosáhne v rezonanci soustavy, popřípadě tehdy, kdy je pracovní frekvence stroje rovna celému násobku vlastní frekvence soustavy.

Z hlediska třesení větví či kmenu stromu je výhodnější, aby hodnota pracovní frekvence harvestoru odpovídala druhé či třetí vlastní frekvenci soustavy harvestor-větev (kmen) stromu, kdy odpovídající hodnoty výchylky větve jsou podstatně nižší než hodnoty, které se vyskytují při první vlastní frekvenci soustavy. Při stejném buzení tak dochází k lepším výsledkům účinnosti sklizně<sup>70</sup>. Při vysokofrekvenčním třesení nad 40 Hz již dochází k nadměrnému poškození stromu převážně odletováním listoví a kůry z jeho konců větví. Obnažené konce větví jsou poté mnohem zranitelnější a méně odolné vůči povětrnostním vlivům a různým chorobám stromů.

Pokud je hodnota amplitudy výchylky kmitavého pohybu větve značná bez ohledu na velikost frekvence třesení, vzniká riziko poškození větví jejich zlomením<sup>72</sup>.

Odezva stromu na buzení harvestorem závisí výrazně na stromové struktuře. Hlavními parametry, které ovlivňují účinnost sklizně, jsou délka, pružnost a pevnost kmenu stromu a jeho větví.

<sup>&</sup>lt;sup>72</sup> Zdroj: [62], s. 339.



<sup>&</sup>lt;sup>68</sup> Zde se jednalo o chemickou látku ethrel.

<sup>&</sup>lt;sup>69</sup> Přibližné stáří stromků bylo 10 let.

<sup>&</sup>lt;sup>70</sup> Zdroj: [62], s. 340.

<sup>&</sup>lt;sup>71</sup> Kůra olivovníku má pevnost v tahu v radiálním směru v rozsahu hodnot 34 až 41 kg/cm<sup>2</sup> a ve směru tangenciálním to bývá 10 až 11 kg/cm<sup>2</sup> (Zdroj: [18]).

Hodnota vlastní frekvence kmene olivovníku bývá přibližně 26 Hz. U větví bývá hodnota vlastní frekvence kolem 16 Hz v závislosti na způsobu jejich prořezání. Z hlediska mechanické sklizně harvestory je výhodné, aby větve stromu směřovaly směrem vzhůru a byly spíše kratšího charakteru a poměrně málo rozvětvené, neboť tak je jejich odezva na vibrace podstatně výhodnější oproti dlouhým hodně rozvětveným větvím směřujícím spíše k zemi, kdy jejichž koruna stromu vytváří tvar kuželovitého baldachýnu. Je tedy zřejmé, že tvar koruny stromu výrazně ovlivní účinnost sklizně oliv. Ta může být mimo jiné negativně ovlivněna např. vysokou hustotou zavětvení koruny stromu vlivem nedostatečného prořezání větví. Naproti tomu odstranění převislých větví a prořezání koruny stromu tak, aby na stromu zůstaly jen větve kratší s vyšší tuhostí má za následek zvýšení procentuálního množství setřeseného ovoce, a tedy zvýšení účinnosti sklizně.

U starších stromů bývá vlivem různě pokroucených větví odezva na vibrace harvestoru nerovnoměrná, neboť každá větev mívá podstatně jinou vlastní frekvenci, a z tohoto důvodu bývá účinnost sklizně poměrně nízká.

Na *obr. 33* je znázorněna pracovní oblast pro optimální podmínky třesení větve (kmene) stromu při mechanické sklizni oliv harvestory.



*Obr. 33:* Pracovní oblast pro optimální podmínky mechanické sklizně harvestory Zdroj: vypracováno podle [62], s. 328.

Pro zajímavost, třeba pro citrusové plody (pomeranče a grapefruity) Ghonimy [54] doporučuje frekvenční rozsah 6 až 7 Hz při amplitudě 4 až 12 mm po dobu 5 až 10 s., dále pro sklizeň manga navrhl optimální amplitudu třesení 25 až 30 mm při frekvenci 15 až 20 Hz a době třesení 5 až 10 s, kdy procentuální množství setřeseného ovoce bývá v rozsahu 86 až 98,4 %.

Pro sklizeň pistáciových ořechů Mobli & Rajabipour [53] doporučují amplitudu třesení 25 mm při frekvenci 9 Hz.

Velmi zajímavé jsou výsledky výzkumu autorů Loghavi, Khorsandi & Souri [50], jehož cílem bylo určení optimálních podmínek při třesení mandlí mechanickým harvestorem. Jednalo se převážně o získání hodnot vhodné frekvence a amplitudy, při kterých dochází k největší účinnosti sklizně ovoce s minimálním poškozením větvoví a listoví stromů. Testy byly provedeny celkem pro dvanáct případů a sledovaly vliv frekvence třesení a amplitudy na oddělení plodu ovoce od jeho stopky. Celkem byly zkoumány čtyři úrovně frekvence třesení (10, 12, 14 a 16 Hz) a tři úrovně amplitudy třesení (20, 32,5 a 45 mm). Při porovnání výsledků jednotlivých experimentů bylo zjištěno, že frekvence a amplituda třesení mají výrazný vliv na množství setřeseného ovoce.

Nejvyšší množství setřeseného ovoce (100%) bylo zjištěno pro případ, kdy amplituda třesení byla 45 mm při frekvenci 16 Hz. Při těchto podmínkách třesení však dochází ke značnému poškození stromu. Naproti tomu při amplitudě 20 mm s frekvenci třesení 16 Hz byla hodnota poškození stromu minimální při velmi dobrém procentuálním množství setřeseného ovoce (94,8 %). Třebaže tyto podmínky byly zjištěny pro optimální třesení mandlí, tak je lze doporučit i pro třesení oliv.

Naproti tomu např. Polat [60] doporučuje pro mechanický způsob sklizně mandlí amplitudu třesení 50 mm při frekvenci 20 Hz, kdy naměřil procentuální množství setřeseného ovoce v rozsahu 97 až téměř 100 %.

Určení optimálního času třesení při mechanickém způsobu sklizně ovoce je založeno na provedení celé řady testů, jejichž základní princip tkví v tom, že se postupně třese se stromem při rozdílných amplitudách a frekvencích po určitou dobu. Po skončení každého testu se určí procentuální množství setřeseného ovoce. Optimální doba třesení tedy odpovídá časovému intervalu, během kterého byla získána maximální hodnota FRP s minimálním poškozením větví.

#### Antivibrační opatření držadel harvestorů 7

Úroveň vibrací držadel harvestorů je dána dynamickými silami působícími na rám stroje, ke kterému jsou připojena držadla obsluhy. Základním konstrukčním opatřením pro minimalizaci těchto vibrací je vyvážení motoru včetně hnacího mechanismu. Všeobecně platí, že při dobrém vyvážení stroje jsou vibrace menší oproti špatnému vyvážení, kdy dochází k velmi intenzivním vibracím. Za provozu se k akčnímu členu harvestoru připojuje větev se sklízenými plody, což se projeví vznikem dalších setrvačných sil a pružnou vazbou systému k okolí. Tyto skutečnosti nelze do dynamického výpočtu s dostatečnou jistotou velikosti hmotových a pružících parametrů zavést, a proto se provádí vyvážení harvestorů většinou pro nulovou hmotnost větve.

Další možnost minimalizace vibrací držadel harvestorů spočívá v konstrukci vibroizolačního systému, který omezí přenos vibrací na ruce obsluhy. V tomto případě se zavádí vhodná pružná vazba mezi rám stroje a držadlo. Účinnost snížení přenosu vibrací je do značné míry omezena variabilitou provozních podmínek a relativně velkou hmotností harvestoru, která musí být zachycena pružnou vazbou držadla.

Nové a původní řešení, které bylo navrženo v rámci této disertační práce, se týká varianty harvestoru s eliminačním mechanismem vibrací držadel, který je vřazen mezi kmitající systém harvestoru a držadlo obsluhy.

K vyšetření vlivu jednotlivých výše zmíněných opatření pro minimalizaci dynamických sil působících na rám, a tedy i následné snížení vibrací držadel obsluhy stroje na jeho dynamiku, byl použit harvestor společnosti ANDREAS STIHL AG & Co. typového označení STIHL SP 400, jehož konstrukční řešení je patrné z obr. 34.

Následně vytvořené mechanické modely jednotlivých variant antivibračních opatření harvestoru obsahují všechny jeho hlavní komponenty a uvažují jejich vzájemnou interakci včetně interakce těchto systémů s okolím při jejich provozu pouze ve směru hlavní dominantní složky vibrací, která je rovnoběžná s osou z. Souřadný systém byl zvolen tak, že jeho počátek byl umístěn do průsečíku osy tyče s hákem a osy otáčení klikového hřídele.



Kladný směr osy z směřuje od počátku ve směru osy tyče k háku, osa x směřuje z počátku nahoru ve směru osy otáčení klikového hřídele a osa y je na předchozí osy kolmá s kladnou orientací vpravo z pohledu obsluhy stroje při jeho držení.

Soustava harvestoru a větve olivovníku byla nahrazena ekvivalentními hmotnostmi, tuhostmi a tlumením. Vzhledem k tomu, že harvestor při své činnosti kmitá, dochází tak neustále ke střídavé změně jeho energie, která se mění z potenciální na kinetickou a naopak. Pokud bychom neuvažovali pasivní odpory a jiné mechanismy odebírající energii ze systému, pak by měl systém teoreticky kmitat nekonečně dlouho. V opačném případě dochází vlivem tlumení k disipaci energie.

Pro uvažovaný stroj byly dále určeny základní kinematické a dynamické veličiny, jakými jsou výchylka, rychlost a zrychlení jednotlivých pohybujících se částí a jejich setrvačné účinky. Tyto dynamické výpočty byly provedeny vždy pro tenkou, střední a silnou větev olivovníku, jejíž přibližné parametry jsou uvedeny v tab. 7.

Průběh pohybu háku byl dán geometrickými poměry klikového mechanismu bez možnosti jeho změny či nastavení.

Pro zjednodušení výpočtů jsme uvažovali pouze malé amplitudy kmitání soustavy, a tak mohl být nelineární výpočtový model nahrazen výpočtovým modelem, který vznikl jeho linearizací v okolí pracovní polohy. Rázy, které vznikají při činnosti stroje a které se přenášejí na ruce a paže obsluhy, byly ve výpočtech zanedbány.

Tato zjednodušení byla pro řešení daného problému velmi výhodná, neboť tak nemusel být brán zřetel na základní odlišnosti řešení kmitů lineárních a nelineárních systémů, kdy například u nelineárních systémů

- neplatí princip superpozice,
- vlastní frekvence závisí na amplitudě kmitů,
- u netlumených kmitů jsou v rezonanci kmity určité hodnoty<sup>73</sup>, •
- se vyskytují další rezonanční frekvence tzv. subrezonance,
- se mohou vyskytnout oblasti nestability,
- se mohou vyskytnout samobuzené kmity •
- jsou často zatíženy hysterezí.

Následně byly odvozeny diferenciální pohybové rovnice jednotlivých hmot s některými zjednodušujícími předpoklady v obecné formě

$$m_i \ddot{z}_i = \sum F_i^{el} + \sum F_i , \qquad (46)$$

kde  $\sum F_i^{el}$  představoval součet všech sil od propružení a  $\sum F_i$  součet sil, které neměly charakter propružení, či rázů (hnací síla apod.).

Vzhledem k tomu, že pružné tlumící prvky použité v konstrukci harvestorů, podobně i dřevo větve olivovníku, patří do skupiny materiálů majících viskoelastické vlastnosti, lze síly  $F_i^{el}$  obecně vyjádřit pomocí Kelvin-Voightova modelu, kdy pružina a tlumič jsou vůči sobě v paralelním zapojení<sup>74</sup> a deformace každého prvku jsou stejné (tzn.  $\varepsilon = \varepsilon_1 = \varepsilon_2$ ), poté celkové napětí na modelu je dáno součtem napětí (tzn.  $\sigma = \sigma_1 + \sigma_2$ ) na jednotlivých prvcích a platí, že

$$F_i^{el} = k_i \, z_i + b_i \, \dot{z}_i \,, \tag{47}$$

kde  $k_i$  jsou tuhosti a  $b_i$  součinitelé tlumení jednotlivých členů dynamické soustavy.



<sup>&</sup>lt;sup>73</sup> Tzv. omezené amplitudy v rezonanci.

<sup>&</sup>lt;sup>74</sup> Více o této problematice např. Vašina [76].

Vzhledem ke složitosti matematických modelů bylo velmi obtížné získat analytické řešení, z tohoto důvodu jsme použili pro numerická řešení software Mathcad.

Tyto výpočtové simulace vyžadovaly numerickou integraci soustav obyčejných diferenciálních rovnic. Mathcad umožňuje řešit rovnice pomocí celé řady řešičů. Pro náš model byl zvolen řešič rkfixed. Tento řešič je založen na explicitní metodě Runge-Kutta s konstantním krokem, jehož velikost byla nastavena na 0,0001 s.

Řešič využívá standardní řídicí metody lokální chyby k monitorování chyby v jednotlivých časových krocích. Během jednotlivých časových kroků, řešič počítá stavové veličiny na konci kroků a také určuje lokální chybu, a odhadované chyby těchto stavových veličin. Následně porovnává lokální chyby s přijatelnou hodnotou chyby, která je funkcí relativní tolerance (např. 10<sup>-3</sup>) a absolutní tolerance (10<sup>-4</sup>). V případě, že je chyba vetší než přijatelná hodnota chyby některé stavové veličiny, potom řešič sníží velikost kroku a výpočet znovu opakuje. Všechny výpočty byly provedeny tak, aby bylo možné provést snadnou změnu jednotlivých parametrů a sledovat jejich vlivy na dynamické účinky mechanismů.

Pro lepší představu o dynamice jednotlivých harvestorů byly vypracovány některé dynamické analýzy a výpočtové simulace provozních podmínek s využitím softwaru SolidWorks Motion, který pomocí sad algebro-diferenciálních rovnic umožňuje definovat diferenciálních pohybové rovnice dynamického modelu a následně je vyřešit jejich integrací při zachování algebraických podmínek v každém časovém kroku.

Pro všechny pohybové analýzy bylo nastavení parametrů totožné. Pro interpolaci pomocí řešiče SolidWorks Motion byla zvolena integrační metoda GSTIFF<sup>75</sup>, kdy maximální počet iterací číselného integrátoru při hledání řešení pro daný časový krok byl nastaven na 200. Při překročení tohoto limitu dochází k selhání konvergence řešení. Velikost počátečního kroku integrátoru byla nastavena na 0.0001 a její hodnota ovládá rychlost spuštění integrační metody a její počáteční přesnost. Zvýšením této hodnoty lze simulaci příště spustit rychleji. Minimální velikost kroku integrátoru byla nastavena na hodnotu 0.000001. Zvýšením této hodnoty lze snížit dobu simulace. Hodnota maximální velikosti kroku integrátoru byla nastavena na 0,001.

Pokud bychom nastavili tuto hodnotu příliš vysokou, mohly by být některé události v simulaci ignorovány. Celková délka trvání každé dynamické simulace byla zvolena 10 s s časovým krokem o hodnotě 0,002 s.

Vytvořené animace pohybových analýz některých variant harvestorů, které jsou též k dispozici na přiloženém DVD ve formátu Full HD, mají rozměry obrazu v poměru 16:9 při počtu 25 snímků za sekundu s rozlišením 1080 prokládaných řádků.

<sup>&</sup>lt;sup>75</sup> Metoda GSTIFF, jejímž autorem je C. W. Gear, je rychlou a přesnou integrační metodou s variabilním pořadím a proměnnou velikostí kroku pro vypočet posunutí pro širokou škálu problémů pohybové analýzy. Pokud se velikost kroku náhle změní během integrace, metoda GSTIFF zavede malou odchylku. Náhlé změny ve velikosti kroku se objeví, pokud v modelu existují nespojité síly, nespojité pohyby nebo náhlé události jako například kontakt. Více v nápovědě softwaru SolidWorks [55].





# 7.1 Konstrukční řešení harvestoru

Konstrukční řešení zvoleného harvestoru, které je patrné z *obr. 34*, neobsahuje žádné opatření minimalizace dynamických sil působících na rám stroje od rotačních a posuvných hmot, a přestavuje tedy základní výchozí stav pro vzájemné porovnání a kvantifikaci antivibračních opatření založených na minimalizaci primárních dynamických sil.



Obr. 34: Harvestor bez tyče s hákem

Krouticí moment od jednoválcového dvoutaktního zážehového spalovacího motoru je přiváděn přes odstředivou spojku a šnekovou převodovku na klikový hřídel klikového mechanismu, kde dochází k transformaci rotačního pohybu na posuvný vratný, který zajišťuje pohon tyče s hákem. Detail konstrukčního uspořádání harvestoru včetně zvoleného souřadného systému je patrný z *obr. 35.* Za účelem usnadnění představy, jak tento stroj pracuje, byla vytvořena animace činnosti harvestoru (*Příloha 10*) a video práce s harvestorem (*Příloha 11*).



Obr. 35: Detail konstrukčního uspořádání harvestoru bez krytu a motoru

# 7.1.1 Mechanický model a dynamický výpočet

Hlavním úkolem této kapitoly byla dynamická analýza soustavy harvestoru a tří různých větví olivovníku, které jsme si pracovně nazvali jako tenká, střední a silná větev, jejichž parametry jsou uvedeny v tab. 7.



Obr. 36: Označení parametrů klikového mechanismu harvestoru



Ostatní parametry, důležité pro dynamický výpočet (Příloha 12), byly získány z 3D modelů stroje, popř. voleny s přihlédnutím k doporučení výrobce. Označení parametrů klikového mechanismu reprezentativního stroje je znázorněno na obr. 36.

Mechanický model harvestoru a větve olivovníku je znázorněn na obr. 37. Hmotnost motoru včetně převodovky byla označena jako  $m_M$ , hmotnost držadla jako  $m_D$ a hmotnost akčního členu (tyč s hákem) jako  $m_H$ . Ojnici o hmotnosti  $m_R$  jsme nahradili dvěma hmotnými body o hmotnostech  $m_{REC}$  a  $m_{REH}$ , podobně byl nahrazen i klikový hřídel o hmotnosti  $m_C$  na dva hmotné body o hmotnostech  $m_{CG1}$  a  $m_{CG2}$ .



Obr. 37: Mechanický model soustavy

Mezi motor a hnací člen (hák) jsme aplikovali kinematickou vazbu, jejíž výchylka

$$z_{K} = z_{M} - z_{H} = r_{C} \cos(\omega t) + l_{R} \cos\left[\arcsin\left(\frac{r_{C} \sin(\omega t) - y_{C}}{l_{R}}\right)\right] - l_{R}.$$
 (48)

Výchylka rotující hmoty o hmotnosti  $(m_{CG1} + m_{REC})$  byla určena vzhledem k výchylce motoru vztahem

$$z_{CG1} = z_M - r_C \cos(\omega t). \tag{49}$$

Pohyb jednotlivých hmot dynamické soustavy podle obr. 37, při předpokladu, že  $z_V(t) > z_H(t)$ , lze popsat pěti dílčími pohybovými rovnicemi

$$(m_{H} + m_{REH} + m_{V1})\ddot{z}_{H} + b_{V1}\dot{z}_{H} - b_{V2}(\dot{z}_{V} - \dot{z}_{H}) + k_{V1}z_{H} - k_{V2}(z_{V} - z_{H}) + F_{R1} = 0,$$
(50)  
$$(m_{REH} + m_{REH})\ddot{z}_{R1} - F_{R1} = 0,$$
(51)

$$(m_{CG1} + m_{REC}) z_{CG1} + r_{R2} = 0,$$

$$(m_M + m_{CG2}) \ddot{z}_M - b_D (\dot{z}_D - \dot{z}_M) - k_D (z_D - z_M) - F_{R1} + F_{R2} = 0,$$
(51)

$$m_{V2} \ddot{z}_V + b_{V2} (\dot{z}_V - \dot{z}_H) + k_{V2} (z_V - z_H) = 0, \qquad (53)$$

$$m_D \ddot{z}_D + b_D \left( \dot{z}_D - \dot{z}_M \right) + k_D \left( z_D - z_M \right) = 0.$$
(54)

Vyjádřením vazbové síly  $F_{R1}$  ze vztahu (50) a vazbové síly  $F_{R2}$  ze vztahu (51) a jejich dosazením do vztahu (52) získáme po úpravě tři výsledné pohybové rovnice soustavy ve tvaru

$$(m_{harvestor} - m_D + m_{V1}) \ddot{z}_H + b_{V1} \dot{z}_H - b_{V2} (\dot{z}_V - \dot{z}_H) + k_{V1} z_H - k_{V2} (z_V - z_H) - b_D (\dot{z}_D - \dot{z}_H) - k_D (z_D - z_H) = -(m_M + m_C + m_{REC}) \ddot{z}_K -$$
(55)

$$-(m_{CG1}+m_{REC})r_C \omega^2 \cos(\omega t) - b_D \dot{z}_K - k_D z_K,$$

$$m_{V2}\ddot{z}_V + b_{V2}(\dot{z}_V - \dot{z}_H) + k_{V2}(z_V - z_H) = 0, \qquad (56)$$

$$m_D \ddot{z}_D + b_D (\dot{z}_D - \dot{z}_H) + k_D (z_D - z_H) = 0.$$
(57)

Zápis pohybových rovnic v maticovém tvaru

$$M = \begin{pmatrix} m_{harvestor} - m_D + m_{V1} & 0 & 0\\ 0 & m_{V2} & 0\\ 0 & 0 & m_D \end{pmatrix}.$$
 (58)

$$B = \begin{pmatrix} b_{V1} + b_{V2} + b_D & -b_{V2} & -b_D \\ -b_{V2} & b_{V2} & 0 \\ -b_D & 0 & b_D \end{pmatrix},$$
(59)

$$K = \begin{pmatrix} k_{V1} + k_{V2} + k_D & -k_{V2} & -k_D \\ -k_{V2} & k_{V2} & 0 \\ -k_D & 0 & k_D \end{pmatrix}.$$
 (60)

$$F_{P} = \begin{pmatrix} -(m_{M} + m_{C} + m_{REC})\ddot{z}_{K} - (m_{CG1} + m_{REC})r_{C} \ \omega^{2} \cos(\omega t) - b_{D} \ \dot{z}_{K} - k_{D} \ z_{K} \\ 0 \\ b_{D} \ \dot{z}_{K} + k_{D} \ z_{K} \end{pmatrix}.$$
(61)

kde síla F<sub>P</sub> představuje potenciální budící sílu soustavy za předpokladu nekonečně velké impedance větve. Velikost potenciální budící síly soustavy odpovídá pravé straně soustavy rovnic (55) až (57) a závisí pouze na geometrických, hmotnostních, tuhostních a tlumících parametrech harvestoru, a tedy hodnota této síly je pro daný typ harvestoru konstantní.

Následný výpočet amplitudových a fázových charakteristik výchylek, rychlostí a zrychlení držadla, motoru, háku a tenké, střední a silné větve, jejichž některé grafy jsou znázorněny na obr. 38 až obr. 46, byl proveden pro následující parametry: otáčky klikového hřídele  $n = 25 \text{ s}^{-1}$ , hmotnost klikového hřídele  $m_C = 0.27844 \text{ kg}$ , hmotnost ojnice  $m_R = 0.07939 \text{ kg}$ , náhrada klikového hřídele dvěma hmotnými body o hmotnosti  $m_{CG1} = 0,10765 \text{ kg}$  a  $m_{CG2} = 0,17075 \text{ kg}$ , náhrada ojnice dvěma hmotnými body o hmotnosti  $m_{REC} = 0,03970 \text{ kg}$  a  $m_{REH} = 0,03970 \text{ kg}$ , hmotnost motoru, převodovky a ovladače plynu motoru  $m_M = 9,771 \text{ kg}$ , hmotnost tyče s hákem  $m_H = 3,593 \text{ kg}$ , hmotnost držadla  $m_D = 0,389 \text{ kg}$ , celková hmotnost harvestoru  $m_{harvestor} = 14,5 \text{ kg}$ , délka ojnice  $l_R = 0,135 \text{ m}$ , vzdálenost osy otáčení klikového hřídele a klikového čepu  $r_{c} = 0.03 \text{ m}$ , vzdálenost osy otáčení klikového hřídele a jeho těžiště  $r_{cs} = 0.0116 \text{ m}$ , vzdálenost těžiště ojnice a těžiště pístního čepu  $r_{RSH} = 0,0675 \text{ m}$ , vzdálenost osy kliky od osy z  $y_c = 0,004 \text{ m}$ , tuhost držadla  $k_D = 3370 \text{ N/m}$ , tlumení držadla  $b_D = 10 \text{ N s/m}$ , moment setrvačnosti klikového hřídele k jeho těžišti  $J_{RC} = 0,00009570221 \text{ kg m}^2$ a moment setrvačnosti ojnice k jejímu těžišti  $J_{RS} = 0,00023982 \text{ kg m}^2$ .

Změna hmotnosti paliva, které se při činnosti harvestoru spotřebovává spalováním v motoru, byla při výpočtech zanedbána.

Výslednou sílu působící na rám harvestoru ve směru osy z lze určit ze vztahu  

$$F_R = F_{R1} - F_{R2} + b_D (\dot{z}_D - \dot{z}_M) + k_D (z_D - z_M).$$
(62)

Průběhy této síly pro případ bez větve, tak i pro tenkou, střední a silnou větev v závislosti na pootočení klikového hřídele  $\varphi$  jsou znázorněny na *obr.* 47. Vypočítané dynamické parametry soustavy dle obr. 37 jsou uvedeny v tab. 10.









- $\varphi_D(\omega)$  fázový posun výchylky držadla pro tenkou větev
- $\varphi_M(\omega)$  fázový posun výchylky motoru pro tenkou větev
- $\varphi_H(\omega)$  fázový posun výchylky háku pro tenkou větev
- $\varphi_V(\omega)$  fázový posun výchylky tenké větve

### Disertační práce









- $\varphi_D(\omega)$  fázový posun výchylky držadla pro střední větev
- $\varphi_M(\omega)$  fázový posun výchylky motoru pro střední větev
- $\varphi_H(\omega)$  fázový posun výchylky háku pro střední větev
- $\varphi_V(\omega)$  fázový posun výchylky střední větve









- $\varphi_{D}(\omega)$  fázový posun výchylky držadla pro silnou větev
- $\varphi_M(\omega)$  fázový posun výchylky motoru pro silnou větev
- $\varphi_H(\omega)$  fázový posun výchylky háku pro silnou větev
- $\varphi_V(\omega)$  fázový posun výchylky silné větve





- $F_R(\phi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru pro tenkou větev
- $F_R(\varphi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru pro střední větev
- $F_R(\varphi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru pro silnou větev

Paramatr			větev			
1 al ameti				tenká	střední	silná
		držadla	$a_{D0}  [{ m m/s}^2]$	115,25	115,16	114,17
	zzuchlaní	motor	$a_{M0}  [{\rm m/s}^2]$	235,91	235,56	222,64
	Ziyemem	hák	$a_{H0}  [{ m m/s}^2]$	-672,44	-674,10	-677,61
		větev	$a_{V0}  [{ m m/s}^2]$	834,89	449,24	266,47
		držadla	$v_{D0} [m/s]$	0,734	0,733	0,727
Amplituda	rychlosti	motor	<i>v</i> <sub>M0</sub> [m/s]	1,502	1,499	1,487
		hák	<i>v</i> <sub>H0</sub> [m/s]	-4,281	-4,291	-4,314
		větev	<i>v</i> <sub>V0</sub> [m/s]	5,315	2,859	1,696
	výchylky	držadla	$z_{D0} [m]$	0,00452	0,00449	0,00445
		motor	$z_{M0}$ [m]	0,00815	0,00812	0,00805
		hák	$z_{H0}$ [m]	-0,02362	-0,02369	-0,02382
		větev	$z_{V0}$ [m]	0,03314	0,01765	0,01035
			$arphi_{D}$ [°]	-147,06	-149,45	-151,65
Fázový posun		motor	$\varphi_{\!M}[^\circ]$	-6,07	-8,40	-10,56
		hák	$arphi_{\!H}$ [°]	-177,92	-177,13	-176,45
			$arphi_{V}[^{\circ}]$	-327,22	-318,69	-308,34
Výsledná síla působící na rám harvestoru		$F_R[\mathbf{N}]$	-2347	-2345	-2327	

Tab. 10: Vypočítané dynamické parametry soustavy

# 7.1.2 Zhodnocení

Z *tab. 10*.je patrné, že s rostoucím průřezem větve, a tedy i její hmotností, klesají hodnoty amplitudy výsledné síly působící na rám harvestoru, stejně tak i amplitudy kmitání držadla, motoru i větve samotné. Současně však dochází k nárůstu amplitudy kmitání háku.



# 7.2 Minimalizace primárních dynamických sil stroje

Pro posouzení jednotlivých opatření pro minimalizaci dynamických sil působících na rám harvestoru byla provedena dynamická analýza zvoleného harvestoru a tří různých větví olivovníku, které jsme si pracovně nazvali jako tenká, střední a silná větev, jejichž parametry jsou uvedeny v *tab.* 7.

Pohon akčního členu (háku) bývá zajištěn klikovým mechanismem s různou mírou vyvážení. V základním případě se vyvážení rotujících hmot provede přímo na klikovém hřídeli. Další konstrukční způsoby spočívají v aplikaci vyvažovacího hřídele nebo sekundárního klikového mechanismu.

