

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ



**IDENTIFIKACE DYNAMICKÝCH
CHARAKTERISTIK LIDSKÉHO TĚLA
PŘI PROSTOROVÉM ZATĚŽOVÁNÍ A
JEHO MECHANICKÁ NÁHRADA**

(Teze disertační práce)

Ing. Radek Pytlík

Září 2010

**IDENTIFIKACE DYNAMICKÝCH CHARAKTERISTIK
LIDSKÉHO TĚLA PŘI PROSTOROVÉM ZATĚŽOVÁNÍ A
JEHO MECHANICKÁ NÁHRADA**

(Teze disertační práce)

Autor:	Ing. Radek Pytlík
Studijní program:	2301V Strojní inženýrství
Studijní obor (zaměření):	Aplikovaná mechanika – Inženýrská mechanika
Školící pracoviště:	katedra částí a mechanismů strojů
Školitel:	Prof. RNDr. Jan Šklíba

...

Disertace je k dispozici v Univerzitní knihovně – Voroněžská 13, Liberec.

Liberec 2010

Recenzenti:

Termin a místo obhajoby:

ISBN: 80-7083-986-4

Vydala: Technická univerzita v Liberci, Hájkova 6, Liberec
Fakulta strojní TU v Liberci
Stav ke dni: 15.9.2010
Číslo publikace: 55-081-05

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

**Identifikace dynamických charakteristik
lidského těla při prostorovém zatěžování
a jeho mechanická náhrada**

Disertační práce

Liberec 2010

Radek Pytlík

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Disertační práce

k získání akademického titulu Doktor (Ph.D.)

ve studijním oboru

Aplikovaná mechanika – inženýrská mechanika

Ing. Radek Pytlík

**Identifikace dynamických charakteristik
lidského těla při prostorovém zatěžování a jeho
mechanická náhrada**

Školitel: doc. Ing. Jaromír Barbora, CSc.

Náhradní školitel: Prof. RnDr. Jan Šklíba

Studijní program: Strojní inženýrství 2301V

Studijní obor a zaměření: Aplikovaná mechanika – inženýrská mechanika

Datum státní doktorské zkoušky: 28. února 2005

Datum odevzdání práce: 20.8.2010

Místopřísežné prohlášení

„Místopřísežně prohlašuji, že jsem doktorskou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.“

V Liberci 20.8. 2010

.....
Radek Pytlík

Poděkování

Tato doktorská práce vznikla na Katedře mechaniky, pružnosti a pevnosti fakulty strojní Technické Univerzity v Liberci v rámci projektu MŠMT CEZ: MSM 242100003 „Interakce vibroizolačního objektu s člověkem a okolním prostředím“.

Panu Prof. Janu Šklíbovi. děkuji za jeho podporu během tvorby této práce. Za podporu též vděčím panu Františku Kahovcovi, díky kterému vzniklo dobré zázemí pro vytvoření této práce.

Též všem členům Katedry mechaniky, pružnosti a pevnosti za jejich přínosné připomínky, pracovníkům Hydrodynamické laboratoře na Katedře částí a mechanismů strojů za jejich pomoc při tvorbě experimentů a za jimi vytvořené technické zázemí, díky kterému bylo možné tyto experimenty provést.

Rád bych též v neposlední řadě poděkoval své manželce a rodině, která se mnou po celou dobu tvorby této práce měla velkou trpělivost.

Anotace

Identifikace dynamických charakteristik lidského těla při prostorovém zatěžování a jeho mechanická náhrada

Práce se zabývá problematikou vibroizolačních sedaček, dynamické reakce lidského těla na buzení vibracemi, prostředky k měření dynamických charakteristik lidského těla, zařízením, které bude použito při multivibračním buzení lidského těla a zkoumání jeho reakce na tyto vibrace.

V úvodu této práce se budeme zabývat prostředky a metodami pro získání a hodnocení dynamických charakteristik lidského těla, dále jsou zde uvedeny vybrané matematické modely lidského těla, které jsou použity pro konstrukci zatěžovacích modulů pro testování vibroizolačních sedaček.

Poté následuje přehled typů dynamických charakteristik lidského těla, porovnání jejich kladů a záporů, uvedení vlastních naměřených dynamických charakteristik lidského těla.

V následující kapitole jde o zařízení nutná k měření dynamických charakteristik lidského těla a o určení maximálních vibračních limitů pro multivibrační buzení lidského těla.

Další kapitola nám ukazuje jak lze použít disipační výkon k hodnocení energetického toku od vibrací procházejícího lidským tělem a matematické základy pro tuto metodu.

Poslední kapitola se zabývá určením matematického modelu lidského těla pro multivibrační buzení z různých směrů. Charakteristiky použité pro tyto výpočty jsou měřené pro každý směr zvlášť (x,y,z). Dále zde zmíníme možnost realizace tohoto matematického modelu.

Klíčová slova

dynamika lidského těla, vibroizolační prostředky, sedačka řidiče, zatěžovací modul, absorbovaný výkon, impedance, efektivní hmotnost, energetický tok, disipační výkon

Annotation

Identification of the dynamic characteristics of the human body at multivibrational loads and his mechanical replacement

This work is engaged in problematics of vibroisolated seats, dynamical reaction of the human body on vibrational excitation, devices to use in measurement of dynamical characteristics of the human body, devices which will be used by multivibrational excitation of the human body and a investigation of its reactions on these vibrations.

At the beginning of this work we will be engaged with devices and methods for evaluating and evaluating of dynamical characteristics of the human body, next are mentioned chosen mathematical models of the human body, which are used for construction of load testing modules for vibroisolated seats testing.

Following is survey of some types of dynamic characteristics of the human body, comparison of their advantages and disadvantages. And showing the own measured dynamic characteristics of the human body.

In the next chapter is about necessary devices for measuring of dynamic characteristics of the human body and about creating maximal limits of excitation vibrations for multivibrational excitation of the human body.

Next chapter is showing us how we can use disipative power to comparison energy flow through the human body from vibrations which are going through the human body and also mathematical grounds for this method.

Last chapter is engaged with creating of the mathematical model of the human body for multivibrational excitation from different directions, used measured characteristics for this computing are measured for each direction separately (x,y,z) and we are mentioning possibility of mechanical realization of this mathematical model.

Keywords

human body dynamics, vibroisolating structures, driver seat, load modul, absorbed power, impedance, apparent mass, energy flow, disipative power

Seznam proměnných a zkratek

$a_{RMS}(\omega)$	RMS hodnota zrychlení v závislosti na frekvenci
$a(\omega)$	amplituda zrychlení v závislosti na frekvenci
$a(t)$	zrychlení v závislosti na čase
$a_1(t)$	zrychlení hmoty č.1.
$a_2(t)$	zrychlení hmoty č.2.
$a_3(t)$	zrychlení hmoty č.3.
a_v	efektivní hodnota vibrací
a_x	efektivní hodnota zrychlení do směru x
a_y	efektivní hodnota zrychlení do směru y
a_z	efektivní hodnota zrychlení do směru z
a_{xr}	tečné zrychlení pro osu rotace rovnoběžnou osou x
a_{xrd}	dostředivé zrychlení pro osu rotace rovnoběžnou s osou x
a_{yr}	tečné zrychlení pro osu rotace rovnoběžnou osou y
a_{yrd}	dostředivé zrychlení pro osu rotace rovnoběžnou s osou y
a_{zr}	tečné zrychlení pro osu rotace rovnoběžnou osou z
a_{zrd}	dostředivé zrychlení pro osu rotace rovnoběžnou s osou z
a_{yx}	ypsilonová složka zrychlení od rotace kolem osy rovnoběžné s osou x
a_{zx}	z-ová složka zrychlení od rotace kolem osy rovnoběžné s osou x
a_{xy}	x-ová složka zrychlení od rotace kolem osy rovnoběžné s osou y
a_{zy}	z-ová složka zrychlení od rotace kolem osy rovnoběžné s osou y
a_{xz}	x-ová složka zrychlení od rotace kolem osy rovnoběžné s osou z
a_{yz}	ypsilonová složka zrychlení od rotace kolem osy rovnoběžné s osou z
$a_{bx,y}$	zrychlení budícího základu do směrů x nebo y
$\tilde{a}_1$	spektrum zrychlení měřené v bodě č.1.
$\tilde{a}_2$	spektrum zrychlení měřené v bodě č.2.
b_{1x}	konstanta tlumiče modelu pro směr x
b_{1y}	konstanta tlumiče modelu pro směr y

c_1	konstanta tlumiče příslušící hmotě č.1.
c_2	konstanta tlumiče příslušící hmotě č.2.
c_3	konstanta tlumiče příslušící hmotě č.3.
c_4	konstanta tlumiče příslušící hmotě č.3.
c_5	konstanta tlumiče příslušící hmotě č.3.
C	matice tlumení
$E(t)$	energie
E_k	kinetická energie
E_p	potenciální energie
$f(t)$	zobecněná budící síla
$\tilde{f}$	vektor budících sil
f_s	vektor amplitud sinových složek budících sil
f_c	vektor amplitud kosinových složek budících sil
$F_{RMS}(\omega)$	RMS hodnota síly v závislosti na frekvenci
$F(t,f)$	závislost síly na čase a budící frekvenci
$F(\omega)$	amplituda síly v závislosti na frekvenci
$F(t)$	průběh síly v závislosti na čase
$F(s)$	laplaceův obraz sil na vstupu do buzené soustavy
i	imaginární číslo
I_3	moment setrvačnosti hmoty č.3.
K	matice tuhostí
k_1	konstanta pružiny příslušící hmotě č.1.
k_2	konstanta pružiny příslušící hmotě č.2.
k_3	konstanta pružiny příslušící hmotě č.3.
k_4	konstanta pružiny příslušící hmotě č.3.
k_5	konstanta pružiny příslušící hmotě č.3.
k_{1x}	tuhost pružiny modelu pro směr x
k_{1y}	tuhost pružiny modelu pro směr y
k_x	koeficient vlivu vibrací do směru x
k_y	koeficient vlivu vibrací do směru y
k_z	koeficient vlivu vibrací do směru z
$K_D(\omega)$	dynamická tuhost
M	matice hmotností
$M_{ef}(\omega)$	efektivní hmotnost
m_1	hmotnost hmoty č.1.

m_2	hmotnost hmoty č.2.
m_3	hmotnost hmoty č.3.
m_0	hmotnost hmoty pohybující se s budícím základem
m_{0x}	hmota m_0 modelu pro směr x
m_{0y}	hmota m_0 modelu pro směr y
m_{1x}	hmota m_1 modelu pro směr x
m_{1y}	hmota m_1 modelu pro směr y
m_s	hmotnost měřeného subjektu
m_z	hmotnost závaží působící ve směru z
$P(t)$	výkon v závislosti na čase
$P(f)$	absorbovaný výkon v závislosti na frekvenci
$P_{xT}(f)$	disipovaný výkon pro směr x pro translaci
$P_{yT}(f)$	disipovaný výkon pro směr y pro translaci
$P_{zT}(f)$	disipovaný výkon pro směr z pro translaci
$P_{xR}(f)$	disipovaný výkon pro směr x pro rotaci
$P_{yR}(f)$	disipovaný výkon pro směr y pro rotaci
$P_{zR}(f)$	disipovaný výkon pro směr z pro rotaci
R	disipativní funkce
R_x	vzdálenost osy rotace od počátku souřadného systému pro osu rovnoběžnou s osou x
R_y	vzdálenost osy rotace od počátku souřadného systému pro osu rovnoběžnou s osou y
R_z	vzdálenost osy rotace od počátku souřadného systému pro osu rovnoběžnou s osou z
s	laplaceův operátor
T	doba měření
$T_{12a}(\omega)$	frekvenční přenosová funkce pro zrychlení
$T_{12v}(\omega)$	frekvenční přenosová funkce pro rychlost
$T_{12y}(\omega)$	frekvenční přenosová funkce pro výchylku
v	obecná rychlost
v_b	obecná budící rychlost
$v(t)$	průběh rychlosti v závislosti na čase
$v_b(t)$	průběh budící rychlosti v závislosti na čase
$v(t,f)$	závislost rychlosti na čase a budící frekvenci
$v_{RMS}(\omega)$	RMS hodnota rychlosti v závislosti na frekvenci

$v(\omega)$	amplituda rychlosti v závislosti na frekvenci
$v_{bx,y}$	rychlost budicího základu do směru x nebo y
$\tilde{v}_1$	spektrum rychlosti měřené v bodě č.1.
$\tilde{v}_2$	spektrum rychlosti měřené v bodě č.2.
$v_1(t)$	rychlost hmoty č.1.
$v_2(t)$	rychlost hmoty č.2.
$v_3(t)$	rychlost hmoty č.3.
$v_4(t)$	úhlová rychlost hmoty č.3.
y	obecná výchylka
y_b	obecná budicí výchylka
$y_{RMS}(\omega)$	RMS hodnota výchylky v závislosti na frekvenci
$\tilde{y}$	vektor komplexních amplitud výchylek
y_s	vektor amplitud sinových složek ustálených vynucených kmitů
y_c	vektor amplitud kosinových složek ustálených vynucených kmitů
$y(t)$	partikulární řešení ustálených vynucených kmitů
$y_b(t)$	průběh budicí výchylky v závislosti na čase
$Y(s)$	laplaceův obraz funkce $\tilde{y}$
$Y_b(s)$	laplaceův obraz funkce vektoru budicích výchylek
$\tilde{y}_1$	spektrum výchylky měřené v bodě č.1.
$\tilde{y}_2$	spektrum výchylky měřené v bodě č.2.
$y_1(t)$	výchylka hmoty č.1.
$y_2(t)$	výchylka hmoty č.2.
$y_3(t)$	výchylka hmoty č.3.
$y_4(t)$	úhlová výchylka hmoty č.3.
$Z(s)$	laplaceův obraz vstupní impedance
Z_n	normalizovaná vstupní impedance
$Z(\omega)$	impedance
Z_{m0}	vstupní impedance hmoty pohybující se s budícím základem
ω	úhlová rychlost
$\phi_{F,v}$	úhel fáze mezi průběhem síly a rychlosti
ϕ_x	amplituda úhlových budicích vibrací pro rotaci kolem osy rovnoběžné s osou x
ϕ_y	amplituda úhlových budicích vibrací pro rotaci kolem osy rovnoběžné s osou y
ϕ_z	amplituda úhlových budicích vibrací pro rotaci kolem osy rovnoběžné s osou z

Obsah

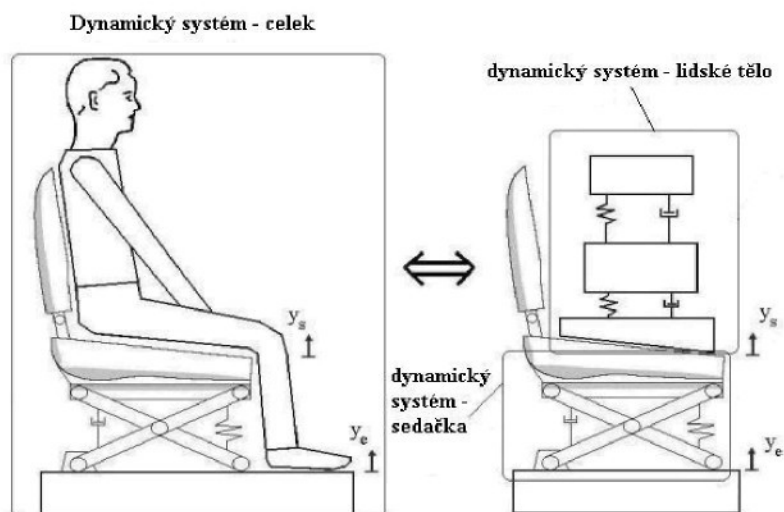
1 Úvod	1
2 Cíle práce	3
3 Přehled podmínek použitých pro stanovení dynamických vlastností lidského těla	5
3.1 Popis problému.....	5
3.2 Měření dynamických charakteristik.....	12
3.2.1. Postup měření dynamických charakteristik lidského těla.....	12
3.2.2. Ostatní měřené veličiny.....	12
3.2.3. Postup zpracování naměřených dat.....	14
3.2.4. Výsledky měření a výpočtů dynamických charakteristik lidského těla.....	30
4 Přehled modulů používaných pro testování sedaček	34
4.1 Úvod do problematiky zátěžových modulů.....	34
4.1.1 Praktické využití impedančních charakteristik.....	34
4.1.2 Způsoby realizace zátěžových modulů.....	35
4.2 Přehled vybraných zatěžovacích modulů a matematických modelů.....	36
4.2.1 Matematické modely zatěžovacích modulů.....	36
4.2.2 Realizované zatěžovací moduly a jejich matematické modely.....	43
4.2.3 Přehled vypočtených charakteristik vybraných zatěžovacích modulů a jejich následné porovnání.....	51
4.2.3.1 Stanovení teoretických dynamických charakteristik zatěžovacích modulů pomocí jejich matematických modelů.....	51
4.2.3.2 Porovnání charakteristik vybraných modulů.....	54
5 Přehled naměřených dynamických charakteristik lidského těla	82
5.1 Druhy dynamických charakteristik lidského těla.....	82
5.2 Různorodost impedančních charakteristik.....	88
5.3 Vlastní měření impedančních charakteristik.....	96
5.3.1. Impedanční charakteristiky naměřené v roce 2003.....	96
5.3.2. Impedanční charakteristiky naměřené v roce 2004.....	105

6 Podmínky a zařízení nutná pro měření dynamické odezvy lidského těla na multivibrační buzení	118
6.1 Zařízení použité pro multivibrační buzení lidského těla.....	118
6.1.1 Úvod.....	118
6.1.2 Zdroje multivibračního buzení.....	119
6.1.3 Vyhodnocování multivibračního buzení.....	120
6.2 Určení maximálních možných velikostí zrychlení budících vibrací použitých pro multivibrační buzení lidského těla.....	122
6.2.1 Předpoklady nutné pro stanovení limitních amplitud vibrací.....	122
6.2.2 Návrh velikostí zrychlení budících vibrací pro plošinu se šesti stupni volnosti.....	124
6.2.3 Kombinace jednotlivých vibrací	127
7 Základy hodnocení vibrací pomocí kritérií založených na matematické definici výkonu	132
7.1 Matematické základy pro výkonová hodnocení vibrací.....	132
7.2 Závěr.....	143
8 Návrh matematického modelu a konstrukce zatěžovacího modulu pro multivibrační testování sedaček	146
8.1 Možnosti určení parametrů matematického modelu zatěžovacího modulu.....	146
8.1.1 Návrh parametrů matematického modelu metodou a).....	147
8.1.2 Návrh parametrů matematického modelu metodou b).....	148
8.2 Hledání podobnostních kritérií pro dynamické charakteristiky a naměřené průběhy dynamického chování lidského těla.....	152
8.3 Návrh matematického modelu lidského těla pro multivibrační buzení lidského těla...165	
8.3.1 Návrh parametrů jednohmotového modelu pro směr x a y pomocí metody nejmenších čtverců.....	169
8.3.2 Návrh parametrů jednohmotového modelu pro směr x a y pomocí metody volby úpravy sady parametrů.....	178
8.3.3 Návrhkonstrukční realizace modelu zatěžovacího modulu pro multivibrační buzení.....	187
9 Závěr	188
10 Literatura	190
Přílohy	

Úvod:

Při konstrukci vibroizolačních prostředků jako je například sedačka řidiče autobusu je nutné znát dokonale vlastnosti systému, který chceme izolovat od vibrací (řidič) a vlastnosti vibroizolačního systému (sedačka). Z důvodů složitosti interakce obou systémů není vhodné studovat jejich vlastnosti současně (řidič sedící na sedačce), ale je lepší oba systémy zkoumat odděleně jak je znázorněno na obr.1, kde y_s výchylka vibrací na sedačce a y_e je výchylka budících vibrací. Stanovení dynamických vlastností lidského těla je také navíc omezeno několika faktory, těmito faktory jsou:

- Nelineární dynamické chování lidského těla, je-li vystaveno vibracím.
- Vliv velikosti amplitudy a frekvence budících vibrací na odezvu lidského těla je-li vystaveno vibracím, například tvar impedanční charakteristiky je závislý na úrovni zrychlení budících vibrací, na frekvenci budících vibrací a dalších faktorech jako jsou poloha při měření, váha měřeného subjektu, typ postavy a další.
- Vlastní měření dynamických charakteristik má stejné teoretické základy jako měření mechanických soustav, ale jeho provedení v praxi je oproti mechanickým soustavám složitější.
- Je také nutné dodržovat bezpečnostní hlediska, jako jsou například maximální přípustné velikosti budících vibrací a doba měření.



obr. 1.

Popis problému:

Pro to abychom byli schopni charakterizovat a měřit dynamické vlastnosti lidského těla jako dynamického systému byly zavedeny veličiny popisující jeho dynamické vlastnosti, těmito veličinami jsou například přenosová funkce, vstupní impedance, efektivní hmotnost, efektivní tuhost. Nejvíce používanými veličinami pro lidské tělo je vstupní impedance, dále to pak jsou efektivní hmotnost a přenosová funkce. Přenosové funkce jsou charakterizovány jako podíl RMS hodnot zrychlení, rychlosti, nebo výchylek měřených na dvou místech. Vstupní impedance je charakterizována jako podíl RMS hodnoty naměřeného průběhu síly a rychlosti v jednom místě, a to na vstupu do soustavy. Obdobné je to u efektivní hmotnosti, zde se rychlost nahrazuje naměřeným průběhem zrychlení na vstupu do soustavy.

Pozn.:

- RMS hodnoty veličin jsme zavedli z důvodů nelinearity systému a lepší zpracovatelnosti naměřených dat.

Definice výpočtu RMS hodnoty z funkce $f(t)$:

$$\text{RMS}(f(t)) = \sqrt{(1/T) \int_0^T (f(t))^2 dt}$$

Vztah pro vstupní impedanci dle normy: $Z(\omega) = F(\omega) / v(\omega)$

Navržený vztah pro vstupní impedanci: $Z(\omega) = F_{\text{RMS}}(\omega) / v_{\text{RMS}}(\omega)$

Efektivní hmotnost: $M_{\text{ef}}(\omega) = F(\omega) / a(\omega)$

Frekvenční přenos: $T_{12a}(\omega) = \tilde{a}_1 / \tilde{a}_2$

nebo $T_{12v}(\omega) = \tilde{v}_1 / \tilde{v}_2$

nebo $T_{12y}(\omega) = \tilde{y}_1 / \tilde{y}_2$

V této práci se zabývám stanovení vlastností lidského těla pomocí vstupní impedance, což se jeví v současné době jako nejvhodnější metoda. Síla je snímána z tenzometrických snímačů síly (abychom byli schopni určit i statickou hodnotu síly), vstupní rychlost dostáváme derivací signálu ze snímače výchylky. Výchylka je snímána LWG snímačem polohy. Veličinou doplňující impedanci je fáze, což je úhel zpoždění mezi fázorem síly a rychlosti.

Další veličinou, kterou můžeme získat přepočtem z naměřené impedance a fáze je absorbovaný výkon, který lidské tělo absorbuje během vibrací.

Definice výpočtu "absorbovaného výkonu" z naměřených dat je následující:

$$P(f) = F(f)v(f)\cos(\Phi_{F,v})$$

Kde $F(f)$ je amplituda síly(odezvy) závislá na frekvenci a $v(f)$ je velikost amplitudy budících vibrací v závislosti na frekvenci, $\Phi_{F,v}$ je úhel fázového zpoždění mezi nimi. Název absorbovaný výkon je jen název převzatý z literatury, správný název této veličiny by měl být disipovaný výkon. Po získaných zkušenostech z měření byla zavedena následující definice střední hodnoty disipovaného výkonu za periodu:

$$P(f) = 1/T \int_0^T F(t, f) v(t, f) dt$$

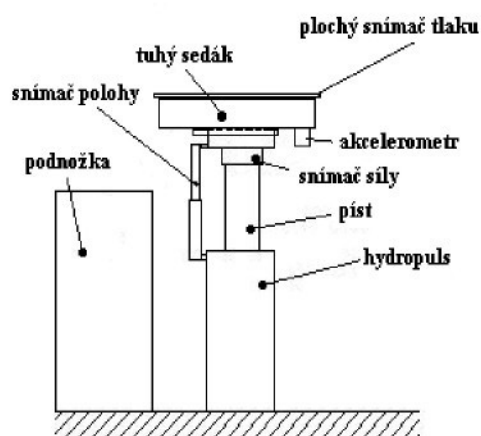
V předchozích odstavcích jsme definovali veličiny, pomocí kterých budeme dynamické vlastnosti lidského těla stanovovat, definice těchto veličin jsou dány ISO normou.