Samotné vyvážení stroje se provádí bez ohledu na hmotnost větve. V odborné literatuře o vyvažování klikových mechanismů, např. [45] se můžeme setkat s náhradou ojnice dvěma nebo i třemi hmotnými body.

V následujících výpočtech byla pro vyvážení klikových mechanismů jednotlivých harvestorů použita metoda náhrady ojnice dvěma hmotnými body. Při tomto zjednodušení však musí platit, že

- součet hmotných bodů je roven celkové hmotnosti ojnice,
- náhradní hmotný systém má totéž těžiště jako skutečná ojnice a má k tomuto těžišti stejný moment setrvačnosti.

Celková setrvačná síla rotujících hmot na klikovém hřídeli se eliminuje vývažkem na protilehlém rameni kliky. Setrvačné síly posuvných hmot mají obecně periodický průběh vyznačující se harmonickými složkami, z nichž první přísluší úhlové rychlosti klikového hřídele a druhá jejímu dvojnásobku. Hodnota třetí harmonické složky těchto setrvačných sil bývá zanedbatelná. Tyto síly přísluší prvním a druhým harmonickým složkám průběhu zrychlení kmitavého pohybu pístu klikového mechanismu.

Setrvačné síly posuvných hmot lze v případě první harmonické vyvážit dvěma proti sobě rotujícími hmotami s otáčkami klikového hřídele. Konstrukci lze provést pomocí dvou vyvažovacích hřídelů nebo místo jednoho z nich využít klikový hřídel.

Síly posuvných hmot, které vznikají druhou harmonickou průběhu zrychlení kmitavého pohybu pístu klikového mechanismu a mají tedy dvojnásobnou úhlovou rychlost vůči klikovému hřídeli, se vyvažují dvěma vyvažovacími hřídeli s vývažky, které se otáčejí proti sobě. Síly příslušné druhé harmonické jsou relativně malé, a proto se často s ohledem na zvýšené výrobní náklady nevyvažují.

Velmi účinným omezením dynamických setrvačných účinků hnacích mechanismů harvestorů je použití vyvažovacích sekundárních klikových mechanismů, jejichž setrvačné účinky lze vhodně nastavit. Takový mechanismus může být umístěn vůči klikovému hřídeli na stejné nebo protilehlé straně vyvažovaného mechanismu.

# 7.2.1 Vyvážení rotujících hmot na klikovém hřídeli

Vyvážení rotujících hmot na klikovém hřídeli představuje základní konstrukční zásah pro minimalizaci primárních dynamických sil, neboť jeho ekonomická náročnost je s ohledem na další využívaná opatření zanedbatelná.

Nejprve bylo třeba provést výpočet silových poměrů klikového mechanismu harvestoru a následně určit parametry vývažku rotujících hmot na klikovém hřídeli (*Příloha 13*) včetně zjištění amplitudových a fázových charakteristik výchylek, rychlostí a zrychlení jednotlivých pohybujících se částí dynamické soustavy.





Vzhledem k tomu, že nás zajímal pouze vliv vyvážení rotujících hmot na klikovém hřídeli na dynamiku harvestoru, byla pružně tlumící vazba mezi držadlem a rámem stroje úmyslně zanedbána. Označení parametrů klikového mechanismu harvestoru je znázorněno na obr. 48.



Pro vyvážení rotujících hmot na klikovém hřídeli musí být splněna podmínka  $(m_{CG1} + m_{REC})r_C \ \omega^2 = m_W \ r_{WS} \ \omega^2$ , (63) tedy hodnota odstředivé síla od hmotnosti  $(m_{CG1} + m_{REC})$  musí být v rovnováze s hodnotou odstředivé síly vývažku klikového hřídele o hmotnosti  $m_W$ . Konstrukční řešení současného a modifikovaného klikového hřídele je uvedeno na *obr. 49*.



Obr. 49: Konstrukční řešení současného a modifikovaného klikového hřídele

### 7.2.1.1 Mechanický model a dynamický výpočet

*Obr. 50* znázorňuje mechanický model větve a zařízení, u kterého byly vyváženy pouze rotační hmoty na klikovém hřídeli. Hmotnost motoru včetně převodovky byla označena jako  $m_M$ , hmotnost držadla jako  $m_D$  a hmotnost akčního členu (tyč s hákem) jako  $m_H$ . Ojnici o hmotnosti  $m_R$  jsme nahradili dvěma hmotnými body o hmotnostech  $m_{REC}$  a  $m_{REH}$ , podobně byl nahrazen i klikový hřídel o hmotnosti  $m_{Cm}$  na dva hmotné body o hmotnostech  $m_{CG1m}$  a  $m_{CG2m}$ .



### Obr. 50: Mechanický model soustavy

Mezi motor a hnací člen (hák) jsme aplikovali kinematickou vazbu, jejíž výchylka se určí ze vztahu (48). Výchylka rotující hmoty o hmotnosti  $(m_{CG1} + m_{REC})$  je dána vzhledem k výchylce motoru vztahem (49).

Pro určení dílčích pohybových rovnic jednotlivých hmot dynamické soustavy podle *obr. 50* jsme předpokládali, že výchylka  $z_V(t) > z_H(t)$ , potom tedy

$$(m_{H} + m_{REH} + m_{V1})\ddot{z}_{H} + b_{V1}\dot{z}_{H} - b_{V2}(\dot{z}_{V} - \dot{z}_{H}) + k_{V1}z_{H} - k_{V2}(z_{V} - z_{H}) + F_{R1} = 0,$$

$$(m_{REH} + m_{REH})\ddot{z}_{RI} - F_{RI} = 0$$

$$(64)$$

$$(m_{CG1m} + m_{REC}) \, 2_{CG1} - T_{R2} = 0, \tag{65}$$

$$\left(m_{M} + m_{CG2m} + m_{D}\right) \ddot{z}_{M} - F_{R1} + F_{R2} = 0, \qquad (66)$$

$$m_{V2}\ddot{z}_V + b_{V2}(\dot{z}_V - \dot{z}_H) + k_{V2}(z_V - z_H) = 0.$$
(67)

Vyjádřením vazbové síly  $F_{R1}$  ze vztahu (64) a vazbové síly  $F_{R2}$  ze vztahu (65) a jejich dosazením do vztahu (66) získáme po úpravě výsledné pohybové rovnice ve tvaru

$$(m_{harvestor} + m_{V1}) \ddot{z}_{H} + b_{V1} \dot{z}_{H} - b_{V2} (\dot{z}_{V} - \dot{z}_{H}) + k_{V1} z_{H} - k_{V2} (z_{V} - z_{H}) = = -(m_{V1} + m_{Q1} + m_{Q2}) \ddot{z}_{V} - (m_{Q21} + m_{Q2}) r_{Q} \omega^{2} \cos(\omega t)$$

$$(68)$$

$$m_{V2}\ddot{z}_V + b_{V2}(\dot{z}_V - \dot{z}_H) + k_{V2}(z_V - z_H) = 0.$$
(69)

Zápis pohybových rovnic v maticovém tvaru

$$M = \begin{pmatrix} m_{harvestor} + m_{V1} & 0\\ 0 & m_{V2} \end{pmatrix},$$
(70)

$$B = \begin{pmatrix} b_{V1} + b_{V2} & -b_{V2} \\ -b_{V2} & b_{V2} \end{pmatrix},$$
(71)

$$K = \begin{pmatrix} k_{V1} + k_{V2} & -k_{V2} \\ -k_{V2} & k_{V2} \end{pmatrix},$$
(72)

$$F_{P} = \begin{bmatrix} -(m_{M} + m_{Cm} + m_{REC} + m_{D})\ddot{z}_{K} - (m_{CG1m} + m_{REC}) & r_{C} & \omega^{2} \cos(\omega t) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (73)$$

Výpočet amplitudových a fázových charakteristik výchylek, rychlostí a zrychlení motoru, háku a tenké, střední a silné větve (Příloha 13), jejichž některé grafy jsou znázorněny na obr. 51 až obr. 59, byl proveden pro následující parametry: otáčky klikového hřídele  $n = 25 \text{ s}^{-1}$ , vzdálenost osy otáčení klikového hřídele a klikového čepu  $r_{\rm C} = 0,03 \,\mathrm{m}$ , vzdálenost osy otáčení současného klikového hřídele a jeho těžiště  $r_{\rm CS} = 0,0116~{\rm m}$ , vzdálenost osy otáčení modifikovaného klikového hřídele a jeho těžiště  $r_{CSm} = 0,00248 \text{ m}$ , hmotnost současného klikového hřídele  $m_C = 0,2784 \text{ kg}$ , náhrada současného klikového hřídele dvěma hmotnými body o hmotnosti  $m_{CG1} = 0,10765 \text{ kg}$ a  $m_{CG2} = 0,17075 \text{ kg}$ , hmotnost modifikovaného klikového hřídele  $m_{Cm} = 0,47878 \text{ kg}$ , náhrada modifikovaného klikového hřídele dvěma hmotnými body o hmotnosti  $m_{CG1m} = -0,03958$  kg a  $m_{CG2m} = 0,51836$  kg, hmotnost ojnice  $m_R = 0,0794$  kg, náhrada ojnice dvěma hmotnými body o hmotnosti  $m_{REC} = 0,03970 \text{ kg}$  a  $m_{REH} = 0,03970 \text{ kg}$ , délka ojnice  $l_R = 0,135$  m, moment setrvačnosti ojnice k jejímu těžišti  $J_{RS} = 0,00023982$  kg m<sup>2</sup>, vzdálenost těžiště ojnice a těžiště pístního čepu  $r_{RSH} = 0,0675 \text{ m}$ , vzdálenost osy kliky od osy  $z y_c = 0,004 \text{ m}$ , hmotnost motoru, převodovky a ovladače plynu motoru  $m_M = 10,166 \text{ kg}$ , hmotnost  $m_H = 3,593 \text{ kg}$ , hmotnost tyče s hákem držadla  $m_D = 0,389 \text{ kg}$ , vzdálenost těžiště vývažku od osy kliky  $r_{WS} = 0,02206 \text{ m}$ , hmotnost vývažku  $m_W = 0.20027$  kg a celková hmotnost harvestoru  $m_{harvestor} = 14,7$  kg.







*Obr. 53:* Fázová charakteristika výchylky motoru, háku a tenké větve  $\varphi_M(\omega)$  - fázový posun výchylky motoru pro tenkou větev  $\varphi_H(\omega)$  - fázový posun výchylky háku pro tenkou větev

 $\varphi_V(\omega)$  - fázový posun výchylky tenké větve

### Disertační práce







*Obr. 56:* Fázová charakteristika výchylky motoru, háku a střední větve  $\varphi_M(\omega)$  - fázový posun výchylky motoru pro střední větev  $\varphi_H(\omega)$  - fázový posun výchylky háku pro střední větev

 $\varphi_V(\omega)$  - fázový posun výchylky střední větve







*Obr. 59:* Fázová charakteristika výchylky motoru, háku a silné větve  $\varphi_M(\omega)$  - fázový posun výchylky motoru pro silnou větev

- $\varphi_H(\omega)$  fázový posun výchylky háku pro silnou větev
- $\varphi_V(\omega)$  fázový posun výchylky silné větve

Výsledná síla působící na rám harvestoru ve směru osy z je v tomto případě  $F_R = F_{R1} - F_{R2}$ . Průběhy této síly pro případ bez větve, tak i pro tenkou, střední a silnou větev v závislosti na pootočení klikového hřídele  $\varphi$  jsou znázorněny na *obr.* 60. Vypočítané dynamické parametry soustavy dle obr. 50 jsou uvedeny v tab. 11.



*Obr. 60:* Závislost výsledné síly působící na rám harvestoru na úhlu  $\varphi$ 

- $F_R(\varphi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru bez větve
- $F_R(\phi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru pro tenkou větev
- $F_R(\varphi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru pro střední větev
- $F_R(\varphi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru pro silnou větev

D-month of the				větev			
Parametr				tenká	střední	silná	
		držadla	$a_{D0}  [{\rm m/s}^2]$	215,73	215,44	213,62	
		motor	$a_{M0}  [{\rm m/s}^2]$	215,73	215,44	213,62	
	zrychiem	hák	$a_{H0}  [{\rm m/s}^2]$	-692,93	-694,65	-698,18	
		větev	$a_{V0}  [{ m m/s}^2]$	862,40	463,96	275,10	
		držadla	$v_{D0}  [\mathrm{m/s}]$	1,373	1,372	1,359	
Amplitudo	ruablaati	motor	<i>v</i> <sub>M0</sub> [m/s]	1,373	1,372	1,359	
Ampiituda	rycniosu	hák	<i>v</i> <sub>H0</sub> [m/s]	-4,411	-4,422	-4,445	
		větev	$v_{V0}  [m/s]$	5,490	2,954	1,751	
	výchylky	držadla	$z_{D0}$ [m]	0,00738	0,00737	0,00730	
		motor	<i>z</i> <sub>M0</sub> [m]	0,00738	0,00737	0,00730	
		hák	<i>z<sub>H0</sub></i> [m]	-0,02439	-0,02446	-0,02459	
		větev	$z_{V0}$ [m]	0,03424	0,01824	0,01069	
		držadla	$arphi_{D}$ [°]	-7,17	-9,69	-12,02	
Fázový posun		motor	$\varphi_{\!M}\left[^\circ ight]$	-7,17	-9,69	-12,02	
		hák	$arphi_{\!H}$ [°]	-177,84	-177,09	-176,45	
		větev	$arphi_{\scriptscriptstyle V}[^\circ]$	-327,14	-318,66	-308,35	
Výsledná síla	působící na rám ha	rvestoru	$F_R[N]$	-2306	-2301	-2286	

Tab.	11:	Vypočítané	dynamické	parametry	soustavy
		· Jp · · · · · ·	<i>a j manne ne</i>	parament	se us un r j

### 7.2.1.2 Zhodnocení

Nevýhodou tohoto řešení je, že vyvážením rotujících hmot na klikovém hřídeli by vzrostla hmotnost harvestoru o více jak 200 g při zanedbatelném snížení výsledných sil působících na rám harvestoru ve směru osy z jen o 1,74 %.





# 7.2.2 Vyvážení posuvných hmot dvěma vyvažovacími hřídeli

Úkolem této kapitoly bylo provést výpočet vyvážení setrvačných sil harvestoru od posuvných hmot 1. řádu dvojicí vyvažovacích hřídelů (*Příloha 14*).



Obr. 61: Označení parametrů klikového mechanismu

U tohoto zařízení se otáčivý pohyb klikového hřídele převádí na posuvný pohyb tyče s hákem. Abychom minimalizovali setrvačné síly, vyvolané účinkem pohybujících se posuvných hmot částí klikového mechanismu, byly použity dva vyvažovací hřídele, které jsou uloženy v ložiskách a jejich usazení vůči klikovému hřídeli je kvůli zástavbovým poměrům stroje výškově přesazené.



Pohon vyvažovacích hřídelů se uskutečňuje od klikového hřídele pomocí ozubeného soukolí, kdy otáčky vyvažovacích hřídelů jsou co do velikosti shodné s otáčkami klikového hřídele. Vyvažovací hřídele se tak otáčejí vzájemně v opačném smyslu a svojí odstředivou silou tak snižují setrvačné síly působící na motor stroje ve směru osy z. Vzhledem k tomu, že nás zajímal pouze vliv vyvážení rotujících hmot na klikovém hřídeli a vyvážení posuvných hmot dvěma vyvažovacími hřídeli na dynamiku harvestoru, byla pružně tlumící vazba mezi držadlem a rámem stroje úmyslně zanedbána. Označení parametrů klikového mechanismu harvestoru je znázorněno na *obr. 61*. Pro vyvážení setrvačných posuvných hmot 1. řádu musí být splněna podmínka

$$(m_H + m_{REH}) z_{K01} \,\omega^2 = 2m_{A1} \,r_{A1} \,\omega^2, \qquad (74)$$

tedy hodnota odstředivé síla od hmotnosti  $(m_H + m_{REH})$  musí být v rovnováze s hodnotou odstředivé síly dvojice vývažků posuvných hmot 1. řádu o hmotnosti  $2m_{A1}$ .

#### 7.2.2.1 Mechanický model a dynamický výpočet

Mechanický model větve a zařízení, u kterého byly vyváženy jak rotační hmoty na klikovém hřídeli, tak současně i setrvačné síly od posuvných hmot 1. řádu, je znázorněn na *obr. 62.* Hmotnost motoru včetně převodovky byla označena jako  $m_M$ , hmotnost držadla jako  $m_D$  a hmotnost akčního členu (tyč s hákem) jako  $m_H$ . Ojnici o hmotnosti  $m_R$  jsme nahradili dvěma hmotnými body o hmotnostech  $m_{REC}$  a  $m_{REH}$ , podobně byl nahrazen i klikový hřídel o hmotnosti  $m_{Cm}$  na dva hmotné body o hmotnostech  $m_{CG1m}$ a  $m_{CG2m}$ . Hmotnost jednoho vývažku vyvažovacího hřídele setrvačných sil posuvných hmot 1. řádu jsme označili jako  $m_{A1}$ .



Obr. 62: Mechanický model soustavy

Mezi motor a hnací člen (hák) jsme aplikovali kinematickou vazbu, jejíž výchylka se určí ze vztahu (48). Výchylka rotující hmoty o hmotnosti  $(m_{CG1} + m_{REC})$  je dána vzhledem k výchylce motoru vztahem (49), podobně i výchylka rotujícího vývažku na vyvažovacím hřídeli o hmotnosti  $m_{A1}$  je určena vzhledem k výchylce motoru vztahem

$$z_{A1} = z_M + r_{A1} \cos(\omega t).$$
(75)

Dále jsme pro sestavení dílčích pohybových rovnic jednotlivých hmot dynamické soustavy podle *obr. 62* předpokládali, že výchylka  $z_V(t) > z_H(t)$ , potom tedy

$$(m_{H} + m_{REH} + m_{V1})\ddot{z}_{H} + b_{V1}\dot{z}_{H} - b_{V2}(\dot{z}_{V} - \dot{z}_{H}) + k_{V1}z_{H} - k_{V2}(z_{V} - z_{H}) + F_{R1} = 0, \quad (76)$$

$$m_{CG1m} + m_{REC}) \ddot{z}_{CG1} - F_{R2} = 0, \qquad (77)$$



$$2m_{A1}\ddot{z}_{A1} - F_{R3} = 0, (78)$$

$$\left(m_{M} + m_{CG2m} + m_{D}\right) \ddot{z}_{M} - F_{R1} + F_{R2} + F_{R3} = 0.$$
<sup>(79)</sup>

$$m_{V2} \ddot{z}_V + b_{V2} \left( \dot{z}_V - \dot{z}_H \right) + k_{V2} \left( z_V - z_H \right) = 0.$$
(80)

Vyjádřením vazbové síly  $F_{R1}$  ze vztahu (76), vazbové síly  $F_{R2}$  ze vztahu (77) a vazbové síly  $F_{R3}$  ze vztahu (78) a jejich dosazením do vztahu (79) získáme po úpravě výsledné pohybové rovnice ve tvaru

$$(m_{harvestor} + m_{V1}) \ddot{z}_{H} + b_{V1} \dot{z}_{H} - b_{V2} (\dot{z}_{V} - \dot{z}_{H}) + k_{V1} z_{H} - k_{V2} (z_{V} - z_{H}) = = -(m_{M} + m_{Cm} + m_{REC} + m_{D} + 2m_{A1}) \ddot{z}_{K} - (m_{CG1m} + m_{REC}) r_{C} \omega^{2} \cos(\omega t) + + 2m_{A1} \omega^{2} \cos(\omega t),$$
(81)

$$m_{V2}\ddot{z}_V + b_{V2}(\dot{z}_V - \dot{z}_H) + k_{V2}(z_V - z_H) = 0.$$
(82)

Zápis pohybových rovnic v maticovém tvaru

$$M = \begin{pmatrix} m_{harvestor} + m_{V1} & 0\\ 0 & m_{V2} \end{pmatrix},$$
(83)

$$B = \begin{pmatrix} b_{V1} + b_{V2} & -b_{V2} \\ -b_{V2} & b_{V2} \end{pmatrix},$$
(84)

$$K = \begin{pmatrix} k_{V1} + k_{V2} & -k_{V2} \\ -k_{V2} & k_{V2} \end{pmatrix},$$
(85)

$$F_{P} = \begin{bmatrix} -(m_{M} + m_{Cm} + m_{REC} + m_{D} + 2m_{A1})\ddot{z}_{K} - (m_{CG1m} + m_{REC})r_{C} \ \omega^{2}\cos(\omega t) + \\ + 2m_{A1} \ \omega^{2}\cos(\omega t) & \\ 0 & \end{bmatrix}, \quad (86)$$

Výpočet amplitudových a fázových charakteristik výchylek, rychlostí a zrychlení motoru, háku a tenké, střední a silné větve (Příloha 14), jejichž některé grafy jsou znázorněny na obr. 63 až obr. 71, byl proveden pro následující parametry: otáčky klikového hřídele  $n = 25 \text{ s}^{-1}$ , vzdálenost osy otáčení klikového hřídele a klikového čepu  $r_{c} = 0,03 \text{ m}$ , vzdálenost osy otáčení současného klikového hřídele a jeho těžiště  $r_{\rm CS} = 0,0116~{\rm m}$ , vzdálenost osy otáčení modifikovaného klikového hřídele a jeho těžiště  $r_{CSm} = 0,00248 \text{ m}$ , hmotnost současného klikového hřídele  $m_C = 0,2784 \text{ kg}$ , náhrada současného klikového hřídele dvěma hmotnými body o hmotnosti  $m_{CG1} = 0,10765 \text{ kg}$ a  $m_{CG2} = 0,17075 \text{ kg}$ , hmotnost modifikovaného klikového hřídele  $m_{Cm} = 0,47878 \text{ kg}$ , náhrada modifikovaného klikového hřídele dvěma hmotnými body o hmotnosti  $m_{CG1m} = -0,03958 \text{ kg}$  a  $m_{CG2m} = 0,51836 \text{ kg}$ , hmotnost ojnice  $m_R = 0,0794 \text{ kg}$ , náhrada ojnice dvěma hmotnými body o hmotnosti  $m_{REC} = 0,03970 \text{ kg}$  a  $m_{REH} = 0,03970 \text{ kg}$ , délka ojnice  $l_R = 0,135 \text{ m}$ , moment setrvačnosti ojnice k jejímu těžišti  $J_{RS} = 0,00023982 \text{ kg m}^2$ , vzdálenost těžiště ojnice a těžiště pístního čepu  $r_{RSH} = 0,0675 \text{ m}$ , vzdálenost osy kliky od osy  $z y_c = 0,004 \text{ m}$ , hmotnost motoru, převodovky a ovladače plynu motoru s hákem  $m_{H} = 3,593 \text{ kg}$ ,  $m_M = 10,166 \text{ kg}$ , hmotnost tyče hmotnost držadla  $m_D = 0,389 \text{ kg}$ , vzdálenost těžiště vývažku setrvačných sil posuvných hmot 1. řádu od osy kliky  $r_{A1} = 0,0545 \text{ m}$ , hmotnost vývažku setrvačných sil posuvných hmot 1. řádu  $m_{A1} = 1 \text{ kg}$  a celková hmotnost harvestoru  $m_{harvestor} = 16,7 \text{ kg}$ .

### Disertační práce









- $φ_M(ω)$  fázový posun výchylky motoru pro tenkou větev
- $\varphi_H(\omega)$  fázový posun výchylky háku pro tenkou větev
- $\phi_V(\omega)$  fázový posun výchylky tenké větve









*Obr.* 68: Fázová charakteristika výchylky motoru, háku a střední větve  $\varphi_M(\omega)$  - fázový posun výchylky motoru pro střední větev  $\varphi_H(\omega)$  - fázový posun výchylky háku pro střední větev

 $\varphi_V(\omega)$  - fázový posun výchylky střední větve

### Disertační práce









- $\varphi_M(\omega)$  fázový posun výchylky motoru pro silnou větev
- $\varphi_H(\omega)$  fázový posun výchylky háku pro silnou větev  $\varphi_V(\omega)$  - fázový posun výchylky silné větve



Výsledná síla působící na rám harvestoru ve směru osy z je v tomto případě  $F_R = F_{R1} - F_{R2} - F_{R3}$ . Průběhy této síly pro případ bez větve, tak i pro tenkou, střední a silnou větev v závislosti na pootočení klikového hřídele  $\varphi$  jsou znázorněny na *obr.* 72. Vypočítané dynamické parametry soustavy dle *obr.* 62 jsou uvedeny v *tab.* 12.





 $F_R(\varphi)$  - výsledná síla působící na rám harvestoru bez větve

 $F_R(\varphi)$  - výsledná síla působící na rám harvestoru pro tenkou větev

 $F_R(\varphi)$  - výsledná síla působící na rám harvestoru pro střední větev

 $F_R(\varphi)$  - výsledná síla působící na rám harvestoru pro silnou větev

Dovomoty			větev			
Parametr				tenká	střední	silná
		držadla	$a_{D0}  [{ m m/s}^2]$	32,21	39,95	46,89
	any shlan í	motor	$a_{M0}  [{\rm m/s}^2]$	32,21	39,95	46,89
	zrychiem	hák	$a_{H0}  [{\rm m/s}^2]$	-889,66	-891,68	-895,78
		větev	$a_{V0}  [{\rm m/s}^2]$	1144,26	613,68	362,48
		držadla	<i>v</i> <sub>D0</sub> [m/s]	0,205	0,254	0,299
Amplituda	rychlosti	motor	<i>v</i> <sub>M0</sub> [m/s]	0,205	0,254	0,299
		hák	<i>v</i> <sub>H0</sub> [m/s]	-5,664	-5,676	-5,703
		větev	$v_{V0}$ [m/s]	7,285	3,907	2,308
	výchylky	držadla	$z_{D0}$ [m]	0,00118	0,00154	0,00190
		motor	<i>z</i> <sub>M0</sub> [m]	0,00118	0,00154	0,00190
		hák	<i>z<sub>H0</sub></i> [m]	-0,03220	-0,03228	-0,03244
		větev	$z_{V0}$ [m]	0,04563	0,02428	0,01422
		držadla	$arphi_{D}$ [°]	-114,72	-111,06	-111,60
Fázový posun		motor	$\varphi_{M}[^{\circ}]$	-114,72	-111,06	-111,60
		hák	$arphi_{H}$ [°]	-178,09	-177,44	-176,88
		větev	$\varphi_{V}[\circ]$	-327,41	-319,05	-308,84
Výsledná síla působící na rám harvestoru		$F_R[\mathbf{N}]$	-794	-878	-965	

Tab. 12: Vypočítané dynamické parametry sous	stavy
--	-------

### 7.2.2.2 Zhodnocení

Při pohledu na grafy výsledných sil působících na rám harvestoru v závislostí na úhlu natočení klikového hřídele  $\varphi$  (*Tab. 10*) a (*Tab. 12*) je patrné, že u harvestoru se dvěma rotujícími hřídeli jsou tyto síly výrazně nižší oproti stroji bez vyvažovacích hřídelů. Rozdíl hodnot výsledných sil pro oba dva typy strojů při otáčkách klikového hřídele 25 s<sup>-1</sup> a nulové hmotnosti větve činí téměř 85 %. Snížení těchto sil má za následek též i snížení vibrací přenášejících se na držadla a ruce obsluhy.

Z tab. 12 je dále zřejmé, že s rostoucím průřezem větve rostou absolutní hodnoty amplitud výchylky, rychlosti a zrychlení držadla, motoru a háku na úkor klesajících hodnot amplitud výchylky, rychlosti a zrychlení větve.

Na současném trhu je představitelem harvestorů, které využívají ke snížení sil působících na motor stroje dva vyvažovací hřídele, např. stroj s typovým označením STIHL SP 481, jehož parametry jsou uvedeny v tab. 3.

## 7.2.3 Vyvážení posuvných hmot čtyřmi vyvažovacími hřídeli

Hlavním úkolem této kapitoly byl návrh a numerický výpočet (Příloha 15) vyvážení setrvačných sil od posuvných hmot 1. a 2. řádu čtyřmi vyvažovacími hřídeli zvoleného harvestoru včetně zjištění amplitudových charakteristik zrychlení, rychlostí a výchylek jednotlivých pohybujících se jeho částí.

Hodnota 3. harmonická složky zrychlení pístního čepu je zanedbatelná. Setrvačné síly rotačních hmot jsme vyvážili protizávažím, které jsme umístili na opačnou stranu klikového hřídele (Obr. 49b)).

Pohon vyvažovacích hřídelů se od klikového hřídele uskutečňuje pomocí ozubeného soukolí, kdy otáčky první dvojice vyvažovacích hřídelů jsou co do velikosti shodné s otáčkami klikového hřídele a otáčky druhé dvojice vyvažovacích hřídelů jsou s otáčkami klikového hřídele dvojnásobné. Vyvažovací hřídele každé dvojice se otáčejí vzájemně v opačném smyslu a svojí odstředivou silou tak snižují výsledné síly působící na rám harvestoru ve směru z, kdežto ve směru x se jejich účinek nuluje.

Vzhledem k tomu, že nás zajímal pouze vliv vyvážení rotujících hmot na klikovém hřídeli a vyvážení posuvných hmot dvěma vyvažovacími hřídeli na dynamiku harvestoru, byla pružně tlumící vazba mezi držadlem a rámem stroje úmyslně zanedbána.