Nyní přejdeme k vlastnímu stanovení impedanční charakteristiky. To spočívá ve změření silové odezvy měřeného dynamického systému na definované buzení, nebo naopak změření kinematických veličin (rychlost, zrychlení výchylka) na daných bodech systému v závislosti na silovém buzení soustavy. U mechanických soustav se používá nejčastěji silové buzení a měření odezvy v kinematických veličinách, pro příklad lze uvést měření kmitání karoserie osobního automobilu kdy použijeme silové buzení v předem určených místech a měříme odezvu ve zrychlení ve zvolených bodech karoserie. Tento postup můžeme použít, pokud lze systém upnout za některé jeho body, nebo je již "upnut"(například konstrukce budovy), čehož lze docílit u většiny mechanických soustav. Bohužel toho způsobu nelze

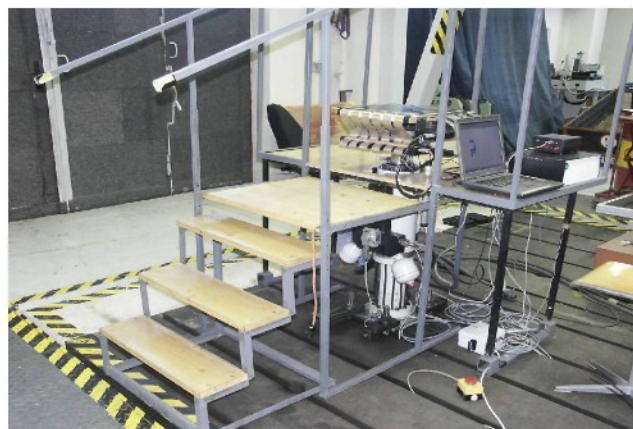
použit u lidského těla vzhledem k jeho uspořádání, takže jediným způsobem jak lze přibližně stanovit jeho dynamické vlastnosti je-li vystaveno vibracím je pomocí známého kinematického buzení a odečítání silové odezvy na toto buzení.

Měření se provádí zejména pro tři základní polohy lidského těla, tyto polohy jsou, vleže na zádech, stojící osoba a sedící osoba. Pro navrhování sedaček řidiče má smysl měřit dynamické vlastnosti lidského těla jen pro sedící osobu.

Protože klasický způsob měření impedanční charakteristiky není možný (upnutí systému), je nutné zvolit způsob, kdy měřený objekt umístíme na vibrační zařízení, mezi vibrační zařízení a měřený objekt dáme systém, který měří silovou odezvu na definovaný budící signál. Z takto naměřených dat poté stanovujeme ve frekvenční oblasti impedanční charakteristiky.



obr.2.



obr.3.

Na obr.2. je schematicky znázorněno měřicí stanoviště používané pro stanovení impedanční charakteristiky pro sedící osobu, která má nohy na nepohyblivé podložce a sedí na válci, který vyvozuje budící vibrace. Na obr.3. je skutečná podoba tohoto stanoviště.

Dalším problémem u tohoto měření je stanovit, jaké budící vibrace použít, jak dlouho můžeme měřit a kolik měření musíme provést, abychom stanovili impedanční charakteristiku měřeného systému. U mechanických soustav lze většinou dynamické soustavy považovat za lineární, nebo jsme schopni je v určitých oblastech linearizovat z toho vyplývá, že naměříme-li pro jedno buzení dynamickou odezvu jsme poté schopni lineárním přepočtem určit odezvu pro jiné buzení (jiná frekvence, velikost amplitudy), to platí ovšem jen pro lineární systémy, pro nelineární je postup mnohem složitější.

U lineárních systémů jsme schopni podělením spektra buzení a spektra odezvy stanovit impedanční charakteristiku rovnou.

U nelineárních systémů musíme provést tato měření pro různé frekvence buzení a velikosti amplitud.

Určení frekvencí buzení a příslušných velikostí amplitud lze pomocí normy ISO 2631-1, zvolený frekvenční rozsah pro který chceme určit impedanční charakteristiku byl zvolen od 1 Hz do 16 Hz, toto omezení vzniklo možnostmi budícího zařízení - hydraulického válce.

Pro vlastní měření je nutno znát maximální možné amplitudy vibrací, které můžeme použít při měření na lidech, ty nám udává norma ISO 2631-1. V této normě je stanoveno, že maximální RMS hodnota zrychlení pro dobu měření 10 s je 2 m.s^{-2} , pro naše měření byla zvolena ještě jedna RMS hodnota zrychlení, a to 1 m.s^{-2} , protože dynamická reakce lidského těla je nejen závislá na frekvenci buzení, ale také na velikosti jeho amplitudy.

V tabulce č.1. jsou uvedeny použité amplitudy buzení příslušné frekvenčním krokům.

Amplituda 2 přísluší RMS hodnotě zrychlení 2 m.s^{-2} , Amplituda 1 přísluší RMS hodnotě zrychlení 1 m.s^{-2} .

Frekvence (Hz)	Amplituda 2 (mm)	Amplituda 1 (mm)	Frekvence (Hz)	Amplituda 2 (mm)	Amplituda 1 (mm)
1	70	36	6	2	1
1,5	32	16	7	1,5	0,7
2	18	9	8	1,1	0,6
2,5	11,5	6	9	0,9	0,4
3	8	4	10	0,7	0,4
3,5	6	3	11	0,6	0,3
4	4,5	2	12	0,5	0,25
4,5	3,5	2	13	0,4	0,2
5	3	1,5	14	0,4	0,2
5,5	2,4	1,2	15	0,3	0,15
			16	0,3	0,1

Tab.1

Stav řešení:

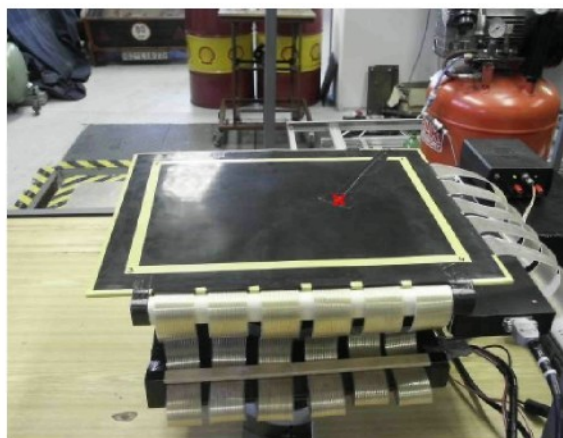
Postup měření dynamických charakteristik lidského těla je následující:

Spuštění budicího signálu, běh 3 sec. na ustálení kmitů, poté měření silové odezvy a dalších veličin (výchylka, zrychlení) po dobu 3s, poté přechod na další frekvenci, tento postup opakujeme od 1 Hz do 16 Hz po příslušných krocích (uvedeny v tabulce 1), tedy 21 měření pro jednu RMS hodnotu zrychlení. To vše 3x opakujeme pro každou RMS hodnotu zrychlení z důvodů přesnosti měření.

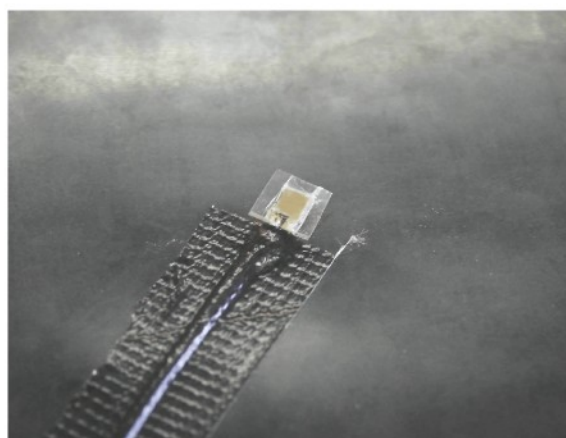
Dalšími měřenými veličinami bylo:

Plošné rozložení tlaku pod sedící osobou v místě styku lidského těla s tuhým sedákem a absolutní hodnota tlaku v místě styku pánevní kosti a tuhého sedáku, tento tlak je také maximálním tlakem působícím v místě styku mezi lidským tělem a sedákem.

Na obr.4. je sestava plochého snímače tlaku a absolutního snímače tlaku (červený křížek).



obr.4



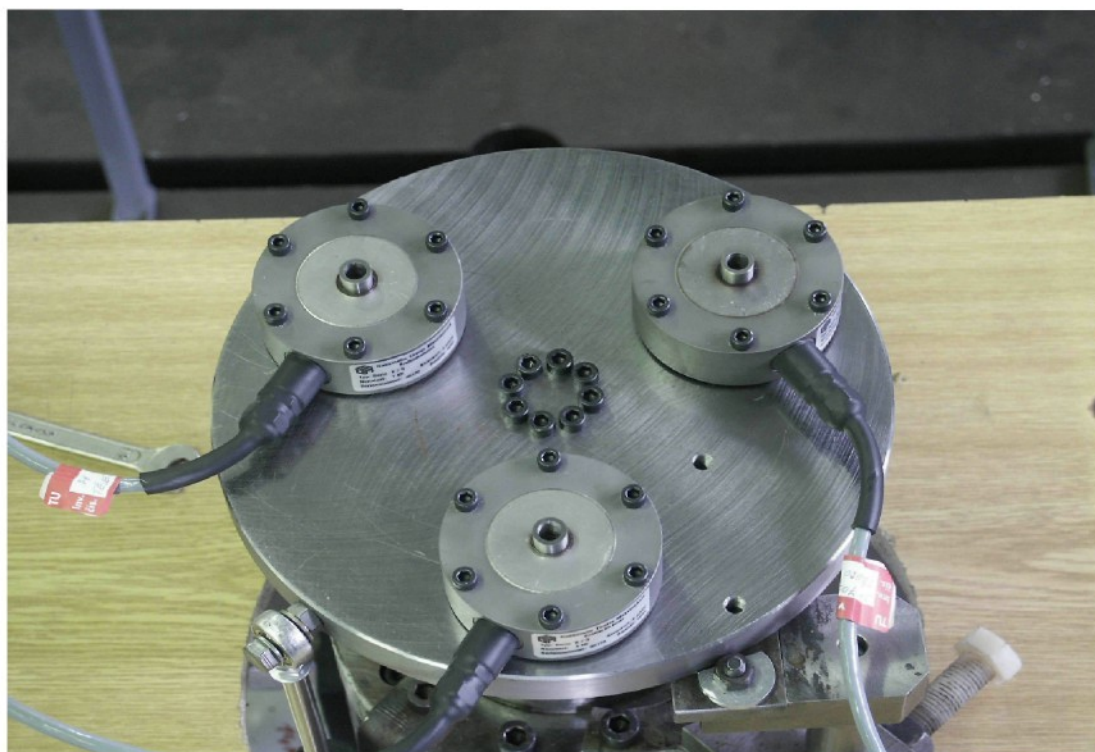
obr.5

Na obr.5. je detail umístění snímače tlaku. Absolutní snímač tlaku (dále jen AST) bylo nutné umístit na plochý snímač tlaku (dále jen PST), protože PST neumožňuje snímání tlaku v pascalech, ale ukazuje jen relativní rozložení tlaku na ploše v číslech od 0 do 256. Snímání hodnoty tlaku v přesně definovaném místě na ploše umožní přepočítání relativních hodnot tlaku z PST na hodnotu tlaku v pascalech pomocí AST.

Princip přepočtu je následující: je-li znám v určitém místě PST absolutní tlak a příslušná relativní hodnota tlaku, je poté možno přepočtem určit tlak v pascalech všude na PST. Program pro přepočet relativního tlaku na tlak v pascalech je v současné době ve fázi vývoje.

Dalším použitým zařízením je hvězdice ze tří snímačů síly, použitá pro snímání silové odezvy. Pro zajištění dostatečné citlivosti snímání síly byla v HDL projektována a vyrobena hvězdice ze tří snímačů.

Na obr. 6 je vidět uspořádání snímací hvězdice. Použitými snímači jsou tenzometrické snímače síly GTM - GASSMANN THEISS MESSTECHNIK GMBH typ KA - K - 5 kN - F - P - 1 mV/V.



obr.6

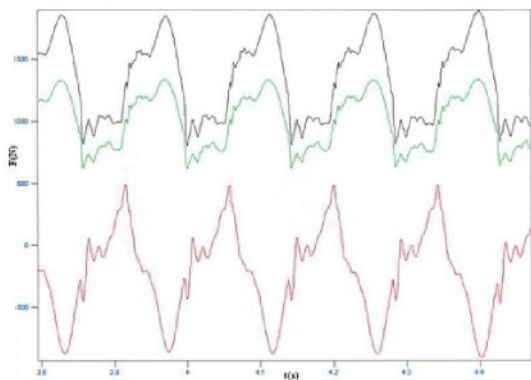
Další nutnou prací je zpracování dat, to je zdlouhavé, pro příklad zde uvádím seznam operací nutných pro určení hodnoty impedance na každém frekvenčním kroku, provedených na datech naměřených pro tento frekvenční krok.

Nutné matematické operace:

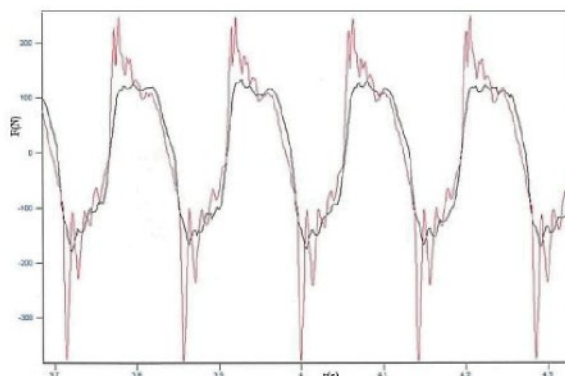
1. načtení souborů s naměřenými hodnotami výchylky a síly do programu zpracovávajícího data
2. derivace jednotlivých průběhů výchylky v závislosti na čase pro získání průběhu rychlosti v závislosti na čase
3. vyhlazení průběhů rychlosti pomocí plovoucího průměru
4. stanovení regresní přímkové náhrady závislosti síly na čase, které provedeme z důvodu, aby střední hodnota, kolem které průběh síly osciluje, byla rovna nule (vypočtený průběh lin. regrese odečteme od naměřeného průběhu příslušné síly)
5. numerický součet hodnot jednotlivých průběhů síly pro získání celkového průběhu síly v závislosti na čase
6. vyhlazení průběhů rychlosti a celkové síly v závislosti na čase pomocí plovoucího průměru
7. derivace vyhlazeného průběhu rychlosti (dvojnásobná numerická derivace signálu výchylky způsobuje maximálně 10% chybu zrychlení oproti teoretické velikosti zrychlení)
8. vyhlazení derivací získaného průběhu zrychlení
9. korekce dynamického působení sedačky na snímaný signál síly
10. výpočet hodnoty RMS síly a rychlosti
11. výpočet impedance pomocí podílu hodnot RMS pro sílu a rychlost
12. zprůměrování vypočtených hodnot impedancí pro získání konečné hodnoty impedance (máme celkem tři měření na jednotlivých frekvenčních krocích)
13. odměření fáze z naměřených a vypočtených průběhů síly a rychlosti

Výše uvedené matematické operace je nutné provést z důvodů zašumění dat, a protože signál naměřený snímači síly není ideální harmonická funkce. Na obr.7. je ukázána část naměřeného průběhu síly a jeho vyhlazení plovoucím průměrem.

Na obr.8. je ukázka naměřených a vyhlazených průběhů síly ze všech tří snímačů síly ze snímací hvězdice.



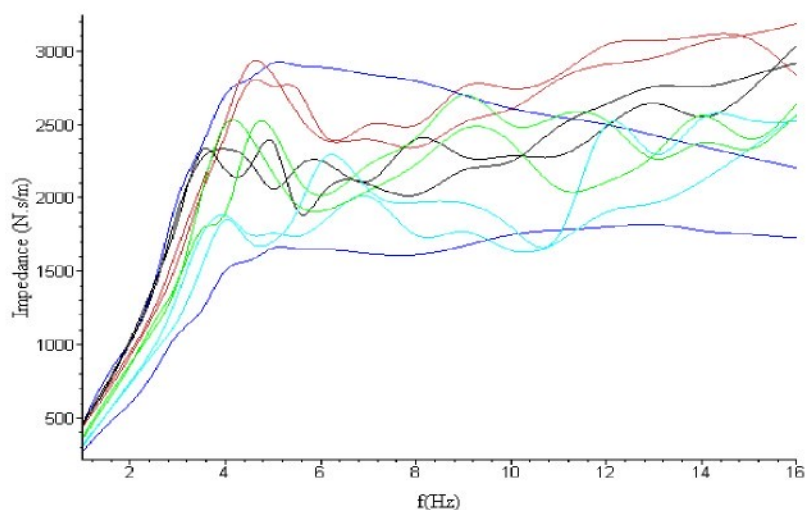
obr.7



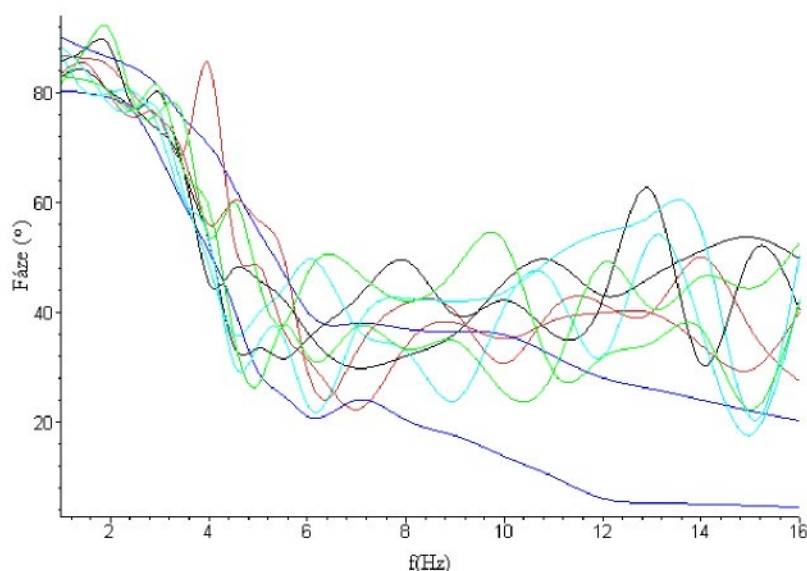
obr.8

Z obrázků je patrné, že určení amplitudy silového průběhu je problém, a tak lze vysvětlit možný rozptyl námi naměřených fází a fází naměřených v normě ISO 5982, protože odečtení fáze spočívá v nalezení amplitudy rychlosti a příslušné amplitudy síly, poté odměření jejich vzdálenosti na časové ose a přepočet na úhel.

Naměřené charakteristiky při našem měření:



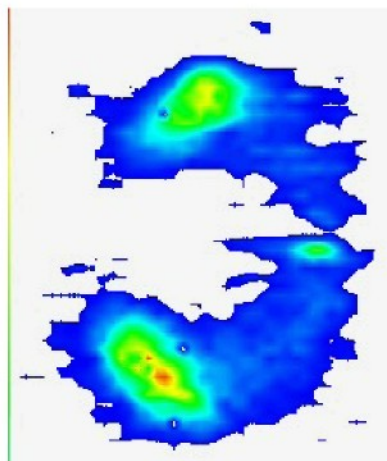
obr.9



obr.10

Na těchto obrázcích jsou modrou barvou označeny hranice dané normou ISO5982, rozdíl v naměřených fázích a impedancích může být způsoben rozdílným zpracováním a měřením dat na jiných pracovištích a především použitým budícím zařízením. Na našem experimentu byl použit hydraulický válec, na jiných pracovištích se používají elektrodynamické válce. Na obr.9. je vidět, že naměřené křivky impedance pro jednu osobu se liší pro různé úrovně zrychlení (1 a 2 m.s^{-2} RMS), křivky impedance příslušné jedné pokusné osobě jsou znázorněny na grafu jednou barvou (zelená, červená, modrá, černá). Naměřené charakteristiky jsou pak používány při navrhování vibroizolačních sedaček řidiče, nebo zátěžových modulů pro testování vibroizolačních sedaček, popřípadě je možné jejich zaimplementování do simulačních programů určených pro 3D simulaci mechanických systémů.

Dalším výstupem je zobrazení průběhů tlaků mezi sedící osobou a tuhou sedačkou při měření v závislosti na čase, frekvenci a RMS hodnotě zrychlení. Na obr.11. je zobrazeno rozložení tlaků pro sedící osobu pro jeden časový okamžik.

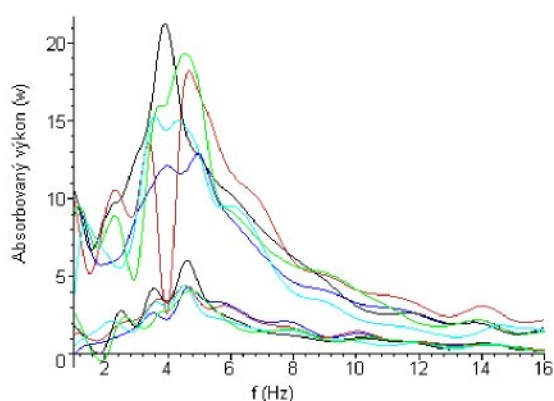


obr.11

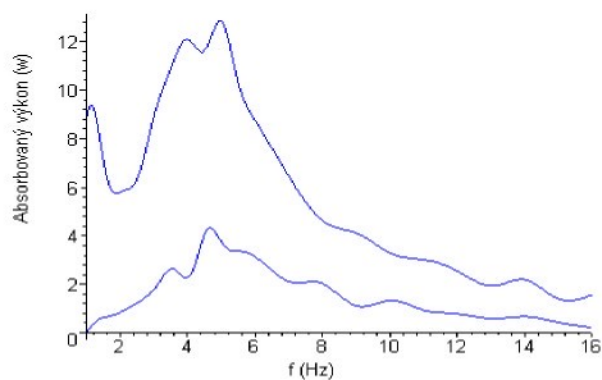
Plošné rozložení tlaků při měření nám může říci, zdali měřená osoba sedí rovnoměrně, nebo jestli je její těžiště mírně vyosené a pohyb těžiště plochy tlaků během měření. Červené plochy znamenají místa maximálního tlaku, modrá místa naopak místa minimálního tlaku.

Tlaky v místě styku lidského těla a tuhého sedáku dosahovaly u měřených osob hodnot až 1,425 MPa v místech maximálního tlaku.

Vypočítaný absorbovaný výkon (pomocí křivek impedance a fáze):



obr.12



obr.13

Na obr.12 jsou hodnoty vypočteného absorbovaného výkonu, na obr.13 jsou hraniční hodnoty absorbovaného výkonu vypočtené z hodnot daných normou ISO5982 . Pro hodnocení snesitelnosti vibrací se absorbovaný výkon ukazuje jako vhodnější než impedance. Korespondence subjektivních pocitů pohodlí a absorbovaného výkonu je relativně vysoká.

Praktické využití impedančních charakteristik:

Slouží pro navrhování zatěžovacích modulů, tyto moduly lze realizovat dvěma způsoby:

- Prvním způsobem je klasické mechanické řešení, kdy se modul skládá z hmot, pružin a tlumičů.
- Druhým způsobem je mechatronické řešení, kdy se modul skládá z hmoty, a elektrodynamického válce.

Předností prvního typu modulu je jeho jednoduchost a rychlost použití, nevýhodou je ne úplně přesná aproximace naměřených charakteristik (odchylka od zvolené křivky impedance může být až 20 %).

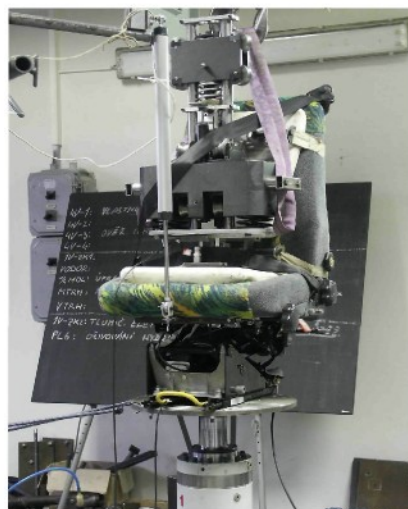
Výhodou druhého typu modulu je přesná aproximace naměřených hodnot včetně fáze, relativně menší velikost než mechanické moduly, drobnou vadou je je nutnost řídicí elektroniky.