Označení parametrů klikového mechanismu reprezentativního stroje je znázorněno na obr. 73. Pro vyvážení setrvačných posuvných hmot 1. řádu musí být splněna podmínka (74). Podobně pro vyvážení setrvačných posuvných hmot 2. řádu musí platit, že

$$\left[m_{H} + m_{REH}\right] z_{01} \left(2\omega\right)^{2} = 2m_{A2} r_{A2} \left(2\omega\right)^{2}, \qquad (87)$$

tedy hodnota odstředivé síla od hmotnosti  $(m_H + m_{REH})$  musí být v rovnováze s hodnotou odstředivé síly dvojice vývažků posuvných hmot 2. řádu o hmotnosti  $2m_{A2}$ . Hodnoty první a druhé harmonické složky výchylky  $z_K$  jsou zde označeny jako  $z_{K01}$  a  $z_{K02}$ .



Vibroizolační systémy ručně vedených strojů a zařízení



Obr. 73: Označení parametrů klikového mechanismu harvestoru

### 7.2.3.1 Mechanický model a dynamický výpočet

Mechanický model větve a zařízení, u kterého byly vyváženy jak rotující hmoty na klikovém hřídeli, tak současně i setrvačné síly od posuvných hmot 1. a 2. řádu, je znázorněn na *obr.* 74.

Hmotnost motoru včetně převodovky byla označena jako  $m_M$ , hmotnost držadla jako  $m_D$  a hmotnost akčního členu (tyč s hákem) jako  $m_H$ . Ojnici o hmotnosti  $m_R$  jsme nahradili dvěma hmotnými body o hmotnostech  $m_{REC}$  a  $m_{REH}$ , podobně byl nahrazen i klikový hřídel o hmotnosti  $m_{Cm}$  na dva hmotné body o hmotnostech  $m_{CG1m}$  a  $m_{CG2m}$ . Hmotnost jednoho vývažku vyvažovacího hřídele setrvačných sil posuvných hmot 1. řádu jsme označili jako  $m_{A1}$ , podobně i hmotnost jednoho vývažku vyvažovacího hřídele setrvačných sil posuvných hmot 2. řádu jako  $m_{A2}$ .





Mezi motor a hnací člen (hák) jsme aplikovali kinematickou vazbu, jejíž výchylka se určí ze vztahu (48). Výchylka rotující hmoty o hmotnosti  $(m_{CG1} + m_{REC})$  je dána vzhledem k výchylce motoru vztahem (49), podobně i výchylka rotujícího vývažku na vyvažovacím hřídeli o hmotnosti  $m_{A1}$  je určena vzhledem k výchylce motoru vztahem

$$_{A1} = z_M + r_{A1} \cos(\omega t). \tag{88}$$

Pro sestavení dílčích pohybových rovnic jednotlivých hmot dynamické soustavy podle *obr*. 74 jsme předpokládali, že výchylka  $z_V(t) > z_H(t)$ . Potom platí, že

$$(m_{H} + m_{REH} + m_{V1})\ddot{z}_{H} + b_{V1}\dot{z}_{H} - b_{V2}(\dot{z}_{V} - \dot{z}_{H}) + k_{V1}z_{H} - k_{V2}(z_{V} - z_{H}) + F_{R1} = 0,$$
(89)

$$\left(m_{CG1m} + m_{REC}\right) \ddot{z}_{CG1} - F_{R2} = 0, \qquad (90)$$

$$2m_{A1}\ddot{z}_{A1} - F_{R3} = 0, (91)$$

$$2m_{A2}\ddot{z}_{A2} - F_{R4} = 0, (92)$$

$$\left(m_{M} + m_{CG2m} + m_{D}\right)\ddot{z}_{M} - F_{R1} + F_{R2} + F_{R3} + F_{R4} = 0.$$
(93)

$$m_{V2} \ddot{z}_V + b_{V2} \left( \dot{z}_V - \dot{z}_H \right) + k_{V2} \left( z_V - z_H \right) = 0.$$
(94)

Vyjádřením vazbové síly  $F_{R1}$  ze vztahu (89), vazbové síly  $F_{R2}$  ze vztahu (90), vazbové síly  $F_{R3}$  ze vztahu (91), vazbové síly  $F_{R4}$  ze vztahu (92) a jejich dosazením do vztahu (93) získáme po úpravě výsledné pohybové rovnice ve tvaru

$$(m_{harvestor} + m_{V1}) \ddot{z}_{H} + b_{V1} \dot{z}_{H} - b_{V2} (\dot{z}_{V} - \dot{z}_{H}) + k_{V1} z_{H} - k_{V2} (z_{V} - z_{H}) = = -(m_{M} + m_{Cm} + m_{REC} + m_{D} + 2m_{A1} + 2m_{A2}) \ddot{z}_{K} - (m_{CG1m} + m_{REC}) r_{C} \omega^{2} \cos(\omega t) + + 2m_{A1} \omega^{2} \cos(\omega t) + 2m_{A2} (2 \omega)^{2} \cos(2\omega t)$$
(95)

$$m_{V2}\ddot{z}_V + b_{V2}(\dot{z}_V - \dot{z}_H) + k_{V2}(z_V - z_H) = 0.$$
(96)



Zápis pohybových rovnic v maticovém tvaru

$$M = \begin{pmatrix} m_{harvestor} + m_{V1} & 0\\ 0 & m_{V2} \end{pmatrix},$$
(97)

$$B = \begin{pmatrix} b_{V1} + b_{V2} & -b_{V2} \\ -b_{V2} & b_{V2} \end{pmatrix},$$
(98)

$$K = \begin{pmatrix} k_{V1} + k_{V2} & -k_{V2} \\ -k_{V2} & k_{V2} \end{pmatrix},$$
(99)

$$F_{P} = \begin{bmatrix} -(m_{M} + m_{CG1m} + m_{CG2m} + m_{REC} + m_{D} + 2m_{A1} + 2m_{A2})\ddot{z}_{K} - \\ -(m_{CG1m} + m_{REC})r_{C}\omega^{2}\cos(\omega t) + 2m_{A1}\omega^{2}\cos(\omega t) + 2m_{A2}(2\omega)^{2}\cos(2\omega t) \\ 0 \end{bmatrix}.$$
 (100)

Výpočet amplitudových a fázových charakteristik výchylek, rychlostí a zrychlení motoru, háku a tenké, střední a silné větve (Příloha 15), jejichž některé grafy jsou znázorněny na obr. 75 až obr. 83, byl proveden pro následující parametry: otáčky klikového hřídele  $n = 25 \text{ s}^{-1}$ , vzdálenost osy otáčení klikového hřídele a klikového čepu  $r_{c} = 0,03 \text{ m}$ , vzdálenost osy otáčení současného klikového hřídele a jeho těžiště  $r_{\rm CS} = 0,0116~{\rm m}$ , vzdálenost osy otáčení modifikovaného klikového hřídele a jeho těžiště  $r_{CSm} = 0,00248 \text{ m}$ , hmotnost současného klikového hřídele  $m_c = 0,2784 \text{ kg}$ , náhrada současného klikového hřídele dvěma hmotnými body o hmotnosti  $m_{CG1} = 0,10765 \text{ kg}$ a  $m_{CG2} = 0,17075 \text{ kg}$ , hmotnost modifikovaného klikového hřídele  $m_{Cm} = 0,47878 \text{ kg}$ , náhrada modifikovaného klikového hřídele dvěma hmotnými body o hmotnosti  $m_{CG1m} = -0.03958$  kg a  $m_{CG2m} = 0.51836$  kg, hmotnost ojnice  $m_R = 0.0794$  kg, náhrada ojnice dvěma hmotnými body o hmotnosti  $m_{REC} = 0,03970 \text{ kg}$  a  $m_{REH} = 0,03970 \text{ kg}$ , délka ojnice  $l_{R} = 0,135 \text{ m}$ , moment setrvačnosti ojnice k jejímu těžišti  $J_{RS} = 0,00023982 \text{ kg m}^{2}$ , vzdálenost těžiště ojnice a těžiště pístního čepu  $r_{RSH} = 0,0675 \text{ m}$ , vzdálenost osy kliky od osy  $z y_c = 0,004 \text{ m}$ , hmotnost motoru, převodovky a ovladače plynu motoru  $m_M = 10,166 \text{ kg}$ , hmotnost tyče s hákem  $m_H = 3,593 \text{ kg}$ , hmotnost držadla  $m_D = 0.389 \text{ kg}$ , vzdálenost těžiště vývažku setrvačných sil posuvných hmot 1. řádu od osy kliky  $r_{A1} = 0,0545 \text{ m}$ , hmotnost vývažku setrvačných sil posuvných hmot 1. řádu  $m_{A1} = 1 \text{ kg}$ , vzdálenost těžiště vývažku setrvačných sil posuvných hmot 2. řádu od osy kliky  $r_{A2} = 0,027 \text{ m}$ , hmotnost vývažku setrvačných sil posuvných hmot 2. řádu  $m_{A2} = 0,1137$  kg a celková hmotnost harvestoru  $m_{harvestor} = 16,928$  kg.

Výsledná síla působící na rám harvestoru ve směru osy z je v tomto případě  $F_R = F_{R1} - F_{R2} - F_{R3} - F_{R4}$ . Průběhy této síly pro případ bez větve, tak i pro tenkou, střední a silnou větev ve směru osy z v závislosti na pootočení klikového hřídele  $\varphi$  jsou znázorněny na *obr.* 84. Vypočítané dynamické parametry soustavy dle *obr.* 74 jsou uvedeny v *tab.* 13.

### Disertační práce









- $= \varphi_M(\omega)$  fázový posun výchylky motoru pro tenkou větev
- $\varphi_H(\omega)$  fázový posun výchylky háku pro tenkou větev
- $\varphi_V(\omega)$  fázový posun výchylky tenké větve






*Obr. 80:* Fázová charakteristika výchylky motoru, háku a střední větve  $\varphi_M(\omega)$  - fázový posun výchylky motoru pro střední větev  $\varphi_H(\omega)$  - fázový posun výchylky háku pro střední větev

 $\varphi_V(\omega)$  - fázový posun výchylky střední větve









- $\varphi_M(\omega)$  fázový posun výchylky motoru pro silnou větev
- $\varphi_{H}(\omega)$  fázový posun výchylky háku pro silnou větev
- $\phi_V(\omega)$  fázový posun výchylky silné větve





- $F_R(\varphi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru bez větve
- $F_R(\varphi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru pro tenkou větev
- $F_R(\phi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru pro střední větev
- $F_R(\varphi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru pro silnou větev

Davamatu			větev			
rarametr				tenká	střední	silná
Amplituda	zrychlení	držadla	$a_{D0}  [{ m m/s}^2]$	32,31	41,54	51,06
		motor	$a_{M0}  [{ m m/s}^2]$	32,31	41,54	51,06
		hák	$a_{H0}  [{ m m/s}^2]$	-925,70	-927,74	-931,86
		větev	$a_{V0}  [{\rm m/s}^2]$	1150,74	618,95	366,77
	rychlosti	držadla	<i>v</i> <sub>D0</sub> [m/s]	0,206	0,264	0,325
		motor	<i>v</i> <sub>M0</sub> [m/s]	0,206	0,264	0,325
		hák	<i>v</i> <sub>H0</sub> [m/s]	-5,893	-5,906	-5,932
		větev	<i>v</i> <sub>V0</sub> [m/s]	7,326	3,940	2,335
	výchylky	držadla	$z_{D0}$ [m]	0,00136	0,00169	0,00204
		motor	$z_{M0}$ [m]	0,00136	0,00169	0,00204
		hák	<i>z</i> <sub>H0</sub> [m]	-0,03256	-0,03262	-0,03279
		větev	$z_{V0}$ [m]	0,04568	0,02433	0,01430
Fázový posun Fázový posun		držadla	$arphi_{D}$ [°]	-128,73	-122,58	-121,11
		motor	$arphi_{M}$ [°]	-128,73	-122,58	-121,11
		hák	$arphi_{\!H}$ [°]	-178,14	-177,45	-176,95
		větev	$arphi_{V}[^{\circ}]$	-327,45	-319,08	-308,86
Výsledná síla působící na rám harvestoru			$F_R[N]$	-400	-486	-579

Tab. 13: Vypočítané dynamické parametry soustavy

# 7.2.3.2 Zhodnocení

Při pohledu na závislost výsledné síly působící na rám harvestoru na úhlu  $\varphi$  (*Obr. 84*) je patrné, že klikový mechanismus harvestoru se čtyřmi vyvažovacími hřídeli je při otáčkách klikového hřídele 25 s<sup>-1</sup> a nulové hmotnosti větve téměř dokonale vyvážen, neboť výslednice sil působící na rám jsou zanedbatelné, a tak i vibrace přenášející se na ruce obsluhy stroje jsou minimální. Osobně si však myslím, že snížení hodnot výsledných sil působících na rám harvestoru se čtyřmi vyvažovacími hřídeli oproti stroji se dvěma vyvažovacími hřídeli o pouhých 15 %, v porovnání s hodnotami těchto sil zjištěnými u původního stroje (porovnání hodnot z *tab. 13* a *tab. 12*), nestojí za zvýšené náklady vyplývající ze složitosti konstrukce harvestoru (*Obr. 73*).



# 7.2.4 Vyvážení posuvných hmot pístem na stejnolehlé straně

Cílem této kapitoly byl návrh a výpočet vyvážení dynamických sil od posuvných hmot uvažovaného harvestoru. Toto vyvážení bylo provedeno včleněním sekundárního klikového mechanismu do stávající konstrukce stroje tak, že protiběžný píst sekundárního klikového mechanismu byl umístěn na stejnolehlé straně k pístu primárního klikového mechanismu, čímž bylo zajištěno výrazné snížení sil působících na rám, ke kterému jsou připojena držadla obsluhy stroje.



Obr. 85: Označení parametrů klikového mechanismu harvestoru



Označení jednotlivých parametrů primárního a sekundárního klikového mechanismu reprezentativního stroje je znázorněno na *obr. 85.* Vzhledem k tomu, že nás zajímal pouze vliv vyvážení sil od posuvných hmot pístem na stejnolehlé straně na dynamiku harvestoru, byla pružně tlumící vazba mezi držadlem a rámem stroje úmyslně zanedbána a rotující hmoty na klikovém hřídeli byly vyváženy dle podmínky

$$m_{CG1} + m_{REC1} r_{C1} \omega^2 = (m_{CG2} + m_{REC2}) r_{C2} \omega^2.$$
 (101)

Hodnota odstředivé síly od hmotnosti  $(m_{CG1} + m_{REC1})$  musí být tedy v rovnováze s hodnotou odstředivé síly od hmotnosti  $(m_{CG2} + m_{REC2})$ . Následný konstrukční návrh klikového hřídele včetně jeho fyzikálních vlastností je uveden na *obr. 86*.





# 7.2.4.1 Mechanický model a dynamický výpočet

Na *obr. 87* je zobrazen mechanický model větve a zařízení, u kterého byly plně vyváženy rotující hmoty na klikovém hřídeli a současně částečně vyváženy i setrvačné síly od posuvných hmot protiběžným pístem na stejnolehlé straně. Hmotnost motoru včetně převodovky byla označena jako  $m_M$ , hmotnost držadla jako  $m_D$  a hmotnost akčního členu (tyč s hákem) jako  $m_H$ . Ojnici 1 o hmotnosti  $m_{R1}$  jsme nahradili dvěma hmotnými body o hmotnostech  $m_{REC1}$  a  $m_{REH}$ , zrovna tak byla provedena i náhrada hmotnosti ojnice 2  $m_{R2}$  dvěma hmotnými body o hmotnostech  $m_{REC2}$  a  $m_{REA}$ . Podobně byl nahrazen i klikový hřídel o hmotnosti  $m_C$  na dva hmotné body o hmotnostech  $m_{CG1}$  a  $m_{CG2}$ .



Obr. 87: Mechanický model soustavy

Mezi motor a hnací člen jsme aplikovali vazbu, jejíž výchylka

$$z_{K1} = z_M - z_H = r_{C1} \cos(\omega t) + l_{R1} \cos\left[ \arcsin\left(\frac{r_{C1} \sin(\omega t) - y_C}{l_{R1}}\right) \right] - l_{R1}$$
(102)

je dána kinematickým buzením od primárního klikového mechanismu a vazbovou sílou  $F_{R1}$ . Hodnota amplitudy 1. harmonické složky  $z_{K101} = 0,03$  m a 2. harmonické složky  $z_{K102} = 0,00169$  m. Podobně byla mezi motor a vývažek aplikována vazba o výchylce

$$z_{K2} = z_M - z_A = -r_{C2}\cos(\omega t) + l_{R2}\cos\left[\arcsin\left(\frac{r_{C2}\sin(\omega t) + y_C}{l_{R2}}\right)\right] - l_{R2}$$
(103)

která je dána kinematickým buzením od sekundárního klikového mechanismu a vazbovou sílou  $F_{R2}$ . Hodnota amplitudy 1. harmonické složky  $z_{K201} = -0,03$  m a 2. harmonické složky  $z_{K202} = 0,00090$  m.

Výchylky rotujících hmot o hmotnosti  $(m_{CG1} + m_{REC1})$ , resp. $(m_{CG2} + m_{REC2})$  byly určeny vzhledem k výchylce motoru vztahem (27), resp. (28). Následný pohyb jednotlivých hmot dynamické soustavy podle *obr*. 87, při předpokladu, že  $z_V(t) > z_H(t)$ , lze popsat šesti dílčími pohybovými rovnicemi

$$(m_{H} + m_{REH} + m_{V1})\ddot{z}_{H} + b_{V1}\dot{z}_{H} - b_{V2}(\dot{z}_{V} - \dot{z}_{H}) + k_{V1}z_{H} - k_{V2}(z_{V} - z_{H}) + F_{R1} = 0, \quad (104)$$

$$m_A + m_{REA} \dot{z}_A - F_{R2} = 0, \qquad (105)$$

$$\left(m_{CG1} + m_{REC1}\right) \ddot{z}_{CG1} - F_{R3} = 0, \qquad (106)$$

$$(m_{CG2} + m_{REC2}) \ddot{z}_{CG2} - F_{R4} = 0,$$
 (107)

$$(m_M + m_D) \ddot{z}_M - b_D (\dot{z}_D - \dot{z}_M) - k_D (z_D - z_M) - F_{R1} + F_{R2} + F_{R3} + F_{R4} = 0, \qquad (108)$$

$$n_{V2}\ddot{z}_V + b_{V2}(\dot{z}_V - \dot{z}_H) + k_{V2}(z_V - z_H) = 0, \qquad (109)$$

Vyjádřením vazbové síly  $F_{R1}$  ze vztahu (104), vazbové síly  $F_{R2}$  ze vztahu (105), vazbové síly  $F_{R3}$  ze vztahu (106) a vazbové síly  $F_{R4}$  ze vztahu (107) a jejich dosazením do vztahu (108) získáme po úpravě dvě výsledné pohybové rovnice soustavy ve tvaru  $(m_{harvestor} + m_{V1})\ddot{z}_H + b_{V1}\dot{z}_H - b_{V2}(\dot{z}_V - \dot{z}_H) + k_{V1}z_H - k_{V2}(z_V - z_H) =$ 

$$= -(m_M + m_{CG1} + m_{CG2} + m_{REC1} + m_{REC2} + m_A + m_{REA} + m_D) \ddot{z}_{K1} +$$
(110)

$$+(m_{A} + m_{REA})\ddot{z}_{K2} - [(m_{CG1} + m_{REC1})r_{C1} - (m_{CG2} + m_{REC2})r_{C2}]\omega^{2}\cos(\omega t), m_{V2}\ddot{z}_{V} + b_{V2}(\dot{z}_{V} - \dot{z}_{H}) + k_{V2}(z_{V} - z_{H}) = 0.$$
(111)

Zápis pohybových rovnic v maticovém tvaru

$$M = \begin{pmatrix} m_{harvestor} + m_{V1} & 0\\ 0 & m_{V2} \end{pmatrix}$$
(112)

$$B = \begin{pmatrix} b_{V1} + b_{V2} & -b_{V2} \\ -b_{V2} & b_{V2} \end{pmatrix}$$
(113)

$$K = \begin{pmatrix} k_{V1} + k_{V2} & -k_{V2} \\ -k_{V2} & k_{V2} \end{pmatrix}$$
(114)

$$F_{P} = \begin{bmatrix} -(m_{M} + m_{CG1} + m_{CG2} + m_{REC1} + m_{REC2} + m_{A} + m_{REA} + m_{D}) \ddot{z}_{K1} \\ +(m_{A} + m_{REA}) \ddot{z}_{K2} - (m_{CG1} + m_{REC1}) r_{C1} \,\omega^{2} \cos(\omega t) + \\ +(m_{CG2} + m_{REC2}) r_{C2} \,\omega^{2} \cos(\omega t) \\ 0 \end{bmatrix}$$
(115)

Výpočet amplitudových a fázových charakteristik výchylek, rychlostí a zrychlení motoru, háku a tenké, střední a silné větve (Příloha 16), jejichž některé grafy jsou znázorněny na obr. 88 až obr. 96, byl proveden pro následující parametry: otáčky klikového hřídele  $n = 25 \text{ s}^{-1}$ , hmotnost klikového hřídele  $m_c = 0,42611 \text{ kg}$ , hmotnost tyče s hákem  $m_{H} = 3,593 \text{ kg}$ , hmotnost držadla  $m_{D} = 0,389 \text{ kg}$ , hmotnost vývažku  $m_A = 3,593 \text{ kg}$ , hmotnost ojnice 1  $m_{R1} = 0,0794 \text{ kg}$ , hmotnost ojnice 2  $m_{R2} = 0,12274 \text{ kg}$ , hmotnost motoru, převodovky a ovladače plynu motoru  $m_M = 9,771 \text{ kg}$ , redukovaná hmotnost klikového hřídele do středu klikového čepu 1  $m_{CG1} = 0,22392 \text{ kg}$ , redukovaná hmotnost klikového hřídele do středu klikového čepu 2  $m_{CG2} = 0,20219$  kg, náhrada ojnice 1 dvěma body o hmotnosti  $m_{REC1} = 0,03970 \text{ kg}$  a  $m_{REH} = 0,03970 \text{ kg}$ , náhrada ojnice 2 dvěma body o hmotnosti  $m_{REC2} = 0,06137 \text{ kg}$  a  $m_{REA} = 0,06137 \text{ kg}$ , celková hmotnost harvestoru  $m_{harvestor} = 18,363 \text{ kg}$ , moment setrvačnosti ojnice 1 k jejímu těžišti  $J_{RS1} = 0,00023982 \text{ kg m}^2$ , moment setrvačnosti ojnice 2 k jejímu těžišti  $J_{RS2} = 0,00099119 \text{ kg m}^2$ , vzdálenost osy kliky od osy  $z y_c = 0,004 \text{ m}$ , délka ojnice 1  $l_{R1} = 0,135 \text{ m}$ , délka ojnice 2  $l_{R2} = 0,250 \text{ m}$ , vzdálenost těžiště ojnice 1 a těžiště pístního čepu  $r_{RSH} = 0,0675 \text{ m}$ , vzdálenost těžiště ojnice 2 a těžiště čepu vývažku  $r_{RSA} = 0,125 \text{ m}$ , vzdálenost osy otáčení klikového hřídele a klikového čepu 1  $r_{c1} = 0,03$  m a vzdálenost osy otáčení klikového hřídele a klikového čepu 2  $r_{C2} = 0,03 \text{ m}$ , vzdálenost osy otáčení klikového hřídele a jeho těžiště  $r_{CS} = 0,00153 \text{ m}$ .

Výsledná dynamická síla působící na rám harvestoru ve směru osy z je v tomto případě  $F_R = F_{R1} - F_{R2} - F_{R3} - F_{R4}$ . Průběhy této síly pro případ bez větve, tak i pro tenkou, střední a silnou větev v závislosti na pootočení klikového hřídele  $\varphi$  jsou znázorněny na *Obr. 97*. Vypočítané dynamické parametry soustavy dle *obr. 87* jsou uvedeny v *tab. 14*.









- $\varphi_H(\omega)$  fázový posun výchylky háku pro tenkou větev
- $\varphi_V(\omega)$  fázový posun výchylky tenké větve









Obr. 93: Fázová charakteristika výchylky motoru, háku a střední větve

- $\varphi_M(\omega)$  fázový posun výchylky motoru pro střední větev
- $\varphi_H(\omega)$  fázový posun výchylky háku pro střední větev
- $\varphi_V(\omega)$  fázový posun výchylky střední větve











- $\varphi_M(\omega)$  fázový posun výchylky motoru pro silnou větev
- $\varphi_H(\omega)$  fázový posun výchylky háku pro silnou větev
- $\varphi_V(\omega)$  fázový posun výchylky silné větve



*Obr.* 97: Závislost výsledné síly působící na rám harvestoru na úhlu  $\varphi$ 

 $F_R(\varphi)$  - výsledná síla působící na rám harvestoru bez větve

 $F_R(\varphi)$  - výsledná síla působící na rám harvestoru pro tenkou větev

 $F_R(\varphi)$  - výsledná síla působící na rám harvestoru pro střední větev

 $F_R(\varphi)$  - výsledná síla působící na rám harvestoru pro silnou větev

Powemete			větev			
rarametr				tenká	střední	silná
Amplituda	zrychlení	držadla	$a_{D0}  [{ m m/s}^2]$	27,99	35,53	42,26
		motor	$a_{M0}  [{\rm m/s}^2]$	27,99	35,53	42,26
		hák	$a_{H0}  [{\rm m/s}^2]$	-894,29	-896,17	-899,97
		větev	$a_{V0}  [{\rm m/s}^2]$	1164,59	623,80	367,86
	rychlosti	držadla	<i>v</i> <sub>D0</sub> [m/s]	0,178	0,226	0,269
		motor	<i>v</i> <sub>M0</sub> [m/s]	0,178	0,226	0,269
		hák	<i>v</i> <sub>H0</sub> [m/s]	-5,693	-5,705	-5,729
		větev	<i>v</i> <sub>V0</sub> [m/s]	7,414	3,917	2,342
	výchylky	držadla	$z_{D0}$ [m]	0,00141	0,00170	0,00202
		motor	<i>z<sub>M0</sub></i> [m]	0,00141	0,00170	0,00202
		hák	$z_{H0}$ [m]	-0,03271	-0,03278	-0,03293
		větev	$z_{V0}$ [m]	0,0465	0,02474	0,01447
Fázový posun		držadla	$arphi_{D}$ [°]	-135,50	-128,73	-126,47
		motor	$\varphi_{M}[^{\circ}]$	-135,50	-128,73	-126,47
		hák	$arphi_{\!H}$ [°]	-178,28	-177,68	-177,17
		větev	$\varphi_{\scriptscriptstyle V}[^\circ]$	-327,59	-319,31	-309,15
Výsledná síla působící na rám harvestoru		$F_R[N]$	-967	-1027	-1098	

Tab. 14: Vypočítané dynamické parametry soustavy

# 7.2.4.2 Zhodnocení

Porovnáním hodnot výsledné síly působící na rám harvestoru ve směru osy z pro případ bez větve (*Příloha 12* a *Příloha 16*) zjistíme, že vliv včlenění sekundárního klikového mechanismu do konstrukce stroje je výrazný, neboť tak dochází ke snížení hodnot výše uvedené síly o více jak 79 %<sup>76</sup>. Při činnosti stroje se však pohybujeme většinou mimo oblast vyvážení stroje, což je velmi špatné, neboť vibrace se tak přenášejí na obsluhu stroje a mohou jí způsobit závažné zdravotní komplikace.



 $<sup>^{76}</sup>$  U harvestoru typového označení STIHL SP 400 byla zjištěna hodnota výsledné síly působící na rám stroje ve směru osy *z* pro případ bez větve téměř -2544 N, kdežto pro tentýž harvestor vybavený sekundárním klikovým mechanismem by byla její hodnota pouze -524 N.

Nevýhodou tohoto řešení harvestoru je značný nárůst hmotnosti stroje v porovnání s původním harvestorem o více jak 3,863 kg, což je velmi nevýhodné s ohledem na jeho uživatele, který jej při své činnosti nese a různě s ním manipuluje.

Bylo zjištěno, že pokud bychom při jinak stejných parametrech a uspořádání stroje zvolili hmotnost vývažku  $m_A$  stejnou, jako je hmotnost tyče s hákem  $m_H$ , dále obě stejné ojnice, podobně i stejné délky obou klik  $r_{C1}$ ,  $r_{C2}$ , kde těžiště klikového hřídele by bylo právě ve středu otáčení tohoto hřídele, potom by se liché harmonické složky setrvačných sil posuvných hmot protiběžných klikových mechanismů vzájemně vyrušily, kdežto sudé složky těchto sil by se vzájemně sečetly, neboť úhel mezi oběma klikami je právě 180°.

Pro lepší pochopení jsou na *obr. 98* zobrazeny průběhy funkce kosinus v jednotkové kružnici pro 1., 2. a 3. harmonickou složku.



Obr. 98: Průběhy funkce kosinus v jednotkové kružnici

- $\cos(1\omega t)$  [-]
- $-\cos(2\omega t)[-]$
- $\cos(3\omega t)$  [-]

Řešení uchycení ojnice sekundárního klikového mechanismu k vývažku o hmotnosti  $m_A$ , který se posouvá po tyči s hákem pro případ stejných délek ojnic primárního i sekundárního klikového mechanismu, by bylo konstrukčně poměrně složité. Z tohoto důvodu byly zvoleny délky těchto ojnic rozličné.

Harvestorem, který využívá ke svému vyvážení soustavu vzájemně proti sobě se pohybujících klikových mechanismů s protiběžnými písty na stejnolehlé straně za účelem snížení značných dynamických sil působících na rám stroje a potažmo i na jeho držadla, je např. stroj typového označení STIHL SP 480 (*obr. 23*).

# 7.2.5 Vyvážení posuvných hmot pístem na protilehlé straně

Tato kapitola se zabývá návrhem a výpočtem vyvážení setrvačných sil od posuvných hmot daného harvestoru, které bylo realizováno připojením sekundárního klikového mechanismu do stávající konstrukce stroje tak, že písty primárního a sekundárního klikového mechanismu byly vůči sobě umístěny na protilehlé straně při totožných ojnicích a stejných délkách obou klik. Tímto způsobem bylo zajištěno téměř naprosté snížení setrvačných sil působících na motor.



Obr. 99: Označení parametrů klikového mechanismu harvestoru

Označení jednotlivých parametrů primárního a sekundárního klikového mechanismu reprezentativního stroje je znázorněno na *obr. 99*.

Vzhledem k tomu, že nás zajímal pouze vliv vyvážení sil od posuvných hmot pístem na protilehlé straně na dynamiku harvestoru, byla pružně tlumící vazba mezi držadlem a motorem stroje úmyslně zanedbána a rotující hmoty na klikovém hřídeli byly opět vyváženy s využitím vztahu (101). Následný konstrukční návrh klikového hřídele včetně jeho fyzikálních vlastností je uveden na *obr. 100*.



Obr. 100: Konstrukční řešení klikového hřídele a jeho fyzikální vlastnosti

# 7.2.5.1 Mechanický model a dynamický výpočet

Mechanický model větve olivovníku a zařízení, u kterého byly plně vyváženy rotující hmoty na klikovém hřídeli a současně vyváženy i setrvačné síly od posuvných hmot protiběžným pístem na protilehlé straně je zobrazen na *obr. 101*.



Obr. 101: Mechanický model soustavy



Označení jednotlivých částí harvestoru bylo totožné jako u předchozí varianty harvestoru (Kapitola 7.2.4), stejně tak byla použita mezi motor a hnací člen stejná vazba dle vztahu (102), jenž je dána kinematickým buzením od primárního klikového mechanismu a vazbovou sílou  $F_{R1}$ . Hodnota amplitudy 1. a 2. harmonické složky byla opět  $z_{K101} = 0,03$  m a  $z_{K102} = 0,00169$  m. Naproti tomu byla mezi motor a vývažek aplikována vazba o výchylce

$$z_{K2} = z_M - z_A = -r_{C2}\cos(\omega t) - l_{R2}\cos\left[\arcsin\left(\frac{r_{C2}\sin(\omega t) + y_C}{l_{R2}}\right)\right] + l_{R2}$$
(116)

která je dána kinematickým buzením od sekundárního klikového mechanismu a vazbovou sílou  $F_{R2}$ . Hodnota amplitudy 1. harmonické složky  $z_{K201} = -0,03$  m a 2. harmonické složky  $z_{K202} = -0,00169$  m.

Pokud bychom provedli druhou derivaci výchylek  $z_{K1}$ , resp.  $z_{K2}$  dle času, získali bychom zrychlení  $a_{K1}$ , resp.  $a_{K2}$ , jejichž průběhy prvních tři harmonických složek jsou uvedeny na *obr. 102*, resp. na *obr. 103*. Z obrázků je patrné, že tyto průběhy jsou funkcí kosinus. Vzhledem k tomu, že funkce kosinus je sudá funkce<sup>77</sup>, pak platí, že součet dvou sudých funkcí je opět sudá funkce a konstantní násobek sudé funkce je taktéž sudá funkce.

Pro lepší pochopení jsou na *obr. 98* zobrazeny průběhy funkce kosinus v jednotkové kružnici pro 1., 2. a 3. harmonickou složku.

V našem případě tedy dochází ke vzájemnému vyrušení nejen lichých, ale též i sudých harmonických složek zrychlení  $a_{K1}$ , resp.  $a_{K2}$ , a tedy i setrvačných sil od posuvných hmot protiběžných klikových mechanismů, neboť úhel mezi oběma klikami je právě 180°.





<sup>&</sup>lt;sup>77</sup> Funkce f(x) je sudá funkce, pokud pro všechna x, pro která je f(x) definováno, je definováno i f(-x). Z toho tedy vyplývá, že graf sudé funkce je osově souměrný podle osy y.





Vzhledem k tomu, že mechanické modely soustavy harvestoru a větve olivovníku dle *obr. 87* a *obr. 101* jsou totožné, lze použít též stejných pohybových rovnic.

Následný výpočet amplitudových a fázových charakteristik výchylek, rychlostí a zrychlení motoru, háku a tenké, střední a silné větve (Příloha 17), jejichž některé grafy jsou znázorněny na obr. 104 až obr. 112, byl proveden pro následující parametry: otáčky klikového hřídele  $n = 25 \text{ s}^{-1}$ , hmotnost klikového hřídele  $m_c = 0.43284 \text{ kg}$ , hmotnost tyče s hákem  $m_H = 3,593 \text{ kg}$ , hmotnost držadla  $m_D = 0,389 \text{ kg}$ , hmotnost vývažku  $m_A = 3,593 \text{ kg}$ , hmotnost ojnice 1  $m_{R1} = 0,0794 \text{ kg}$ , hmotnost ojnice 2  $m_{R2} = 0,0794 \text{ kg}$ , hmotnost motoru, převodovky a ovladače plynu motoru  $m_M = 9,771 \text{ kg}$ , redukovaná hmotnost klikového hřídele do středu klikového čepu 1  $m_{CG1} = 0,21642 \text{ kg}$ , redukovaná hmotnost klikového hřídele do středu klikového čepu 2  $m_{CG2} = 0,21642 \text{ kg},$  náhrada ojnice 1 dvěma body o hmotnosti  $m_{REC1} = 0,03970 \text{ kg}$  a  $m_{REH} = 0,03970 \text{ kg}$ , náhrada ojnice 2 dvěma body o hmotnosti  $m_{REC2} = 0,03970$  kg a  $m_{REA} = 0,03970$  kg, celková hmotnost harvestoru  $m_{harvestor} = 18,327 \text{ kg}$ , moment setrvačnosti ojnice 1 k jejímu těžišti  $J_{RS1} = 0,00023982 \text{ kg m}^2$ , moment setrvačnosti k jejímu ojnice 2 těžišti  $J_{RS2} = 0,00023982 \text{ kg m}^2$ , vzdálenost osy kliky od osy  $z y_c = 0,004 \text{ m}$ , délka ojnice 1  $l_{R1} = 0,135$  m, délka ojnice 2  $l_{R2} = 0,135$  m, vzdálenost těžiště ojnice 1 a těžiště pístního čepu  $r_{RSH} = 0,0675 \text{ m}$ , vzdálenost těžiště ojnice 2 a těžiště čepu vývažku  $r_{RSA} = 0,0675 \text{ m}$ , vzdálenost osy otáčení klikového hřídele a klikového čepu 1  $r_{C1} = 0,03$  m a vzdálenost osy otáčení klikového hřídele a klikového čepu 2  $r_{C2} = 0.03 \text{ m}$ , vzdálenost osy otáčení klikového hřídele a jeho těžiště  $r_{CS} = 0 \text{ m}$ .

Výsledná dynamická síla působící na rám harvestoru ve směru osy z je v tomto případě  $F_R = F_{R1} - F_{R2} - F_{R3} - F_{R4}$ . Průběhy této síly pro případ bez větve, tak i pro tenkou, střední a silnou větev ve směru osy z v závislosti na pootočení klikového hřídele  $\varphi$  jsou znázorněny na *obr. 113*. Vypočítané dynamické parametry soustavy dle *obr. 101* jsou uvedeny v *tab. 15*.













- $\varphi_M(\omega)$  fázový posun výchylky motoru pro tenkou větev
- $\varphi_H(\omega)$  fázový posun výchylky háku pro tenkou větev
- $\varphi_V(\omega)$  fázový posun výchylky tenké větve











- $\phi_M(\omega)$  fázový posun výchylky motoru pro střední větev
- $\varphi_H(\omega)$  fázový posun výchylky háku pro střední větev
- $\varphi_V(\omega)$  fázový posun výchylky střední větve













-  $\varphi_M(\omega)$  - fázový posun výchylky motoru pro silnou větev

- $= \varphi_H(\omega)$  fázový posun výchylky háku pro silnou větev
- $\varphi_V(\omega)$  fázový posun výchylky silné větve

úhlová rychlost  $\omega$  [rad/s]





- $F_R(\varphi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru bez větve
- $F_R(\varphi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru pro tenkou větev
- $F_R(\phi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru pro střední větev
- $F_R(\varphi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru pro silnou větev

Parametr				větev			
				tenká	střední	silná	
Amplituda	zrychlení	držadla	$a_{D0}  [{ m m/s}^2]$	44,58	51,52	59,76	
		motor	$a_{M0}  [{\rm m/s}^2]$	44,58	51,52	59,76	
		hák	$a_{H0}  [{ m m/s}^2]$	-944,28	-946,22	-950,12	
		větev	$a_{V0}  [{ m m/s}^2]$	1173,14	630,93	373,75	
	rychlosti	držadla	<i>v</i> <sub>D0</sub> [m/s]	0,284	0,328	0,380	
		motor	<i>v</i> <sub>M0</sub> [m/s]	0,284	0,328	0,380	
		hák	<i>v</i> <sub>H0</sub> [m/s]	-6,011	-6,024	-6,049	
		větev	$v_{V0}$ [m/s]	7,468	4,017	2,379	
	výchylky	držadla	$z_{D0}$ [m]	0,00179	0,00204	0,00235	
		motor	$z_{M0}$ [m]	0,00179	0,00204	0,00235	
		hák	$z_{H0}$ [m]	-0,03319	-0,03326	-0,03341	
		větev	$z_{V0}$ [m]	0,04657	0,02479	0,01452	
Fázový posun Fázový posun hák větev		držadla	$arphi_{\!D}[^\circ]$	-146,30	-139,021	-135,85	
		motor	$arphi_{M}$ [°]	-146,30	-139,021	-135,85	
		hák	$arphi_{\!H}$ [°]	-178,29	-177,69	-177,20	
		větev	$\varphi_{V}[^{\circ}]$	-327,60	-319,29	-309,11	
Výsledná síla působící na rám harvestoru			$F_R[\mathbf{N}]$	-454	-526	-611	

Tab. 15: Vypočítané dynamické parametry soustavy

# 7.2.5.2 Zhodnocení

Nespornou výhodou této varianty harvestoru je, že díky vývažku, který je součástí protiběžného klikového mechanismu, jsou setrvačné síly od posuvných hmot pro případ nulové hmotnosti větve plně vyváženy. Vzhledem k tomu, že jsou vyváženy též i síly od rotujících hmot na klikovém hřídeli, pak hodnota výsledné dynamické síly působící na rám harvestoru ve směru osy z je nulová.

Naproti tomu jako nevýhodu je nutno opět uvést nutnou podmínku rovnosti hmotnosti tyče s hákem  $m_H$  s hmotností vývažku  $m_A$ , z čehož plynou stejné komplikace jako u předchozí varianty harvestoru (Kapitola 7.2.4).

# 7.3 Vibroizolační systémy

# 7.3.1 Pružně tlumící vazba držadla

Při mechanické sklizni ovoce bývá harvestor zavěšen svým hákem nejčastěji za větev či kmen stromu. Vlivem kmitavého pohybu háku dochází nejen ke střásání ovoce, ale také kvůli dynamickým účinkům setrvačných sil pohybujících se jeho částí k přenosu sil a vibrací od motoru a převodovky na držadla obsluhy stroje.

Za účelem snížení přenosu výše uvedených účinků na lidský organismus, byla držadla uvažovaného harvestoru opatřena vibroizolačním systémem.

Přenos mechanických vibrací z motoru a převodovky na držadlo obsluhy závisí především na druhu materiálu, ze kterého je vyrobeno pružné uložení držadla, dále na budicí frekvenci, tloušťce a struktuře materiálu, na teplotě apod.

Cílem byl tedy návrh vhodných materiálových struktur, které významným způsobem snižují intenzitu vibrací v daných podmínkách. V našem případě byl použit pryžový silentblok, jenž při svém strukturálním tlumení výhodně disipuje část mechanické energie kmitání držadla v energii tepelnou. Jeho nedostatkem jsou především měnící se vlastnosti s dobou používání. V tomto směru lze hovořit o omezené životnosti silentbloků v závislosti na čase, neboť se po určité době stávají více poddajnými, nedokáží v plném rozsahu přenášet síly na ně působící a jejich účinnost tlumení se snižuje.



Obr. 114: Držadlo s pružně tlumícím prvkem (silentblokem)

Dále byla provedena dynamická analýza soustavy harvestoru typového označení STIHL SP 400 s vyvážením rotačních hmot na klikovém hřídeli a s pružně tlumící vazbou držadla pro tři různé větve olivovníku, jejichž parametry jsou uvedeny v *tab.* 7.



Tato analýza (Příloha 18) se mimo zjištění amplitudových a fázových charakteristik výchylek, rychlostí a zrychlení držadla, motoru, háku a tenké, střední a silné větve zabývá též i dynamickými vlastnostmi pryžového silentbloku, zejména tvarem rezonančního vrcholu držadla, jehož je silentblok součástí. Většinu parametrů potřebných pro dynamický výpočet jsme získali přímo od výrobce harvestoru. Označení parametrů klikového mechanismu je znázorněno na obr. 115.



Obr. 115: Označení parametrů klikového mechanismu harvestoru



#### 7.3.1.1 Mechanický model a dynamický výpočet

Mechanický model větve a harvestoru s vyvážením rotačních hmot na klikovém hřídeli a s pružně tlumící vazbou držadla obsluhy stroje je znázorněn na *obr. 116.* 

Hmotnost motoru včetně převodovky byla označena jako  $m_M$ , hmotnost držadla jako  $m_D$  a hmotnost akčního členu (tyč s hákem) jako  $m_H$ . Ojnici o hmotnosti  $m_R$  jsme nahradili dvěma hmotnými body o hmotnostech  $m_{REC}$  a  $m_{REH}$ , podobně byl nahrazen i klikový hřídel o hmotnosti  $m_{Cm}$  na dva hmotné body o hmotnostech  $m_{CG1m}$  a  $m_{CG2m}$ . Pružně tlumící vazba držadla obsluhy stroje byla popsána tuhostí  $k_D$  a tlumením  $b_D$ .





Mezi motor a hnací člen (hák) jsme aplikovali kinematickou vazbu, jejíž výchylka se určí ze vztahu (48). Výchylka rotující hmoty o hmotnosti  $(m_{CG1} + m_{REC})$  je dána vzhledem k výchylce motoru vztahem (49). Při sestavování dílčích pohybových rovnic mechanického systému podle *obr. 116* jsme předpokládali, že  $z_V(t) > z_H(t)$ . Potom tedy

$$(m_{H} + m_{REH} + m_{V1})\ddot{z}_{H} + b_{V1}\dot{z}_{H} - b_{V2}(\dot{z}_{V} - \dot{z}_{H}) + k_{V1}z_{H} - k_{V2}(z_{V} - z_{H}) + F_{R1} = 0, \quad (117)$$

$$(m_{CG1m} + m_{REC}) \ddot{z}_{CG1} - F_{R2} = 0, \qquad (118)$$

$$(m_M + m_{CG2m}) \ddot{z}_M - b_D (\dot{z}_D - \dot{z}_M) - k_D (z_D - z_M) - F_{R1} + F_{R2} = 0,$$
(119)  
$$m_M \ddot{z}_M + b_D (\dot{z}_D - \dot{z}_M) + b_D (z_D - z_M) - F_{R1} + F_{R2} = 0,$$
(120)

$$m_{V2} z_V + b_{V2} (z_V - z_H) + k_{V2} (z_V - z_H) = 0,$$
(120)

$$m_D \ddot{z}_D + b_D (\dot{z}_D - \dot{z}_M) + k_D (z_D - z_M) = 0.$$
(121)

Vyjádřením vazbové síly  $F_{R1}$  ze vztahu (50) a vazbové síly  $F_{R2}$  ze vztahu (51) a jejich dosazením do vztahu (52) získáme po úpravě tři výsledné pohybové rovnice soustavy ve tvaru

$$(m_{harvestor} - m_D + m_{V1}) \ddot{z}_H + b_{V1} \dot{z}_H - b_{V2} (\dot{z}_V - \dot{z}_H) + k_{V1} z_H - k_{V2} (z_V - z_H) - b_D (\dot{z}_D - \dot{z}_H) - k_D (z_D - z_H) = -(m_M + m_{CG1m} + m_{CG2m} + m_{REC}) \ddot{z}_K -$$
(122)

$$(m_{CG1m} + m_{REC}) r_C \,\omega^2 \cos(\omega t) - b_D \,\dot{z}_K - k_D \,z_K, m_{V2} \,\ddot{z}_V + b_{V2} \,(\dot{z}_V - \dot{z}_H) + k_{V2} \,(z_V - z_H) = 0,$$
(123)

$$m_D \ddot{z}_D + b_D (\dot{z}_D - \dot{z}_H) + k_D (z_D - z_H) = 0.$$
(124)

Zápis pohybových rovnic v maticovém tvaru

$$M = \begin{pmatrix} m_{harvestor} - m_D + m_{V1} & 0 & 0\\ 0 & m_{V2} & 0\\ 0 & 0 & m_D \end{pmatrix},$$
 (125)

$$B = \begin{pmatrix} b_{V1} + b_{V2} + b_D & -b_{V2} & -b_D \\ -b_{V2} & b_{V2} & 0 \\ -b_D & 0 & b_D \end{pmatrix},$$
(126)

$$K = \begin{pmatrix} k_{V1} + k_{V2} + k_D & -k_{V2} & -k_D \\ -k_{V2} & k_{V2} & 0 \\ -k_D & 0 & k_D \end{pmatrix},$$
 (127)

$$F_{P} = \begin{pmatrix} -(m_{M} + m_{Cm} + m_{REC})\ddot{z}_{K} - (m_{CG1m} + m_{REC})r_{C} \ \omega^{2} \cos(\omega t) - b_{D} \dot{z}_{K} - k_{D} z_{K} \\ 0 \\ b_{D} \dot{z}_{K} + k_{D} z_{K} \end{pmatrix}.$$
 (128)

Výpočet amplitudových a fázových charakteristik výchylek, rychlostí a zrychlení motoru, háku a tenké, střední a silné větve (*Příloha 18*), jejichž některé grafy jsou znázorněny na *obr. 117* až *obr. 125*, byl proveden pro následující parametry: otáčky klikového hřídele  $n = 25 \text{ s}^{-1}$ , vzdálenost osy otáčení klikového hřídele a klikového čepu  $r_C = 0,03 \text{ m}$ , vzdálenost osy otáčení modifikovaného klikového hřídele a jeho těžiště  $r_{CSm} = 0,00248 \text{ m}$ , hmotnost modifikovaného klikového hřídele  $m_{Cm} = 0,47878 \text{ kg}$ , náhrada modifikovaného klikového hřídele dvěma hmotnými body o hmotnosti  $m_{CG1m} = 0,10765 \text{ kg}$  a  $m_{CG2m} = 0,17075 \text{ kg}$ , hmotnost ojnice  $m_R = 0,0794 \text{ kg}$ , náhrada ojnice dvěma hmotnými body o hmotnosti  $m_{REC} = 0,03970 \text{ kg}$  a  $m_{REH} = 0,03970 \text{ kg}$ , délka ojnice  $l_R = 0,135 \text{ m}$ , moment setrvačnosti ojnice k jejímu těžišti  $J_{RS} = 0,00023982 \text{ kg m}^2$ , vzdálenost těžiště ojnice a těžiště pístního čepu  $r_{RSH} = 0,0675 \text{ m}$ , vzdálenost osy kliky od osy z  $y_C = 0,004 \text{ m}$ , tuhost držadla  $k_D = 3370 \text{ N/m}$ , tlumení držadla  $b_D = 10 \text{ N s/m}$ , hmotnost motoru, převodovky a ovladače plynu motoru  $m_M = 9,771 \text{ kg}$ , hmotnost tyče s hákem  $m_H = 3,593 \text{ kg}$ , hmotnost držadla  $m_D = 0,389 \text{ kg}$  a celková hmotnost harvestoru  $m_{harvestor} = 14,7 \text{ kg}$ .

Výslednou sílu působící na rám harvestoru ve směru osy z lze určit ze vztahu  $F_R = F_{R1} + b_D \left( \dot{z}_D - \dot{z}_M \right) + k_D \left( z_D - z_M \right).$ (129)

Průběhy této síly pro případ bez větve, tak i pro tenkou, střední a silnou větev ve směru osy z v závislosti na pootočení klikového hřídele  $\varphi$  jsou znázorněny na *obr. 126.* Vypočítané dynamické parametry soustavy dle *obr. 116* jsou dány v *tab. 16.* 





úhlová rychlost  $\omega$  [rad/s]





- $\varphi_D(\omega)$  fázový posun výchylky držadla pro tenkou větev
- $\varphi_M(\omega)$  fázový posun výchylky motoru pro tenkou větev
- $\varphi_H(\omega)$  fázový posun výchylky háku pro tenkou větev
- $\varphi_V(\omega)$  fázový posun výchylky tenké větve











- $\varphi_D(\omega)$  fázový posun výchylky držadla pro střední větev
- $\varphi_M(\omega)$  fázový posun výchylky motoru pro střední větev
- $\varphi_H(\omega)$  fázový posun výchylky háku pro střední větev
- $\varphi_V(\omega)$  fázový posun výchylky střední větve

úhlová rychlost  $\omega$  [rad/s]







- $\varphi_{D}(\omega)$  fázový posun výchylky držadla pro silnou větev
- $\varphi_M(\omega)$  fázový posun výchylky motoru pro silnou větev
- $\varphi_H(\omega)$  fázový posun výchylky háku pro silnou větev
- $\varphi_V(\omega)$  fázový posun výchylky silné větve





- $F_R(\varphi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru bez větve
- $F_R(\varphi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru pro tenkou větev
- $F_R(\phi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru pro střední větev
- $F_R(\phi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru pro silnou větev

Parametr				větev			
				tenká	střední	silná	
Amplituda	zrychlení	držadla	$a_{D0}  [{\rm m/s}^2]$	108,82	108,76	107,80	
		motor	$a_{M0}  [{ m m/s}^2]$	224,26	223,96	222,09	
		hák	$a_{H0}  [{\rm m/s}^2]$	-684,17	-685,84	-689,37	
		větev	$a_{V0}  [{\rm m/s}^2]$	851,27	457,95	271,56	
	rychlosti	držadla	<i>v</i> <sub>D0</sub> [m/s]	0,693	0,692	0,686	
		motor	<i>v</i> <sub>M0</sub> [m/s]	1,423	1,426	1,414	
		hák	<i>v</i> <sub>H0</sub> [m/s]	-4,356	-4,366	-4,389	
		větev	<i>v</i> <sub>V0</sub> [m/s]	5,419	2,915	1,729	
	výchylky	držadla	$z_{D0}$ [m]	0,00424	0,00423	0,00419	
		motor	$z_{M0}$ [m]	0,00768	0,00767	0,00761	
		hák	<i>z</i> <sub><i>H</i>0</sub> [m]	-0,02408	-0,02414	-0,02428	
		větev	$z_{V0}$ [m]	0,03380	0,01800	0,01056	
Fázový posun		držadla	$arphi_{D}$ [°]	-147,52	-150,08	-152,42	
		motor	$arphi_{M}$ [°]	-6,50	-8,99	-11,28	
		hák	$arphi_{\!H}$ [°]	-177,93	-177,15	-176,49	
		větev	$\varphi_{V}[^{\circ}]$	-327,23	-318,72	-308,38	
Výsledná síla působící na rám harvestoru		$F_R[N]$	-2310	-2308	-2290		

Tab. 16: Vypočítané dynamické parametry soustavy

# 7.3.1.2 Zhodnocení

Z výpočtů (*Příloha 18*) je zřejmé, že vhodnou volbou parametrů tuhosti  $k_{D}$ a tlumení  $b_D$  pružně tlumící vazby držadla obsluhy stroje lze poměrně snadno docílit nízkých hodnot vibrací držadla při relativně finančně nenáročném konstrukčním řešení této vazby pomocí silentbloku.

Dále je zřejmé, že harvestor s vyvážením rotačních hmot na klikovém hřídeli s pružně tlumící vazbou držadla má oproti jinak stejnému harvestoru s pevně připojeným držadlem k motoru (Kapitola 7.2.1) nižší amplitudy výchylky držadla o více jak 42,5 %.



# 7.3.2 Eliminační mechanismus vibrací držadel obsluhy stroje

Vibroizolační systém pro ruční nářadí s dominantní složkou vibrací by měl nejen minimalizovat vibrace držadel, ale i současně optimalizovat svoje dynamické parametry s ohledem na provozní podmínky. Dosud používané způsoby minimalizace přenosu vibrací z nářadí na ruce obsluhy využívají různých forem pružných vazeb s aplikací pryžových nebo ocelových pružin. V některých případech se provádí jen potažení rukojeti měkčeným materiálem. Tato opatření však neumožňují přizpůsobení vibroizolačního systému provozním podmínkám.

Z těchto důvodů je navrhováno původní konstrukční řešení vibroizolačního systému, které odstraňuje uvedené nedostatky, jehož princip vychází ze znalostí fázových charakteristik jednotlivých vůči sobě se pohybujících hmot harvestoru. Eliminační mechanismus vibrací držadel obsluhy stroje byl implementován do stávající konstrukce harvestoru (*obr. 34*), z jehož fázových charakteristik pro tenkou, střední a silnou větev na *obr. 40, obr. 43* a *obr. 46* je zřejmé, že pokud je pracovní frekvence harvestoru vyšší než je hodnota vlastní frekvence větve, dochází ke vzájemnému protiběžnému pohybu tyče s hákem a motoru, a tedy musí existovat bod na stroji, který je vůči vztažné soustavě v klidu. Pokud bychom k tomuto bodu připojili držadlo a ovladač plynu motoru, potom byl dán předpoklad vzniku minimálních hodnot vibrací, které se jinak mohou přenášet na ruce a paže obsluhy stroje.

Tato myšlenka dala podnět k návrhu původního a jistě zajímavého řešení vibroizolačního systému, který využívá k nalezení výše zmíněného klidového bodu pákového mechanismu sestávajícího se ze tří pák, z nichž jedna je otočně uložena kolem centrálního čepu středního členu, ke kterému jsme připojili držadlo a ovladač plynu motoru. Pohyb středního členu, jenž se posouvá po drážkovaném hřídeli, závisí na délkách ramen  $r_1$  a  $r_2$  dvojzvratné páky<sup>78</sup>, jejichž vhodné nastavení umožňuje umístit centrální čep posuvného středního členu do bodu, který je vůči vztažné soustavě v klidu.



Obr. 127: Označení parametrů pákového mechanismu vibroizolačního systému

<sup>&</sup>lt;sup>78</sup> Dvojzvratná páka je páka, na níž břemena a pracovní sílý působí na opačných stranách od osy otáčení.

Označení parametrů klikového mechanismu je stejné jako na *obr. 36.* Označení parametrů pákového mechanismu vibroizolačního systému je znázorněno na *obr. 127.* 

Úhly pootočení jednotlivých pák  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  a  $\varphi_3$ , které jsme potřebovali pro výpočet dynamického chování harvestoru, jsme určili z následující soustavy rovnic. Platí tedy, že:

$$b + l_{P1}\cos(\varphi_1) = r_1\sin(\varphi_2),$$
 (130)

$$b + l_{P1}\cos(\varphi_1) - l_{P2}\sin(\varphi_2) + l_{P3}\cos(\varphi_3) = 0, \qquad (131)$$

$$c + \left[ r_C \cos(\omega t) + l_R \cos\left[ \arcsin\left(\frac{r_C \sin(\omega t) - y_C}{l_R}\right) \right] \right] = .$$
(132)

$$= a + l_{P1}\sin(\varphi_1) + l_{P2}\cos(\varphi_2) + l_{P3}\sin(\varphi_3)$$

Pro následné úvahy byl zaveden tzv. poměr ramen  $i_R$ , jehož hodnotu lze určit ze vztahu

$$i_R = \frac{r_1}{r_2}.$$
 (133)

Podstatnou výhodou harvestoru s eliminačním mechanismem vibrací držadla obsluhy stroje je jeho schopnost dosáhnout pro zvolenou hmotnost větve minimálních hodnot vibrací držadla a ovladače plynu motoru pouhým nastavením optimálního poměru ramen  $i_R$ , jehož hodnotu určuje výpočtový program (*Příloha 19*).

## 7.3.2.1 Mechanický model a dynamický výpočet

Mechanický model větve olivovníku a zařízení, u kterého u kterého byl použit vibroizolační systém na základě pákového mechanismu s posuvným členem, ke kterému bylo připojeno držadlo obsluhy, je zobrazen na *obr. 128*.

Vzhledem k tomu, že nás zajímal pouze vliv eliminačního mechanismu vibrací držadel obsluhy stroje na dynamiku harvestoru, byla pružně tlumící vazba mezi držadlem a rámem stroje (střední člen) úmyslně zanedbána.