Na obr.14. je realizace mechatronického zátěžového modulu. Na obr.15. je realizace jednohmotového zátěžového modulu (používaný v naší laboratoři), vlastnosti a uspořádání modulů jsou navrženy tak, aby co nejlépe approximovaly zvolené impedanční křivky.

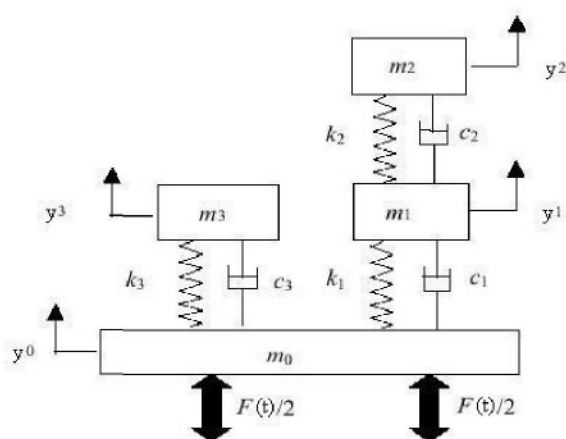
Moduly mechatronicky řešené jsou v současné době ve fázi vývoje a zkoušek, zejména na Univerzitě v Southamptonu, Darmstadtu. Moduly tvořené hmotami, pružinami a tlumiči jsou již používány zejména výrobci odpružených sedaček jako jsou například Grammer, CIEB a další. Vývojem těchto modulů se zabývají zejména Úřady pro bezpečnost a hygienu práce v různých zemích, zejména ve Francii, Německu, Anglii a Kanadě. Matematický model zatěžovacího modulu pro vertikální směr budících vibrací je již stanoven v normě ISO5982.



obr.14.



obr.15.



obr.16.

Parametr	Hodnota	Parametr	Hodnota	Parametr	Hodnota
m_0 (kg)	2	k_1 (kN/m)	10.0	c_1 (Ns/m)	387
m_1 (kg)	6	k_2 (kN/m)	34.4	c_2 (Ns/m)	234
m_2 (kg)	2	k_3 (kN/m)	36.2	c_3 (Ns/m)	1390
m_3 (kg)	45				

Tab.2.

Na obr.16. je matematický model zátěžového modulu stanovený normou ISO5982. V tabulce č.2. jsou parametry tohoto modulu.

Stav řešení:

Současný stav řešení je následující, umíme měřit impedanční charakteristiky pro jeden směr budících vibrací, shoda námi naměřených impedančních křivek s ostatními autory je uspokojivá. Vytvořili jsme si metodiku měření, což nám dává dobrý základ po měření impedančních charakteristik pro multivibrační buzení. Naučili jsme se měřit s plochým snímačem tlaku, což nám pomůže při stanovování výkonových toků mezi lidským tělem a budícím zařízením. Byl navržen a vytvořen snímač určený pro měření momentů a sil pod měřeným subjektem při multivibračním buzení na plošině se šesti stupni volnosti. Byly navrženy úpravy koeficientů zatěžovacího modulu používaného v Hydrodynamické Laboratoři v Doubi tak, aby co nejlépe vyhovovaly současným naměřeným impedancím.

Cíle práce:

Tato práce vznikla z nutnosti zahrnutí vlivu vibrací i z jiných směrů do hodnocení dynamického chování lidského těla, protože v současné době používaná kritéria pro hodnocení vlivu vibrací na sedící lidské tělo se omezují jen na vertikální směr budících vibrací. Toto platí samozřejmě i o zatěžovacích modulech používaných na testování sedaček, které nahrazují svým dynamickým chováním lidské tělo a jsou také určeny jen pro vertikální směr budících vibrací.

Prvním úkolem tohoto výzkumu je utvořit přehled a srovnání současných zatěžovacích modulů a jejich porovnání.

Druhým úkolem je stanovit, jak provést experiment zahrnující budící vibrace z více směrů, zejména kombinace horizontálních směrů a vertikálního směru (dále jen multivibrační buzení) tak, aby po naměření dynamických charakteristik lidského těla buzeného multivibračním buzením bylo možné navrhnout zatěžovací modul respektující dynamickou reakci lidského těla pro toto multivibrační buzení.

Třetím úkolem je navržení nových způsobů hodnocení vlivu vibrací na lidské tělo

založených na výkonu, pro multivibrační budící vibrace.

Čtvrtým úkolem je pak provést vlastní návrh matematického modelu a konstrukce zatěžovacího modulu pro multivibrační buzení.

Postup této práce:

- uvedení do problematiky, přehled podmínek a přístrojů pro měření dynamických charakteristik lidského těla
- rešerše dosavadních matematických modelů lidského těla užívaných k popisu dynamického chování lidského těla vystaveného vertikálním i horizontálním vibracím, přehled technických realizací matematických modelů (zatěžovací modul) a jejich vzájemné srovnání
- měření vstupní impedance lidského těla pro vertikální budící vibrace a jejich porovnání s naměřenými charakteristikami na jiných pracovištích ve světě
- navržení velikosti a kombinací budících vibrací pro měření dynamické odezvy lidského těla při vystavení multivibračnímu buzení
- návrh způsobu hodnocení dynamické reakce lidského těla na vibrace založeného na principu identifikace a bilance disipovaného a absorbovaného výkonu při multivibračním buzení
- návrh matematického modelu a konstrukce zatěžovacího modulu pro tři základní směry translačních budících vibrací

V této práci je nutné uvést již vyvinuté zatěžové moduly a jejich matematické modely, abychom lépe porozuměli směru vývoje těchto modulů ve světě. Pro navržení podoby matematického modelu zatěžovacího modulu pro multivibrační buzení je nutné použít závislosti impedance a efektivní hmotnosti z literatury, neboť plošinu se šesti stupni volnosti na pracovišti, kde tato práce vznikala, nebylo ještě možné použít pro měření dynamických charakteristik lidského těla při multivibračním buzení

V této práci se budou vyskytovat některé pojmy, jejichž smysl si zde nyní osvětlíme. Zatěžovací modul je mechanické zařízení simulující dynamické chování lidského těla sedícího

na buzené sedačce. Frekvenční vlastnosti tohoto modulu jsou popsány pomocí matematického modelu. Pokud se budeme zmiňovat o zatěžovacím modulu, myslíme tím mechanické zařízení. Matematickým modelem myslíme soubor rovnic popisující vlastnosti zatěžovacího modulu.

Literatura:

- [1] ČSN ISO 7626-1 Vibrace a rázy - Experimentální určování mechanické pohyblivosti-
Část 1: Základní definice snímače.
- [2] ČSN ISO 7626-2 Vibrace a rázy - Experimentální určování mechanické pohyblivosti-
Část 2: Měření pomocí translačního buzení v jednom bodě s připojeným vibrátorem.
- [3] EN ISO 13090-1 Vibrace a rázy - Pokyny pro bezpečnostní hlediska zkoušek a
pokusů na lidech - Část 1: Expozice celkovým vibracím a opakovaným rázům.
- [4] ČSN ISO 2631-1 Vibrace a rázy - Hodnocení expozice člověka celkovým
vibracím - Část 1: Všeobecné požadavky.
- [5] ČSN ISO 10326-1 Vibrace - Laboratorní metoda hodnocení vibrací vozidlových
sedadel - Část 1: Základní požadavky.
- [6] ČSN ISO 5982 - 2002 Vibrace a rázy - Vstupní mechanická impedance lidského těla.
- [7] ČSN ISO 5982 - 1981 Vibrace a rázy - Vstupní mechanická impedance lidského těla.
- [7] ČSN ISO 8041 Vibrace působící na člověka - měřicí přístroje.
- [8] ČSN ISO 8041- změna Vibrace působící na člověka - měřicí přístroje.
- [9] Døssing, O. Zkoušení mechanických soustav - Část1: Měření pohyblivosti,
B&K, listopad 1988.
- [10] Schnorrenberg, W. Spektrumanalyse : Theorie und praxis, Vogel, 1990
- [11] Broch, J.T. Messungen von Mechanischen Schwingungen und Stössen, B&K,
September 1970.
- [12] Soukup, J. Identifikace soustav, SNTL Praha 1990
- [13] Holmlund, P., Lundström, R., Lindberg, L., Mechanical impedance of human body
in vertical direction, Applied Ergonomics 31 (2000), 415-422.
- [14] Cho, Y., Yoon, Y-S., 2001. Biomechanical model of human on seat with backrest
for evaluating ride quality, International Journal of Industrial Ergonomics 27
(2001), 331-345.
- [15] Tregoubov, V.P., 1999. Problems of mechanical model identification for human
body under vibration, Mechanism and Machine Theory 35 (2000), 491-504.

- [16] Lins, W., S.: Human vibration response measurement. Document control data, R&D, US Army, 1972.
- [17] R. Lundström, P. Holmlund, 1998, Absorption of energy during whole-body vibration exposure, *Journal of Sound and Vibration* (1998) 215(4), 789-799.
- [18] P. Holmlund, R. Lundstrom, Mechanical impedance of the human body in the horizontal direction, *Journal of Sound and Vibration* (1998) 215(4), 801 -812
- [19] L.wei and M. J. Griffin, Mathematical models for the apparent mass of the seated human body exposed to vertical vibration, *Journal of Sound and Vibration* (1998) 215(5), 885-874
- [20] Zápisy z jednání CEN/TC231/WG9
- [21] G. S. Paddan and M. J. Griffin, Evaluation of whole-body vibration in vehicles, *Journal of Sound and Vibration* (2002) 253(1), 195-213
- [22] P.-E. Boileau, S. Rakheja, Whole-body vertical biodynamic response characteristics of the seated vehicle driver Measurement and model development, *International Journal of Industrial Ergonomics* 22 (1998) 449- 472
- [23] N.J. Mansfield, R. Lundstrom, The apparent mass of the human body exposed to non-orthogonal horizontal vibration, N.J. Mansfield, R. Lundstrom, *Journal of Biomechanics* 32 (1999) 1269-1278
- [24] S.D. Smith, Modeling differences in the vibration response characteristics of the human body *Journal of Biomechanics* 33 (2000) 1513-1516, Technical note
- [25] DIN45676
- [26] Mitsunori Kubo, Fumio Terauchi, Hiroyuki Aoki, Yoshiyuki Matsuoka, An investigation into a synthetic vibration model for humans: An investigation into a mechanical vibration human model constructed according to the relations between the physical, psychological and physiological reactions of humans exposed to vibration, *International Journal of Industrial Ergonomics* 27 (2001) 219-232
- [27] Technické zprávy vzniklé na HDL v letech 2000-2005
- [28] N. J. Mansfield, P. Holmlund AND R. Lundstrom, Apparent mass and absorbed power during exposure to whole-body vibration and repeated shocks, *Journal of*

- Sound and vibration (1998) 248(3), 427-440
- [29] V. Zeman, Z. Hlaváč, Kmitání mechanických soustav, ZČU Plzeň, ISBN 80-7082-563-4
- [30] N. J. Mansfield, M. J. Griffin, Effect of magnitude of vertical whole-body vibration on absorbed power for the seated human body, Journal of Sound and Vibration (1998) 215(4) 813-825
- [31] Barbara Hinz, Ralph Bluthner, Gerhard Menzel, Sebastian Rutzelb, Helmut Seidel, Horst Peter Wolfelb, Apparent mass of seated men Determination with single- and multi-axis excitations at different magnitudes,, Journal of Sound and Vibration (2006) 298, 788-809
- [32] P. Holmlund, R. Lundstrom, Mechanical impedance of the sitting human body in single-axis compared to multi-axis whole-body vibration exposure, Clinical Biomechanics 16 supplement no.1(2001) S101-S110

Publikace:

- [1] Bureš M., Barbora J., Pytlík R., PROVOZNÍ ZKUŠENOSTI S BUDICÍ PLOŠINOU SE ŠESTI STUPNI VOLNOSTI, 45. Mezinárodní konference Kateder částí a mechanismů strojů/ Blansko/ 7.-9.9. 2004 ISBN 80-214-2702-7
- [2] Pytlík R., EFFECTS OF VIBRATIONS TO HUMAN BODY, BIOMECHANICS OF MAN/ Plzeň/ 16.-19.2004, ISBN 80-7043-315-9
- [3] Pytlík R., MATHEMATICAL MODEL FOR TESTING MODULE INTENDED FOR TESTING OF VIBROISOLATING DRIVER SEAT, ADJUSTED ACCORDING TO OWN MEASURED DATA , XXXV. ASR 2010 Seminar, Ostrava, 30.-04.2010, ISBN 978-80-248-2191-7
- [4] Pytlík R., DETERMINATION OF PARAMETERS OF MATHEMATICAL MODEL FOR TESTING DUMMY FOR VIBROISOLATED DRIVER SEAT , Computational Mechanics 2010, Hrad Nečtiny , 8-10.11.2010

Kapitola 1

Úvod

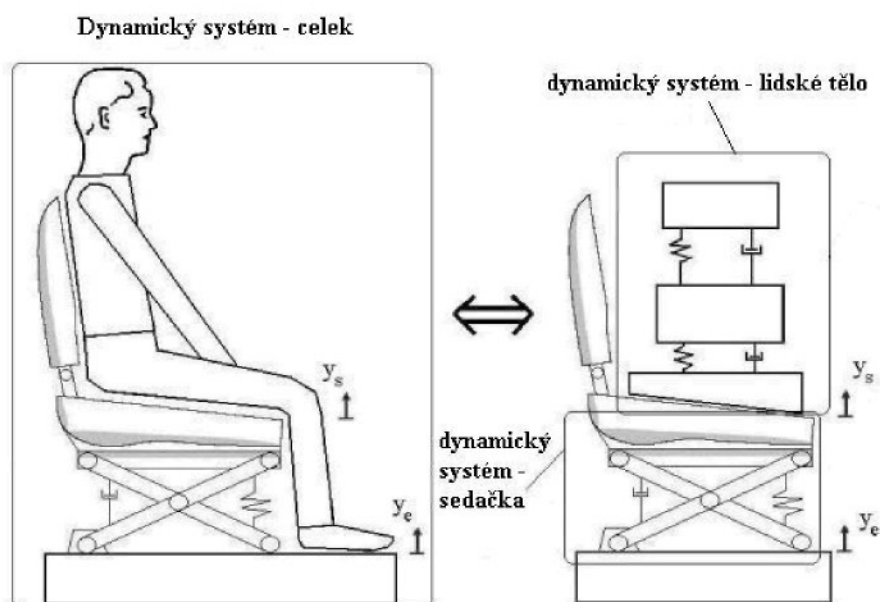
Izolace určitých objektů od vnějších zdrojů vibrací je nutným předpokladem pro jejich dobrou funkci. Následkem vibrací může dojít až k poškození, nebo neúměrné reakci objektu na vibrace, jež na něj působí. V této práci se budeme zajímat o ochranu lidského těla před vibracemi a to zejména pro osoby sedící v automobilu, na který působí vibrace z vnějšku (přejezd vozovky) nebo, který sám vibrace vytváří (chod nevyváženého motoru). Hlavním prostředkem vibroizolace lidského těla v automobilu je sedačka (ať s pevným, nebo odpruženým odstavcem). Vzhledem k tomu rozdělujeme sedačky na:

- a) Pasivní sedačky - pevná sedadla s měkkým sedákem, tvořeným polyuretanovou pěnou, popřípadě jiným měkkým materiálem. Tyto sedačky se nachází zejména v osobních automobilech a dopravních prostředcích jako sedadla cestujících
- b) Aktivní sedačky - pevná sedadla s měkkým sedákem a mechanickým podstavcem, jenž plní roli systému izolujícího vibrace. Tento typ sedačky najdeme zejména v nákladních automobilech, autobusech, pracovních strojích jako sedačky řidiče, výjimečně spolujezdce. Tato sedadla budou především objektem našeho výzkumu.

Pro jejich projekci, resp. konstrukci je nezbytné respektovat interakci těla řidiče a vlastního vibroizolačního systému sedačky. Vzhledem ke složitosti této interakce bude prospěšné nejprve zkoumat dynamické vlastnosti obou systémů odděleně (viz. Obr.1.), y_s resp. y_e je výchylka sedáku resp. Okamžitá výchylka základny odpruženého podstavce. Tento postup by měl být po stanovení základních dynamických charakteristik lidského těla doplněn o zkoumání interakce lidského těla a sedačky.

Stanovení dynamických vlastností lidského těla je též navíc omezeno několika faktory, kterými jsou:

- a) vliv velikosti amplitudy, frekvence a průběhu budicího signálu na dynamickou odezvu lidského těla, pokud ho vystavíme vibracím, například tvar impedanční charakteristiky je závislý na úrovni zrychlení budících vibrací, na frekvenci budících vibrací a dalších faktorech jako jsou poloha při měření, hmotnost měřeného subjektu, typ postavy atd.
- b) bezpečnostní hlediska, jako jsou například maximální přípustné velikosti budících vibrací a doba měření viz ISO 2631.



Obr. 1.1: Interakce lidského těla se sedačkou

Seznam vybraných publikací

- Bureš M., Barbora J., Pytlík R., Provozní zkušenosti s budicí plošinou se šesti stupni volnosti, 45. Mezinárodní konference Kateder částí a mechanismů strojů, Blansko, 7.-9.9. 2004 ISBN 80-214-2702-7
- Pytlík R., Effects of vibrations to human body, Biomechanics of man, Plzeň, 16.-19.2004, ISBN 80-7043-315-9
- Pytlík R., Mathematical Model For Testing Module Intended For Testing Of Vibroisolating Driver Seat, Adjusted According To Own Measured Data , XXXV. ASR 2010 Seminar, Ostrava, 30.-04.2010, ISBN 978-80-248-2191-7
- Pytlík R., Determination of Parameters of Mathematical Model for Testing Dummy for Vibroisolated Driver Seat , Computational Mechanics 2010, Hrad Nečtiny , 8-10.11.2010

Kapitola 2

Cíle práce

Tato práce vznikla z nutnosti zahrnutí vlivu vibrací i z jiných směrů do hodnocení dynamického chování lidského těla, protože v současné době používaná kritéria pro hodnocení vlivu vibrací na sedící lidské tělo se omezují jen na vertikální směr budících vibrací. Toto platí samozřejmě i o zatěžovacích modulech používaných na testování sedaček, které nahrazují svým dynamickým chováním lidské tělo a jsou také určeny jen pro vertikální směr budících vibrací.

Prvním úkolem tohoto výzkumu je utvořit přehled a srovnání současných zatěžovacích modulů a jejich porovnání.

Druhým úkolem je stanovit, jak provést experiment zahrnující budící vibrace z více směrů, zejména kombinace horizontálních směrů a vertikálního směru (dále jen multivibrační buzení) tak, aby po naměření dynamických charakteristik lidského těla buzeného multivibračním buzením bylo možné navrhnout zatěžovací modul respektující dynamickou reakci lidského těla pro toto multivibrační buzení.

Třetím úkolem je navržení nových způsobů hodnocení vlivu vibrací na lidské tělo založených na výkonu, pro multivibrační budící vibrace.

Čtvrtým úkolem je pak provést vlastní návrh matematického modelu a konstrukce zatěžovacího modulu pro multivibrační buzení.

Postup této práce:

- uvedení do problematiky, přehled podmínek a přístrojů pro měření dynamických charakteristik lidského těla
- rešerše dosavadních matematických modelů lidského těla užívaných k popisu dynamického chování lidského těla vystaveného vertikálním i horizontálním vibracím, přehled technických realizací matematických modelů (zatěžovací modul) a jejich vzájemné srovnání

- měření vstupní impedance lidského těla pro vertikální budící vibrace a jejich porovnání s naměřenými charakteristikami na jiných pracovištích ve světě
- navržení velikosti a kombinací budících vibrací pro měření dynamické odezvy lidského těla při vystavení multivibračnímu buzení
- návrh způsobu hodnocení dynamické reakce lidského těla na vibrace založeného na principu identifikace a bilance disipovaného a absorbovaného výkonu při multivibračním buzení
- návrh matematického modelu a konstrukce zátěžového modulu pro tři základní směry translačních budících vibrací

V této práci je nutné uvést již vyvinuté zátěžové moduly a jejich matematické modely, abychom lépe porozuměli směru vývoje těchto modulů ve světě. Veškeré charakteristiky uvedené v kapitole 4.2.3, nebyly převzaty z literatury, ale byly stanoveny autorem, stejně jako další části této práce. Pouze pro navržení podoby matematického modelu zátěžovacího modulu pro multivibrační buzení je nutné použít závislosti impedance a efektivní hmotnosti z literatury, neboť plošinu se šesti stupni volnosti na pracovišti, kde tato práce vznikala, nebylo ještě možné použít pro měření dynamických charakteristik lidského těla při multivibračním buzení

V této práci se budou vyskytovat některé pojmy, jejichž smysl si zde nyní osvětlíme. Zátěžovací modul je mechanické zařízení simulující dynamické chování lidského těla sedícího na buzené sedačce. Frekvenční vlastnosti tohoto modulu jsou popsány pomocí matematického modelu. Pokud se budeme zmiňovat o zátěžovacím modulu, myslíme tím mechanické zařízení. Matematickým modelem myslíme soubor rovnic popisující vlastnosti zátěžovacího modulu.

Kapitola 3

Přehled podmínek použitých pro stanovení dynamických charakteristik lidského těla

V této kapitole shrneme základní poznatky o měření dynamických charakteristik lidského těla včetně matematických operací s daty, použitým zařízením, výslednými charakteristikami a podmínkami měření pro jeden směr budících vibrací.

3.1 Popis problému

Proto, aby bylo možné charakterizovat a měřit dynamické vlastnosti lidského těla jako dynamického systému, byly zavedeny veličiny popisující jeho dynamické vlastnosti. Těmito veličinami jsou přenosová funkce, vstupní impedance, efektivní hmotnost, efektivní tuhost. Přenosové funkce jsou charakterizovány jako podíl RMS hodnot zrychlení, rychlostí nebo výchylek měřených na dvou místech a to na vstupu do lidského těla a v místě, vůči kterému chceme přenos vibrací stanovit, například hlava, hrudník apod. Vstupní impedance je v této práci počítána jako podíl RMS hodnoty naměřeného průběhu síly a rychlosti v jednom místě a to na vstupu do soustavy. Definice vstupní impedance dle normy je odlišná, vstupní impedance je dána podílem fázorů síly a rychlosti. Obdobné je to u efektivní hmotnosti. Zde se rychlost nahrazuje naměřeným průběhem zrychlení na vstupu do soustavy.

Pozn.:

- RMS hodnoty veličin byly zavedeny z důvodů nelinearity systému a lepší zpracovatelnosti naměřených dat [13].

Definice výpočtu RMS hodnoty z funkce $f(t)$:

$$\text{RMS}(f(t)) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (f(t))^2 dt} \quad (3.1)$$

Vztah pro vstupní impedanci dle normy: $Z(\omega) = F(\omega) / v(\omega)$ (3.2)

Navržený vztah pro vstupní impedanci: $Z(\omega) = F_{\text{RMS}}(\omega) / v_{\text{RMS}}(\omega)$ (3.3)

Efektivní hmotnost: $M_{\text{ef}}(\omega) = F(\omega) / a(\omega)$ (3.4)

Frekvenční přenos: $T_{12a}(\omega) = \hat{a}_1 / \hat{a}_2$ (3.5)

nebo $T_{12v}(\omega) = \hat{v}_1 / \hat{v}_2$ (3.6)

nebo $T_{12y}(\omega) = \hat{y}_1 / \hat{y}_2$ (3.7)

Definice vstupní impedance (dále jen impedance) dle normy je následující. Impedance je dána komplexním poměrem fázoru síly a fázoru budící rychlosti. Efektivní hmotnost je název daný normou. Ve světové literatuře je spíše znám pod názvem apparent mass – zdánlivá hmota.

Po zkušenostech s měřením a vyhodnocováním naměřených průběhů síly a rychlosti byl navržen pro výpočet vstupní impedance vztah 3.2. Zdůvodnění tohoto způsobu výpočtu bude následovat v další kapitole. Síla je snímána z tenzometrických snímačů síly (aby bylo možno určit i statickou hodnotu síly), vstupní rychlost lze získat derivací signálu ze snímače výchylky. Výchylka je snímána LWG snímačem polohy. Veličinou doplňující impedanci je fáze, což je úhel zpoždění mezi fázorem síly a rychlosti. Další veličinou, kterou je možno získat přepočtem z naměřené impedance a fáze je disipovaný výkon, který lidské tělo absorbuje během vibrací.