Obr. 128: Mechanický model soustavy

Hmotnost motoru včetně převodovky byla označena jako  $m_M$ , hmotnost držadla jako  $m_D$ , hmotnost akčního členu (tyč s hákem) jako  $m_H$ , hmotnost středního členu jako  $m_S$ , hmotnost páky 1 jako  $m_{P1}$ , hmotnost páky 2 jako  $m_{P2}$  a konečně hmotnost páky 3

jako  $m_{P3}$ . Ojnici o hmotnosti  $m_R$  jsme nahradili dvěma hmotnými body o hmotnostech  $m_{REC}$  a  $m_{REH}$ . Podobně byl nahrazen i klikový hřídel o hmotnosti  $m_C$  na dva hmotné body o hmotnostech  $m_{CG1}$  a  $m_{CG2}$ . Stejně tak byly nahrazeny i hmotnosti jednotlivých pák, tedy pro páku 1 to byl dva hmotné body o hmotnosti  $m_{AP1}$  a  $m_{BP1}$ , pro páku 2 dva hmotné body o hmotnosti  $m_{RP2}$  a  $m_{CP2}$  a pro páku 3 dva hmotné body o hmotnosti  $m_{CP3}$  a  $m_{DP3}$ .

Mezi motor a hnací člen jsme aplikovali kinematickou vazbu, která je definována výchylkou dle vztahu (102) a vazbovou silou  $F_{R1}$ . Hodnota amplitudy 1. harmonické složky  $z_{K101} = 0,03$  m a 2. harmonické složky  $z_{K102} = 0,00169$  m. Podobně byla mezi motor a střední člen použita kinematická vazba, která je určena výchylkou

$$z_{K2} = z_M - z_S = r_1 \cos \varphi_2 + l_{P_1} (\sin \varphi_1 - 1)$$
(134)

a vazbovou sílou  $F_{R2}$ . Hodnota amplitudy 1. harmonické složky  $z_{K201} = 0,00701$  m a 2. harmonické složky  $z_{K202} = 0,00022$  m. Pokud by nás zajímala kinematická vazba mezi středním členem a hnacím členem (hákem) harvestoru, pak ji lze popsat výchylkou

$$z_{K3} = z_S - z_H = r_2 \cos \varphi_2 + l_{P3} (\sin \varphi_3 - 1)$$
(135)

a vazbovou silou  $F_{R3}$ . Hodnota amplitudy 1. harmonické složky  $z_{K301} = 0,02299$  m a 2. harmonické složky  $z_{K302} = 0,00147$  m. Je tedy zřejmé, že musí platit, že

$$z_{K3} = z_{K1} - z_{K2} \tag{136}$$

Výchylka rotující hmoty o hmotnosti  $(m_{CG1} + m_{REC})$  je dána vzhledem k výchylce motoru vztahem (49) a pro hmoty o hmotnosti  $(m_{BP1} + m_{BP2})$ , resp.  $(m_{BP1} + m_{BP2})$  je dána vzhledem k výchylce středního členu vztahem (137), resp. (138)

$$z_{BP} = z_{S} + r_{1} \cos \varphi_{2}, \qquad (137)$$

$$z_{CP} = z_s - r_2 \cos \varphi_2 \,. \tag{138}$$

Pohyb jednotlivých hmot dynamické soustavy podle *obr. 128*, při předpokladu, že  $z_v(t) > z_H(t)$ , lze popsat sedmi dílčími pohybovými rovnicemi

$$(m_{H} + m_{REH} + m_{DP3} + m_{V1})\ddot{z}_{H} + b_{V1}\dot{z}_{H} - b_{V2}(\dot{z}_{V} - \dot{z}_{H}) +$$
(139)

$$+k_{V1}z_{H} - k_{V2}(z_{V} - z_{H}) + F_{R1} + F_{R3} = 0,$$
(140)

$$\begin{pmatrix} m_{CG1} + m_{REC} \end{pmatrix} z_{CG1} - F_{R6} = 0,$$
 (140)  
$$\begin{pmatrix} m_{CG1} + m_{REC} \end{pmatrix} \ddot{z}_{CG1} - F_{R6} = 0,$$
 (141)

$$(m_{CP1} + m_{CP2})^2 C_{CP} = \Gamma_{R5}^2 = 0, \qquad (141)$$

$$(m_{BP1} + m_{BP2}) z_{CP} - F_{R4} = 0, (142)$$

$$(m_{M} + m_{CG2} + m_{AP1}) \ddot{z}_{M} - F_{R1} - F_{R2} + F_{R6} = 0,$$

$$(143)$$

$$(m_S + m_D) z_S + F_{R2} - F_{R3} + F_{R4} + F_{R5} = 0, (144)$$

$$m_{V2}\ddot{z}_V + b_{V2}(\dot{z}_V - \dot{z}_H) + k_{V2}(z_V - z_H) = 0, \qquad (145)$$

$$\begin{aligned} &(m_{harvestor} + m_{V1})\ddot{z}_{H} + b_{V1}\dot{z}_{H} - b_{V2}\left(\dot{z}_{V} - \dot{z}_{H}\right) + k_{V1}z_{H} - k_{V2}\left(z_{V} - z_{H}\right) = \\ &= -(m_{S} + m_{D} + m_{M} + m_{C} + m_{REC} + m_{AP1} + m_{BP1} + m_{BP2} + m_{CP2} + m_{CP3})\ddot{z}_{K1} + \\ &+ (m_{S} + m_{D} + m_{BP1} + m_{BP2} + m_{CP2} + m_{CP3})\ddot{z}_{K2} - (m_{CG1} + m_{REC})r_{C}\,\,\omega^{2}\,\cos(\omega\,t) + \\ &+ \left[(m_{BP1} + m_{BP2})r_{1} - (m_{CP2} + m_{CP3})r_{2}\right]\omega_{2}^{2}\,\cos(\omega_{2}\,t), \end{aligned}$$

$$(146)$$

$$m_{V2}\ddot{z}_V + b_{V2}(\dot{z}_V - \dot{z}_H) + k_{V2}(z_V - z_H) = 0, \qquad (147)$$

Zápis pohybových rovnic v maticovém tvaru

$$M = \begin{pmatrix} m_{harvestor} + m_{V1} & 0\\ 0 & m_{V2} \end{pmatrix},$$
 (148)

$$B = \begin{pmatrix} b_{V1} + b_{V2} & -b_{V2} \\ -b_{V2} & b_{V2} \end{pmatrix},$$
(149)

$$K = \begin{pmatrix} k_{V1} + k_{V2} & -k_{V2} \\ -k_{V2} & k_{V2} \end{pmatrix},$$
 (150)

$$F_{P} = \begin{bmatrix} -(m_{S} + m_{D} + m_{M} + m_{C} + m_{REC} + m_{AP1} + m_{BP1} + m_{BP2} + m_{CP2} + m_{CP3})\ddot{z}_{K1} + \\ +(m_{S} + m_{D} + m_{BP1} + m_{BP2} + m_{CP2} + m_{CP3})\ddot{z}_{K2} - m_{CG1} r_{C} \omega^{2} \cos(\omega t) \\ -m_{REC} r_{C} \omega^{2} \cos(\omega t) + [(m_{BP1} + m_{BP2})r_{1} - (m_{CP2} + m_{CP3})r_{2}]\omega_{2}^{2} \cos(\omega_{2} t) \\ 0 \end{bmatrix}.$$
(151)

Výpočet amplitudových a fázových charakteristik výchylek, rychlostí a zrychlení motoru, háku a tenké, střední a silné větve (Příloha 19), jejichž některé grafy jsou znázorněny na obr. 131 až obr. 139, byl proveden pro následující parametry: otáčky klikového hřídele  $n = 25 \text{ s}^{-1}$ , celková hmotnost harvestoru  $m_{harvestor} = 17,7 \text{ kg}$ , hmotnost motoru a převodovky  $m_M = 8,764 \text{ kg}$ , hmotnost držadla  $m_D = 0,389 \text{ kg}$ , hmotnost tyče s hákem  $m_H = 3,85141 \text{ kg}$ , hmotnost klikového hřídele  $m_C = 0,27844 \text{ kg}$ , hmotnost ojnice  $m_{R} = 0.07939 \text{ kg}$ , hmotnost středního členu  $m_{S} = 2.9045 \text{ kg}$ , hmotnost páky 1  $m_{P2} = 0,66829 \, kg$ , hmotnost  $m_{P1} = 0,38784 \ kg$ , hmotnost páky 2 páky 3  $m_{P3} = 0,37755 \text{ kg}$ , délka ojnice  $l_{R} = 0,135 \text{ m}$ , délka páky 1  $l_{P1} = 0,2355 \text{ m}$ , délka páky 2  $l_{P2} = 0,088$  m, délka páky 3  $l_{P3} = 0,2355$  m, vzdálenost čepu A od osy otáčení klikového hřídele ve směru osy z a = 0,095 m, vzdálenost čepu A od osy z ve směru osy x b = 0,047 m, vzdálenost čepu D od čepu H ve směru osy z = 0,434355 m, vzdálenost čepu D od osy z ve směru osy x d = 0.047 m, vzdálenost osy kliky od osy z  $y_c = 0,004 \text{ m}$ , vzdálenost osy otáčení klikového hřídele a klikového čepu  $r_c = 0,03 \text{ m}$ , vzdálenost osy otáčení klikového hřídele a jeho těžiště  $r_{CS} = 0,0116$  m, vzdálenost těžiště ojnice a těžiště pístního čepu  $r_{RSH} = 0,0675 \text{ m}$ , vzdálenost těžiště páky 1 a těžiště čepu A  $r_{PS1} = 0,1196$  m, vzdálenost těžiště páky 3 a těžiště čepu D  $r_{PS3} = 0,11644$  m, moment setrvačnosti ojnice k jejímu těžišti  $J_{RS} = 0,00023982 \text{ kg m}^2$ , moment setrvačnosti klikového hřídele k jeho těžišti  $J_{CS} = 0,00009570221 \text{ kg m}^2$ , moment setrvačnosti páky 1 k jejímu těžišti  $J_{PS1} = 0,00314244 \text{ kg m}^2$ , moment setrvačnosti páky 3 k jejímu těžišti  $J_{PS3} = 0,00297112 \text{ kg m}^2$ , náhrada klikového hřídele dvěma hmotnými body o hmotnosti  $m_{CG1} = 0,10765 \text{ kg}$  a  $m_{CG2} = 0,17075 \text{ kg}$ , náhrada ojnice dvěma hmotnými body o hmotnosti  $m_{REC} = 0,03970$  kg a  $m_{REH} = 0,03970$  kg, náhrada páky 1 dvěma hmotnými body o hmotnosti  $m_{AP1} = 0,19087 \text{ kg}$  a  $m_{BP1} = 0,19697 \text{ kg}$ , náhrada páky 3 dvěma hmotnými body o hmotnosti  $m_{CP3} = 0,18667 \text{ kg}$  a  $m_{DP3} = 0,19088 \text{ kg}$ , tuhost držadla  $k_D = 3.370$  N/m a tlumení držadla  $b_D = 10$  N s/m.

Moment setrvačnosti páky 2 k jejímu těžišti  $J_{PS2}$  a vzdálenost těžiště páky 2 a těžiště čepu C  $r_{PS2}$  jsou proměnné v závislosti na hodnotě poměru ramen  $i_R$ . Jejich průběhy jsou uvedeny na *obr. 129*, resp. *obr. 130*. Rovnice regresní křivky dle *obr. 129* má tvar:  $y=0,0017 x^{-0,1863}$  při hodnotě spolehlivosti  $R^2=0,9991$ . Rovnice regresní křivky dle *obr. 130* má tvar:  $y=0,0827 x^{-0,0611}$  při hodnotě spolehlivosti  $R^2=0,9978$ .



*Obr. 129:* Závislost momentu setrvačnosti páky 2 k jejímu těžišti na poměru ramen  $i_R$ 



Obr. 130: Závislost vzdálenosti těžiště páky 2 a těžiště čepu C na poměru ramen  $i_R$ 

Grafy závislostí úhlů  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  a  $\varphi_3$  na úhlu  $\varphi$  pro optimální poměr ramen pro tenkou, střední a silnou větev jsou uvedeny na *obr. 140, obr. 141* a *obr. 142*.

Výpočet se dále zabýval získáním křivky optimálního nastavení poměru ramen  $i_R$  v závislosti na hmotnosti větve  $m_{V1}$ , jejíž graf je uveden na *obr. 143*. Rovnice regresní křivky má tvar:  $y = -0,0035 \text{ x}^2+0,1173 \text{ x}+0,2643$  při hodnotě spolehlivosti  $R^2=0,9994$ .

Hodnotu výsledné síly působící na rám stroje<sup>79</sup> ve směru osy z lze určit ze vztahu  $F_R = F_{R3} - F_{R2} - F_{R4} - F_{R5}$ . (152) Průběhy této síly pro případ bez větve, tak i pro tenkou, střední a silnou větev

Průběhy této síly pro případ bez větve, tak i pro tenkou, střední a silnou větev ve směru osy z v závislosti na úhlu klikového hřídele  $\varphi$  jsou znázorněny na *obr. 144.* Vypočítané dynamické parametry soustavy dle *obr. 128* jsou uvedeny *tab. 17.* 



<sup>&</sup>lt;sup>79</sup> V tomto případě se jedná o střední člen, ke kterému je připojeno držadlo a ovladač plynu motoru.









- $\varphi_D(\omega)$  fázový posun výchylky držadla pro tenkou větev
- $\varphi_M(\omega)$  fázový posun výchylky motoru pro tenkou větev
- $\varphi_H(\omega)$  fázový posun výchylky háku pro tenkou větev
- $\varphi_V(\omega)$  fázový posun výchylky tenké větve

úhlová rychlost  $\omega$  [rad/s]





- $\varphi_D(\omega)$  fázový posun výchylky držadla pro střední větev
- $\varphi_M(\omega)$  fázový posun výchylky motoru pro střední větev
- $\varphi_H(\omega)$  fázový posun výchylky háku pro střední větev
- $\varphi_V(\omega)$  fázový posun výchylky střední větve











- $\varphi_{D}(\omega)$  fázový posun výchylky držadla pro silnou větev
- $\varphi_M(\omega)$  fázový posun výchylky motoru pro silnou větev
- $\varphi_H(\omega)$  fázový posun výchylky háku pro silnou větev
- $\varphi_V(\omega)$  fázový posun výchylky silné větve














- $\varphi_1$  úhel natočení páky 1 pro silnou větev
- $\varphi_2$  úhel natočení páky 2 pro silnou větev
- $\varphi_3$  úhel natočení páky 3 pro silnou větev

#### Disertační práce







*Obr. 144:* Závislost výsledné síly působící na rám harvestoru na úhlu  $\varphi$ 

- $F_R(\varphi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru bez větve
- $F_R(\varphi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru pro tenkou větev
- $F_R(\varphi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru pro střední větev
- $F_R(\varphi)$  výsledná síla působící na rám harvestoru pro silnou větev

Tab. 17: Vypočítané dynamické parametry soustavy

Davamate				větev			
rarametr				tenká	střední	silná	
	zrychlení	držadla	$a_{D0}  [{ m m/s}^2]$	95,02	97,71	100,79	
		motor	$a_{M0}  [{ m m/s}^2]$	89,67	90,12	88,77	
		hák	$a_{H0}  [{\rm m/s}^2]$	-671,81	-673,23	-676,61	
		větev	$a_{V0}  [{\rm m/s}^2]$	828,28	445,79	264,53	
	rychlosti	držadla	<i>v</i> <sub>D0</sub> [m/s]	0,605	0,622	0,642	
Amplituda		motor	<i>v</i> <sub>M0</sub> [m/s]	0,574	0,571	0,565	
		hák	<i>v</i> <sub>H0</sub> [m/s]	-4,277	-4,289	-4,307	
		větev	$v_{V0}$ [m/s]	5,273	2,838	1,684	
	výchylky	držadla	$z_{D0}$ [m]	0,00073	0,00098	0,00120	
		motor	$z_{M0}$ [m]	0,00678	0,00677	0,00669	
		hák	$z_{H0}$ [m]	-0,02346	-0,02352	-0,02364	
		větev	$z_{V0}$ [m]	0,03285	0,01749	0,01026	
Fázový posun		držadla	$arphi_{\!D}[^\circ]$	-91,11	-93,36	-95,04	
		motor	$arphi_{M}$ [°]	-6,14	-8,30	-10,319	
		hák	$arphi_{\!H}$ [°]	-178,23	-177,618	-177,10	
		větev	$arphi_{V}[^{\circ}]$	-327,54	-319,19	-308,99	
Výsledná síla působící na rám harvestoru			$F_R[N]$	-463	-471	-479	



#### 7.3.2.2 Zhodnocení

Vzhledem k tomu, jak již bylo uvedeno v kapitole 6, že při mechanické sklizni plodů je frekvence pohybu háku v rozmezí 1.000÷1.500 min<sup>-1</sup> (Zdroj: [62]), je zřejmé, že pracovní oblast stroje leží vždy v nadrezonanční oblasti větve, a tedy eliminační mechanismus vibrací držadel obsluhy stroje plní bez vyjímek svoji úlohu, což bylo ověřeno nejen výpočty a dynamickými simulacemi, ale též i měřením na funkčním vzorku.

Nespornou výhodou této varianty harvestoru je jeho schopnost dosáhnout pro zvolenou hmotnost větve minimálních hodnot vibrací držadla při optimálním nastavení poměru ramen  $i_R$ , který snadno odečteme z *obr. 143.* Toto originální konstrukční řešení eliminačního mechanismu držadel obsluhy stroje je poměrně jednoduché a z hlediska výroby snadno proveditelné.

Možné potíže mohou nastat hlavně u přestavování délek ramen  $r_1$ , resp.  $r_2$ . Z výpočtů (*Příloha 19*) je patrné, že poměrně výrazný vliv na hodnotu kmitání držadla má hmotnost středního členu a hmotnosti jednotlivých pák, převážné páky 2, na které dochází k nastavování poměru ramen  $i_R$ . Tato změna způsobí změnu momentu setrvačnosti páky 2 a též změnu polohy těžiště dle *obr. 129*, resp. *obr. 130*. Z tohoto důvodu je žádoucí, aby byly páky co nejméně hmotné.

# 7.4 Vyhodnocení antivibračních opatření

Za účelem vzájemného porovnání jednotlivých výše zmíněných způsobů minimalizace vibrací byla vytvořena tab. 18, která srovnává amplitudy výchylek jednotlivých pohybujících se částí reprezentativního harvestoru pro konstantní otáčky klikového hřídele  $n = 25 \text{ s}^{-1}$ .

Matada	amplituda	větev			
Metoda	ampittuua	tenká	střední	silná	
	$z_{D0}$ [m]	0,00738	0,00737	0,00730	
Vyuvářaní rotožních hmot na klikovám hřídali	$z_{M0}$ [m]	0,00738	0,00737	0,00730	
v yvazem fotachich mnot na krikovem migen	$z_{H0}$ [m]	-0,02439	-0,02446	-0,02459	
	$z_{V0}$ [m]	0,03424	0,01824	0,01069	
	$z_{D0}$ [m]	0,00118	0,00154	0,00190	
Vyuvářaní naguvných hmot dvěmo vyuvařovocími hřídali	$z_{M0}$ [m]	0,00118	0,00154	0,00190	
vyvazem posuvných mnot uvenia vyvazovacími miden	$z_{H0}$ [m]	-0,03220	-0,03228	-0,03244	
	$z_{V0}$ [m]	0,04563	0,02428	0,01422	
	$z_{D0}$ [m]	0,00136	0,00169	0,00204	
Venséžaní nagyvných hmat štržmi vensežavacími hžídali	$z_{M0}$ [m]	0,00136	0,00169	0,00204	
vyvazem posuvných nihot ctyrmi vyvazovacími nihem	$z_{H0}$ [m]	-0,03256	-0,03262	-0,03279	
	$z_{V0}$ [m]	0,04568	0,02433	0,01430	
	$z_{D0}$ [m]	0,00141	0,00170	0,00202	
Vyujářaní nagyvných hmat nístam na stainalahlá straně	$z_{M0}$ [m]	0,00141	0,00170	0,00202	
v yvazem posuvných mnot pístem na stejnoleme strane	$z_{H0}$ [m]	-0,03271	-0,03278	-0,03293	
	$z_{V0}$ [m]	0,0465	0,02474	0,01447	
	$z_{D0}$ [m]	0,00179	0,00204	0,00235	
Vyyvářaní nagyvných hmat nístam na pratilahlá straně	$z_{M0}$ [m]	0,00179	0,00204	0,00235	
vyvazem posuvných mnot pístem na protieme strane	$z_{H0}$ [m]	-0,03319	-0,03326	-0,03341	
	$z_{V0}$ [m]	0,04657	0,02479	0,01452	
	$z_{D0}$ [m]	0,00424	0,00423	0,00419	
Družně tlumící vozbo držedlo	$z_{M0}$ [m]	0,00768	0,00767	0,00761	
	$z_{H0}$ [m]	-0,02408	-0,02414	-0,02428	
	$z_{V0}$ [m]	0,03380	0,01800	0,01056	
	$z_{D0}$ [m]	0,00073	0,00098	0,00120	
Eliminační machanismus vibrací držadla	$z_{M0}$ [m]	0,00678	0,00677	0,00669	
Emmacin mechanismus vibraci urzaula	$z_{H0}$ [m]	-0,02346	-0,02352	-0,02364	
	$z_{V0}$ [m]	0,03285	0,01749	0,01026	

Tab. 18: Kvantifikace antivibračních opatření pro tři různé větve olivovníku

Z tab. 18 je patrné, že nejnižších hodnot amplitudy výchylky kmitání držadla bylo dosaženo u harvestoru vybaveného eliminačním mechanismem vibrací držadel. následovaný harvestorem, jehož setrvačné sílv od posuvných hmot byly vyváženy dvěma vyvažovacími hřídeli. Dalším v pořadí je harvestor se čtyřmi vyvažovacími hřídeli, dále harvestor s pístem na stejnolehlé straně následovaný harvestorem s pístem na protilehlé straně. Na předposledním místě se umístil harvestor, jehož držadla byla odpružena pružně tlumící vazbou a konečně nejhoršího výsledku bylo dosaženo u harvestoru s vyvážením pouze rotačních hmot na klikovém hřídeli. Ze všech těchto výše uvedených variant pouze harvestor s eliminačním mechanismem vibrací držadel obsluhy stroje umožňuje dosáhnout pro zvolenou hmotnost větve minimálních hodnot vibrací držadla a ovladače plynu motoru pouhým nastavením optimálního poměru ramen  $i_R$ . Z tohoto důvodu byla tato původní varianta pro svoji výhodnost dále rozpracována.

# 8 Konstrukční návrh vibroizolačního systému

Za účelem potřeby vyrobení funkčního vzorku harvestoru s vibroizolačním systémem, na kterém bychom si ověřili jeho předpokládané vlastnosti, bylo vytvořeno několik variant, které více či méně splňovaly požadavky na dané zařízení, důraz byl kladen především na co možná nejnižší celkovou hmotnost stroje při zachování většiny sériově vyráběných součástí původního harvestoru, kterým byl stroj typového označení STIHL SP 400 (*obr. 34*). Některé z těchto variant jsou zde uvedeny.

### 8.1 Varianta a

Tato varianta harvestoru s eliminačním mechanismem vibrací držadel obsluhy stroje, jejíž konstrukční řešení je uvedeno na *obr. 145*, využívá pákového mechanismu připojeného ke střednímu členu, který se posouvá po drážkovaném hřídeli, jenž je součástí rámu stroje.



Obr. 145: Konstrukční řešení vibroizolačního systému harvestoru - varianta a

Střední člen byl navrhnut jako svařenec z ocelových profilů, který sestává z trubky, v jejíž dutině jsou nalisována dvě plastová kluzná pouzdra. K této trubce je mimo jiné přivařen držák ovladače plynu motoru, který, jak je k tomuto držáku připojen pružnou vazbou pomocí dvojice pryžových členů, jenž jsou zajištěny dvěma přídržkami a čtyřmi šroubovými spoji. Na středním členu je dále přivařeno i poutko pro ramenní popruh obsluhy stroje včetně dvou centrálních čepů, na kterých je rotačně uložena střední páka v rovině x - z. Tato páka se skládá ze dvou částí, jejichž vzájemný posuv dovoluje nastavit délky ramen  $r_1$  a  $r_2$ . Nastavení poměru ramen  $i_R$  zajišťuje pomocí bovdenu s lankem ovladač s rotačním držadlem, jenž je umístěn na levém držadle harvestoru. Jedná se o klasický systém Grip Shift, běžně používaný v cyklistice, jenž umožňuje v několika krocích indexovat polohu lanka. Zpětný tah lanka zajišťuje dvojice tažných pružin, které jsou umístěny po bocích střední páky mezi společným čepem páky 1 a 2 (bod B) a centrálním čepem. Páka 1 propojuje střední páku s rámem stroje, ke kterému je připojena rotační vazbou. Podobně páka 3 propojuje střední páku s objímkou, která pevně svírá tyč s hákem.

### 8.1.1 Zhodnocení

Tato varianta harvestoru s vibroizolačním systémem byla pro svoji jednoduchost vyrobena jako funkční vzorek, na kterém jsme následně provedli četná měření vibrací jednotlivých částí stroje včetně vyhodnocení účinnosti vibroizolace a ověřovacích výpočtů dynamického chování. Jako výrazný nedostatek je zde uváděna poměrně vysoká hmotnost funkčního vzorku harvestoru, jejíž hodnota činí 17,7 kg.

Vzhledem k tomu, že pákový mechanismus vibroizolačního systému držadel není zakrytován, je zde velká pravděpodobnost zranění obsluhy stroje, což je samozřejmě naprosto nepřijatelné. Pro naše potřeby, ať už se jednalo o testy či měření, bylo toto konstrukční řešení dostačující a naprosto spolehlivé ve všech podmínkách provozu stroje.

### 8.2 Varianta b

Varianta b, jejíž konstrukční řešení je uvedeno na obr. 146, využívá pákového mechanismu připojeného ke střednímu členu, který se posouvá po drážkovaném hřídeli, jenž je součástí rámu stroje. Tento střední člen byl navrhnut jako odlitek, v jehož dutině jsou nalisována dvě plastová kluzná pouzdra. K tomu odlitku je přišroubován člen, na kterém je umístěn centrální čep střední páky včetně dvojice poutek pro ramenní popruh obsluhy stroje. Uložení tohoto členu vůči převodovce je vyřešeno posuvně ve směru osy z v kluzném vedení, jež je přišroubováno k rámu stroje.

Na centrálním čepu je rotačně uložena střední páka s ozubeným hřebenem, který spolu zabírá s ozubeným kolem. Toto kolo má ve svém náboji dvě proti sobě umístěné šroubové drážky, ve kterých se posouvá člen, jenž je veden ve dvou lineárních drážkách centrálního čepu a současně ovládán lankem v bovdenu od ovladače přesouvání střední páky. Posun lanka vůči bovdenu vlivem otočení rotačního držadla ovladače, jenž je umístěn na levém držadle harvestoru, vyvolá otáčivý pohyb ozubeného kola, které spolu zabírá s ozubeným hřebenem střední páky, čímž dojde k nastavení požadovaného poměru ramen i<sub>R</sub>. Zpětný tah lanka od ovladače zajišťuje zkrutná pružina, která působí mezi nábojem ozubeného kola a centrálním čepem.



Obr. 146: Konstrukční řešení vibroizolačního systému harvestoru – varianta b

Z obr. 146 je mimo jiné patrné, že pákový mechanismus vibroizolačního systému držadel obsluhy stroje byl umístěn do prostoru převodovky. Ke střední páce je připojena páka 1, která je svým druhým čepem spojena s držákem ložiska klikového hřídele, resp. páka 2, jenž je spojena svým druhým čepem k pístnímu čepu klikového mechanismu, tedy k tyči s hákem. Dále je zřejmé, že mezi ovladačem plynu motoru a středním členem je pružná vazba sestávající z dvojice pryžových členů, jenž jsou zajištěny dvěma přídržkami a čtyřmi šroubovými spoji.

### 8.2.1 Zhodnocení

Výhodou této varianty harvestoru oproti variantě a je nižší hmotnost, která byla odečtena z 3D modelů výsledné sestavy stroje a jejíž hodnota činí 16,143 kg.

Jako nevýhodu lze zde uvést, že se jedná o poměrně složitou konstrukci s velkým počtem součástí.

### 8.3 Varianta c

Tato varianta harvestoru s eliminačním mechanismem vibrací držadel obsluhy stroje, jejíž konstrukční řešení je uvedeno na obr. 147, vychází z varianty b, liší se pouze způsobem připevnění ovladače plynu motoru k rámu. Vzhledem k tomu, že vibrace tohoto ovladače jsou minimální, byla pružná vazba mezi těmito členy nahrazena vazbou pevnou.

Zatímco původní pružná vazba mezi motorem a ovladačem plynu motoru byla zaměněna za vazbu posuvnou, která umožňuje jejich vzájemný pohyb ve směru osy z.



Obr. 147: Konstrukční řešení vibroizolačního systému harvestoru – varianta c

#### 8.3.1 Zhodnocení

Podobně, jako u varianty b, lze říci, že konstrukční řešení této varianty harvestoru s eliminačním mechanismem vibrací držadel obsluhy stroje je poměrně složité a vyžaduje relativně velký počet nově vyrobených součástí oproti variantě a.

Hodnota hmotnosti harvestoru byla opět odečtena z 3D modelu výsledné sestavy stroje a činí 16,330 kg, což je ještě více než u varianty b.