Podle literatury. č. 28 a č. 30 je absorbovaný výkon definován následujícím vztahem,

$$P(f) = F(f)v(f)\cos(\Phi_{F,v}) \quad (3.8)$$

kde $P(f)$ je absorbovaný výkon (frekvenční charakteristika), $F(f)$ je amplituda odezvy závislá na frekvenci a $v(f)$ je velikost amplitudy budících vibrací v závislosti na frekvenci, $\Phi_{F,v}$ je úhel

fázového zpoždění mezi nimi. Název absorbovaný výkon je jen název převzatý z literatury, správný název této veličiny by měl být disipovaný výkon.

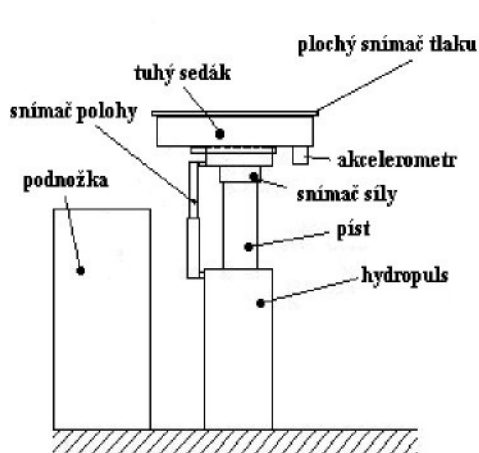
Po získaných zkušenostech z měření byla zavedena následující definice střední hodnoty disipovaného výkonu za periodu:

$$P(f) = 1/T \int_0^T F(t, f) v(t, f) dt \quad (3.9)$$

V předchozích odstavcích jsou definovány veličiny, pomocí kterých budou dynamické vlastnosti lidského těla stanovovány. Definice těchto veličin jsou dány ISO normou.

Vlastní stanovení impedanční charakteristiky spočívá ve změření silové odezvy měřeného dynamického systému na definované buzení, nebo naopak změření kinematické odezvy (výchylka, rychlost, zrychlení) na daných bodech systému v závislosti na silovém buzení soustavy. U mechanických soustav se používá nejčastěji silové buzení a měření odezvy v kinematických veličinách, jako příklad lze uvést měření kmitání karoserie osobního automobilu, kdy je použito silové buzení v předem určených místech a je měřena odezva zrychlení ve zvolených bodech karoserie. Tento postup je možné použít, pokud lze systém upnout za některé jeho body, nebo je již "upnut" (například konstrukce budovy), čehož lze docílit u většiny mechanických soustav. Bohužel, toho způsobu nelze použít právě u lidského těla vzhledem k jeho uspořádání. Takže jediným způsobem, jak lze přibližně stanovit jeho dynamické vlastnosti, je odečítáním silové odezvy na dané kinematické buzení.

Měření se provádí zejména pro tři základní polohy lidského těla. Těmito polohami jsou poloha vleže na zádech, vestoje a v sedě. Pro navrhování sedaček řidiče má smysl měřit dynamické vlastnosti lidského těla jen pro sedící osobu. Protože klasický způsob měření impedanční charakteristiky není možný (upnutí systému), je nutné zvolit způsob, kdy je měřený objekt umístěn na vibrační zařízení. Mezi vibrační zařízení a měřený objekt je položen systém, je umístěn snímač, popřípadě systém snímačů, jenž měří silovou odezvu na definovaný budicí signál.



Obr. 3.1.1: Schéma měřicího stanoviště Obr. 3.1.2: Reálná podoba měřicího stanoviště

Na obr. 3.1.1 je schematicky znázorněno měřící stanoviště používané pro stanovení impedanční charakteristiky pro sedící osobu, která má nohy na nepohyblivé podložce a sedí na tuhé sedačce umístěné na hydraulickém válci, který vyvozuje budící vibrace. Na obr. 3.1.2 je skutečná podoba tohoto stanoviště, jež se nachází v hydrodynamické laboratoři příslušející Technické univerzitě v Liberci.

Dalším problémem tohoto měření je stanovit, jaké budící vibrace použít, jak dlouho lze měřit a kolik měření je nutné provést, aby bylo možné stanovit impedanční charakteristiku měřeného subjektu. V řadě případů lze dynamické soustavy považovat za lineární, případně je možné je v pracovním bodě linearizovat. Z toho vyplývá, že je-li naměřena dynamická odezva pro jedno buzení, lze při znalosti spektrální matice určit odezvu pro jiné buzení.

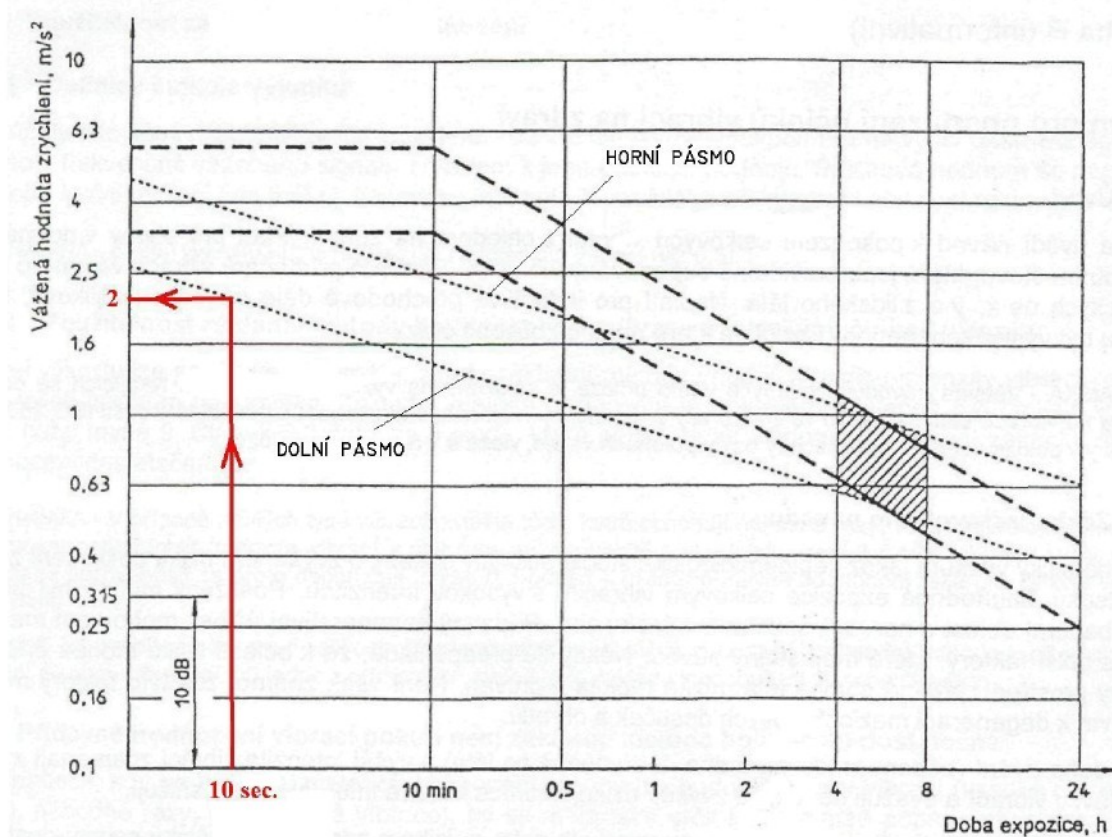
U nelineárních systémů není možno tento přepočít provést, ale je nutno provést tato měření pro různé frekvence buzení a velikosti amplitud.

Měřit dynamické chování lidského těla lze pomocí definovaného sinusového signálu nebo pomocí bílého šumu. Vzhledem k tomu že není možné elektrohydraulickým pulsátorem bílý šum realizovat, proto jsme nuceni se omezit na harmonický signál, který lze realizovat dobře. Použité amplitudy pro buzení při reálném měření jsou pro frekvence od 10 Hz již na hranici reprodukovatelnosti.

Vymezení intervalu budících frekvencí buzení a k nim příslušných amplitud lze provést pomocí normy ISO 2631-1. Frekvenční rozsah, pro který chceme určit impedanční

charakteristiku byl zvolen od 1 Hz do 16 Hz.

Pro vlastní měření dynamických charakteristik lidského těla je nutno znát maximální možné amplitudy vibrací. Ty udává norma ISO 2631-1. V této normě je stanoveno, že maximální RMS hodnota zrychlení pro dobu měření 10 s je 2 m.s^{-2} . Pro vlastní měření byla zvolena ještě jedna RMS hodnota zrychlení, a to 1 m.s^{-2} , protože dynamická reakce lidského těla je nejen závislá na frekvenci buzení, ale také na velikosti jeho amplitudy. Na obr. 3.1.3 jsou hranice expozice dané normou ISO 2631-1. Uvedené hranice jsou ovšem podmíněny harmonickým průběhem budicího signálu, a proto bude prospěšné prověření závislosti dynamických charakteristik na použitém budícím signálu (pilový, obdélníkový, trojúhelníkový, resp. Parabolický, ap.)



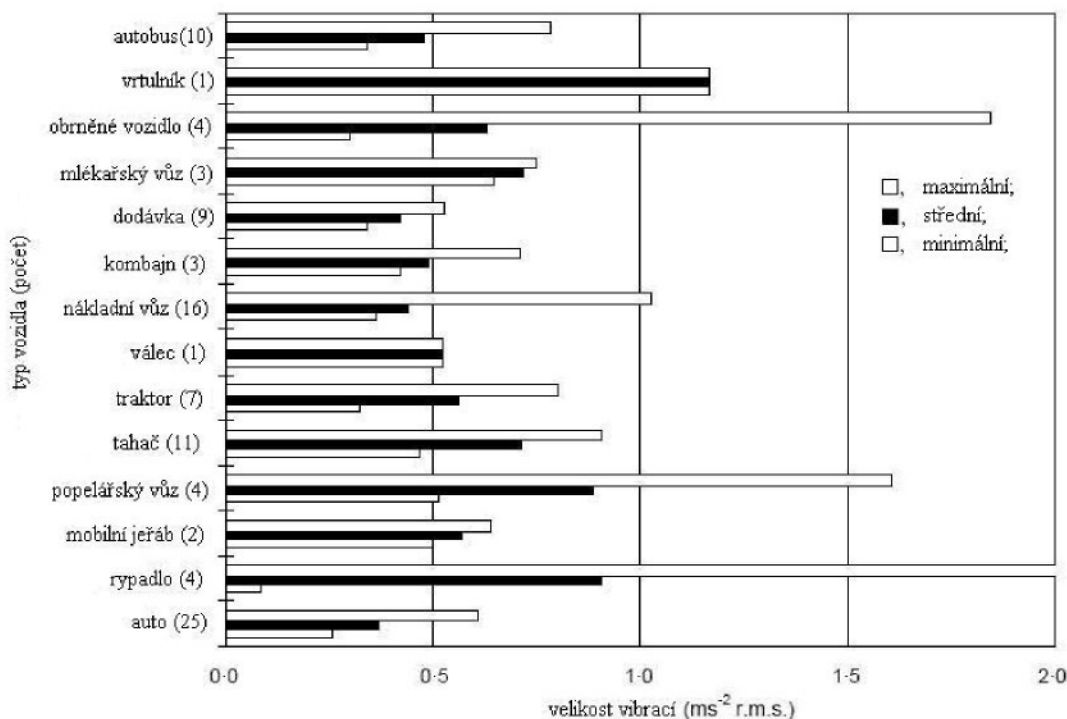
Obr. 3.1.3: Směrná pásma ohrožení zdraví dle ISO 2631-1

V tabulce 3.1.1 jsou uvedeny použité amplitudy buzení příslušné frekvenčním krokům. Amplituda 2 přísluší RMS hodnotě zrychlení 2 m.s^{-2} , Amplituda 1 přísluší RMS hodnotě zrychlení 1 m.s^{-2} .

Tab. 3.1.1: Přehled amplitud budících vibrací použitých při experimentech

Frekvence (Hz)	Amplituda 1 (mm)	Amplituda 2 (mm)	Frekvence (Hz)	Amplituda 1 (mm)	Amplituda 2 (mm)
1	36	70	6	1	2
1,5	16	32	7	0,7	1,5
2	9	18	8	0,6	1,1
2,5	6	11,5	9	0,4	0,9
3	4	8	10	0,4	0,7
3,5	3	6	11	0,3	0,6
4	2	4,5	12	0,25	0,5
4,5	2	3,5	13	0,2	0,4
5	1,5	3	14	0,2	0,4
5,5	1,2	2,4	15	0,15	0,3
			16	0,1	0,3

Pro ukázkou jsou na obr. 3.1.4 uvedeny velikosti vibrací vyskytujících se v některých mobilních strojích [21].



Obr. 3.1.4: Velikosti RMS hodnot vibrací v různých mobilních prostředcích

Jako doplnění výše uvedených obrázků je uvedena stupnice pohodlnosti vibrací dle **BS 6841** a **ISO 2631**, uvedené hodnoty jsou RMS hodnoty zrychlení.

pod	0,315		m/s ²	<u>není nepohodlné</u>
od	0,315	do 0,63	m/s ²	trochu nepohodlné
od	0,5	do 1	m/s ²	více nepohodlné
od	0,8	do 1,6	m/s ²	nepohodlné
od	1,25	do 2,5	m/s ²	velmi nepohodlné
více než	2		m/s ²	<u>extrémně nepohodlné</u>

3.2 Měření dynamických charakteristik

3.2.1 Postup měření dynamických charakteristik lidského těla

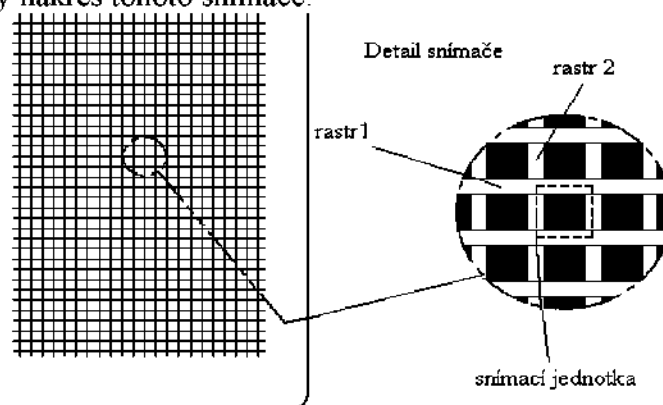
Postup měření byl následující:

Spuštění budicího signálu, běh 3 sec. na ustálení kmitů, poté měření silové odezvy a dalších veličin (výhybka, zrychlení) po dobu 3 s, poté přechod na další frekvenci. Tento postup opakujeme od 1 Hz do 16 Hz po příslušných krocích (uvedeny v tabulce 3.1.1), tedy 21 měření pro jednu RMS hodnotu zrychlení. To vše je opakováno 3x pro každou RMS hodnotu rychlosti z důvodů přesnosti měření.

3.2.2 Ostatní měřené veličiny

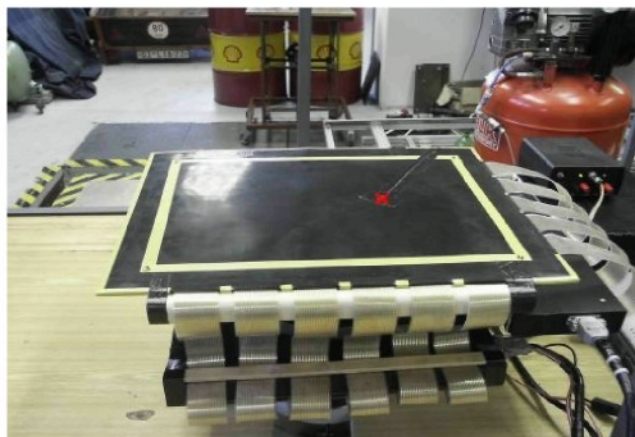
Bylo také měřeno relativní rozložení tlaku pod sedící osobou v místě styku lidského těla s tuhým sedákem, dále byla snímána hodnota tlaku na kontaktní ploše mezi lidským tělem a tuhým sedákem v místě maximálního tlaku.

Plošný snímač tlaku byl vytvořen týmem Doc. Jaromíra Volfa na pražské ČVUT. Princip tohoto snímače je takový, že mezi dvě vodivé mřížky je vložena vodivá pryž a při stlačení v obecném místě dochází ke snížení odporu, který je snímán a vyhodnocován. Na obr. 3.2.1 je schematický náčrt tohoto snímače.

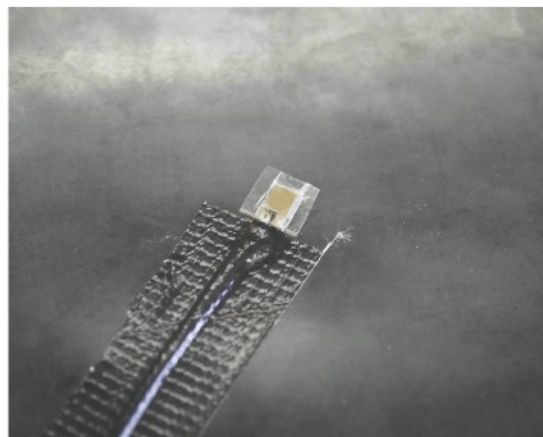


Obr. 3.2.1: Schematický pohled na plochý snímač tlaku

Počet snímacích jednotek na tomto plochém snímači tlaku je zhruba 4000. Ke snímači je výrobcem dodáván i software pro vyhodnocení a znázornění výsledků do grafické formy. Na obr. 3.2.2 je sestava plochého snímače tlaku a malého snímače tlaku (červený křížek).



Obr. 3.2.2: Pohled na plochý snímač tlaku



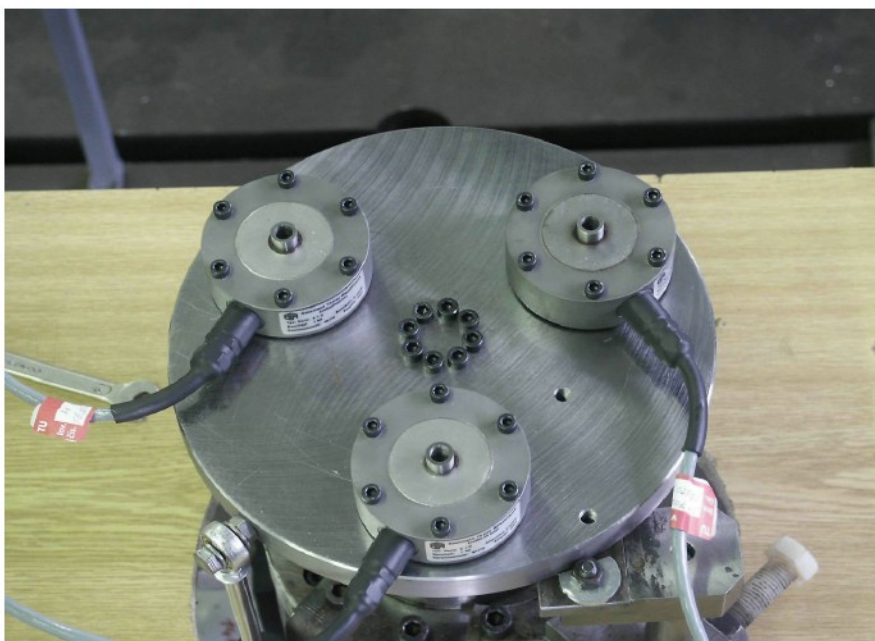
Obr. 3.2.3: Detail snímače tlaku

Na obr. 3.2.3 je detail umístění snímače tlaku. Absolutní snímač tlaku (dále jen AST) bylo nutné umístit na plochý snímač tlaku (dále jen PST), protože PST neumožňuje snímání tlaku v pascalech, ale ukazuje jen relativní rozložení tlaku na ploše v číslech od 0 do 256. Snímání hodnoty tlaku v přesně definovaném místě na ploše umožní přepočítání relativních hodnot tlaku z PST na hodnotu tlaku v pascalech pomocí AST.

Princip přepočtu je následující: je-li znám v určitém místě PST absolutní tlak a příslušná relativní hodnota tlaku, je poté možno přepočtem určit tlak v pascalech všude na PST. Program pro přepočet relativního tlaku na tlak v pascalech je v současné době ve fázi vývoje.

Pro zajištění dostatečné citlivosti snímání síly byla v HDL projektována a vyrobena hvězdice ze tří snímačů více obr.3.1.4.

Na obr. 3.2.4 je vidět uspořádání snímací hvězdice. Použitými snímači jsou tenzometrické snímače síly GTM - GASSMANN THEISS MESSTECHNIK GMBH typ KA - K - 5 kN - F - P - 1 mV/V.



Obr. 3.2.4: Snímací hvězdice ze tří silových snímačů

3.2.3 Postup zpracování naměřených dat

V úvodu této kapitoly je nutné uvést, proč byly zvoleny použité způsoby analýzy dat a snímání měřených veličin. Hydrodynamická laboratoř (dále jen HDL) je pracoviště vybavené budicími hydraulickými válci a snímací technikou. Toto zařízení umožňuje měřit chování buzených dynamických soustav. Rozdíl oproti podobným pracovištím je v použitém snímacím zařízení a budicím zařízení. Hydraulické válce jsou schopny reprodukce sinusového signálu jen do určité frekvence a velikosti amplitudy, z čehož vyplývala zvolená velikost amplitud buzení příslušných dané budicí frekvenci. Oproti elektrickým budicím zařízením není schopno reprodukovat signál o malé amplitudě. Minimální možná amplituda 0.1 mm je na hranici reprodukovatelnosti.

Na HDL jsou používány akcelerometry a lineární snímače výchylky, pro měření zrychlení a výchylky. Signál ze snímače zrychlení není spojen s měřicím počítačem přes aparaturu Bruehl&Kjaer jak je obvyklé na většině pracovišť, ale je snímán bez jakýchkoliv úprav (pásmové propustě, filtry, apod.) do měřicího počítače, což vyvolává nutnost úpravy

tohoto signálu až po naměření. Tím se zvyšuje objem prací nutných pro stanovení impedančních charakteristik.

Z tohoto důvodu byl zvolen následující postup pro identifikaci rychlosti a výchylky, za použití dostupného softwaru Diadem v.8.

Nutnou prací při měření dynamických charakteristik lidského těla je zpracování dat, jež je zdlouhavé. Pro příklad je níže uveden seznam operací nutných pro určení hodnoty impedance na každém frekvenčním kroku, provedených na datech naměřených pro tento frekvenční krok.

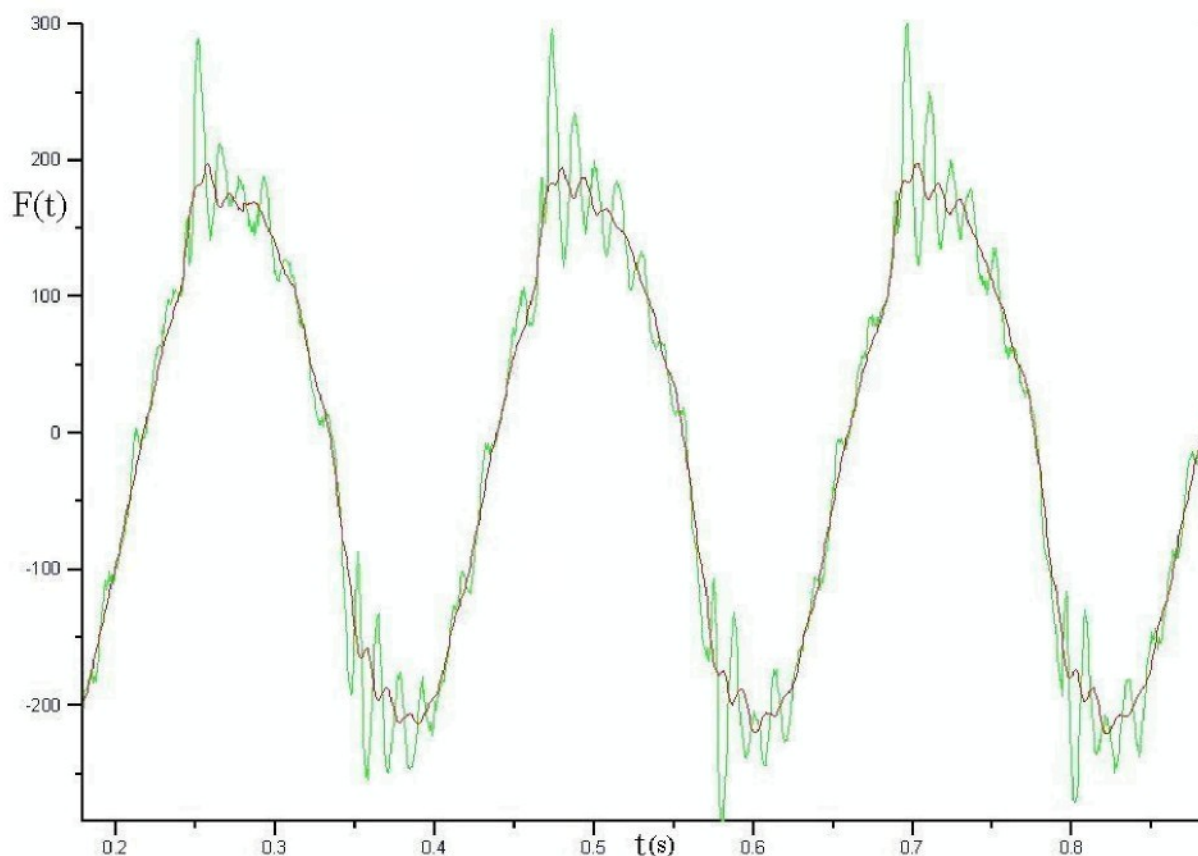
Zpracování každého naměřeného signálu provedeno pomocí klouzavého průměru, jehož výhodou je, že výsledek zpracování je patrný hned po aplikaci metody. Při frekvenční analýze je nutné signál rozložit pomocí FFT (rychlé Fourierovy transformace), pak zvolené složky spektra odstranit a opět signál pomocí zpětné FFT složit. Při tomto postupu může ovšem dojít ke ztrátě důležitých informací o signálu. Pokud dojde k nepřijatelné deformaci, je nutné celý proces opakovat (např. je-li použito pokud je použito pro analýzu například 600 souborů s naměřenými daty a v každém je 8 signálů, není možné zpracovávat data jednotlivě, a je nutná určitá automatizace analýzy dat). Tu je možné provést jen s plovoucím průměrem, který signál nedeformuje, pouze jej vyhlazuje. Vzhledem k špičkám signálu je tedy vhodnější než FFT analýza. Navíc je metoda klouzavého průměru matematicky jednodušší a tudíž výpočtově méně náročná.