### 8.4 Varianta d

Tato varianta konstrukčního řešení harvestoru s eliminačním mechanismem vibrací držadel obsluhy stroje (*obr. 148*) využívá pákového mechanismu připojeného ke střednímu členu, který se posouvá po drážkovaném hřídeli, jenž je součástí rámu stroje. Střední člen byl navrhnut jako odlitek, v jehož dutině jsou nalisována dvě plastová kluzná pouzdra.

V tomto odlitku je nalisovaná tyč, na jejíž konci je umístěn držák s centrálním čepem střední páky, jenž je opět opatřena ozubeným hřebenem. Touto tyčí je od ovladače přesouvání střední páky, jenž je umístěn na levém držadle harvestoru, veden bovden s lankem, který ovládá natáčení ozubeného kola kolem centrálního čepu naprosto stejným způsobem jako u varianty b a c, čímž dochází k nastavení poměru ramen  $i_{R}$ .



Obr. 148: Konstrukční řešení vibroizolačního systému harvestoru - varianta d

Z *obr. 148* je mimo jiné patrné, že pákový mechanismus vibroizolačního systému držadel obsluhy stroje byl kompletně umístěn do prostoru převodovky.



### 8.4.1 Zhodnocení

U tohoto konstrukčního řešení harvestoru byla použita většina součástí původního stroje. Celkem bylo třeba vyrobit pouze 22 nových komponent, z nichž 6 bylo možné získat poměrně snadnou modifikací současných součástí. Hmotnost této varianty harvestoru byla vypočítána a její hodnota činí pouze 15,853 kg, což je v porovnání s původním strojem nárůst hmotnosti pouze o 1,354 kg.

Další výhodou tohoto řešení je umístění pákového mechanismu vibroizolačního systému v prostoru převodovky, čímž se ukazuje toto řešení jako poměrně zajímavé, neboť většina pohyblivých součástí je zakrytována, a tak nemůže dojít k poranění obsluhy stroje.

### 8.5 Varianta e

Varianta e, jejíž konstrukční řešení je uvedeno na *obr. 149*, vychází z varianty d, liší se však konstrukčním uspořádáním středního členu včetně způsobu připojení držáku centrálního čepu a držákem ovladače plynu motoru. Jinak systém ovládání nastavení poměru ramen zůstal zachován.



Obr. 149: Konstrukční řešení vibroizolačního systému harvestoru - varianta e



Jak je vidět z *obr. 149*, tak ovladač plynu motoru je uložen na zahnuté trubce, která je z jedné strany přivařena ke střednímu členu, jenž je tvořen trubkou, v jejíž dutině je nalisován člen s kluznými pouzdry. Ke střednímu členu, který se posouvá po drážkovaném hřídeli, jenž je součástí rámu stroje, je přišroubován odlitek držáku centrálního čepu, na kterém je otočně umístěna střední páka pákového mechanismu vibroizolačního systému.

Při návrhu konstrukčního řešení této varianty byl brán zřetel především na malý počet nově vyráběných součástí, snadnou montáž a nízkou hmotnost stroje.

### 8.5.1 Zhodnocení

Velkou výhodou tohoto konstrukčního řešení varianty harvestoru s eliminačním mechanismem vibrací držadel obsluhy stroje, podobně jako u varianty d, je umístění pákového mechanismu vibroizolačního systému do zakrytovaného prostoru převodovky, čímž je zamezeno možnosti poranění obsluhy stroje vlivem pohybujících se součástí.

Hmotnost této varianty harvestoru činí pouze 15,828 kg. Tato hodnota je tedy ze všech výše uvedených variant nejnižší. V porovnání s původním strojem došlo k nárůstu hmotnosti jen o 1,328 kg.

Toto konstrukčního řešení harvestoru vyžaduje vyrobit pouze 19 nových komponent, z nichž 4 lze získat poměrně snadnou modifikací současných součástí. Ostatní součásti pocházejí z původního sériově vyráběného stroje.

Navržená varianta harvestoru s eliminačním mechanismem vibrací držadel obsluhy stroje tedy plně splňuje nároky, který byly na její konstrukci požadovány a může sloužit jako možné konstrukční řešení pro v budoucnu sériově vyráběný stroj.

#### Měření vibrací a vyhodnocení účinnosti vibroizolace 9

Cílem měření vibrací bylo zjištění frekvenčních spekter zrychlení kmitavého pohybu jednotlivých členů soustavy, motoru a držadel harvestoru za účelem vyhodnocení účinnosti jeho vibroizolace. Tato měření byla provedena jak na zvoleném harvestoru bez eliminačního mechanismu vibrací držadel, tak i na témže stroji vybaveného tímto vibroizolačním systémem (varianta a).

Vzhledem k tomu, že jsme neměli stálý přístup ke stromu olivovníku evropskému, na kterém bychom mohli provádět kdykoliv potřebná měření hodnot vibrací jednotlivých harvestorů, provedli jsme náhradu větve olivovníku za tyč z materiálu PA6 kruhového průřezu o průměru D = 30 mm a délce l = 880 mm, která byla vetknuta svým koncem do stěny rámu. Následně byl harvestor zavěšen svým hákem za tuto tyč ve vzdálenosti 600 mm od vetknutí a pomocí ramenního popruhu byl stroj uložen v pozici, která zajistila jeho pohyb převážně ve směru osy z (Obr. 150). Za účelem, aby nemohlo dojít při činnosti stroje k možnému vyháknutí, byl hák harvestoru zajištěn vůči plastové tyči dvojicí stahovacích objímek.



Obr. 150: Způsob zavěšení harvestoru





### 9.1 Měření vibrací harvestoru bez vibroizolačního systému

#### 9.1.1 Měřící aparatura a podmínky měření

Měření dynamických účinků harvestoru byla prováděna pomocí dvoukanálového analyzátoru B&K 7651, na jehož dva kanály byly připojeny akcelerometry. Tyto snímače byly připevněny pomocí závitů k adaptérům, z nichž jeden byl přivařen k rámu motoru (signál A) a druhý k rámu držadla (signál B).

Následovala dvojice měření, jejichž získaná nefiltrovaná data zrychlení vibrací motoru a držadla obsluhy stroje byla poté přenesena do PC a zpracována pomocí softwaru DIAdem do podoby frekvenčních spekter.

#### 9.1.2 Naměřené výsledky

Z naměřených hodnot byly vypracovány grafy závislostí zrychlení vibrací motoru a držadla, jak v časové a frekvenční oblasti, tak i v třetinooktávových frekvenčních pásmech (*Příloha 20*).

Dále byly určeny pomocí frekvenční analýzy z třetinooktávových frekvenčních charakteristik tzv. efektivní hodnoty frekvenčně váženého zrychlení ve směru osy z, které byly vypočítány z efektivních hodnot zrychlení podle vztahu (2). Z těchto vypočítaných hodnot byla vypracována *tab. 19*.

Číslo měření	hmotnost závaží <i>m</i> <sub>Z</sub> [kg]	frekvence pohybu háku [Hz]	vážená RMS hodnota zrychlení [m/s <sup>2</sup> ]				
			nefiltrov	aná data	filtrovaná data		
			motor	držadlo	motor	držadlo	
			$a_{hWz}$ A	$a_{hWz B}$	$a_{hWz}$ A	$a_{hWz B}$	
1	0	18	58,71	24,58	51,31	21,25	
2	0	17	53,76	41,63	48,35	33,41	

Tab. 19: Vážené efektivní<sup>80</sup> hodnoty zrychlení vibrací motoru a držadla

Pro názornost jsou zobrazeny průběhy zrychlení vibrací motoru a držadla, jak v časové a frekvenční oblasti, tak i v třetinooktávových frekvenčních pásmech, jejichž data byla získána měřením číslo 2, tedy při nulové hmotnosti závaží a frekvenci pohybu háku 17 Hz. Tyto průběhy byly vypracovány jak pro nefiltrovaná data (*Obr. 151*), tak i pro data filtrovaná (*Obr. 153*). U frekvenčních spekter zrychlení vibrací byla použita lineární stupnice frekvence, neboť tak přehledně zobrazí harmonické složky signálu. Naproti tomu u třetinooktávové frekvenční analýzy byla použita logaritmická stupnice, která rozšiřuje oblast nízkých frekvencí a současně komprimuje oblast vysokých frekvencí, takže je v celém pásmu zajištěna totožná relativní rozlišovací schopnost. Výhodou je též možnost znázornění celého pracovního rozsahu na nepříliš dlouhé ose.

Filtraci naměřených časových signálů jsme provedli s použitím filtru CFC 24<sup>81</sup> za účelem odfiltrovat všechny frekvence, které jsou vyšší než je dvojnásobná hodnota pracovní frekvence stroje při které se projevují druhé harmonické složky setrvačných sil od posuvných hmot klikového mechanismu.

<sup>&</sup>lt;sup>80</sup> RMS (Root Mean Square) – efektivní hodnota.

<sup>&</sup>lt;sup>81</sup> Filtr CFC 24 (Channel Frequency Class) – jedná o digitální čtyř-průchodový Butterworthův filtr typu dolní propust s mezní frekvencí 40 Hz a nutnou vzorkovací frekvence minimálně 240 Hz. Více o CFC filtrech např. v normě SAE J211, 8.4.1, ISO 6487, 4.5, ISO 6487, 5.8.

#### Disertační práce



Obr. 151: Závislosti nefiltrovaných hodnot zrychlení vibrací motoru a držadla



Obr. 152: Závislosti filtrovaných hodnot zrychlení vibrací motoru a držadla



Za účelem zjištění, jak je na tom pružně tlumící vazba mezi rámem stroje a jeho držadlem z hlediska vibroizolace, byla zavedena veličina tzv. vibroizolační účinnost držadla dle vztahu

$$\eta_{V} = \frac{a_{hWz\_A} - a_{hWz\_B}}{a_{hWz\_A}},$$
(153)

kde  $a_{hWz}$  a  $a_{hWz}$  b je efektivní hodnota zrychlení vibrací motoru, resp. držadla.

#### 9.1.3 Zhodnocení

Vibroizolační účinnost pružně tlumící vazby mezi rámem stroje a jeho držadlem dosahovala pro nefiltrovaná data efektivních hodnot zrychlení hodnoty téměř 58,1 % pro první měření, kdežto pro druhé měření byla její hodnota pouze 22,6 %.

Naproti tomu pro filtrovaná data efektivních hodnot zrychlení jsme získali vibroizolační účinnost ještě trochu větší, jejíž hodnota byla pro první měření 58,1 % a pro druhé měření téměř 28,85 %. Z toho lze usoudit na vyšší vibroizolační účinnost převážně při vyšších frekvencích.

### 9.2 Měření vibrací harvestoru s vibroizolačním systémem

#### 9.2.1 Měřící aparatura a podmínky měření

Měření dynamických účinků harvestoru byla prováděna podobně jako v kapitole 9.1.1. Opět byl použit dvoukanálový analyzátoru B&K 7651, na jehož dva kanály byly připojeny akcelerometry, které byly opět stejným způsobem připevněny pomocí závitů k adaptérům, z nichž jeden byl přivařen k rámu motoru (signál A) a druhý k rámu držadla (signál B).

Následující měření probíhala tak, že jsme měnili hmotnost závaží v rozsahu 0 až 4 kg, vždy po jednom kilogramu. Závaží byla navlečena na plastové tyči v místě připojení háku harvestoru a z obou stran pojištěna proti samovolnému pohybu pomocí stavitelných objímek. Kromě změny hmotnosti závaží byla též měněna i hodnota poměru ramen i<sub>R</sub>. Měření byla provedena celkem pro sedm poměrů ramen: 0,32331, 0,37500, 0,43089, 0,49153, 0,55752, 0,62963 a 0,70874. Celkem jsme tedy provedli 35 měření, jejichž získaná nefiltrovaná data zrychlení vibrací byla poté přenesena do PC a zpracována pomocí softwaru DIAdem do podoby frekvenčních spekter.

### 9.2.2 Naměřené výsledky

Z naměřených hodnot byly vypracovány grafy závislostí zrychlení vibrací motoru a držadla, jak v časové a frekvenční oblasti, tak i v třetinooktávových frekvenčních pásmech (Příloha 21.).

Následně byly, podobně jako v předchozím případě, určeny efektivní hodnoty frekvenčně vážených zrychlení vibrací motoru a držadla ve směru osy z pro různé hmotnosti závaží  $m_{Z}$  a různé poměry ramen  $i_{R}$ . Tyto vypočítané hodnoty jsou uvedeny v tab. 20.



	here a tra a st		fralmonaa	RMS hodnota zrychlení [m/s <sup>2</sup> ]			2]
Číslo	ninotnost	romon	nekvence	nefiltrovaná data		filtrovaná data	
měření	$m_{-}[k_{\alpha}]$			motor	držadlo	motor	držadlo
	m <sub>Z</sub> [Kg]	<i>i</i> <sub>R</sub> [-]	[11Z]	$a_{hWz}$ A	$a_{hWz B}$	$a_{hWz}$ A	$a_{hWz B}$
1	0	0,32331	11,25	18,67	10,27	15,55	2,26
2	0	0,37500	11,50	19,92	9,45	17,01	2,91
3	0	0,43089	11,50	20,84	9,93	17,90	3,94
4	0	0,49153	12,00	23,63	10,97	20,39	5,99
5	0	0,55752	11,50	21,47	11,60	18,96	6,39
6	0	0,62963	11,00	20,99	12,65	18,96	8,15
7	0	0,70874	11,00	20,99	12,65	18,38	7,72
8	1	0,32331	11,00	20,46	11,04	17,46	4,20
9	1	0,37500	11,00	20,67	11,35	17,52	3,23
10	1	0,43089	11,00	22,13	12,30	19,38	3,45
11	1	0,49153	11,00	22,85	12,18	19,99	3,46
12	1	0,55752	11,00	22,61	11,90	19,44	3,72
13	1	0,62963	11,00	22,59	12,11	19,80	4,70
14	1	0,70874	11,50	25,79	12,00	22,84	6,14
15	2	0,32331	9,75	16,12	13,11	13,23	2,66
16	2	0,37500	9,75	17,28	11,81	14,20	1,98
17	2	0,43089	10,25	18,84	11,20	16,24	1,72
18	2	0,49153	10,50	19,89	10,70	17,28	1,92
19	2	0,55752	10,75	21,76	11,30	19,10	2,87
20	2	0,62963	10,75	21,96	11,00	19,70	4,04
21	2	0,70874	11,00	22,19	11,92	19,76	5,39
22	3	0,32331	11,00	23,47	13,79	20,91	7,79
23	3	0,37500	10,50	21,24	11,38	18,68	5,07
24	3	0,43089	10,50	21,19	10,10	19,21	3,89
25	3	0,49153	11,25	25,07	12,60	22,61	4,11
26	3	0,55752	11,00	24,75	11,17	22,41	2,97
27	3	0,62963	11,25	27,17	13,51	24,50	3,07
28	3	0,70874	11,00	25,19	11,14	22,86	3,07
29	4	0,32331	9,25	17,80	14,49	15,54	6,01
30	4	0,37500	9,50	19,38	13,75	16,88	5,33
31	4	0,43089	10,75	23,99	12,97	21,65	6,15
32	4	0,49153	11,00	25,36	13,36	22,73	5,35
33	4	0,55752	10,75	25,25	12,39	23,03	4,35
34	4	0,62963	10,25	23,32	11,60	20,99	2,22
35	4	0,70874	11,00	27,17	13,75	25,00	3,35

Tab. 20: Vážené efektivní hodnoty zrychlení vibrací motoru a držadla

Z naměřených hodnot uvedených v tab. 20, je patrné, že pro všechna měření nebyla zajištěna konstantní hodnota frekvence pohybu háku, neboť jsme neměli k dispozici možnost přesného nastavení otáček motoru. Tyto otáčky byly nastavovány tak, že jsme si na ovladači plynu motoru nastavili doraz, který znemožňoval zvýšit frekvenci pohybu háku nad hodnotu přibližně 12 Hz.

Pro názornost byly vypracovány grafy průběhů zrychlení vibrací motoru a držadla, jak v časové a frekvenční oblasti, tak i v třetinooktávových frekvenčních pásmech, jejichž data byla získána měřením číslo 6, tedy pro nulovou hmotnost závaží, poměr ramen 0,62963 a frekvenci pohybu háku 11 Hz, jak pro nefiltrovaná data (Obr. 153), tak též i pro filtrovaná data (Obr. 154).





Obr. 153: Závislosti nefiltrovaných hodnot zrychlení vibrací motoru a držadla



Obr. 154: Závislosti filtrovaných hodnot zrychlení vibrací motoru a držadla

V dalším kroku byly provedeny analýzy, které zjišťovali vliv hmotnosti závaží  $m_z$ a poměru ramen  $i_R$  na filtrované efektivní vážené hodnoty zrychlení vibrací motoru, jejichž závislost je uvedena na obr. 155, resp. na obr. 156.



*Obr. 155:* Závislost filtrovaných vážených RMS hodnot zrychlení motoru na  $i_R$ 





poměr ramen  $i_R = 0,32331$ poměr ramen  $i_R = 0,37500$ poměr ramen  $i_R = 0,43089$ poměr ramen  $i_R = 0,49153$ poměr ramen  $i_R = 0,55752$ poměr ramen  $i_R = 0,62963$ poměr ramen  $i_R = 0,70874$ 

Podobně, jako pro motor, tak i pro držadlo obsluhy stroje harvestoru, byly provedeny analýzy vlivu výše uvedených parametrů na filtrované efektivní vážené hodnoty, jejichž závislosti jsou uvedeny na obr. 157, resp. na obr. 158.





Obr. 157: Závislost filtrovaných vážených RMS hodnot zrychlení držadla na  $i_R$ 



Obr. 158: Závislost filtrovaných vážených RMS hodnot zrychlení držadla na m<sub>z</sub>

- poměr ramen  $i_R = 0,32331$ poměr ramen  $i_R = 0,37500$ poměr ramen  $i_R = 0,43089$ poměr ramen  $i_R = 0,49153$ poměr ramen  $i_R = 0,55752$ poměr ramen  $i_R = 0,62963$
- poměr ramen  $i_R = 0,70874$

Dále byly pro lepší přehlednost vytvořeny z těchto 2D grafů závislostí filtrovaných vážených RMS hodnot zrychlení motoru, resp. držadla na hmotnosti závaží  $m_z$  a poměru ramen  $i_R$  též i 3D grafy, které jsou k dispozici na *obr. 159*, resp. *obr. 160*.



*Obr. 159:* 3D graf závislosti filtrovaných RMS hodnot zrychlení motoru na  $m_Z$  a  $i_R$ 



Obr. 160: 3D graf závislosti filtrovaných RMS hodnot zrychlení držadla na  $m_Z$  a  $i_R$ 

Následně byla provedena analýza vibroizolační účinnosti eliminačního mechanismu držadla harvestoru s ohledem na poměr ramen  $i_R$  a hmotnost závaží  $m_Z$ , jejíž 3D graf je uveden na *obr. 161*, ze kterého byl vytvořen 2D graf závislosti vlivu  $m_Z$  a  $i_R$  na vibroizolační účinnost mechanismu držadla za účelem snazšího odečítání hodnot (*Obr. 162*).





*Obr. 161:* 3D graf závislosti vibroizolační účinnosti mechanismu držadla na  $m_Z$  a  $i_R$ 



Obr. 162: Závislosti vlivu  $m_z$  a  $i_R$  na vibroizolační účinnost mechanismu držadla

### 9.2.3 Zhodnocení

Z obr. 154, který zobrazuje průběhy efektivních vážených hodnot zrychlení vibrací motoru a držadla, jak v časové a frekvenční oblasti, tak i v třetinooktávových frekvenčních pásmech je patrné, že zpracováním naměřených signálů zrychlení vibrací motoru (signál A) a držadla (signál B) harvestoru byly potvrzeny skutečnosti, že signál A vykazuje zřejmý průběh obvyklý u soustav s pohonem klikovým mechanismem. Zde se jedná o superpozici dynamických sil pohonu háku a dynamických sil spalovacího motoru jako hnací jednotky. Signál B vykazuje složky vyšších frekvencí, tedy 2. harmonické od pohonu háku a vibrace motoru. Z hlediska vibroizolace držadla jsou tyto složky vyšších frekvencí relativně snadno odstranitelné (např. použitím pružné vazby či její kombinací s pohyblivou vazbou).

Z grafu na *obr. 161* lze odečíst maximální hodnotu vibroizolační účinnosti eliminačního mechanismu vibrací držadel, která byla získána pro filtrovaná data z měření číslo 17, jejíž hodnota dosahovala více jak 89,4%. Pokud porovnáme graf závislosti optimálního nastavení poměru ramen  $i_R$  podle hmotnosti větve  $m_{V1}$  (*Obr. 143*) s grafem závislosti vlivu hmotnosti závaží tyče  $m_Z$  a  $i_R$  na vibroizolační účinnost mechanismu držadla (*Obr. 162*) tak snadno zjistíme, že si jsou rozměrově i charakterově velmi podobné. Z toho tedy vyplývá, že při optimálním nastavení poměru ramen  $i_R$  podle hmotnosti větve  $m_{V1}$ , resp. hmotnosti závaží  $m_Z$ , získáme maximální vibroizolační účinnost eliminačního mechanismu vibrací držadel obsluhy stroje, čímž byl potvrzen předpoklad, který jsme provedli již při prvních úvahách o tomto vibroizolačním mechanismu.

### 9.3 Určení dynamických parametrů tyče z materiálu PA6

Mezi základní dynamické parametry, které je třeba znát pro následné simulace a výpočty dynamického chování tyče z materiálu PA6, patří především hmotnost, vlastní frekvence a součinitelé tuhosti a tlumení. Vzhledem k tomu, že PA6 patří do skupiny materiálů s viskoelastickými vlastnostmi, bylo třeba určit i parametry veličin, které tyto vlastnosti definují. Mezi tyto veličiny patří např. činitel vnitřního tlumení  $\eta$ , logaritmický dekrement tlumených kmitů  $\Lambda$ , poměrný útlum  $\xi$ , konstanta útlumu  $\beta$  aj., jenž se dají určit různými experimentálními metodami<sup>82</sup>, např. je to:

- Metoda nucených kmitů
- Metoda volných kmitů
- Metoda modální šířky pásma

V našem případě byla pro určení viskoelastických parametrů tyče použita metoda volných kmitů.

### 9.3.1 Měřící aparatura a podmínky měření

Pro získání představy, jaké jsou přibližné dynamické a viskoelastické parametry tyče z materiálu PA6, bylo nutné provést několik měření, která měla za cíl sledovat vliv zatížení od závaží známé hmotnosti na volné kmity tyče, které jsme měřili akcelerometrem (*Příloha 22*). K měření volných kmitů tyče z materiálu PA6 byl použit dvoukanálový analyzátor B&K 7651, na jehož kanál byl připojen akcelerometr.

Hmotnost závaží  $m_z$  jsme měnili v rozsahu 0 až 4 kg, vždy po jednom kilogramu. Celkem jsme tedy provedli 5 měření (*Příloha 22*), která probíhala tak, že závaží byla navlečena na plastové tyči ve vzdálenosti 600 mm od vetknutí a z obou stran pojištěna proti samovolnému pohybu pomocí stavitelných objímek, kde k jedné z nich byl magnetem připojen snímač zrychlení (*Obr. 163*). Tyč byla poté uvedena do volného kmitání a snímačem zrychlení jsme změřili jeho časový průběh.

<sup>&</sup>lt;sup>82</sup> Více o těchto metodách uvádí např. Vašina [62].









### 9.3.2 Naměřené výsledky

Naměřená data časových průběhů zrychlení volného kmitání tyče byla přenesena do PC a zpracována pomocí softwaru DIAdem do podoby časových průběhů výchylek tak, že jsme provedli dvakrát po sobě integraci naměřených dat Z těchto závislosti jsme byli schopni odečíst a vypočítat důležité dynamické parametry tyče, jejichž přibližné parametry jsou uvedeny v *tab. 21*. Výpočet těchto hodnot popisuje *příloha 23*.

Demonstra ta ¥a	hmotnost závaží [kg]				
rarametr tyce	0	1	2	3	4
Průměr tyče D [m]	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030
Délka tyče <i>l</i> [m]	0,880	0,880	0,880	0,880	0,880
Délka první části tyče $l_1$ [m]	0,600	0,600	0,600	0,600	0,600
Délka druhé části tyče $l_2$ [m]	0,280	0,280	0,280	0,280	0,280
Tuhost první části tyče $k_{V1}$ [N/m]	1.546	1.546	1.546	1.546	1.546
Tuhost druhé části tyče $k_{V2}$ [N/m]	15.215	15.215	15.215	15.215	15.215
Tlumení první části tyče $b_{V1}$ [N s/m]	0,11	0,24	0,39	0,53	0,92
Tlumení druhé části tyče $b_{V2}$ [N s/m]	0,23	0,51	0,85	1,13	1,97
Hmotnost první části tyče $m_1$ [kg]	0,475	0,475	0,475	0,475	0,475
Hmotnost druhé části tyče $m_2$ [kg]	0,222	0,222	0,222	0,222	0,222
Celková hmotnost tyče v jejím těžišti $m_V$ [kg]	0,697	0,697	0,697	0,697	0,697
Efektivní hmotnost první části tyče $m_{1e}$ [kg]	0,112	0,112	0,112	0,112	0,112
Efektivní hmotnost druhé části tyče $m_{2e}$ [kg]	0,052	0,052	0,052	0,052	0,052
Hmotnost první hmoty modelu tyče $m_{V1}$ [kg]	0,112	1,112	2,112	3,112	4,112
Hmotnost druhé hmoty modelu tyče $m_{V2}$ [kg]	0,052	0,052	0,052	0,052	0,052
Poměrný útlum $\xi$ [-]	0,004	0,009	0,015	0,020	0,035
Logaritmický dekrement $\Lambda$ [-]	0,02799	0,05781	0,09718	0,12614	0,21929
Konstanta útlumu $\beta$ [rad/s]	0,224	0,277	0,389	0,404	0,610
Činitel vnitřního tlumení $\eta$ [-]	0,01399	0,02896	0,04859	0,06307	0,10965
Vlastní frekvence netlumených kmitů tyče $\Omega$ [rad/s]	50,20	30,16	25,13	20,11	17,47
Vlastní frekvence tlumených kmitů tyče $\Omega_T$ [rad/s]	50,14	30,09	25,06	20,04	17,40
Vlastní frekvence netlumených kmitů tyče $f$ [Hz]	7,99	4,80	4,00	3,20	2,78
Vlastní frekvence tlumených kmitů tyče $f_T$ [Hz]	7,99	4,79	3,99	3,19	2,78

Tab. 21: Přibližné parametry tyče z materiálu PA6



Z časových průběhů výchylky volných tlumených kmitů tyče byly následně zjištěny hodnoty dvou po sobě následujících amplitud  $z_0(t)$  a  $z_0(t+T_T)$ , s jejichž pomocí byl určen tzv. logaritmický dekrement tlumených kmitů  $\Lambda$  podle vztahu

$$\Lambda = \ln \frac{z_0(t)}{z_0(t+T_T)} = 2 \pi \xi = \pi \eta, \qquad (154)$$

odkud jsme následně vypočítali tzv. poměrný útlum

$$\xi = \frac{\Lambda}{2\,\pi} \tag{155}$$

a činitel vnitřního tlumení

$$\eta = \frac{\Lambda}{\pi} \ . \tag{156}$$

Součinitel tlumení lze pro malé amplitudy výchylek získat ze vztahu

$$b_V = \frac{\Lambda \sqrt{k_V m_V}}{\pi}, \qquad (157)$$

kde  $k_v$  je součinitel tuhosti a  $m_v$  je efektivní hmotnost tyče.

Pro názornost, jak vypadá časový průběh výchylky volných tlumených kmitů tyče, byl vyhotoven graf (*Obr. 164*), který jsme získali zpracováním naměřených dat z měření číslo 3, kdy byla hmotnost závaží  $m_z = 2 \text{ kg}$  a zjištěna hodnota vlastní frekvence tlumených kmitů tyče  $\Omega_T = 3,99 \text{ rad/s}$  při periodě T = 0,250 s.





Z tohoto průběhu je patrné, že amplituda kmitání tyče se vlivem tlumení s časem zmenšuje. Nejedná se tedy o periodický pohyb v pravém slova smyslu, nýbrž o pohyb, který nazýváme jako pseudoperiodický nebo periodický se snižující se amplitudou, jenž lze matematicky popsat vztahem

$$A(t) = z_0 \ e^{-\beta t} \,, \tag{158}$$

kde  $z_0$  je počáteční amplituda výchylky kmitání tyče [m],  $\beta$  je konstanta útlumu [rad/s] a *t* je čas.



Hodnotu vlastní frekvence tlumeného pohybu  $\Omega_T$  lze poté určit ze vztahu

$$\Omega_T = \sqrt{\Omega^2 - \beta^2} = \Omega \sqrt{1 - \xi^2} , \qquad (159)$$

kde pro konstantu útlumu  $\beta$  platí vztah

$$\beta = \xi \, \Omega \,. \tag{160}$$

#### 9.3.3 Fyzikální a mechanické vlastnosti tyče z materiálu PA6

Pro potřeby výpočtu dynamických parametrů plastové tyče byla nutná znalost některých fyzikálních vlastnosti materiálu PA6, jejichž přehled je uveden v *tab. 22*.

Tab.	22:	Fyzikální	vlastnosti	materiálu	PA6
------	-----	-----------	------------	-----------	-----

Vlastnost	Hodnota	
Hustota	$1.120 \text{ kg/m}^3$	
Tažnost	30 - 50 %	
Pevnost v tahu (přetržení)	min. 65 MPa	
Modul pružnosti v tahu	min. 2.450 MPa	
Modul pružnosti v ohybu	min. 2.100 MPa	
Modul pružnosti ve smyku	970,4 MPa	
Mez kluzu v tahu	68 - 73 MPa	
Tepelná vodivost	0,233 W/(m K)	
Měrné teplo	1601 J/(kg K)	
Bod tání	215 – 235 °C	

#### 9.3.4 Mechanický model a dynamický výpočet

Podobně jako u větve olivovníku, byla plastová tyč rozdělena celkem na dvě části. První část o hmotnosti  $m_1$ , tuhosti  $k_{v_1}$ , součiniteli tlumení  $b_{v_1}$  a délce  $l_1$  představuje úsek tyče stěnou (vetknutím nosníku) a přípojným místem harvestoru, jehož hmotnost je označena jako  $m_{harvestor}$ . Druhá část tyče o hmotnosti  $m_2$ , tuhosti  $k_{v_2}$ , součiniteli tlumení  $b_{v_2}$  a délce  $l_2$ , jenž je omezena přípojným místem harvestoru a koncovým bodem tyče ve vzdálenosti l od vetknutí. Pro zjednodušení jsme předpokládali, že hmotnost první a druhé části větve  $m_1$ , resp.  $m_2$  je rozložena rovnoměrně po celé délce  $l_1$ , resp.  $l_2$ .

Při výpočtu příčného kmitání větve jsme vycházeli z teorie pružného hmotného kontinua, kdy byly uvažovány tzv. efektivní hmotnosti první a druhé části větve  $m_{1e}$ , resp.  $m_{2e}$ , které představují dynamický účinek hmotnosti  $m_1$  v místě ve vzdálenosti  $l_1$  od vetknutí nosníku, resp. dynamický účinek hmotnosti  $m_2$  v místě ve vzdálenosti l od vetknutí nosníku.

Dynamický model tyče jsme pro následné výpočty uvažovali jako dvouhmotový (*Obr. 26*b), jehož první hmota  $m_{V1}$  odpovídá součtu efektivní hmotnosti první části větve  $m_{1e}$  a hmotnosti závaží  $m_Z$ . Druhá hmota dynamického modelu tyče  $m_{V2}$  je definována jako efektivní hmotnosti druhé části větve  $m_{2e}$ . Hodnoty efektivních hmotností jednotlivých částí tyče byly spočítány dle vztahů (23) a (24).

### 9.3.5 Zhodnocení

Z *tab. 21* je patrné, že náhrada větve olivovníku za plastovou tyč z materiálu PA6 nebyla svými parametry adekvátní. Z tohoto důvodu tedy není možno porovnávat výsledky, které byly získány v olivovníkovém sadu na tenké, střední a silné větvi, jejichž parametry jsou uvedeny v *tab. 7*, s výsledky laboratorních měření provedených na plastové tyči z materiálu PA6.

Pokud budeme uvažovat podmínku, že  $\Omega > \beta$ , poté je z výrazu (159) vidět, že vlastní frekvence tlumených kmitů  $\Omega_T$  je menší než vlastní frekvence netlumených kmitů  $\Omega$ , kterou by jinak kmitala plastová tyč bez uvažování tlumení.





# 10 Verifikace výsledků měření dynamickými výpočty

Za účelem ověření naměřených hodnot vibrací, která byla získána z měření provedených jak na harvestoru bez vibroizolačního mechanismu, tak i na témže stroji vybaveného vibroizolačním systémem (eliminačním mechanismem vibrací držadel), byla provedena porovnání jejich časových průběhů kmitání držadla a motoru s časovými průběhy, jenž byly získány výpočty dynamického chování těchto harvestorů a plastové tyče z materiálu PA6.

Pro tato porovnání byla použita filtrovaná data filtrem CFC 24, který odfiltroval z naměřených signálu všechny frekvence vyšší jak 40 Hz.

### 10.1 Harvestor bez vibroizolačního systému

Pro porovnání časových průběhů kmitání držadla a motoru byla použita filtrovaná data, která jsme získali měřením číslo 2 (*Příloha 20*), tedy při nulové hmotnosti závaží a frekvenci pohybu háku 17 Hz.









Pro výpočet dynamického chování harvestoru bez vibroizolačního systému a plastové tyče z materiálu PA6 (*Příloha 24*) byl použit stejný mechanický model, jaký je znázorněn na *obr. 37*, s tím rozdílem, že místo parametrů větve olivovníku byly použity parametry plastové tyče, jenž jsou uvedeny v *tab. 21*. Pohybové rovnice však zůstaly nezměněny a lze je určit dle vztahů (55) až (57).

#### 10.1.1 Zhodnocení

Z *obr. 165* a *obr. 166* je patrné, že naměřené časové průběhy filtrovaných hodnot zrychlení motoru i držadla jsou velmi podobné s vypočítanými časovými průběhy výše zmíněných hodnot.

### 10.2 Harvestor s vibroizolačním systémem

Pro porovnání časových průběhů kmitání držadla a motoru byla použita filtrovaná data, která jsme získali měřením číslo 6 (*Příloha 21*), tedy pro nulovou hmotnost závaží, poměr ramen 0,62963 a frekvenci pohybu háku 11 Hz.

Pro výpočet dynamického chování harvestoru s vibroizolačním systémem a plastové tyče z materiálu PA6 (*Příloha 25*) byl použit téměř identický mechanický model, jaký je znázorněn na *obr. 128*, s tím rozdílem, že jsme mezi střední člen a držadlo umístili pružnou vazbu o parametrech  $k_D = 3.370$  N/m a  $b_D = 10$  N s/m. Další odlišností byla záměna větve olivovníku za plastovou tyč z materiálu PA6, jejíž parametry jsou uvedeny v *tab. 21*.

Výsledné pohybové rovnice soustavy jsou ve tvaru  

$$(m_{harvestor} - m_D + m_{V1})\ddot{z}_H + b_{V1}\dot{z}_H - b_{V2}(\dot{z}_V - \dot{z}_H) + k_{V1}z_H - k_{V2}(z_V - z_H) - b_D(\dot{z}_D - \dot{z}_H) - k_D(z_D - z_H) = -(m_M + m_C + m_{REC})\ddot{z}_K - .$$
 (161)

$$-(m_{CG1} + m_{REC})r_C \,\,\omega^2 \cos(\omega t) - b_D \,\dot{z}_K - k_D \,z_K, m_{V2} \,\ddot{z}_V + b_{V2} (\dot{z}_V - \dot{z}_H) + k_{V2} (z_V - z_H) = 0,$$
(162)

$$m_D \ddot{z}_D + b_D (\dot{z}_D - \dot{z}_H) + k_D (z_D - z_H) = 0.$$
 (163)

Zápis pohybových rovnic v maticovém tvaru

$$M = \begin{pmatrix} m_{harvestor} - m_D + m_{V1} & 0 & 0\\ 0 & m_{V2} & 0\\ 0 & 0 & m_D \end{pmatrix}.$$
 (164)

$$B = \begin{pmatrix} b_{V1} + b_{V2} + b_D & -b_{V2} & -b_D \\ -b_{V2} & b_{V2} & 0 \\ -b_D & 0 & b_D \end{pmatrix},$$
(165)

$$K = \begin{pmatrix} k_{V1} + k_{V2} + k_D & -k_{V2} & -k_D \\ -k_{V2} & k_{V2} & 0 \\ -k_D & 0 & k_D \end{pmatrix}.$$
 (166)











### 10.2.1 Zhodnocení

Porovnáním časových průběhů amplitudových charakteristik efektivních hodnot zrychlení motoru a držadla (*Obr. 167*), resp. (*Obr. 168*) zjistíme, že výsledky měření jsou v poměrně dobré shodě s výsledky, které byly získány výpočtem, viz. (*Příloha 24*).

# 11 Závěr

Vibroizolační systémy ručně vedených strojů a zařízení a jejich inovace představují velmi důležitou problematiku, kterou se výrobci těchto zařízení musí vážně zabývat. Na základě požadavků kladených na výrobce podle příslušných hygienických předpisů se stávají ukazatele vibrací a hluku stroje nebo zařízení nedílnou součástí jejich komplexního hodnocení. Často ovlivňují i obchodní úspěšnost stroje nebo zařízení.

Komplexní ochrana obsluhy stroje před účinkem vibrací by měla obsahovat opatření pro podstatné snížení primárních dynamických sil vznikajících přímo ve stroji, neboť se jeví zpravidla nejúčinnější.

Nákup ručního nářadí s nižší deklarovanou hodnotou vibrací je pro obsluhu hlavním předpokladem nízké expozice vibracím.

Součástí prevence proti těmto nepříznivým účinkům jsou rovněž organizační a technologická opatření, která jsou nejčastěji založena na střídání pracovníků obsluhy strojů, stanovení povinných přestávek, určení přípustného počtu pracovních směn nebo změně technologie výroby apod.

V disertační práci jsou uvedeny obecné zásady minimalizace dynamických sil včetně antivibračních opatření, které jsou aplikovány na ručně vedených strojích sloužících k mechanické sklizni oliv, broskví, citrusových plodů, manga, švestek, ořechů apod. Tyto stroje, tzv. harvestory, vykazují dominantní složku vibrací.

Práce je rozdělena tématicky do kapitol, z nichž první pojednává o způsobech měření a hodnocení vibrací a jejich účinku na ruce a paže obsluhy ručně vedených strojů a zařízení. V následující kapitole jsou popsány obecné metody snižování těchto vibrací s ohledem na dlouhodobé působení, kdy může dojít k vážnému poškození zdraví obsluhy.

Východiskem pro řešení cílů disertační práce byla identifikace charakteru vibrací reprezentativních vzorků harvestorů. Z tohoto důvodu byla provedena měření na držadlech těchto zařízení a naměřená data byla poté zpracována a vyhodnocena prostřednictvím vlastního software.

Pro potřeby analýz a simulací dynamického chování soustavy větve olivovníku a harvestoru při mechanické sklizni oliv byla provedena cílená měření a výpočty, jejichž účelem bylo zjištění základních dynamických parametrů větve olivovníku. Mezi tyto parametry patří především hmotnost, vlastní frekvence a součinitelé tuhosti a tlumení, které bezprostředně ovliňují charakter a intenzitu vibrací. V souvislosti s tím byla uvedena i rešerše týkající se optimálních podmínek při mechanickém způsobu sklizně plodů pomocí ručně vedených harvestorů.

V následující kapitole je uvedena systematická analýza obvyklých opatření pro minimalizaci primárních dynamických sil a antivibračních opatření. K vyšetření vlivu těchto jednotlivých výše zmíněných opatření na dynamiku stroje byl zvolen harvestor typového označení STIHL SP 400 od společnosti ANDREAS STIHL AG & Co.

V první části se jednalo o vyvážení rotujících a posuvných sil různě náročnými konstrukčními zásahy. Tato opatření se ukázala být efektivní a snadno proveditelná při poměrně malých nákladech.

Ve druhé části bylo uvedeno obvyklé opatření spočívající v odpružení držadla vůči hnací jednotce s předpokladem nadrezonančního provozu.

V této části disertační práce byl též uveden i původní antivibrační systém spočívající v uchopení harvestoru za držadla, která jsou vybavena eleminačním mechanismem vibrací.



Pro každou konstrukční variantu opatření pro snížení vibrací držadla harvestoru byly určeny základní kinematické a dynamické veličiny, jakými jsou výchylka, rychlost a zrychlení jednotlivých pohybujících se částí a jejich setrvačné účinky. Tyto dynamické výpočty byly provedeny vždy pro tenkou, střední a silnou větev olivovníku, jejíž přibližné parametry jsou uvedeny v *tab.* 7.

Na základě výpočtových simulací byly jednotlivé varianty minimalizace vibrací hodnoceny z dynamického, konstrukčního i ekonomického hlediska. Hlavní pozornost byla věnována originálnímu řešení varianty harvestoru s eliminačním mechanismem vibrací držadel. Jedná se o relativně jednoduchý, a při tom velmi účinný systém, který vhodnou změnou poměru ramen  $i_R$  dvojzvratné páky dociluje výrazného snížení vibrací držadel harvestoru i při změně parametrů větve. Tuto přednost jiné, dosud známé, antivibrační systémy nevykazují.

Následující kapitola se zabývá návrhem a popisem několika variant konstrukčního řešení funkčního vzorku inovovaného harvestoru, do kterého byl implementován vibroizolační systém s eliminačním mechanismem vibrací držadel obsluhy stroje. Tyto varianty byly posléze zhodnoceny z provozního hlediska.

Dále byla provedena měření vibrací při provozních zkouškách jak na harvestoru bez vibroizolačního mechanismu, tak i na témže stroji vybaveného vibroizolačním systémem s eliminačním mechanismem vibrací držadel.

Za účelem verifikace naměřených hodnot vibrací byla provedena jejich porovnání s výsledky dynamických výpočtů mechanických modelů těchto harvestorů.

Tyto poznatky potvrdily správnost výpočtových simulací předpovídajících vysokou vibroizolační účinnost systému s eliminačním mechanismem vibrací držadel a jeho snadnou adaptabilitu na provozní podmínky harvestoru.

Toto původní řešení vibroizolačního mechanismu je chráněno užitným vzorem 17786. 2007-09-05 [98].



### 11.1 Splnění cílů práce

Na následujících řádcích je v bodech detailně popsáno splnění jednotlivých hlavních a vedlejších cílů této práce.

### 11.1.1 Hlavní cíle:

- Vypracování komplexního návrhu původního vibroizolačního systému ručně vedených strojů a zařízení s dominantní složkou vibrací, který vykazuje kvalitativně vyšší vibroizolační schopnost než mají dosud za tímto účelem používaná opatření.
- Zhotovení funkčního vzorku, na kterém bylo provedeno kvantitativní vyhodnocení minimalizace vibrací původního vibroizolačního systému držadla harvestoru na základě měření kinematických veličin na držadle, čímž byly ověřeny jeho nadstandardní vlastnosti.

### 11.1.2 Vedlejší cíle:

- Vypracování přehledu o současném stavu problematiky, která je předmětem této disertační práce, s odkazy na použité prameny.
- Vypracování přehledu metodiky měření a vyhodnocování vibrací na držadlech ručně vedených strojů a zařízení.
- Provedeno porovnání matematických modelů včetně naměřených hodnot volné vstupní mechanické impedance soustavy ruka-paže pro všechny tři směry odpovídající osám  $x_h$ ,  $y_h$  a  $z_h$  bazicentrické soustavy pro účely simulace dynamického chování soustavy ruka-paže.
- Identifikace charakteru vibrací reprezentativních vzorků ručně vedených strojů a zařízení s dominantní složkou vibrací.
- Identifikace vibrací harvestorů a základních dynamických parametrů větve olivovníku, mezi které patří především hmotnost, vlastní frekvence a součinitelé tuhosti a tlumení.
- Vývoj software Hand-Arm Vibration Exposure Calculator, který velmi rychle vypočítá z naměřených hodnot důležité parametry z hlediska expozice vibracím a v přehledné grafické formě určí míru pravděpodobnosti poškození zdraví obsluhy.
- Rešerše optimálních podmínek při mechanickém způsobu sklizně plodů harvestory.
- Vytvoření metodiky návrhu nového vibroizolačního systému na základě dynamických parametrů z hlediska vibroizolace a provozních podmínek.
- Návrh variant jednotlivých konstrukčních opatření pro snížení vibrací držadel s určením základních kinematických a dynamických veličin, jakými jsou výchylka, rychlost a zrychlení jednotlivých pohybujících se jejich částí včetně jejich setrvačných účinků. Tyto dynamické výpočty byly provedeny vždy pro tenkou, střední a silnou větev olivovníku.
- Vyhodnocení antivibračních opatření
- Konstrukční návrh několika variant vibroizolačního systému harvestoru s eliminačním mechanismem vibrací držadel obsluhy stroje.
- Verifikace výsledků měření dynamickými výpočty.



## 11.2 Zhodnocení původních výsledků pro vědní obor a praxi

Na konkrétním funkčním vzorku harvestoru s vibroizolačním systémem na bázi eliminačního mechanismu byly potvrzeny předpoklady původního konstrukčního řešení zajišťujícího účinnou minimalizaci vibrací držadel obsluhy stroje. Zvláště cennou vlastností tohoto vibroizolačního systému je jeho adaptabilita na změnu provozních podmínek harvestoru týkajících se například změny hmotnosti podílející se na kmitání větve olivovníku při sklizni mechanickým způsobem.

Tyto vlastnosti představují zásadní přednosti vůči ostatním, dosud známým, konstrukčním opatřením prováděným za účelem minimalizace vibrací.

V neposlední řadě je třeba jmenovat nízkou ekonomickou náročnost řešení a jeho minimální požadavky na prostorovou zástavbu.

### 11.3 Doporučení na pokračování práce v daném tématu a oboru

Zajímavé výsledky by mohly přinést analýzy:

- přenosových charakteristik a výpočet vibrací na držadlech obsluhy stroje při uvažování rázů vznikajících při činnosti stroje, které se přenášejí na ruce a paže obsluhy.
- vlivu způsobu držení harvestoru na přenos sil a vibrací na držadla a ruce obsluhy v závislosti na úhlu sklonu osy z stroje vůči zemskému povrchu, tj. na elevaci.
- nelinearit, které se mohou vyskytovat při činnosti stroje a zahrnout je do již hotových mechanických modelů soustavy větve a jednotlivých variant harvestorů.
- kombinací konstrukčních opatření s implementací eliminačního mechanismu.

Další doporučení k pokračování práce v daném tématu by směřovalo k vývoji systému automatické adaptability eliminačního mechanismu vibrací držadel na provozní podmínky, tedy bez jakéhokoli zásahu obluhy stroje.



### Seznam příloh

Všechny přílohy jsou umístěny na přiloženém CD formou katalogu ve formátu PDF a jsou vzájemně propojeny odkazy, které se aktivují kliknutím myší.

- Příloha 1: Normy pro vibrace a rázy
- Příloha 2: Volná vstupní impedance soustavy ruka-paže
- Příloha 3: Volná vstupní impedance soustavy ruka-paže tříhmotový model
- Příloha 4: Volná vstupní impedance soustavy ruka-paže čtyřhmotový model
- Příloha 5: Měření parametrů větve olivovníku evropského
- Příloha 6: Animace činnosti protiběžných pístů harvestoru
- Příloha 7: Výpočet dynamických parametrů tenké větve olivovníku evropského
- Příloha 8: Výpočet dynamických parametrů střední větve olivovníku evropského
- Příloha 9: Výpočet dynamických parametrů silné větve olivovníku evropského
- Příloha 10: Animace harvestoru STIHL SP 400
- Příloha 11: Video práce s harvestorem STIHL SP 400
- Příloha 12: Výpočet harvestoru STIHL SP 400
- Příloha 13: Výpočet harvestoru s vyvážením rotujících hmot na klikovém hřídeli
- Příloha 14: Výpočet harvestoru s vyvážením posuvných hmot dvěma vyvažovacími hřídeli
- Příloha 15: Výpočet harvestoru s vyvážením posuvných hmot čtyřmi vyvažovacími hřídeli
- Příloha 16: Výpočet harvestoru s vyvážením posuvných hmot pístem na stejnolehlé straně
- Příloha 17: Výpočet harvestoru s vyvážením posuvných hmot pístem na protilehlé straně
- Příloha 18: Výpočet harvestoru s pružně tlumící vazbou držadla
- Příloha 19: Výpočet harvestoru s eliminačním mechanismem vibrací držadel
- Příloha 20: Měření vibrací harvestoru STIHL SP 400 bez vibroizolačního systému
- Příloha 21: Měření vibrací harvestoru STIHL SP 400 s vibroizolačním systémem
- Příloha 22: Měření volných kmitů tyče z materiálu PA6
- Příloha 23: Výpočet dynamických parametrů tyče z materiálu PA6
- Příloha 24: Ověření měření harvestoru bez vibroizolačního systému
- Příloha 25: Ověření měření harvestoru s vibroizolačním systémem





### Seznam použité literatury

Zkrácené bibliografické citace dle ČSN ISO 690

- [1] ČSN EN ISO 5349-1 Vibrace Měření a hodnocení expozice vibracím přenášeným na ruce Část1: Všeobecné požadavky.
- [2] ČSN EN ISO 5349-2 Vibrace Měření a hodnocení expozice vibracím přenášeným na ruce Část2: Praktický návod pro měření na pracovním místě.
- [3] ČSN ISO 2631-1 Vibrace a rázy Hodnocení expozice člověka celkovým vibracím Část 1: Všeobecné požadavky.
- [4] ČSN ISO 2631-2 Vibrace a rázy Hodnocení expozice člověka celkovým vibracím Část 2: Všeobecné požadavky.
- [5] ČSN ISO 18431-1 Vibrace a rázy Zpracování signálů Část 1: Obecný úvod.
- [6] ČSN EN ISO 8662 Ruční mechanizovaná nářadí Měření vibrací na rukojeti.
- [7] ČSN EN ISO 8041 Vibrace působící na člověka Měřicí přístroje.
- [8] ČSN EN 60745 Ruční elektromechanické nářadí Bezpečnost.
- [9] ČSN ISO 2041 Vibrace a rázy Slovník.
- [10] ČSN ISO 10068 Vibrace a rázy Volná vstupní impedance soustavy ruka-paže.
- [11] ČSN EN 61260 Elektroakustika. Oktávové a zlomkooktávové filtry (IEC 61260).
- [12] ČSN EN ISO 11680-1 (470198):2009 Lesnické stroje Bezpečnostní požadavky a zkoušení motorových vyvětvovacích pil na tyči - Část 1: Jednotky se zabudovaným spalovacím motorem.
- [13] ČSN EN ISO 20643 (011423) :2009. Vibrace Ruční a rukou vedená strojní zařízení
   Principy hodnocení emise vibrací.
- [14] ISO 14835-1:2005 Mechanical vibration and shock Cold provocation tests for the assessment of peripheral vascular function Part 1: Measurement and evaluation of finger skin temperature.
- [15] ISO 14835-2:2005 Mechanical vibration and shock Cold provocation tests for the assessment of peripheral vascular function Part 2: Measurement and evaluation of finger systolic blood pressure.
- [16] ISO 13091-1:2001 Mechanical vibration Vibrotactile perception thresholds for the assessment of nerve dysfunction Part 1: Methods of measurement at the fingertips.
- [17] A Hand Arm Vibration (HAV) Primer. [online]. 2009. Dostupné z WWW: <a href="http://wisha-training.lni.wa.gov/training/presentations/HandArmVibrPrimer.ppt">http://wisha-training.lni.wa.gov/training/presentations/HandArmVibrPrimer.ppt</a>>.
- [18] ADRIAN, P. A., et al. Shaker clamp injury to fruit and nut trees : . . . a research program aimed at causes and control. In *California Agriculture* [online]. [s.l.] : [s.n.], August 1965 [cit. 2011-10-07]. Dostupné z WWW: <a href="http://ucce.ucdavis.edu/files/repositoryfiles/ca1908p8-59153.pdf">http://ucce.ucdavis.edu/files/ repositoryfiles/ca1908p8-59153.pdf</a>>.
- [19] ALDIEN, Yasser, et al. Mechanical Impedance and Absorbed Power of Hand- Arm under *x<sub>h</sub>*-Axis Vibration and Role of Hand Forces and Posture. *Industrial Health* [online]. 2005, 43, 3, [cit. 2010-03-27]. s. 495-508. Dostupné z WWW: <a href="http://www.jstage.jst.go.jp/article/indhealth/43/3/495/\_pdf">http://www.jstage.jst.go.jp/article/indhealth/43/3/495/\_pdf</a>>. ISSN 0019-8366.

- [20] ALDIEN, Yasser, et al. Contact pressure distribution at hand-handle interface: role of hand forces and handle size . In . International Journal of Industrial Ergonomics [online]. 35. [s.l.] : Elsevier, March 2005 [cit. 2010-06-17]. s. 267-286. Dostupné z WWW: <a href="http://www.sciencedirect.com/science?">http://www.sciencedirect.com/science?</a> ob=MImg& imagekey=B6V31-4DTP4KF-1-1& cdi=5717& user=640831& pii=S0169814104001623& orig =search& coverDate=03%2F01%2F2005& sk=999649996&view=c&wchp=dGLb VzW-zSkzV&md5=9a5f895a88a5c6f555626bc72e7f5735&ie=/sdarticle.pdf>.
- [21] BJÖRING, Gunnar; JOHANSSON, Lena; M. HÄGG, Göran. Choice of handle characteristics for pistol grip power tools : The influence of grip span and grip type . In . International Journal of Industrial Ergonomics [online]. 24. [s.l.]: Elsevier, October 1999 [cit. 2010-06-16]. s. 647-656. Dostupné z WWW: <a href="http://www.">http://www.</a> sciencedirect.com/science? ob=MImg& imagekey=B6V31-3XJKCD4-7-5& cdi= 5717& user=640831& pii=S0169814198000699& orig=search& coverDate=10% 2F31%2F1999& sk=999759993&view=c&wchp=dGLzVtb-zSkzS&md5=daeabaf 2b9642ddb3c2d52f96de48c37&ie=/sdarticle.pdf>.
- [22] BRHEL, Petr. Raynaudův syndrom způsobený prací s vibrujícími nástroji. Interní medicína pro praxi [online]. 2007, č. 10 [cit. 2009-07-07], s. 444-447. Dostupné z WWW: <http://www.internimedicina.cz/pdfs/int/2007/10/06.pdf>.
- [23] BURSTRÖM, Lage ; SORENSSON, Anna. The influence of shock-type vibrations on the absorption of mechanical energy in the hand and arm. In International Journal of Industrial Ergonomics [online]. 23. [s.l.]: Elsevier, 20 March 1999 [cit. 2010-06-15]. s. 585-594 Dostupné z WWW: <a href="http://www.sciencedirect.com/science?">http://www.sciencedirect.com/science?</a> ob=MImg& imagekey=B6V31-3VHW6RW-R-1& cdi=5717& user=640831& pii =S0169814198000092& orig=search& coverDate=03%2F20%2F1999& sk=99976 9994&view=c&wchp=dGLbVIW-zSkzS&md5=50ed253cb7421cf266114f7c1c 666152&ie=/sdarticle.pdf>.
- [24] CASTRO-GARCÍA, Sergio, et al. Dynamic analysis of olive trees in intensive orchards under forced vibration. Trees : Structure and Function [online]. 2008-12-01, [cit. 2011-08-09]. s. 795-802. Springer Berlin / Heidelberg. Dostupné z WWW: <http://dx.doi.org/10.1007/s00468-008-0240-9>. ISSN 0931-1890, eclanek 10.1007/s00468-008-0240-9.
- [25] CASTRO-GARCÍA, Sergio; BLANCO-ROLDÁN, Gregorio L.; GIL-RIBES, Jesús A. Frequency response of Pinus Pinea L. for selective cone harvesting by vibration . Trees : Structure and Function [online]. 2011-03-27, [cit. 2011-03-27]. s. 1-8. Springer Berlin / Heidelberg. Dostupné z WWW: <a href="http://dx.doi.org/10.1007/s00468">http://dx.doi.org/10.1007/s00468</a>-011-0556-8>. ISSN 0931-1890.
- [26] CONCETTONI, Enrico; GRIFFIN, Michael. The apparent mass and mechanical impedance of the hand and the transmission of vibration to the fingers, hand, and arm. Journal of Sound and Vibration [online]. 2009, 325, 3, [cit. 2010-03-27]. s. 664-678 Dostupné z WWW: <a href="http://www.sciencedirect.com/science?">http://www.sciencedirect.com/science?</a> ob=MImg& imagekey=B6WM3-4W7HP16-1-1R& cdi=6923& user=640831& pii=S0022460 X09002879& orig=search& coverDate=08%2F21%2F2009& sk=996749996&vie w=c&wchp=dGLbVtb-zSkzV&md5=76c00e46674e8c1408f3aeb10c920538&ie=/ sdarticle.pdf>. ISSN 0022-460X.
- [27] CROOKE, J. R.; RAND, R. H. Vibratory fruit harvesting : A linear theory of fruitstem dynamics. Journal of Agricultural Engineering Research [online]. 1969, 14, 3, [cit. 2011-08-23]. s. 195-209. Dostupné z WWW: <a href="http://audiophile.tam.cornell.edu/">http://audiophile.tam.cornell.edu/</a> randpdf/vibfrut1.pdf>.