Výpočtem impedance pomocí RMS hodnot síly a rychlosti je zjednodušeno získání vstupní impedance dle normy, které není možné přímo z naměřených dat, jak je patrné z obr. 3.2.5, ale je možné ji za určitých zjednodušujících předpokladů získat pomocí RMS hodnoty síly a rychlosti. Předpokladem je to, že pokud bude aplikován RMS výpočet na signál síly a rychlosti lze pak získat stejné číslo pro podíl amplitud síly a rychlosti tak i pro podíl RMS hodnot síly a rychlosti. To je jisté zjednodušení, které platí pro harmonické signály. Pokud ale bude aplikováno na všechna naměřená data, lze jej považovat za systematickou chybu. Tato chyba dovoluje srovnání naměřených charakteristik.

Nutné matematické operace:

1. načtení souborů s naměřenými hodnotami výchylky a síly do programu zpracovávajícího data
2. derivace jednotlivých průběhů výchylky v závislosti na čase pro získání průběhu rychlosti v závislosti na čase
3. vyhlazení průběhů rychlosti pomocí plovoucího průměru
4. stanovení regresní přímkové náhrady závislosti síly na čase, které provedeme z důvodu, aby střední hodnota, kolem které průběh síly osciluje, byla rovna nule (vypočtený průběh lin. regrese odečteme od naměřeného průběhu příslušné síly)
5. numerický součet hodnot jednotlivých průběhů síly pro získání celkového průběhu síly v závislosti na čase
6. vyhlazení průběhů rychlosti a celkové síly v závislosti na čase pomocí plovoucího průměru
7. derivace vyhlazeného průběhu rychlosti (dvojnásobná numerická derivace signálu výchylky způsobuje maximálně 10% chybu zrychlení oproti teoretické velikosti zrychlení)
8. vyhlazení derivací získaného průběhu zrychlení
9. korekce dynamického působení sedačky na snímaný signál síly
10. výpočet hodnoty RMS síly a rychlosti
11. výpočet impedance pomocí podílu hodnot RMS pro sílu a rychlost
12. zprůměrování vypočtených hodnot impedancí pro získání konečné hodnoty impedance (máme celkem tři měření na jednotlivých frekvenčních krocích)
13. odměření fáze z naměřených a vypočtených průběhů síly a rychlosti dle postupu uvedeného níže, viz. Str 32.

Výše uvedené matematické operace je nutné provést z důvodu zašumění dat a pro získání průběhů celkové síly pod lidským tělem během měření. Na obr. 3.2.5 je ukázána část naměřeného výsledného signálu síly (zelený) a jeho vyhlazení plovoucím průměrem (červený).

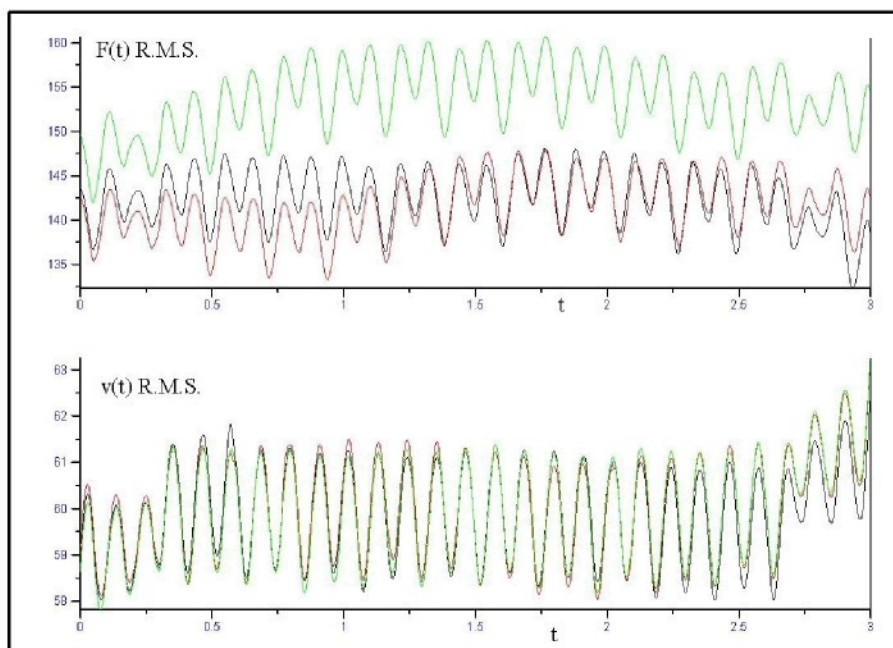


Obr. 3.2.5: Naměřený průběh síly v závislosti na čase a jeho vyhlazení plovoucím průměrem (červená barva)

Z obr. 3.2.5 je patrné, že určení amplitudy silového průběhu je problém a tak lze vysvětlit možný rozptyl námi naměřených fází a fází naměřených v normě ISO 5982, protože odečtení fáze spočívá v nalezení maximální amplitudy rychlosti a příslušné maximální amplitudy síly, poté odměření jejich vzdálenosti na časové ose a přepočet na úhel.

Pro zdůvodnění volby výpočtu impedance pomocí RMS hodnot síly a rychlosti a použití metody plovoucího průměru bude uvedeno několik skutečností.

První skutečností je, že RMS hodnoty celkové síly a rychlosti na konci časového průběhu se použijí pro výpočet impedance na určitém frekvenčním kroku. Příklad RMS hodnot pro celkovou sílu a rychlost v závislosti na čase je na obr. 3.2.6 jde o měření na frekvenci 4,5 Hz. Na tomto obrázku jsou různými barvami označena jednotlivá měření síly a rychlosti.



Obr. 3.2.6: Průběh RMS hodnot síly a rychlosti v závislosti na čase pro frekvenci buzení 4,5 Hz

Druhou skutečností je použití metody klouzavého průměru na vyhlazení naměřených průběhů síly a rychlosti místo úpravy signálu ve frekvenční oblasti. Výhodou metody klouzavého průměru je rychlé zpracování upravovaného signálu a možnost automatizace zpracování dat. Při zpracování signálu ve frekvenční oblasti je optimální věnovat se každému signálu zvlášť. To však není z důvodu velkého počtu naměřených dat možné. Dále si uvedeme některé podrobnosti k FFT a sice informace o časových oknech, která se používají pro FFT.

Časová okna jsou používána k zpracování vstupního signálu pro FFT. Zjednodušeně lze říci, že reálný signál amplitudově modulujeme na intervalu 0 až T . A to z důvodů, že při zpracování signálu FFT bez použití časových oken vzniknou chyby ve vypočtených vlastních frekvencích a jim příslušných amplitudách. Tyto chyby v odhadu frekvence a amplitudy, plynoucí z omezené doby záznamů harmonických signálů, lze částečně kompenzovat vhodnou volbou časového okna. Těchto oken existuje velké množství, ale při praktickém měření mají význam pouze dvě, a to časové okno Hanning a časové okno Flat Top. Obdélníkovým časovým oknem lze měřit přesně jen spektra signálů, které obsahují jen složky o frekvencích násobků $1/T$. Tento závěr plyne z případu, kdy ve spektru původně harmonického signálu o frekvenci f_0 , která není celočíselným násobkem $1/T$, vznikne mnoho dalších složek o vysoké

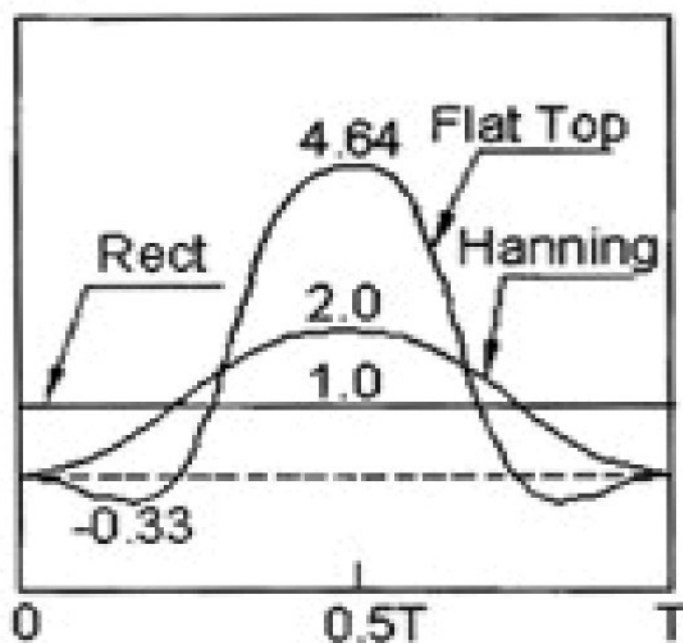
amplitudě a složky, které jsou frekvenčně nejbližší skutečné frekvenci, f_0 , mají amplitudu podstatně odlišnou od amplitudy výchozího signálu. Okno Hanning je definováno vzorcem

$$w_H(t) = \begin{cases} 1 - \cos(2\pi t/T), & 0 \leq t < T \\ 0, & t < 0, T \leq t \end{cases}$$

A okno Flat Top je v intervalu $0 \leq t < T$ ve FFT analyzátoch definováno vzorcem.

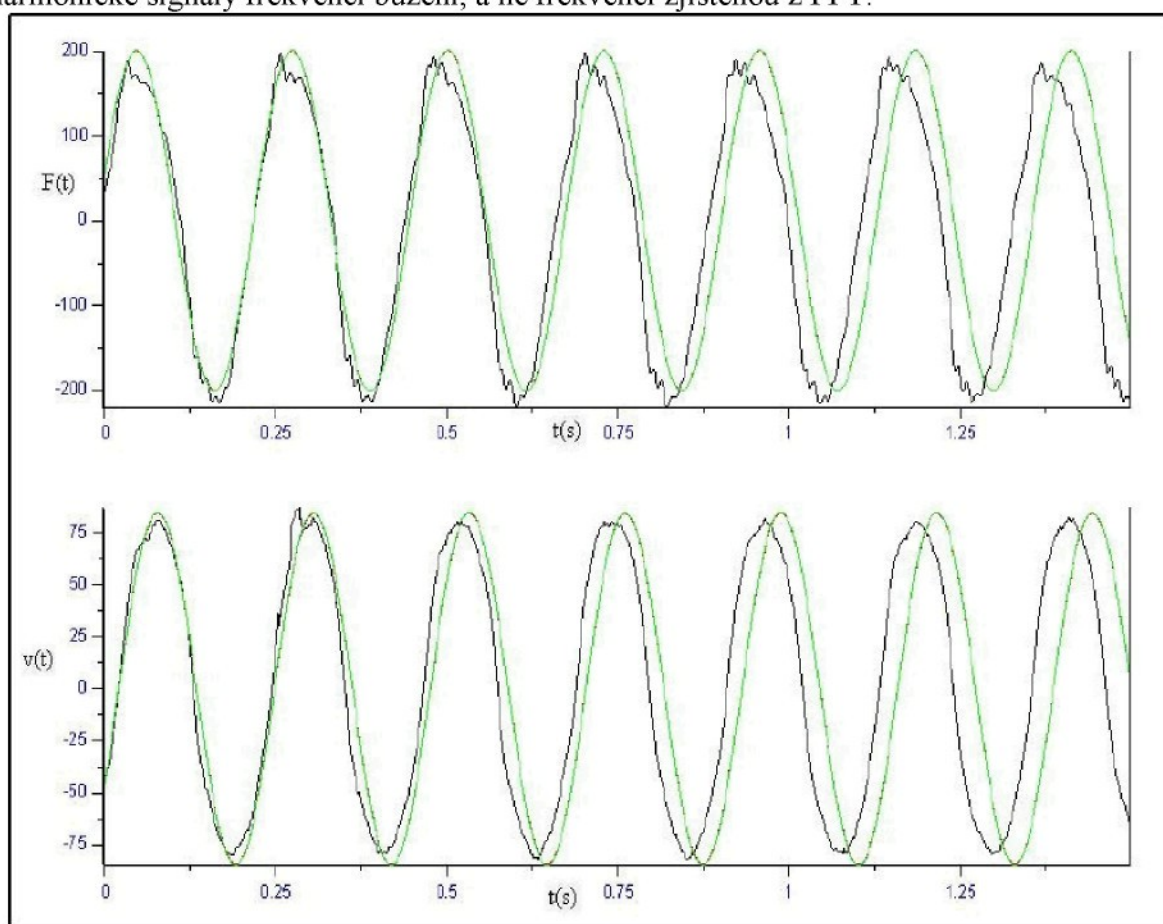
$$w_{FT}(t) = 1 - 0.98 \cos(2\pi t/T) + 1.29 \cos(4\pi t/T) - 0.388 \cos(6\pi t/T) + 0.0322 \cos(8\pi t/T)$$

U obou vzorců byl pozměněn bez vlivu na obecnot nenulový interval od $-T/2$ do $T/2$ na časový úsek od nuly do času T . Časové průběhy okna Hanning a Flat Top a také okna Rectangular (Rect), tj. obdélíkového okna, jsou znázorněny na obr. 3.2.7. Společnou vlastností oken typu Hanning a Flat Top je plynulý přechod z nuly na začátku a konci záznamu na rozdíl od skoku u okna typu Rectangular. Lze říci, že obě nová okna dávají větší váhu signálu uprostřed záznamu, zatímco na jeho začátku a konci je váha nízká a u okna typu Flat Top dokonce záporná. Tomu odpovídají také maximální váhy pro střed záznamu, které jsou v diagramu vyznačeny.



Obr. 3.2.7: Časová okna pro měření spekter

Pro výpočet impedance pomocí RMS hodnot síly a rychlosti hovoří i srovnání naměřeného průběhu síly a rychlosti s harmonickým průběhem se stejnou RMS hodnotou a harmonickým signálem o amplitudě získané z FFT. Při FFT dochází ke značnému zkreslení signálu, zejména k posunu signálu vzhledem k původnímu, protože při FFT je frekvence maximální amplitudy zhruba o 3% vyšší než frekvence buzení. Tím je signál se vzrůstajícím časem posunut od reálného signálu a tento posun se s časem zvyšuje, jak je vidět na obr. 3.2.8 (jde o frekvenci 4,5 Hz). Proto bylo nutné při každém porovnání signálu použít pro harmonické signály frekvenci buzení, a ne frekvenci zjištěnou z FFT.



Obr. 3.2.8: Naměřené průběhy síly a rychlosti porovnáváné s průběhy spočtenými z jejich RMS hodnot a FFT pro frekvenci buzení 4,5 Hz

Je samozřejmé, že se zvyšující frekvencí se budou rozdíly mezi harmonickým průběhem se stejnou RMS hodnotou a harmonickým průběhem s amplitudou z FFT zvětšovat, jak je vidět v Tabulce 3.2.1 .

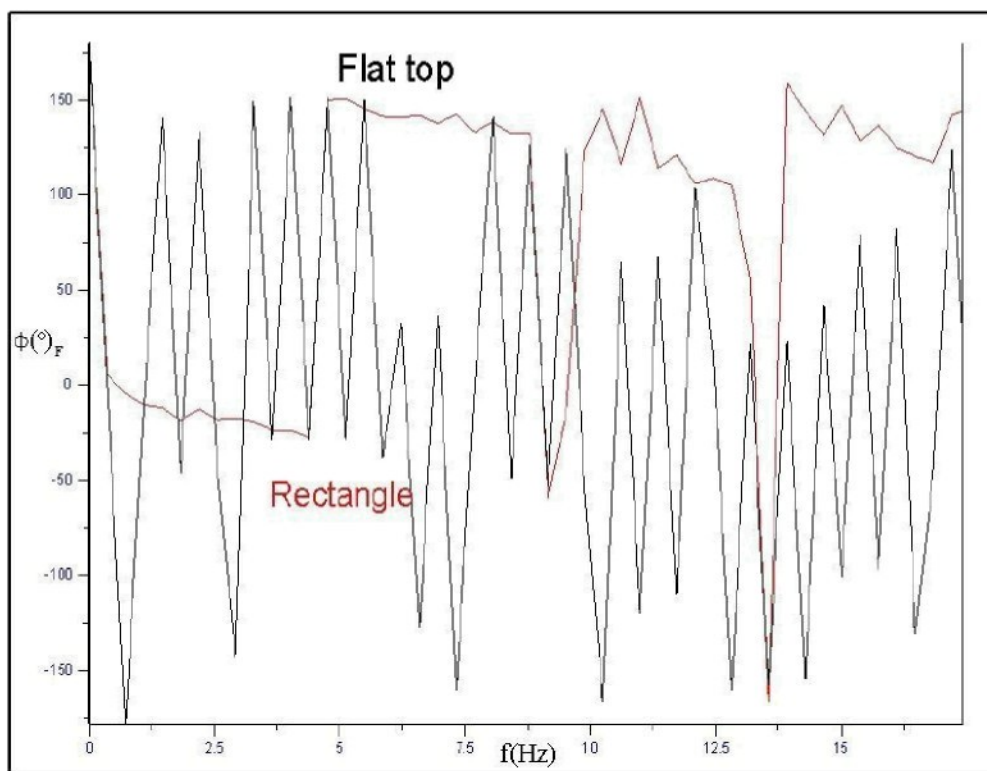
Tab. 3.2.1: Příklad rozdílu amplitud pro různá časová okna

Buzení – maximální rozdíly v amplitudách (%)	Okno RECTANGLE	Okno FLAT TOP
Síla - (1 m/s ² RMS)	47	40
Rychlost - (1 m/s ² RMS)	44	30
Síla - (2 m/s ² RMS)	27	10
Rychlost - (2 m/s ² RMS)	23	5

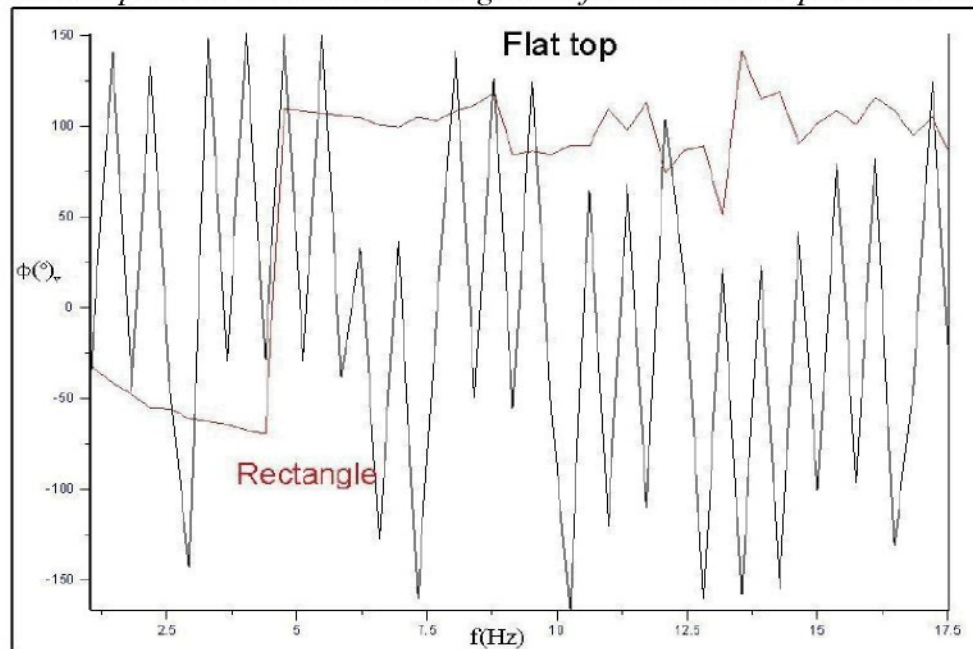
To je způsobeno nepřesnou reprodukcí budícího signálu hydraulickým válcem, protože nad frekvenci 12 Hz jde o velmi malé amplitudy buzení, které jsou již na hranici možností hydraulického válce a řídicího systému.

Může se ovšem vyskytnout otázka, zdali nejde využít FFT pro určení fáze, odpověď zní záporně. Průběh fáze se při FFT liší pro různá časová okna (Flat top, Rectangle) a nelze jej tedy považovat za spolehlivý výsledek. Na obr.3.2.9 je průběh fáze pro signál síly, červenou barvou je fáze pro Rectangle okno, černou barvou pro okno Flat top, jde o fázi pro signál síly na budící frekvenci 4,5 Hz. Na obr.3.2.10 je průběh fáze pro signál rychlosti na stejné budící frekvenci. Na těchto obrázcích je názorně vidět, že průběh fáze pro časové okno Rectangle je velmi rozdílný oproti časovému oknu Flat top. Pokud by byly obě fáze (pro okno Rectangle) od sebe odečteny, rozdíl obou fází (Rectangle a Flat Top je -95 stup.). Fáze pro frekvenci 4,5 Hz se však pohybuje v hodnotách mezi 30 až 60 stupni, takže lze konstatovat, že výpočet fáze pomocí FFT není spolehlivý.

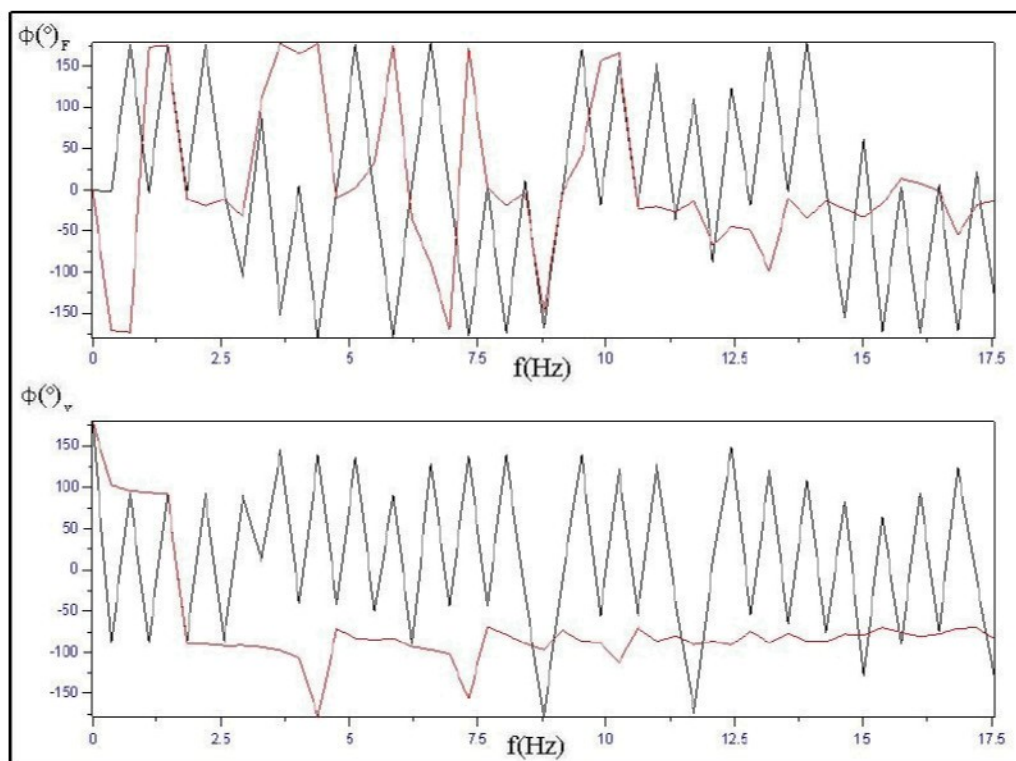
Pro potvrzení je ukázán na obr. 3.2.11 průběh fáze pro frekvenci buzení 1,5 Hz. Na této frekvenci dostaneme součtem obou fází číslo 75, což ovšem taky není reálný výsledek, protože fáze pro tuto frekvenci se pohybuje kolem 90 stupňů a navíc má opačné znaménko než pro frekvenci 4,5 Hz (červenou barvou je Rectangle okno, černou Flat Top).