- [28] CROOKE, J. R.; RAND, R. H. Vibratory fruit harvesting : A Non-linear theory of fruit-stem dynamics. *Journal of Agricultural Engineering Research* [online]. 1970, 15, 4, [cit. 2011-08-23]. s. 357-363. Dostupné z WWW: <a href="http://audiophile.tam.cornell.edu/randpdf/vibfrut2.pdf">http://audiophile.tam.cornell.edu/randpdf/vibfrut2.pdf</a>>.
- [29] DANDOVÁ, Eva. Technická zařízení : Jak dlouho lze nepřetržitě pracovat s vibrační bruskou? [online]. 2009, 15. ledna 2009 14:28:47 [cit. 2006-10-11]. Dostupné z WWW: <a href="http://www.bozpinfo.cz/win/rady/otazky\_odpovedi/technicka\_zarizeni/vibracni\_bruska061011.html">http://www.bozpinfo.cz/win/rady/otazky\_odpovedi/technicka\_zarizeni/vibracni\_bruska061011.html</a>>. ISSN 1801-0334.
- [30] DANDOVÁ, Eva. Ochrana před riziky : Bezpečnostní přestávky při práci s bruskou [online]. 2009 , 15. ledna 2009 14:42:00 [cit. 2008-07-14]. Dostupné z WWW: <http://www.bozpinfo.cz/win/rady/otazky\_odpovedi/ochrana\_pred\_riziky/prestavky \_brusic080714.html>. ISSN 1801-0334.
- [31] DONG, Ren G., WELCOME, Dan E., WARREN, Chris, DONG, Chun L., McDOWELL, Thomas W., WU, John Z. A Novel Theory: Ellipse of Grip Force. In *Proceedings of the First American Conference on Human Vibration*. Morgantown, West Virginia, USA: DHHS (NIOSH) Publication No. 2006-140, 2006. s. 142-143. Dostupné z WWW: <a href="http://www.cdc.gov/niosh/docs/2006-140/pdfs/2006-140.pdf">http://www.cdc.gov/niosh/docs/2006-140.pdf</a>.
- [32] EL-AWADY, M. N., et al. Modeling and Simulating of Olive-tree Harvestinch Mechanism. *Misr Journal Of Agricultural Engineering (MJAE) : Farm Machinery and Power* [online]. 2008, 25, 3, [cit. 2011-08-18]. s. 712-722. Dostupné z WWW: <http://www.mjae.eg.net/pdf/2008/july/5.pdf>.
- [33] ERDOĞAN, D., et al. Mechanical Harvesting of Apricots. *Biosystems Engineering* [online]. 2003, 85, 1, [cit. 2011-08-19]. s. 19–28. Published by Elsevier Science Ltd. Dostupné z WWW: <a href="http://www.sciencedirect.com/science?\_ob=MImg&\_imagekey=B6WXV-488Y51K-2-V&\_cdi=7168&\_user=640831&\_pii=S1537511003000242&\_origin=&\_coverDate=05%2F31%2F2003&\_sk=999149998&view=c&wchp=dGLbVzW-zSkWB&md5=f323280a381dde6082956171426cfd83&ie=/sdarticle.pdf>.
  ISSN 1537-5110.
- [34] FERGUSON, Louise . Trends in olive fruit handling previous to its industrial transformation : Trends in Olive Harvesting. *GRASAS Y ACEITES*, [online]. 2006, 57, 1, [cit. 2011-08-16]. s. 9-15. Dostupné z WWW: <a href="http://ucce.ucdavis.edu/files/filelibrary/6297/36033.pdf">http://ucce.ucdavis.edu/files/ filelibrary/6297/36033.pdf</a>>. ISSN 0017-3495.
- [35] FRIDLEY, R. B.; ADRIAN, P. A. Mechanical harvesting equipment for deciduous tree fruits. *California Agricultural Experiment Station*. 1966, 825, s. 56. Bulletin.
- [36] FRYML, Bohumil, BORŮVKA, Vladimír. *Vyvažování rotačních strojů v technické praxi*. První vydání. Praha : Státní nakladatelství technické literatury, 1962. 240 s.
- [37] GRIFFIN, M. J. *Handbook of human vibration*. 1st edition. London : Academic Press, 1996. 988 s. ISBN 978-0123030412.
- [38] GROMNICA, Rostislav, et al. Doporučení postupy pro praktické lékaře : Traumatická vazoneuróza. Společnost pracovního lékařství ČLS JEP [online]. 2001 [cit. 2009-07-17], Dostupné z WWW: <a href="http://www.nemocizpovolani.cz/doppost\_vazoneuroza.pdf">http://www.nemocizpovolani.cz/doppost\_vazoneuroza.pdf</a>>.
- [39] Guide to good practice on Hand-Arm Vibration. [online]. 2006. Dostupné z WWW: <a href="http://www.humanvibration.com/EU/VIBGUIDE/HAV%20Good%20practice%20">http://www.humanvibration.com/EU/VIBGUIDE/HAV%20Good%20practice%20</a> Guide%20V7.7%20English%20260506.pdf>.
- [40] Hand Arm Vibration. *A new approach to managing the risks for employers* [online]. 2004. Dostupné z WWW: <a href="http://www.thecc.org.uk/downloads/HAV.pdf">http://www.thecc.org.uk/downloads/HAV.pdf</a>>.



- [41] *Hand Arm Vibration Guideline for Employers*. [online]. 2004-11-15 [cit. 2011-08-17]. Dostupné z WWW: <a href="http://www.stihl.com/vib/english/documents/R\_Leaflet\_Vibration\_E%28final%29\_2004\_11\_24.doc.pdf">http://www.stihl.com/vib/english/documents/R\_Leaflet\_Vibration\_E%28final%29\_2004\_11\_24.doc.pdf</a>>.
- [42] HOMIŠIN, Jaroslav, et al. Súčasné trendy optimalizácie strojov a zariadení. Košice : C-PRESS – Vydavateľstvo a tlačiareň, 2006. ISBN 80-8073-656-1. Vibrace a hluk strojů a zařízení, s. 81-106.
- [43] JANDÁK, Zdeněk. Pracovní prostředí a zdraví : Vibrace přenášené na člověka [online]. 2007, 15. ledna 2009 13:27:47 [cit. 2007-11-13]. Dostupné z WWW: <http://www.szu.cz/tema/pracovni-prostredi/vibrace-prenasene-na-cloveka>.
- [44] JOSHI, Akul, GUTTENBERG, Robert, LEU, Ming C., MURRAY, Susan L.. Modeling of Hand-Arm Vibration. In *Proceedings of the First American Conference* on Human Vibration. Morgantown, West Virginia, USA: DHHS (NIOSH) Publication No. 2006-140, 2006. s. 148-149. Dostupné z WWW: <http://www.cdc.gov/niosh/docs/2006-140/pdfs/2006-140.pdf>.
- [45] JULIŠ, Karel, BORŮVKA, Vladimír, FRYML, Bohumil. Základy dynamického vyvažování. První vydání. Praha : Státní nakladatelství technické literatury, 1979. 264 s.
- [46] Karpální tunel. *Therápon 98* [online]. 2009 [cit. 2009-03-20]. Dostupné z WWW: <http://www.therapon98.cz/encyklopedie/objekty1.phtml?id=138951>.
- [47] KEÇECIOĞLU, G. Atalet kuvvet tipli sarsici ile zeytin hasadi imkanlari üzerine bir arastirma : Research on olive harvesting possibilities with an inertia type shaker [online]. 1975. Dizertační práce. Department of Agricultural Machinery, Ege University, İzmir, Turkey.
- [48] LENKER, D. H.; HEDDEN, S. L. Limb properties of citrus as criteria for tree shaker design. *Transaction of the ASAE* [online]. 1968, 11, 1, [cit. 2011-08-22]. s. 129-131. Dostupné z WWWhttp://citrusmh.ifas.ufl.edu/pdf/db/Lenker68ASAEv11p129.pdf
- [49] LOGHAVI, M.; MOHSENI, SH. The Effects of Shaking Frequency and Amplitude on Detachment of Lime Fruit. *Iran Agricultural research* [online]. 2005-2006, 24-25, 1-2, [cit. 2011-08-16]. s. 27-38. Dostupné z WWW: <a href="http://www.sid.ir/en/VEWSSID/J\_pdf/83720060203.pdf">http://www.sid.ir/en/VEWSSID/J\_pdf/83720060203.pdf</a>>.
- [50] LOGHAVI, Mohammad ; KHORSANDI, Farzaneh ; SOURI, Saman . The Effects of Shaking Frequency and Amplitude on vibratory harvesting of Almond (Prunus dulcis L. cv. 7 Shahrood). ASABE Technical Library [online]. [cit. 2011-08-15]. American Society of Agricultural and Biological Engineers. Dostupné z WWW: <http://asae.frymulti.com/abstract.asp?aid=37424&t=2>.
- [51] METZIDAKIS, I. Field studies for mechanical harvesting by using chemicals for the loosening of olive pedicel on cv. Koroneiki. *Acta Hort* (ISHS) 474:197-202. [online].
   1999 [cit. 2011-08-17]. Dostupné z WWW: <a href="http://www.actahort.org/books/474/474\_39.htm">http://www.actahort.org/books/474/474\_39.htm</a>.
- [52] MLČOCH, Zbyněk. Syndrom karpálního tunelu příznaky, příčiny, projevy, léčba, vyšetření, diagnostika. [online]. 2008 [cit. 2008-07-07]. Dostupné z WWW: <http://www.zbynekmlcoch.cz/info/neurologie/syndrom\_karpalniho\_tunelu\_priznak y\_priciny\_projevy\_lecba\_vysetreni\_diagnostika.html>.



- [53] MOBLI, H.; RAJABIPOUR, A. Suitable stroke and frequency for nut detachment of different pistachio varieties. *International Agrophysics* [online]. 2005, 19, [cit. 2011-08-19]. s. 53-56. Instytut Agrofizyki im. B. Dobrzańskiego PAN w Lublinie. Dostupné z WWW: <a href="http://www.international-agrophysics.org/artykuly/">http://www.international-agrophysics.org/artykuly/</a> international\_agrophysics/IntAgr\_2005\_19\_1\_53.pdf>. ISSN 0236-8722.
- [54] MOHAMED I. GHONIMY, Ghonimy. Prediction of the suitable amplitude of shaking unit for fruit hervesting. *Misr Journal Of Agricultural Engineering* (*MJAE*). [online]. 2006, [cit. 2011-08-16]. s. 1-18. Dostupné z WWW: <www.mjae.eg.net/pdf/2006/jan/1.pdf>.
- [55] Nápověda k SolidWorks [online]. Dassault Systèmes, 2011 [cit. 2011-10-09]. SolidWorks Web Help. Dostupné z WWW: <a href="http://help.solidworks.com/HelpProducts.aspx">http://help.solidworks.com/HelpProducts.aspx</a>>.
- [56] Nemoci kostí a kloubů rukou, zápěstí nebo loktů při práci s vibrujícími nástroji a zařízením. *Pracovní lékařství* [online]. 2008 [cit. 2009-08-11]. Dostupné z WWW: < http://www.occupational\_medicine.upol.cz/index.html?3\_3\_4.htm>.
- [57] Onemocnění cév z vibrací profesionální traumatická vazoneuróza. Pracovní lékařství [online]. 2008 [cit. 2009-07-07]. Dostupné z WWW: <a href="http://www.occupational\_medicine.upol.cz/index.html?3\_3\_2.htm">http://www.occupational\_medicine.upol.cz/index.html?3\_3\_2.htm</a>>.
- [58] PARAMESWARAKUMAR, M.; GUPTA, C. P. Design parameters for vibratory mango harvesting system. *Transactions of the ASAE* [online]. 1991, 34, 1, [cit. 2011-08-19]. s. 14-20. Dostupné z WWW: < http://asae.frymulti.com/abstract.asp? aid=31616&t=1 >. ISSN 0001-2351.
- [59] PETERSON, D.L., WHITING, M.D., WOLFORD, S.D. Fresh Market Quality Tree Fruit Harvester, Part I: Sweet Cherry. *Applied Engineering in Agriculture*. [online]. 2003, 19, 5, [cit. 2011-08-17]. s. 539-543. Dostupné z WWW: <a href="http://ddr.nal.usda.gov/dspace/bitstream/10113/47811/1/IND44480766.pdf">http://ddr.nal.usda.gov/dspace/bitstream/10113/47811/1/IND44480766.pdf</a>>. ISSN 0883-8542.
- [60] POLAT, Refik, et al. Mechanical Harvesting of Almond with an Inertia Type Limb Shaker. Asian Journal of Plant Sciences [online]. 2007, 6, 3, [cit. 2011-08-16].
   s. 528-532. Dostupné z WWW: <a href="http://scialert.net/qredirect.php?doi=ajps.2007">http://scialert.net/qredirect.php?doi=ajps.2007</a>.
   528.532&linkid=pdf>. eclanek 10.3923/ajps.2007.528.532.
- [61] POLAT, Refik, et al. Determination of spring rigidity and fruit detachment force with respect to harvesting technique in pistachio nut trees. *African Journal* of Agricultural Research [online]. 2011-02-04, 6, 3, [cit. 2011-08-18]. s. 532 - 537. Dostupné z WWW: <a href="http://www.academicjournals.org/ajar/pdf/pdf2011/4%20Feb/Polat%20et%20al.pdf">http://www.academicjournals.org/ajar/pdf/pdf2011/4%20Feb/Polat%20et%20al.pdf</a>>. ISSN 1991-637X.
- [62] Production techniques in olive growing [online]. International Olive Council, First edition. Madrid, Spain: Artegraf, S. A., May 2007 [cit. 2011-10-06]. Dostupné z WWW: <a href="http://www.internationaloliveoil.org/documents/viewfile/3168-oliviculturaeng>">http://www.internationaloliveoil.org/documents/viewfile/3168-oliviculturaeng>">http://www.internationaloliveoil.org/documents/viewfile/3168-oliviculturaeng>">http://www.internationaloliveoil.org/documents/viewfile/3168-oliviculturaeng>">http://www.internationaloliveoil.org/documents/viewfile/3168-oliviculturaeng>">http://www.internationaloliveoil.org/documents/viewfile/3168-oliviculturaeng>">http://www.internationaloliveoil.org/documents/viewfile/3168-oliviculturaeng>">http://www.internationaloliveoil.org/documents/viewfile/3168-oliviculturaeng>">http://www.internationaloliveoil.org/documents/viewfile/3168-oliviculturaeng>">http://www.internationaloliveoil.org/documents/viewfile/3168-oliviculturaeng>">http://www.internationaloliveoil.org/documents/viewfile/3168-oliviculturaeng>">http://www.internationaloliveoil.org/documents/viewfile/3168-oliviculturaeng>">http://www.internationaloliveoil.org/documents/viewfile/3168-oliviculturaeng>">http://www.internationaloliveoil.org/documents/viewfile/3168-oliviculturaeng>">http://www.internationaloliveoil.org/documents/viewfile/3168-oliviculturaeng>">http://www.internationaloliveoil.org/documents/viewfile/3168-oliviculturaeng>">http://www.internationaloliveoil.org/documents/viewfile/3168-oliviculturaeng>">http://www.internationaloliveoil.org/documents/viewfile/3168-oliviculturaeng>">http://www.internationaloliveoil.org/documents/viewfile/3168-olivicultura-">http://www.internationaloliveoil.org/documents/viewfile/3168-olivicultura-</a>
- [63] Raynaud's phenomenon. *About.com: Health Topics A-Z* [online]. 2008 [cit. 2008-07-24]. Dostupné z WWW: <a href="http://adam.about.com/encyclopedia/Raynaud-s-phenomenon.htm">http://adam.about.com/encyclopedia/Raynaud-s-phenomenon.htm</a>>.
- [64] RODRIGUEZ, M., PLOQUIN, S., MOULIA, B., de LANGRE, E.. The multimodal dynamics of a walnut tree : experiments and models. *Submitted to Journal* of Applied Mechanics. 2010 [cit. 2011-08-18]. Dostupné z WWW: <a href="http://www.off-ladhyx.polytechnique.fr/publications/documents/delangre2010rp-2pp.pdf">http://www.offladhyx.polytechnique.fr/publications/documents/delangre2010rp-2pp.pdf</a>>.

- [65] RODRIGUEZ, M., de LANGRE, E., MOULIA, B. A scaling law for the effects of architecture and allometry on tree vibration modes suggests a biological tuning compartmentalization. American Journal of Botany, 2008. to modal 95: [cit. 2011-08-18]. s. 1523-1527. Dostupné z WWW: <a href="http://yakari.polytechnique.fr/">http://yakari.polytechnique.fr/</a> people/mathieu/index/index 2/Rodriguez de Langre Moulia 2008 ajb.pdf>. ISSN 523-1557.
- [66] ROSA, U.A., et al. An electro-mechanical limb shaker for fruit thinning. Computers and Electronics in Agriculture [online]. 2008, 61, 2, [cit. 2012-02-13]. s. 213-221. Dostupné z WWW: <a href="http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0168169907">http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0168169907</a> 002281>. ISSN 0168-1699.
- [67] SAFDARI, A., et al. Design, construction and evaluation of a portable limb shaker for almond tree. Australian Journal of Agricultural Engineering [online]. 2010, 1, 5, [cit. 2011-08-16]. s. 179-183 . Dostupné z WWW: <a href="http://search.informit.com.au/">http://search.informit.com.au/</a> documentSummary;dn=849925332119894;res=IELENG>. ISSN 1836-9448.
- [68] SARAÇOĞLU, T. Ege bölgesi bazı yağlık zeytin zeytin çeşitlerinin mekanik hasat kriterlerinin belirlenmesi : Determination of mechanical harvest criteria of some Ege reagion oil olive variety [online]. Bornova-Izmir, 2008-04-07. 169 s. Dizertační práce. Tarım Makinaları A.B.D, Ziraat Fakültesi, Ege Üniversitesi, İzmir, Türkiye. Vedoucí práce Prof. Dr. M. Ediz Ulusoy. Dostupné z WWW: <a href="http://www.belgeler">http://www.belgeler</a>. com/blg/19be/ege-bolgesi-bazi-yaglik-zeytin-zeytin-cesitlerinin-mekanik-hasatkriterlerinin-belirlenmesi-determination-of-mechanical-harvest-criteria-of-some-egereagion-oil-olive-variety>.
- [69] SCALISE, Lorenzo; ROSSETTI, Francesco; PAONE, Nicola. Hand vibration: noncontact measurement of local transmissibility . In International Archives of Occupational and Environmental Health. 81/1/2007. Berlin / Heidelberg : Springer, 2007 [cit. 2010-03-27]. s. 31-40 Dostupné z WWW: <a href="http://www.springerlink.com">http://www.springerlink.com</a> /content/r8435586qh301772/fulltext.pdf>. ISSN 1432-1246.
- [70] SESSIZ, A.; ÖZCAN, M. T. Olive removal with pneumatic branch shaker and abscission chemical. Journal of Food Engineering [online]. 21. 6. 2005, 76, 2, [cit. 2011-08-16]. s. 148–153. Dostupné z WWW: <a href="http://www.sciencedirect.com/">http://www.sciencedirect.com/</a> science/article/pii/S0260877405003134>. ISSN 0260-8774.
- [71] Směrnice Evropského parlamentu a Rady 2002/44/ES o minimálních požadavcích na bezpečnost a ochranu zdraví před expozicí zaměstnanců rizikům spojeným s fyzikálními činiteli (vibracemi) (šestnáctá samostatná směrnice ve smyslu čl. 16 odst. 1 směrnice 89/391/EHS).
- [72] ŠIKA, Zbyněk. Metodika vícekriteriální parametrické optimalizace pro syntézu řízeného snižování kmitání strojů. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Praha, Česká republika, 2005. ISBN 80-01-03188-8. Dostupné z WWW: <a href="http://www.cvut.cz/pracoviste/odbor-rozvoje/dokumenty/hab">http://www.cvut.cz/pracoviste/odbor-rozvoje/dokumenty/hab</a> inaug/hp/2005/hp 2005-04.pdf>.
- [73] ŠIKA, Zbyněk. Aktivní a poloaktivní snižování mechanického kmitání strojů. [s.l.], 2004. 68 s. Habilitační práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní. Dostupné z WWW: <a href="http://mech.fsik.cvut.cz/lib/exe/fetch.php?id=mech%3Asika">http://mech.fsik.cvut.cz/lib/exe/fetch.php?id=mech%3Asika</a> &cache=cache&media=mech:zs habilitacni prace.pdf>.
- [74] Technical Report CEN/TR 231064 Guideline for the assessment of exposure to hand-transmitted vibration based on information provided by manufacturers of machinery.





- [75] TILLIM, Stephen L. Handle Design for Optimal Hand Function. In Proceedings of the First American Conference on Human Vibration. Morgantown, West Virginia, USA: DHHS (NIOSH) Publication No. 2006-140, 2006. s. 166-167. Dostupné z WWW: <a href="http://www.cdc.gov/niosh/docs/2006-140/pdfs/2006-140.pdf">http://www.cdc.gov/niosh/docs/2006-140/pdfs/2006-140.pdf</a>>.
- [76] VAŠINA, Martin. Studium materiálů z hlediska tlumení zvuku a vibrací: Study of materials in terms of sound and vibration damping : teze habilitační práce. Brno: VUTIUM, 2010. 30 s. ISBN 978-802-1442-184. Dostupné z WWW: <a href="https://www.fce.vutbr.cz/deska/\_getFile.asp?spis\_id=4562">www.fce.vutbr.cz/deska/\_getFile.asp?spis\_id=4562</a>. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojní, Ústav fyziky.
- [77] Vibrace. *Projekt Zdravcentra* [online]. 2005 [cit. 2005-08-11]. Dostupné z WWW: <a href="https://www.zdravcentra.cz/cps/rde/xchg/zc/xsl/3141\_3188.html">https://www.zdravcentra.cz/cps/rde/xchg/zc/xsl/3141\_3188.html</a>. ISSN1214-3227.
- [78] VOBOLIS, J.; ALEKSIEJŪNAS, M. Investigation of Wood Mechanical Properties by the Resonance Vibrations Method. *Materials Science* [online]. 2003, 9, 1, [cit. 2011-08-18]. s. 139-143. Dostupné z WWW: <a href="http://internet.ktu.lt/lt/mokslas/zurnalai/medz/pdf/medz0-72/30\_Vobolis%60Aleksiejunas%20%28139-143%29.pdf">http://internet.ktu.lt/lt/mokslas/ 20%28139-143%29.pdf</a>>. ISSN 1392–1320.
- [79] Vyhláška č. 342/1997 Sb., kterou se stanoví postup při uznávání nemocí z povolání a vydává seznam zdravotnických zařízení, která tyto nemoci uznávají.
- [80] WHITNEY, J. D., HARTMOND, U., KENDER, W. J., BURNS, J. K., SALYANI, M. Orange Removal with Trunk Shakers and Abscission Chemicals. *Applied Engineering in Agriculture*. [online]. 2000, 16, 4 [cit. 2011-08-17]. s. 367-371. Dostupné z WWW: <a href="http://citrusmh.ifas.ufl.edu/pdf/db/Whitney00ASAEv16p367">http://citrusmh.ifas.ufl.edu/pdf/db/Whitney00ASAEv16p367</a>. pdf>. ISSN 0883-8542.
- [81] WHITNEY, J. D.; SMERAGE, G. H.; BLOCK, W. A. Dynamic analysis of a trunk shaker-wooden test post system. *Paper - American Society of Agricultural Engineers* [online]. 1989, 13, [cit. 2011-08-23]. Dostupné z WWW: <a href="http://agris.fao.org/agrissearch/search/display.do?f=1992%2FUS%2FUS92154.xml%3BUS9161693">http://agris.fao.org/agrissearch/search/display.do?f=1992%2FUS%2FUS92154.xml%3BUS9161693</a>. ISSN 0149-9890.
- [82] WU, John Z., KRAJNAK Kristine, DONG, Ren G., WELCOME, Dan E.. Dynamic Responses of a Fingertips to Vibration - 3D Finite Element Analysys. In *Proceedings of the First American Conference on Human Vibration*. Morgantown, West Virginia, USA: DHHS (NIOSH) Publication No. 2006-140, 2006. s. 42-43. Dostupné z WWW: <a href="http://www.cdc.gov/niosh/docs/2006-140/pdfs/2006-140.pdf">http://www.cdc.gov/niosh/docs/2006-140.pdf</a>.



## Seznam vlastních publikací

Zkrácené bibliografické citace dle ČSN ISO 690

- [83] PEŠÍK, Lubomír, SKAROLEK, Antonín, VANČURA, Martin, et al Podstavec sedadla řidiče se řízenou zatěžovací charakteristikou. In Sborník referátů : 52. Konference kateder částí a mechanismů strojů s mezinárodní účastí.. Vyd. 1. Ostrava: Tiskárna Tiskservis, Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2011. s. 175-178. ISBN 978-80-248-2450-5.
- [84] PEŠÍK, Lubomír, VANČURA, Martin, et al Integrované pneumatické odpružení sanitního lehátka. In Zborník referátov : 51. Medzinárodná vedecká konferencia katedier časti a mechanizmov strojov. Vyd. 1. Košice : C-PRESS - Vydavatel'stvo a tlačiareň, Košice, 2010. s. 235-240. ISBN 978-80-970-294-1-8.
- [85] PEŠÍK, Lubomír, VANČURA, Martin. Filtration of the Measured Signal During a Mechanical Shock. In Transactions of the Universities of Košice : Research reports from the Universities of Košice. 1st edition. Košice : Technická univerzita v Košiciach, 2009. s. 125-128. ISSN 1335-2334.
- [86] PEŠÍK, Lubomír, VANČURA, Martin. Vibration Isolation Support of Machine with Flexible Frame. In Zborník abstraktov : 50. Medzinárodná vedecká konferencia katedier častí a mechanizmov strojov. 1st edition. Žilina : Žilinská univerzita v Žiline - EDIS - vydavateľstvo ŽU, 2009. s. 47. ISBN 978-80-554-00.
- [87] PEŠÍK, Lubomír, VANČURA, Martin. Values Identification of Kinematic Quantities during a Mechanical Shock. In ACC JOURNAL. 1st edition. Liberec : Technická univerzita v Liberci, 2009. s. 30-35. Dostupné z WWW: <a href="http://acc-">http://acc-</a> ern.tul.cz/cs/journal/item/root/acc-journal-xv-12009>. ISBN 978-80-7372-4. ISSN 1803-978.
- [88] PEŠÍK, Lubomír, VANČURA, Martin. Air Support with Strong Progressive Load Characteristic in Both Outer Ranges. In Acta Mechanica Slovaca : 3-C/2008. Košice: Technická univerzita v Košiciach, 2008. s. 325-332. ISSN 1335-239.
- [89] PEŠÍK, Lubomír, VANČURA, Martin. Additional Air Volume Impact on Characteristics of Pneumatic Spring-Support of Driver's Seat. In 49th International Conference of Machine Elements and Mechanisms Department. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2008. s. 219-222. ISBN 978-80-7043-7.
- [90] PEŠÍK, Lubomír, VANČURA, Martin. Vibrace ručního nářadí. In Sborník 27. mezinárodní vědecké konference DIAGO 2008 : Technická diagnostika strojů a výrobních zařízení. Ostrava : Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava + Asociace technických diagnostiků ČR, o.s., 2008. ISSN 1210-311X.
- [91] PEŠÍK, Lubomír, VANČURA, Martin. Adaptable Spring Support of Driver's Seat. In Acta Mechanica Slovaca : 4-A/2007. Košice : Technická univerzita v Košiciach, 2007. s. 165-172. ISSN 1335-2393.
- [92] PEŠÍK, Lubomír, VANČURA, Martin. Antivibration System of Hand-Held Tools with Dominant Vibration Component. In 48th International Conference of Machine Elements and Mechanisms Department 2007. Bratislava : Slovenská technická univerzita v Bratislave, 2007. s. 42. ISBN 978-80-227-27.
- [93] PEŠÍK, Lubomír, VANČURA, Martin. Simulation of Dynamic Behaviour of Driver's Seat. In Mechanical Engineering 2007. Bratislava : Slovenská technická univerzita v Bratislave, 2007. s. 59. ISBN 978-80-227-2768-6.





- [94] PEŠÍK, Lubomír, VANČURA, Martin. Optimalizace charakteristik tuhosti a tlumení sedadla řidiče motorového vozidla. In Vědecká pojednání - Wissenschaftliche Abhandlungen - Prace naukowe : ACC JOURNAL XII/2006. Liberec : Technická univerzita v Liberci, 2006. s. 289-293. Dostupné z WWW: <http://euroregion.tul.cz/ plocha/edice/vp12\_2006.pdf>. ISBN 80-7372-101-5. ISSN 1801-1128.
- [95] PEŠÍK, Lubomír, VANČURA, Martin. Silové poměry vodícího mechanismu odpružené hmoty. In Vědecká pojednání Wissenschaftliche Abhandlungen Prace naukowe : ACC JOURNAL XII/2006. Liberec : Technická univerzita v Liberci, 2006. s. 294-299. Dostupné z WWW: <a href="http://euroregion.tul.cz/plocha/edice/vp12">http://euroregion.tul.cz/plocha/edice/vp12</a> \_2006.pdf>. ISBN 80-7372-101-5. ISSN 1801-1128.
- [96] PEŠÍK, Lubomír, VANČURA, Martin. Sedadlo řidiče s nezávisle regulovatelnou tuhostí. In 47. mezinárodní konference kateder částí a mechanismů strojů. Praha : Česká zemědělská univerzita v Praze, 2006. ISBN 80-213-1523-7.
- [97] VANČURA, Martin. Konstrukce elektrického exteriérového invalidního vozíku s pásovým podvozkem. In Vědecká pojednání - Wissenschaftliche Abhandlungen -Prace naukowe : ACC JOURNAL XI/2005. Liberec : Technická univerzita v Liberci, 2005. s. 362-368. Dostupné z WWW: <a href="http://euroregion.tul.cz/plocha/edice/vp11\_2005.pdf">http://euroregion.tul.cz/plocha/edice/ vp11\_2005.pdf</a>>. ISBN 80-7083-966-X. ISSN 1801-1128.

## Užitné vzory

- [98] PEŠÍK, Lubomír, VANČURA, Martin. *Antivibrační rukojeť*. Česká republika. Užitný vzor 17786. 2007-09-05.
- [99] PEŠÍK, Lubomír, VANČURA, Martin. *Pružící podstavec sedadla řidiče*. Česká republika. Užitný vzor 16776. 2006-09-13.