Obr. 3.2.9: Fáze pro FFT rozklad silového signálu o frekvenci 4.5 Hz pro různá časová okna

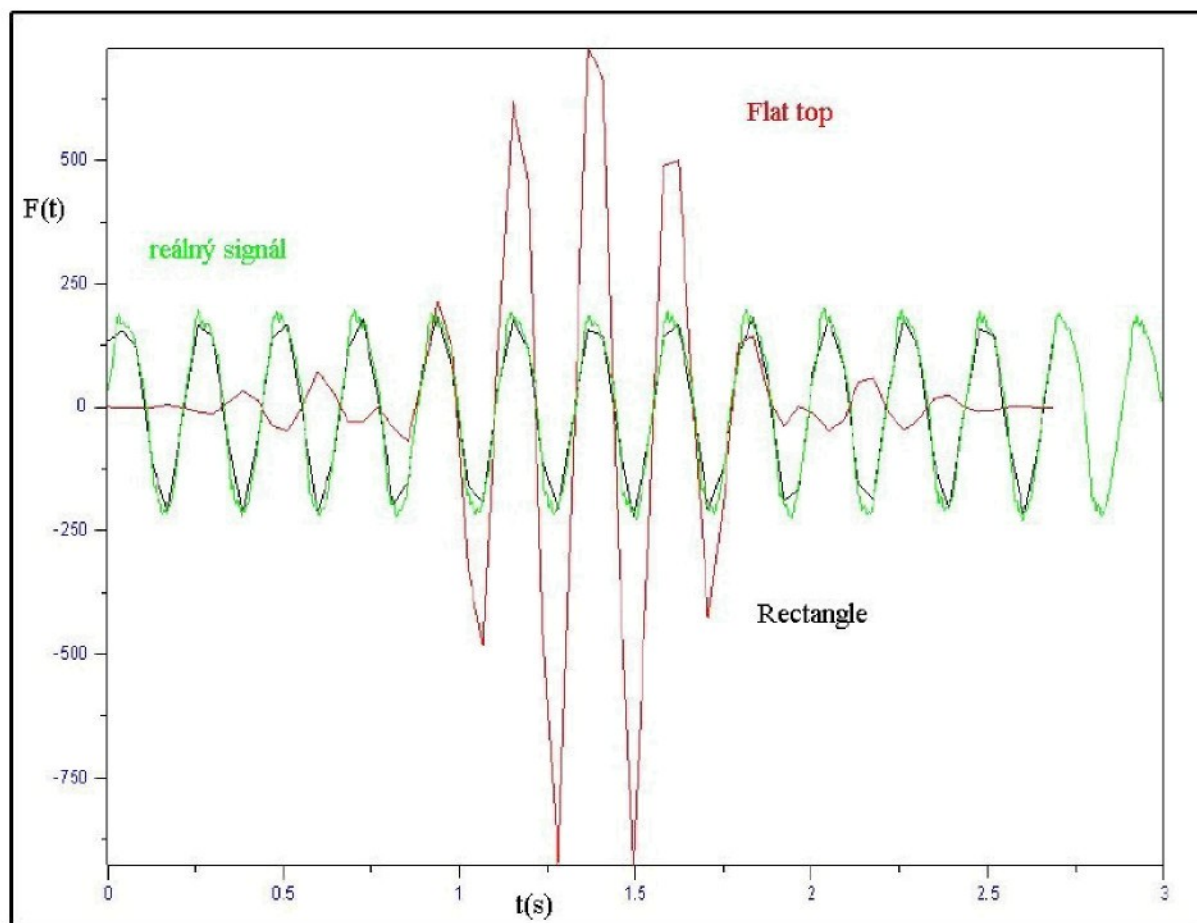


Obr. 3.2.10: Fáze pro FFT rozklad signálu rychlosti o frekvenci 4.5 Hz pro různá časová okna



Obr. 3.2.11: Fáze pro FFT rozklad signálu rychlosti a síly o frekvenci 1.5 Hz
pro různá časová okna

Na závěr shrneme základní poznatky. Prvním poznatkem je, že nelze použít FFT pro určení fáze mezi průběhem síly a rychlosti. Reálný signál lze nahradit harmonickým signálem o stejné RMS hodnotě, ale je nutné počítat s určitou nepřesností vypočtené impedance. Druhým poznatkem je, že FFT může dávat velmi různé výsledky amplitud příslušných dané frekvenci v závislosti jaké časové okno použijeme (Flat top, Rectangle). Časové okno Rectangle je vhodnější pro rozklad signálu pomocí FFT, a to zejména je-li nutné signál upravovat, či filtrovat. Na obr. 3.2.12 je rozložený a složený signál síly, s využitím různých časových oken. Rozložený signál byl upraven tak, že všechny složky spektra signálu nad 20 Hz byly odstraněny.



Obr. 3.2.12: Porovnání naměřeného signálu a signálů složených zpětnou FFT z upraveného spektra tohoto signálu za použití různých časových spekter

Z tohoto obrázku je opět názorně vidět důležitost správně zvoleného způsobu FFT. Díky těmto zjištěním byl zvolen výpočet impedance pomocí RMS hodnot síly a rychlosti, který je nenáročný výpočetně i časově a není zatížen takovou chybou vůči reálnému signálu, jaká vznikne při použití FFT. Výpočet impedance, tak jak je stanoven normou, je vhodný jen pro lineární systémy i vzhledem k tomu, že je zde impedance získávána pomocí FFT. Pro nelineární systémy je nutné tento způsob upravit, protože zde nelze použít princip superpozice a tedy je nutné získávat hodnotu impedance pro každou budící frekvenci zvlášť. To nám znemožňuje použití FFT. Pak je nutné hodnotu impedance stanovit pro danou budící frekvenci jiným způsobem. Jak je vidět dle předchozích obrázků, nelze použít FFT, protože amplituda získaná pro danou budící frekvenci pomocí FFT je menší než amplituda harmonického průběhu se stejnou RMS hodnotou. Navíc se tento rozdíl se vzrůstající

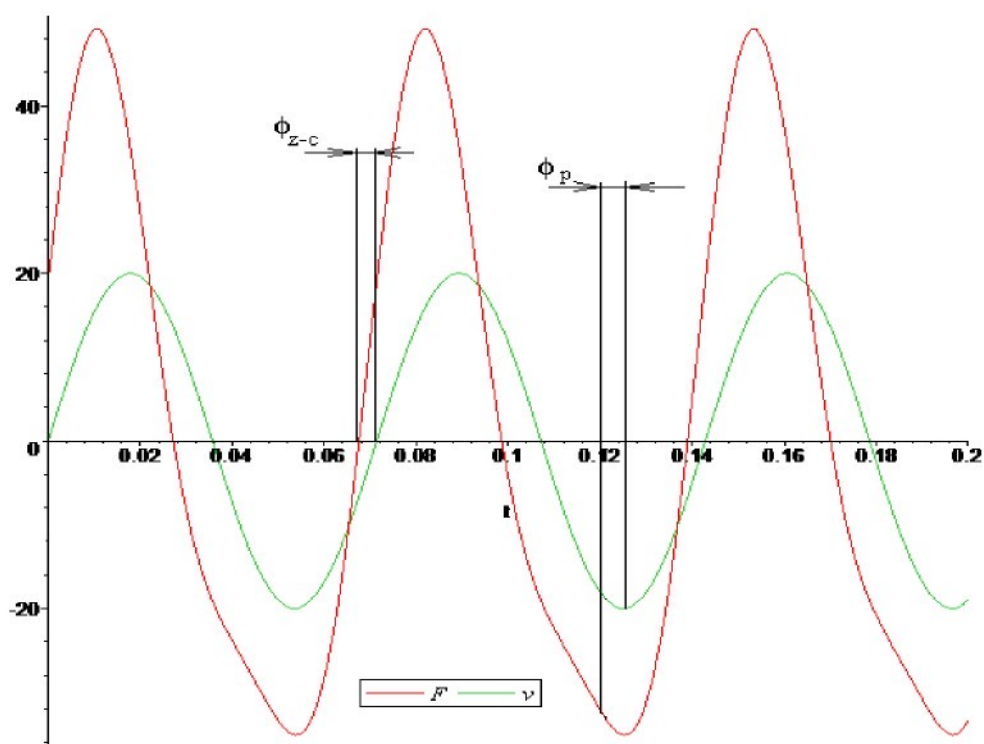
frekvencí buzení zvyšuje a je různý pro průběh síly a rychlosti. Proto při použití výpočtu hodnoty impedance pomocí podílu amplitudy síly a rychlosti získaných pomocí FFT by byla hodnota impedance pro danou budicí frekvenci menší, než získaná pomocí RMS hodnot síly a rychlosti. Dále je možné použít harmonický signál se shodnou RMS hodnotou pro výpočet fáze, protože, jak je vidět na výše uvedených obrázcích, jsou vrcholky pro reálný signál a harmonický signál téměř shodné. Byla navržena metoda spočívající v určení časové souřadnice těžiště plochy omezené na krajích nulovými dotykovými body (viz obr 3.2.14). Fáze určená touto metodou a fáze odečtená z průchodů signálu nulou jsou téměř totožné, kromě frekvence 1 Hz, kde se průběhy harmonických signálů a reálného signálu liší. To je způsobeno velmi malou frekvencí buzení. Od frekvence 1,5 Hz jsou již totožné.

Obyčejně lze tedy konstatovat, že výpočet impedance pomocí RMS hodnot síly a rychlosti nebo pomocí FFT je, bohužel, zatížen chybou, kterou ovšem nelze přesně stanovit, protože neexistuje způsob, jak exaktně určit impedanci pro nelineární systém, jakým bezesporu lidské tělo je. Jako přesnější z obou možných způsobů získání impedance se jeví způsob určení impedance pomocí RMS hodnot síly a rychlosti. Z toho vyplývá, že impedance určená jakýmkoliv způsobem není přesná charakteristika, ve smyslu reprezentace chování nelineárního systému, ale jen přibližný způsob, jak jeho reakce vzhledem k budícím vibracím stanovit. Proto jsou navrhovány alternativní způsoby hodnocení reakce lidského těla na vibrace, jakým je například disipovaný výkon, který je již přesně stanovitelný, a vliv fázového posunu signálu síly a rychlosti je už zahrnut v základním výpočtu, tudíž není nutné fázi dále získávat měřením a nevzniká nám další nepřesnost v naměřených charakteristikách. Proto byla také navržena metoda spočívající v určení časové souřadnice těžiště plochy omezené na krajích nulovými body (viz obr 3.2.14).

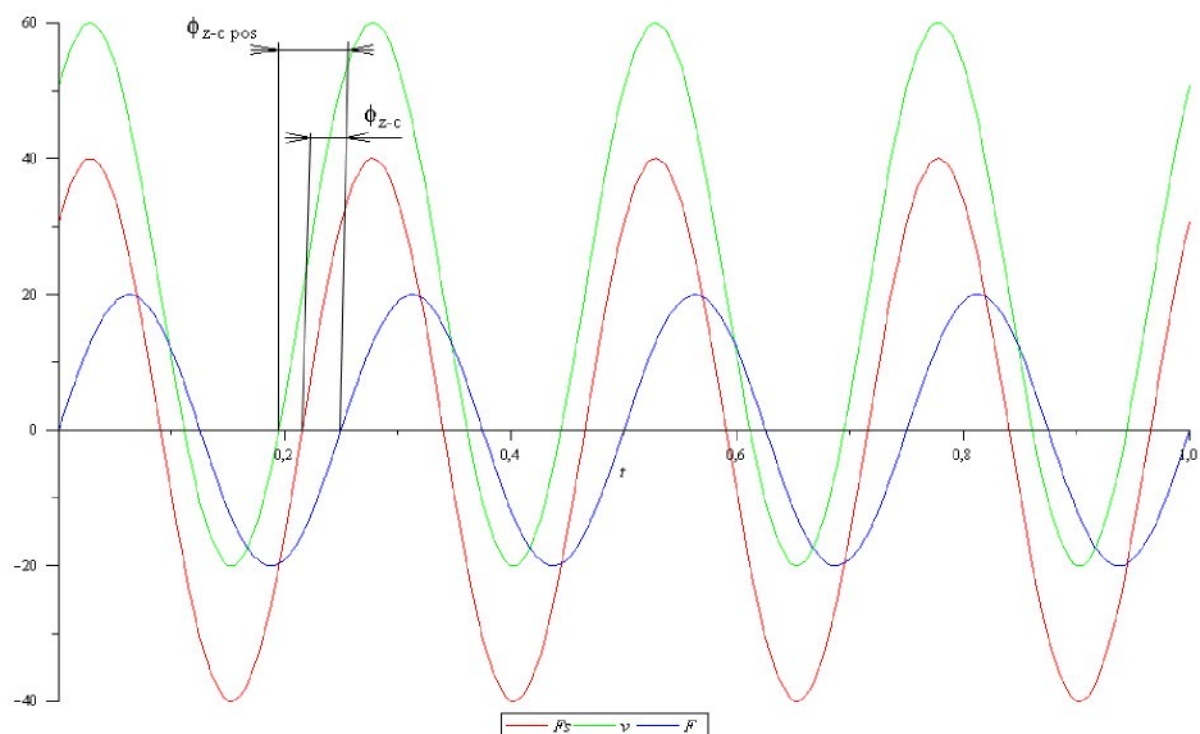
Stanovení fáze z naměřených průběhů rychlosti a síly:

Fázové zpoždění signálu síly oproti signálu rychlosti (dále jen fáze) je doplňkovým údajem k impedanci, v literatuře je sice uváděna, ale jakékoliv hodnocení většinou chybí, porovnávají se jen shody fáze modelu a naměřené fáze. Po rešerši v dostupných materiálech vyplynulo, že z 15 článků byl uveden podrobný postup získání fáze jen ve třech člancích (literatura č.32, č.18, č.13). V těchto případech šlo o stejné autory, ve dvou případech byla malá zmínka o získání fáze pomocí křížového spektra (tento postup vzhledem k možnostem pracoviště nebylo možné použít). V ostatních případech byly uvedeny jen získané grafy fáze bez bližších podrobností včetně hodnocení. Podrobný postup získání fáze zmíněný v literatuře uvádí měření rozdílů průchodů signálů nulou na časové ose a poté přepočítání na úhel fáze (metoda zero-crossing). Problémem u této metody je, že fáze musí být odečítána ručně, což je problematické a v různých úsecích signálu může dávat rozdílné výsledky (i když v řádu procent). Jiný způsob získání fáze z experimentálních dat pro nelineární systém nebyl zatím nikde publikován. Po zvážení možností odečtu fáze a automatizace tohoto úkonu byla navržena další metoda, tato metoda spočívá v odečtu rozdílů polohy těžišť plochy periody signálů na časové ose. Výhodou této metody je její automatizovatelnost a snadnost odečtu fáze. Volba metody odečtu fáze závisí také na tvaru obou signálů, pokud budou mít oba signály průběh shodný s harmonickým signálem (signál, jehož spektrum má jen jednu významnou složku), pak dávají obě metody stejný výsledek s malým rozdílem v řádu procent, pokud však bude minimálně jeden signál pouze periodický budou rozdíly mezi jednotlivými metodami velké. Jak je vidět na obr. 3.2.13, zde je vidět, že fáze pro metodu zero-crossing (Φ_{z-c}) a fáze pro metodu těžišť ploch (Φ_p) dávají různé výsledky, což je dáno neharmonickým průběhem signálu síly (F). V tomto případě by bylo vhodné zvolit metodu zero-crossing.

Dalším faktorem ovlivňujícím odečet fáze metodou zero-crossing je posunutí střední hodnoty signálu vůči nule, pokud jsou amplitudy v kladné části menší, nebo větší než v záporné oblasti je sporné zdali máme signál posunout vůči nule tak aby byl souměrný, a poté odečíst fázi, nebo nechat signál tak jak je a odečíst fázi. Pro tyto dva způsoby bychom dostali rozdílný výsledek pro obě metody jak je vidět na obr. 3.2.14, kde F je nesouměrný signál síly, v je signál rychlosti a F_s je signál síly posunutý tak, aby byl souměrný.



Obr. 3.2.13: Srovnání jednotlivých metod měření fáze

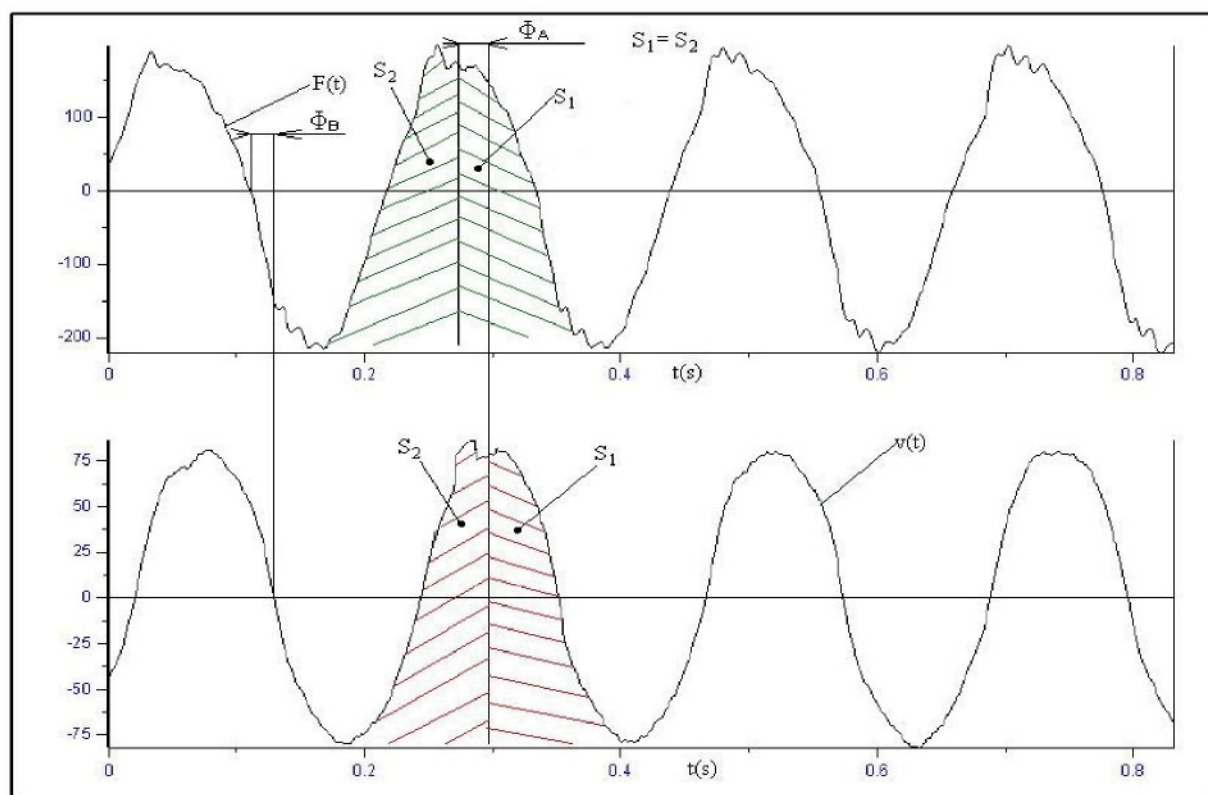


Obr. 3.2.14: Porovnání odečtu fází metodou zero-crossing pro posun signálu síly vůči nule

Z výpočtů a porovnání různých způsobů odečtu fáze (z-c, těžiště plochy) na námi naměřených datech vyšlo, že výsledky získané různými způsoby mohou být rozdílné v řádu desítek procent, a že výsledky nejbližší reálným dává metoda těžišť ploch. Tato metoda je spolehlivá, protože není ovlivněna polohou signálu vůči nule.

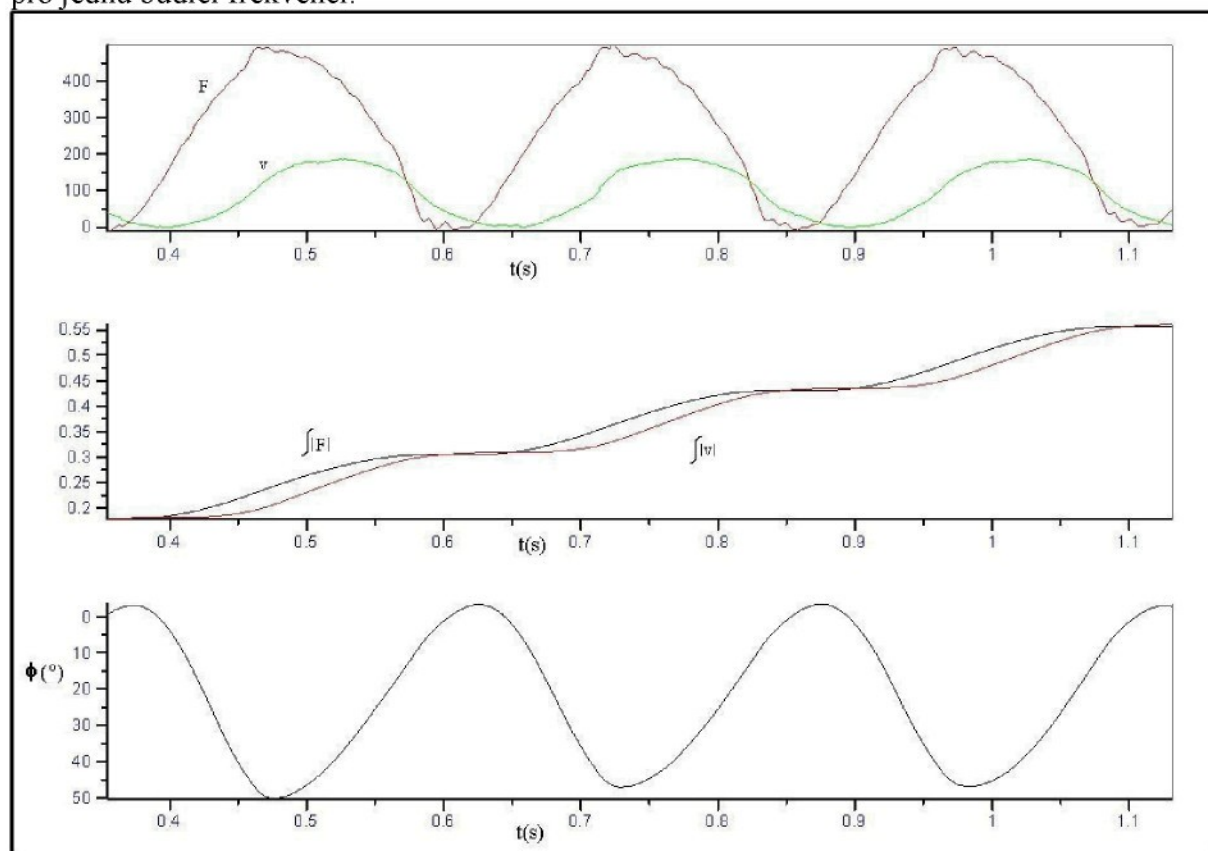
Rozdíly v hodnotách pro jednotlivé způsoby jsou způsobeny rozdílnými metodami a také velkou citlivostí odečtu velikosti fáze na frekvenci. S rostoucí frekvencí má malá chyba v odečtu na časové ose velký vliv na získanou hodnotu fáze. Na obr. 3.2.15 je Φ_A fáze pro námi navržený způsob a Φ_B je fáze pro způsob odečítání metodou zero crossing. V dalším odstavci bude popsán navržený způsob odečítání fáze pomocí dělení plochy pod grafem.

Po vynesení průběhu síly a rychlosti do grafu v závislosti na čase byla vypočtena vzdálenost příslušných poloh těžišť ploch průběhů síly a rychlosti na časové ose a přepočtena na úhel zpoždění. Určování polohy těžiště plochy pro rychlost a sílu probíhá tak, že plocha pro jednu periodu je rozdělena na dvě stejné části a místo dělení je určeno jako poloha těžiště, to provedeme jak pro sílu tak pro rychlost, jak je znázorněno na obr. 3.2.15.



Obr. 3.2.15: Odměření fáze pomocí dělení plochy pod periodou

Jako důkaz vhodnosti volby metody dělení ploch uvádím na obr. 3.2.16 výsledek výpočtu fáze pro jednu budící frekvenci.



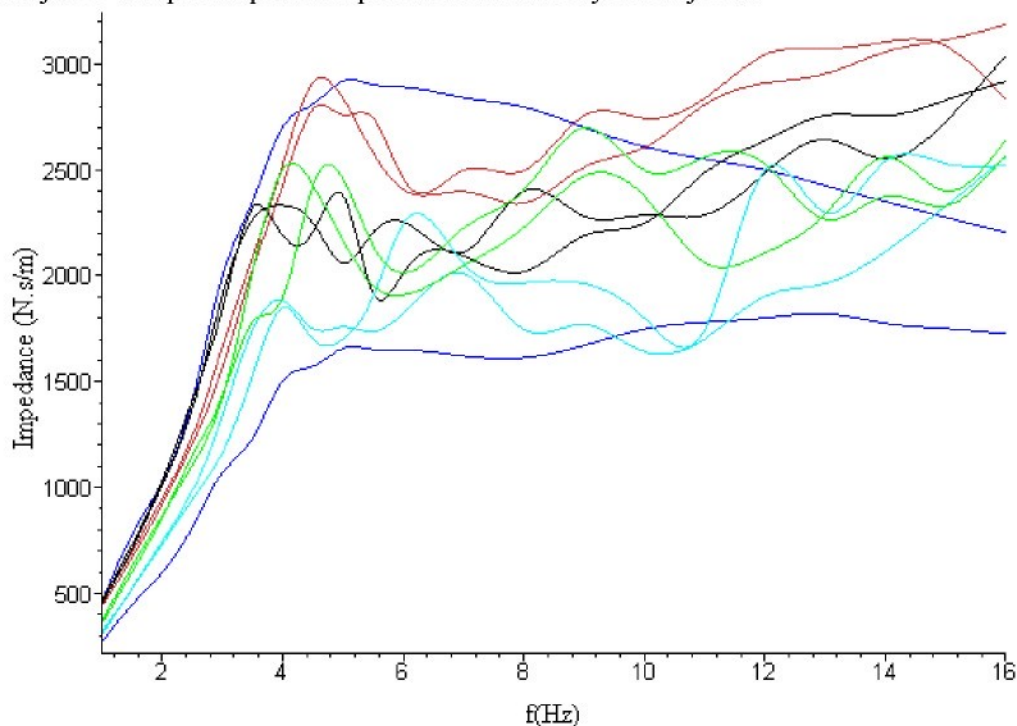
Obr. 3.2.16: Výsledky automatizovaného výpočtu fáze

Na spodním grafu je výsledná vypočtená fáze v závislosti na čase, odečítáme pouze hodnotu v maximu, je vidět, že je průběh vypočtené fáze skloněn pod určitým úhlem a lze proto tedy konstatovat, že když průběh "narovnáme" máme stále stejnou hodnotu fáze. Ve vrchní části grafu jsou průběhy síly a rychlosti použité pro výpočet fáze. Uprostřed je průběh integrálů absolutních hodnot síly a rychlosti použitý pro výpočet fáze.

Matematický postup výpočtu fáze a program pro výpočet viz. příloha č.1. Tento program je určen pro program DIADEM v.8, který byl použit k zpracování dat. Tento způsob výpočtu fáze byl ověřen na harmonickém signálu.

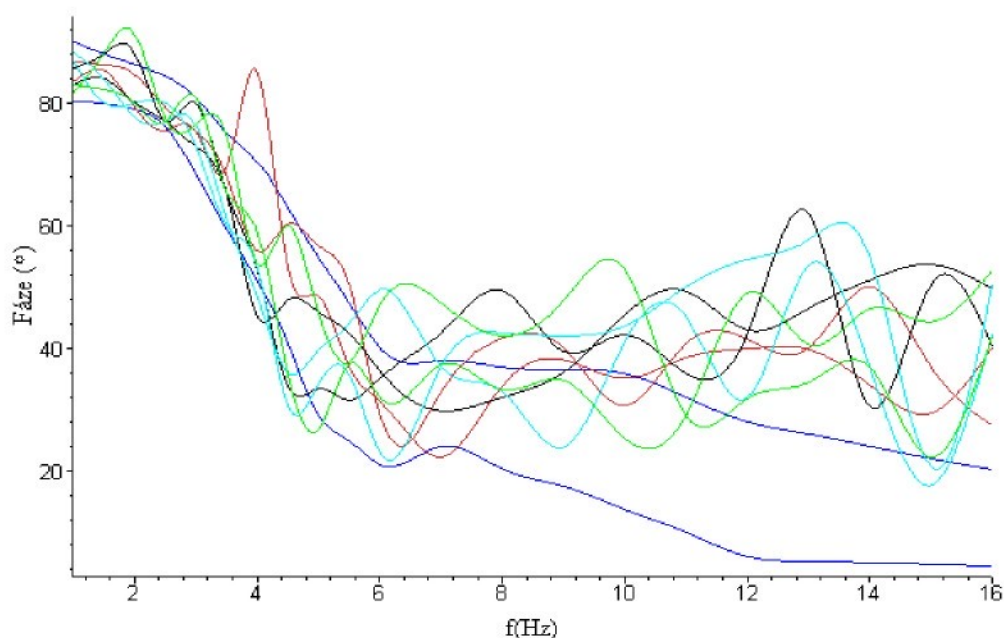
3.2.4 Výsledky měření a výpočtů dynamických charakteristik lidského těla

Na obr. 3.2.17 je ukázka naměřených dynamických charakteristik lidského těla, konkrétně jde o vstupní impedanci pro několik měřených subjektů.



Obr. 3.2.17: Vstupní impedance pro různé subjekty

Na obr. 3.2.17 jsou vyneseny změřené úhly fáze mezi průběhem síly a rychlosti. Na těchto obrázcích jsou tmavě modrou barvou označeny hranice dané normou ISO 5982, křivky impedance a fáze příslušné jedné pokusné osobě jsou znázorněny na grafu jednou barvou (zelená, červená, světle modrá, černá). Rozdíl v naměřených fázích a impedancích může být způsoben rozdílným zpracováním a měřením dat na jiných pracovištích a především použitým budicím zařízením. Při našem experimentu byl použit elektrohydraulický válec (zatímco na jiných pracovištích se častěji používají elektrodynamické válce). Na obr. 3.2.17 je vidět, že naměřené křivky impedance pro jednu osobu se liší pro různé úrovně zrychlení (1 a 2 m.s^{-2} RMS). Tento obrázek je pouze informační, pro bližší informace odkazují na kapitolu 5.3.2. V grafech jsou naměřené body impedance a fáze spojeny křivkami spline pro přehlednost.



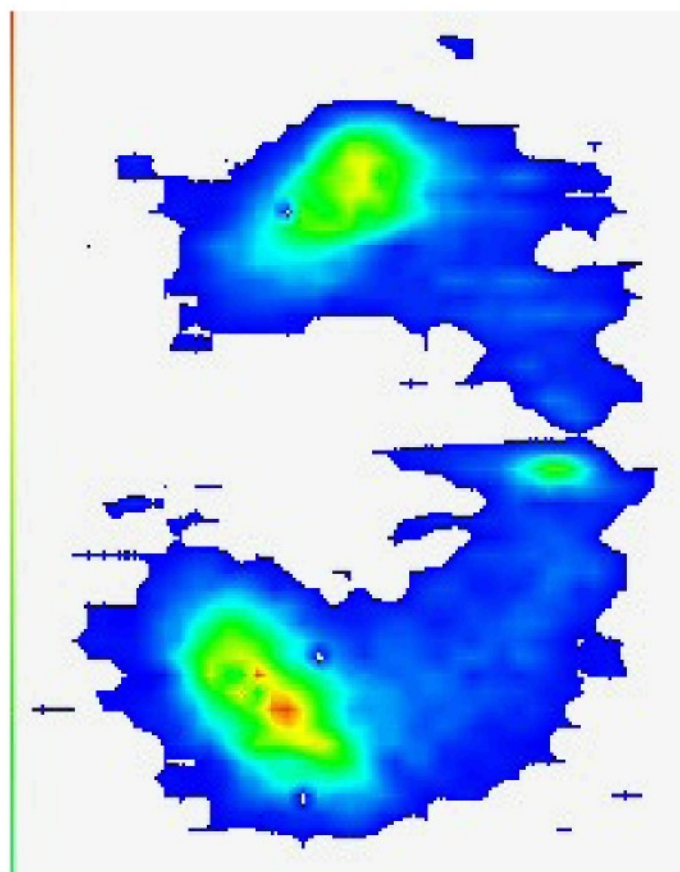
Obr. 3.2.18: Křivky fáze mezi průběhem síly a rychlosti příslušné grafu vstupní impedance na obr. 3.2.17

Tab. 3.2.2: Příklad hodnot Impedance a fáze pro jeden měřený subjekt:

	Impedance (N.s/m)		Fáze (°)	
	Subjekt1rp		Subjekt1rp	
Frekvence (Hz)	RMS1	RMS2	RMS1	RMS2
1	355	368	81,6	83
1,5	600	627	88,02	82,2
2	853	866	91,44	80
2,5	1152	1104	77,4	77
3	1423	1420	76,5	80,95
3,5	1784	2022	74,8	65,4
4	1888	2500	53,9	59,3
4,5	2424	2432	60	36
5	2459	2167	45,8	26,7
5,5	2141	1952	37,7	37,4
6	2014	1908	47	32
7	2226	2047	47,4	37,3
8	2400	2225	42	33,2
9	2700	2470	47,7	34,8
10	2497	2376	52,9	25,3
11	2560	2061	29	29
12	2526	2107	31,8	49
13	2266	2287	34,4	40,6
14	2375	2560	36,9	46,4
15	2330	2400	22,2	44,3
16	2570	2641	42	52,7

Naměřené charakteristiky jsou pak využity při návrhu odpružených sedaček řidiče, nebo zátěžových modulů pro testování těchto sedaček, popřípadě je možné jejich zakomponování do simulačních programů určených pro 3D simulaci mechanických systémů. Dalším výstupem je zobrazení průběhů tlaků na stykové ploše mezi sedící osobou a tuhou sedačkou v závislosti na čase, frekvenci a RMS hodnotě zrychlení.

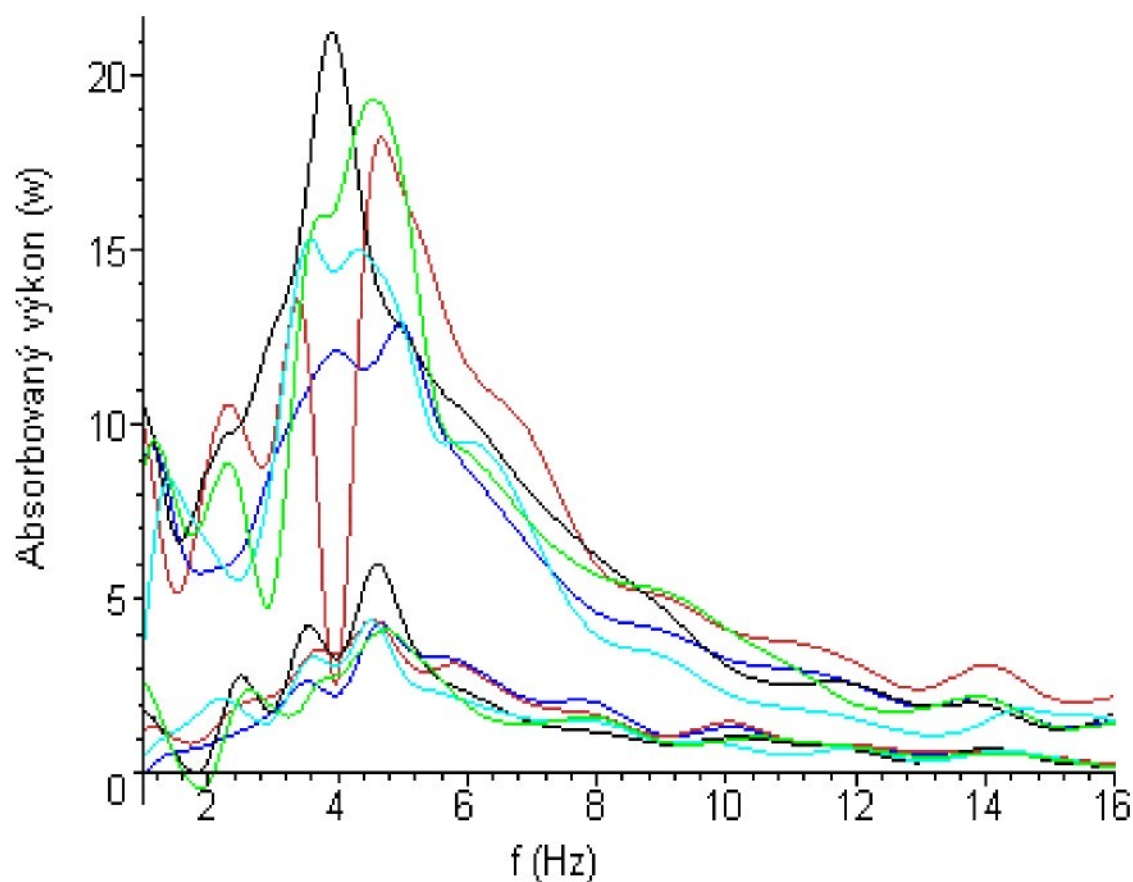
Na obr. 3.2.19 je zobrazeno rozložení tlaků pro sedící osobu pro jeden časový okamžik.



Obr. 3.2.19: Plošné rozložení tlaků pod sedící osobou

Plošné rozložení tlaků při měření může říci, zdali měřená osoba sedí ve střední poloze, nebo jestli je její těžiště mírně vyosené, dále můžeme identifikovat pohyb těžiště zatížené plochy během měření. Červené plochy znamenají místa maximálního tlaku, modrá místa naopak místa minimálního tlaku.

Další možnou charakteristikou vibračního účinku na člověka je absorbovaný výkon vypočtený dle definice 3.8.



Obr. 3.2.20: Graf absorbovaného výkonu dle definice 3.8 vynášíme v závislosti na frekvenci, jednotlivé průběhy odpovídají průběhům vstupní impedance z obr. 3.2.26

Pro hodnocení snesitelnosti vibrací se absorbovaný výkon ukazuje jako vhodnější než impedance. Korespondence subjektivních pocitů pohodlí a velikostí absorbovaného výkonu v závislosti na frekvenci buzení je relativně vysoká (zjištěno dotazy na snesitelnost při měření [28]).

Kapitola 4

Přehled modulů používaných pro testování sedaček

V této kapitole si uvedeme již vyvinuté testovací moduly pro testování sedaček, jejich vlastností, výhody, nevýhody a matematické modely těchto modulů.

4.1 Úvod do problematiky zátěžových modulů

Na úvod si osvětlíme používané pojmy zatěžovací modul a matematický model. Zatěžovací modul, nebo jen modul je mechanické zařízení, které je použito při testování sedačky místo sedícího člověka. Modul by měl svým dynamickým chováním simulovat dynamické chování lidského těla na sedačce. Matematický model slouží pouze pro matematický popis dynamického chování zatěžovacího modulu, proto pokud bude v textu použit název matematický model, jedná se pouze o popis dynamického chování příslušného zatěžovacího modulu. Hmota označená m_0 prezentuje v každém matematickém modelu hmotu, která se pohybuje s budícím základem, nebo tvoří konstrukci zátěžového modulu, jako například rám apod. Pojem hmota neoznačuje hmotnou zátěž, označuje pouze hmotné těleso, které je v modelu spojeno s ostatními hmotami, nebo se základem pomocí tlumičů a pružin.

4.1.1 Praktické využití impedančních charakteristik

Impedanční charakteristiky slouží pro navrhování modulů. To znamená, že lze vytvořit matematický model složený z pružin, tlumičů a hmot tak, aby co nejlépe jeho impedanční charakteristika aproximovala zvolenou naměřenou impedanční křivku.

4.1.2 Způsoby realizace zátěžových modulů

Zátěžové moduly lze realizovat několika způsoby. Zde jsou uvedeny dvě základní koncepce vytváření zátěžových modulů:

- a) klasické mechanické řešení, kdy se modul skládá z hmot, pružin a tlumičů
- b) mechatronické řešení, kdy se modul skládá z hmoty a elektrodynamického válce.

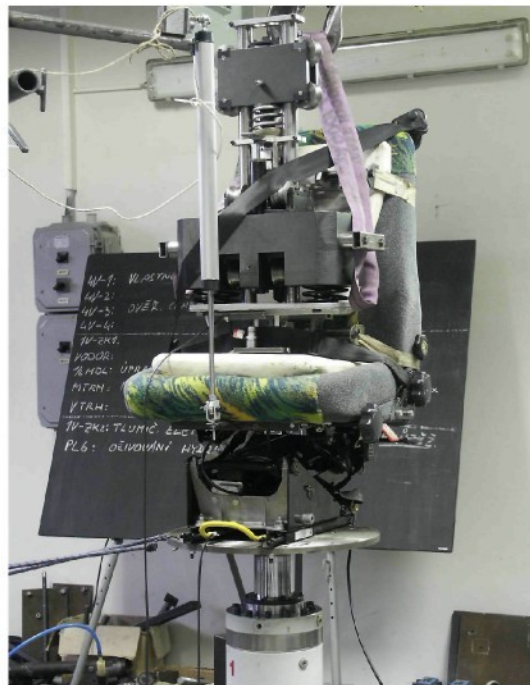
ad a) Pozitivní vlastností prvního typu modulu je jeho jednoduchost, negativní vlastností je nedokonalá aproximace naměřených charakteristik (odchylka od zvolené křivky impedance může být až 20 %).

ad b) Pozitivem u druhého typu modulu je přesnější aproximace naměřených hodnot včetně fáze, relativně menší velikost, než mechanické moduly, potřebuje ovšem řídicí elektroniku.

Na obr. 4.1.1. je realizace mechatronického zátěžového modulu (vytvořeného na Technické univerzitě v Darmstadtu).

Na obr. 4.1.2 je realizace dvouhmotového zátěžového modulu (používaný v HDL, který byl vytvořen v roce 1986 v SVÚSS Běchovice). Vlastnosti a uspořádání modulů jsou navrženy tak, aby co nejlépe aproximovaly zvolené impedanční křivky.

Mechatronicky řešené moduly jsou v současné době ve fázi vývoje a zkoušek, zejména na Univerzitě v Southamptonu a Darmstadtu. Moduly tvořené hmotami, pružinami a tlumiči jsou již používány, zejména výrobci odpružených sedaček jako jsou například Grammer, Isringhausen, CIEB a další. Vývojem těchto modulů se zabývají zejména úřady pro bezpečnost a hygienu práce v různých zemích, zejména ve Francii, Německu, Anglii a Kanadě. Matematický model zatěžovacího modulu pro vertikální směr budících vibrací je již stanoven v normě ISO 5982.



Obr. 4.1.1: Zátěžový modul dle TU Darmstadt Obr. 4.1.2: Zátěžový modul z HDL v Liberci

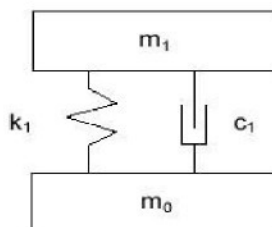
4.2 Přehled vybraných zatěžovacích modulů a matematických modelů

4.2.1 Matematické modely zatěžovacích modulů

1. Modely dle normy DIN45676 [25]:

Tyto modely jsou určeny pro frekvenční rozsah 0 až 20 Hz.

a) jednohmotový model:



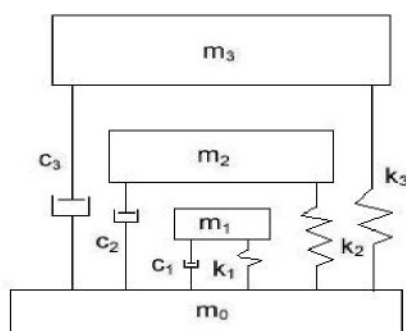
Obr. 4.2.1

Tab. 4.2.1: Koeficienty hmotností tuhostí a tlumení pro jednohmotový model dle DIN 45676

Hmotnost subjektu (kg)	m_0 (kg)	m_1 (kg)	c_1 (Ns/ m)	k_1 (N/m)
55	10	40	1200	40000
75	10	50	1800	47000
98	18	59	1400	53000

Na obr. 4.2.1 je znázorněn matematický model jednohmotového zátěžového modulu a v tabulce 4.2.1 jsou jeho koeficienty pro jednotlivé standartizované typy lidí.

b) tříhmotový model:



Obr. 4.2.2

Tab. 4.2.2: Koeficienty hmotností tuhostí a tlumení pro tříhmotový model dle DIN 45676

Hmotnost subjektu (kg)	m_0 (kg)	m_1 (kg)	m_2 (kg)	m_3 (kg)	c_1 (Ns/ m)	c_2 (Ns/m)	c_3 (Ns/m)	k_1 (N/m)	k_2 (N/m)	k_3 (N/ m)
55	13	29,8	5,5	1,5	700	130	90	27100	13210	10320
75	5	39,7	3,9	5,7	920	100	290	33160	11120	31330
98	18,5	52	4	3,5	1050	110	160	43440	3950	13820

Tabulka 4.2.2 udává koeficienty tlumičů a pružin pro tento model příslušící jednotlivým typům lidí.

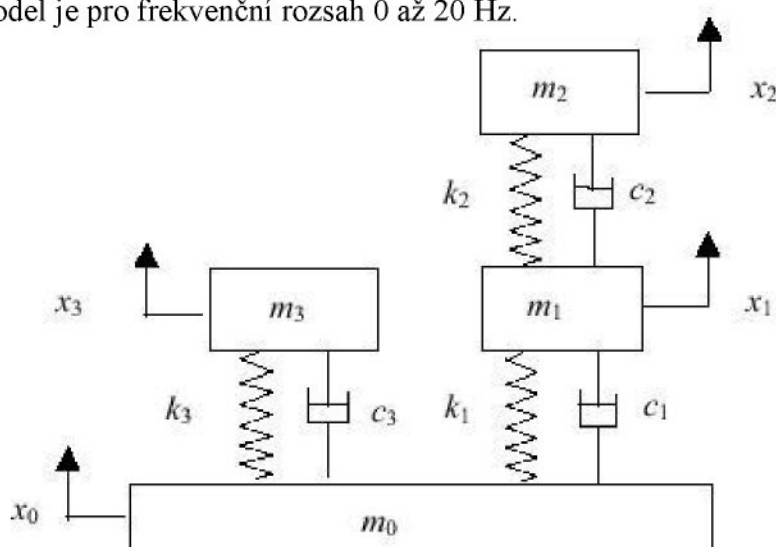
Tyto modely a jejich parametry jsou určeny pro osoby vážící 55 kg, 75 kg a 98 kg, což je výhodnější vzhledem k velké variabilitě vlastností lidského těla. To znamená, že pro testování sedaček by byly použity celkem tři zátěžové moduly. U jednohmotového modelu nejlépe aproximuje danou křivku model pro 75 kg vážícího člověka. Zde činí odchylka od aproximované křivky maximálně 10%. Model pro 55 kg vážící osobu má maximální chybu kolem 15 %. Model pro 98 kg vážící osobu má již velké odchylky od aproximované křivky. Zejména v rozmezí od 6 Hz do 12 Hz je chyba až 20%.

U tříhmotového modelu má velmi dobrou shodu s aproximovanou křivkou model pro

75 kg vážící osobu, ta je kolem 5 %. Model pro 55 kg vážící osobu má největší odchylku od aproximované křivky v rozmezí od 4 Hz do 10 Hz. Zde je odchylka až 20 %. Mimo toto rozmezí je odchylka maximálně 5 %. Pro 98 kg vážící osobu má model maximální odchylku od aproximované křivky v rozmezí 5 Hz až 12 Hz. Její hodnota je proměnlivá, ale maximální hodnota je kolem 25 %. V ostatních oblastech je chyba maximálně 10 %.

2. Model dle normy ISO 5982 převzatý od P-É. Boileau [6]:

Tento model je pro frekvenční rozsah 0 až 20 Hz.



Obr. 4.2.3

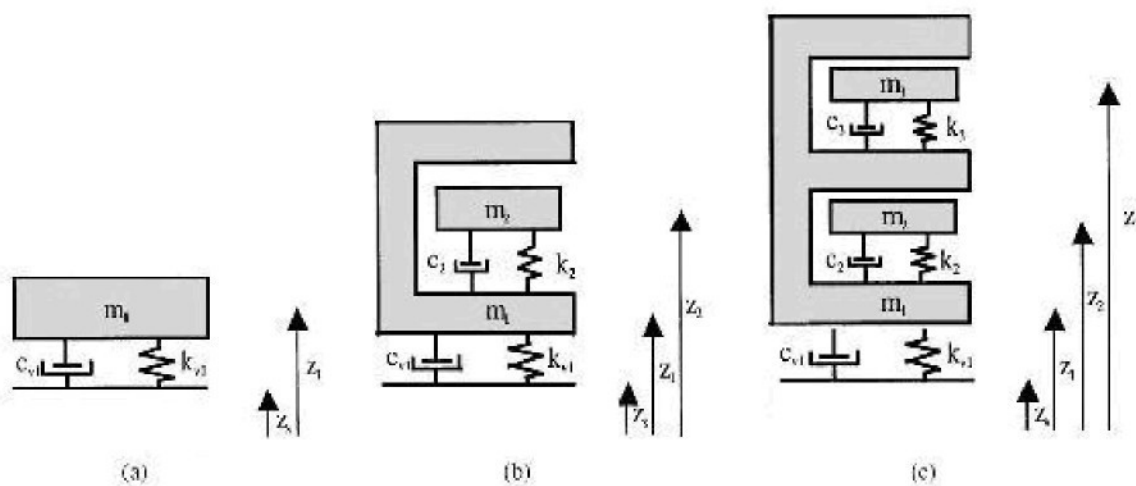
Tab. 4.2.3: Koefficienty hmotností tuhostí a tlumení pro tříhmotový model dle ISO 5982

Hmotnost subjektu (kg)	m_0 (kg)	m_1 (kg)	m_2 (kg)	m_3 (kg)	c_1 (Ns/ m)	c_2 (Ns/m)	c_3 (Ns/m)	k_1 (N/m)	k_2 (N/m)	k_3 (N/m)
55	2	6	2	30	387	234	1390	10000	34400	36200
75	2	6	2	45	387	234	1390	10000	34400	36200
90	2	6	2	56	387	234	1390	10000	34400	36200

U tohoto modelu má velmi dobrou shodu s aproximovanou křivkou model pro 75 kg vážící osobu, ta je kolem 10 %. Model pro 55 kg vážící osobu má největší odchylku od aproximované v rozmezí od 4 Hz do 16 Hz. Ta činí maximálně 20 %. Pro 90 kg vážící osobu má model maximální odchylku od aproximované křivky v rozmezí 5 Hz až 11 Hz, její hodnota je kolem 25 %. V ostatních oblastech je chyba maximálně 10 %.

3. Modely Y.Cho a Y. Yoon [14]:

Tyto modely je pro frekvenční rozsah 0 až 20 Hz.



Obr. 4.2.4

Tab. 4.2.4: Koeficienty pro jednohmotový a dvouhmotový model

Jednohmotový model:					
$m_1(\text{kg})$	$56,8 \pm 9,4$	$k_{v1}(\text{N/m})$	75500 ± 28400	$c_{v1}(\text{Ns/m})$	3840 ± 1007
Dvouhmotový model:					
$m_1(\text{kg})$	$51,3 \pm 8,5$	$k_{v1}(\text{N/m})$	74300 ± 17400	$c_{v1}(\text{Ns/m})$	2807 ± 98
$m_2(\text{kg})$	$5,5 \pm 0,9$	$k_2(\text{N/m})$	41000 ± 24100	$c_2(\text{Ns/m})$	318 ± 161

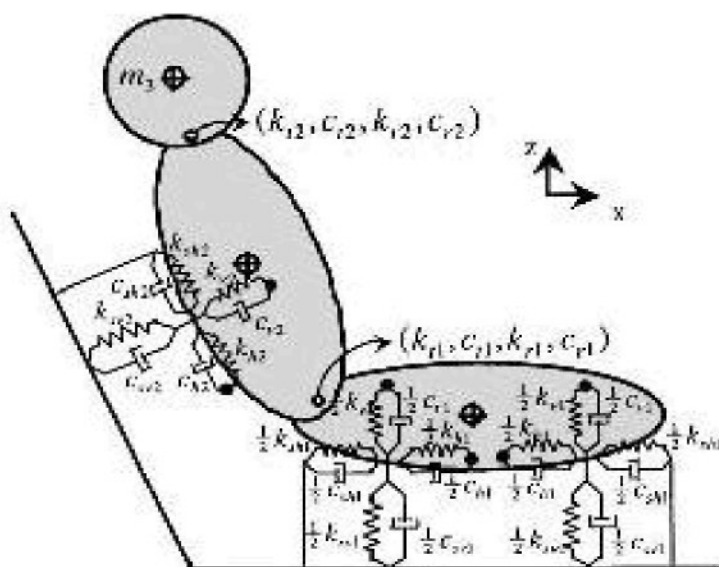
Tab. 4.2.5: Tabulka pro tříhmotový model

Tříhmotový model:					
$m_1(\text{kg})$	$15,3 \pm 2,5$	$k_{v1}(\text{N/m})$	74300 ± 17400	$c_{v1}(\text{Ns/m})$	2806 ± 1000
$m_2(\text{kg})$	$36,5 \pm 6$	$k_2(\text{N/m})$	∞	$c_2(\text{Ns/m})$	∞
$m_3(\text{kg})$	$5,5 \pm 0,9$	$k_3(\text{N/m})$	40900 ± 22700	$c_3(\text{Ns/m})$	318 ± 142

Na obr. 4.2.4 jsou varianty matematických modelů použitých pro simulaci chování lidského těla na sedačce vystavené vibracím, tyto modely jsou zjednodušené a jejich

parametry jsou navrženy tak, aby co nejlépe vystihovaly charakteristiky naměřené s lidskými subjekty. V tabulkách 4.2.4 a 4.2.5 jsou parametry jednohmotového, dvouhmotového a tříhmotového modelu.

Na obr. 4.2.5 je matematický model určený pro simulaci interakce lidského těla a pasivní sedačky. V tabulce 4.2.6 jsou parametry koeficientů tohoto modelu.



Obr. 4.2.5

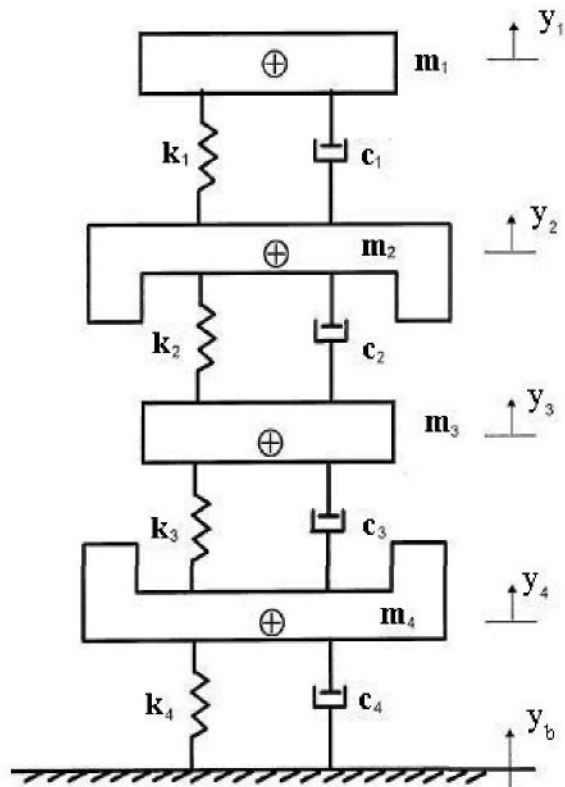
U tohoto modelu s devíti stupni volnosti je dobrá shoda s naměřenými charakteristikami. Nevýhodou je, že je použitelný jen pro matematické simulace, protože jeho mechanická realizace by byla velmi technicky náročná.

Tab. 4.2.6: Koeficienty pro devítihmotový model

Model s devíti stupni volnosti:					
$m_1(\text{kg})$	$15,3 \pm 2,5$	$k_{v1}(\text{N/m})$	72000 ± 25300	$c_{v1}(\text{Ns/m})$	$29,4 \pm 14,4$
$m_1(\text{kg})$	36 ± 6	$k_{h1}(\text{N/m})$	46300 ± 10900	$c_{h1}(\text{Ns/m})$	$4470 \pm 167,1$
$m_2(\text{kg})$	$5,5 \pm 0,9$	$k_{v2}(\text{N/m})$	2300 ± 800	$c_{v2}(\text{Ns/m})$	$0,4 \pm 0,8$
$I_1(\text{kgm}^2)$	$0,9 \pm 0,2$	$k_{h2}(\text{N/m})$	20200 ± 7100	$c_{h2}(\text{Ns/m})$	$446 \pm 165,4$
$I_2(\text{kgm}^2)$	$1,1 \pm 0,25$	$k_{t1}(\text{N/m})$	17200 ± 4600	$c_{t1}(\text{Ns/m})$	$380,6 \pm 77,5$
$I_3(\text{kgm}^2)$	$0,03$	$k_{z2}(\text{N/m})$	25000 ± 18400	$c_{z2}(\text{Ns/m})$	$182,1 \pm 40,1$
		$k_{r1}(\text{N/m})$	0 ± 0	$c_{r1}(\text{Ns/m})$	$2567,5 \pm 1006,4$
		$k_{r2}(\text{N/m})$	$0,1 \pm 0$	$c_{r2}(\text{Ns/m})$	$1,3 \pm 1,7$

4. Model P.-É. Boileau a S. Rakheja [22]:

Tento model je určen pro frekvenční rozsah 0 až 10 Hz.



Obr. 4.2.6

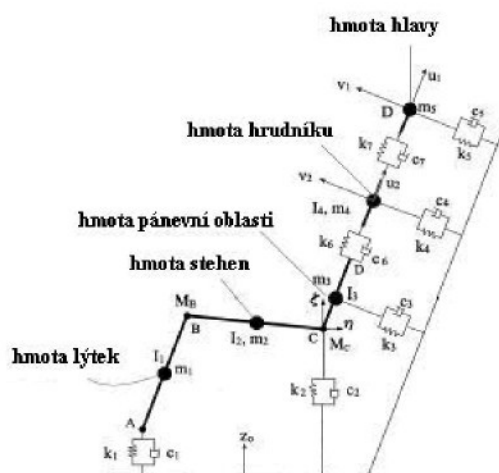
Tab. 4.2.7: Koeficienty pro čtyřhmotový model

m_1 (kg)	m_2 (kg)	m_3 (kg)	m_4 (kg)	c_1 (Ns/m)	c_2 (Ns/m)	c_3 (Ns/m)	c_4 (Ns/m)	k_1 (N/m)	k_2 (N/m)	k_3 (N/m)	k_4 (N/m)
5,31	28,49	8,62	12,78	400	4750	4585	2064	310000	183000	162800	90000

Tento model aproximuje zvolenou křivku impedance do frekvence buzení 5 Hz s chybou kolem 5 %. Od 5 Hz již tento model aproximuje danou křivku impedance s větší chybou, která je kolem 20 %.

5. Model M. Kuba a spol. [26]:

Tento model je určen pro frekvenční rozsah 0 až 11 Hz.



Obr. 4.2.7

Tab. 4.2.8: Koeficienty pro model dle M. Kubo

získané konstanty tuhosti ($\times 10 \text{ N/m}$)				a koeficienty tlumení ($\text{N} \cdot \text{s/m}$)				
2 Hz		5 Hz		8 Hz		11 Hz		
reálná část	imaginární část	reálná část	imaginární část	reálná část	imaginární část	reálná část	imaginární část	
k_1	1040.6	694.4	1261.7	839.0	1307.8	686.1	1233.2	60.5
k_2	866.6	61.4	452.2	22.5	710.1	116.1	842.0	36.5
k_3	419.4	47.4	457.6	44.0	286.9	116.9	567.9	144.6
k_4	309.6	149.1	665.7	148.0	367.4	10.6	765.2	40.6
k_5	610.8	274.1	948.5	66.2	936.6	181.9	1550.9	118.9
k_6	589.7	118.7	338.0	209.6	546.8	244.8	565.3	462.8
k_7	401.2	173.0	239.5	62.2	295.5	103.2	269.4	128.8
c_1	783.4	-724.7	754.1	-496.0	664.7	-288.3	636.6	-479.7
c_2	364.4	-96.1	469.8	-32.1	861.0	-107.3	312.3	-46.5
c_3	164.3	-74.2	168.0	-89.0	214.8	-129.7	222.7	-109.9
c_4	170.3	-301.1	181.2	-61.2	110.7	-37.3	227.7	-50.9
c_5	146.7	-169.4	457.8	-180.5	541.3	-223.5	485.9	-223.8
c_6	250.3	-252.1	256.9	-209.4	388.7	-161.1	356.6	-301.1
c_7	224.6	-117.6	182.8	-53.6	164.2	-62.1	242.1	-103.3

Tento model je čistě matematický a je určen pro získání závislosti tělesných reakcí na vibrace a jejich přenos na jednotlivé části lidského těla. Další nevýhodou je jeho technická nerealizovatelnost. Navíc pro buzení s různými frekvencemi je nutná změna parametrů po danou budící frekvenci.

4.2.2 Realizované zatěžovací moduly a jejich matematické modely

1. Modul vytvořený na univerzitě v Darmstadtu [20]:

Tento model je určen pro frekvenční rozsah 0 až 30 Hz.

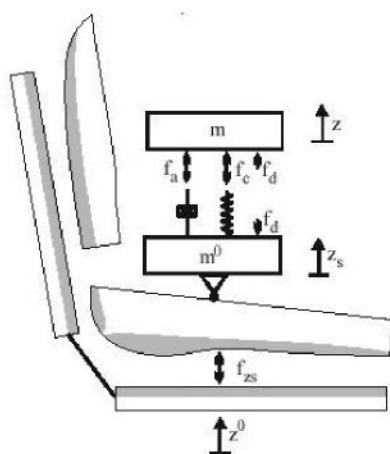


Obr. 4.2.8



Obr. 4.2.9

Na obr. 4.2.8 je technická realizace modulu. Na obr. 4.2.9 se nachází řídicí a vyhodnocovací aparatura pro tento modul. Modul je realizován pomocí elektrodynamického válce a hmoty umístěné na tomto válci. Řízení tohoto modulu je realizováno pomocí akcelerometrů umístěných v sedací části a pod sedačkou.



Obr. 4.2.10

Na obr. 4.2.10 je matematický model použitý k realizaci tohoto modulu.

Negativem u tohoto modulu je, že při jeho používání je potřeba řídicí a regulační elektroniky. Pozitivní vlastností takto realizovaného modulu je relativně přesná reprodukce naměřených charakteristik a poměrně jednoduchá konstrukce. Přizpůsobení se váze měřeného subjektu je realizovaná přidáním, nebo ubráním hmoty nad elektrodynamickým válcem.

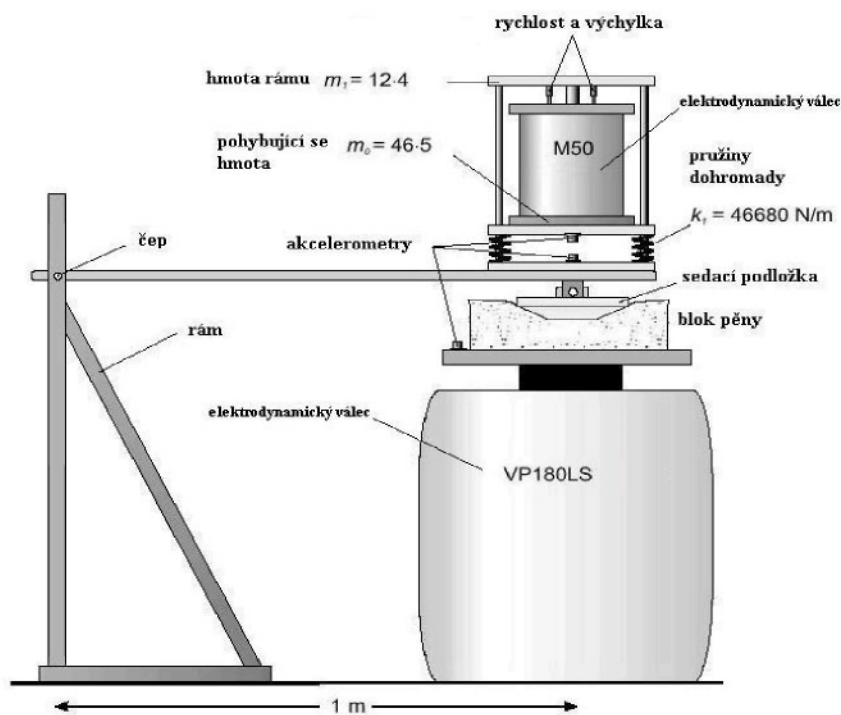
2. Modul použitý na měření přenosové charakteristiky pěny organizací ISVR při Univerzitě v Southamptonu [20]:

Tento model je pro frekvenční rozsah 0 až 30 Hz.

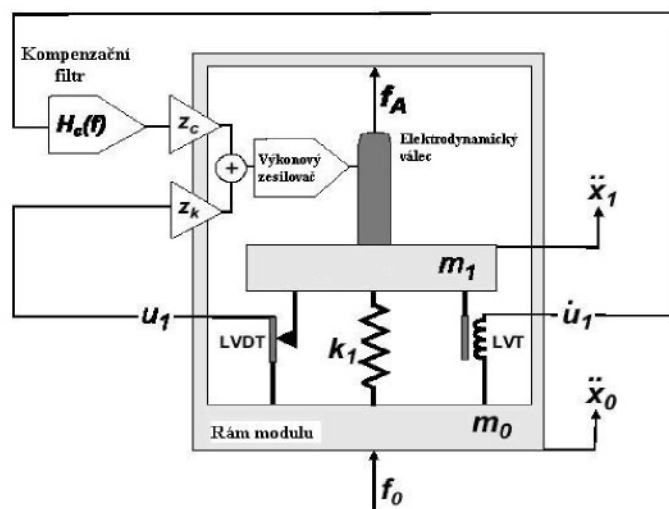
Pozitivní vlastností tohoto modulu je přizpůsobitelnost jednotlivým naměřeným charakteristikám lidského těla. Negativní vlatností je opět nutnost řídicí elektroniky.

Na obr. 4.2.11 je uspořádání měřicího zařízení, při kterém se tento modul používá. Na obrázku jsou též uvedené hodnoty koeficientů pro tento modul.

Na obr. 4.2.12 je schéma použité pro matematický popis chování a regulace tohoto modulu.



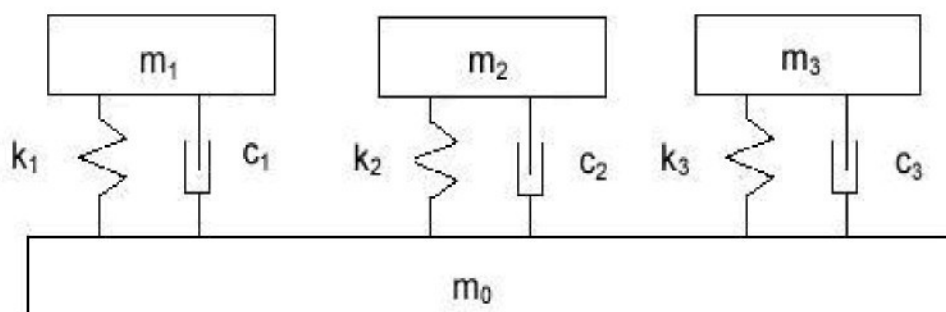
Obr. 4.2.11



Obr. 4.2.12

3. Modul vytvořený v Institut pro bezpečnost a hygienu práce (INRS) ve Francii [20]:

Modul má frekvenční rozsah 0 až 20 Hz.

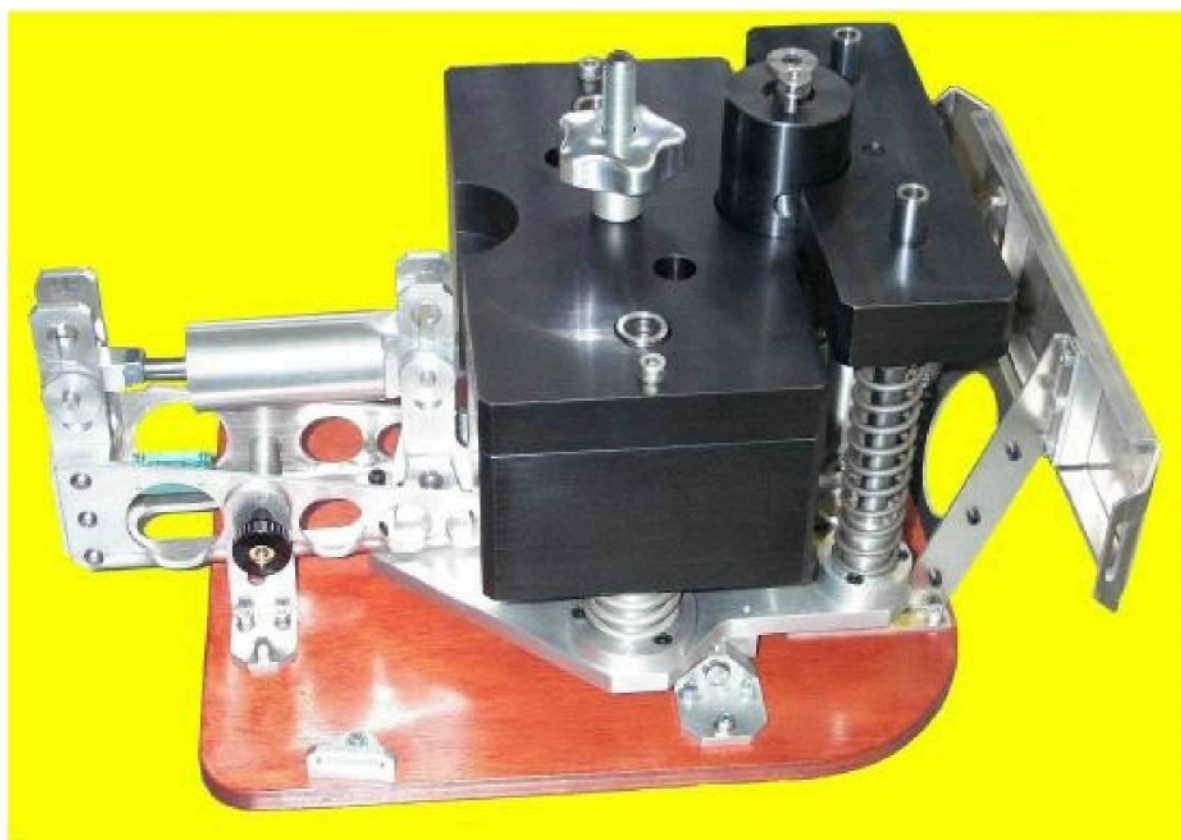


Obr. 4.2.13

Tab. 4.2.9: Tabulka koeficientů pro modul dle INRS

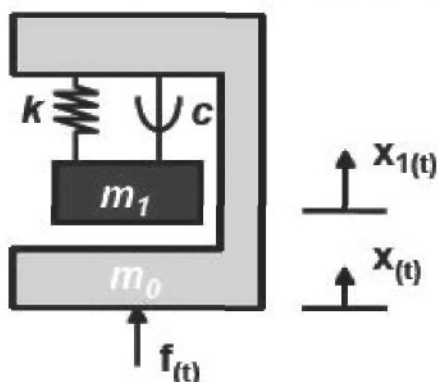
Hmotnost subjektu (kg)	m_0 (kg)	m_1 (kg)	m_2 (kg)	m_3 (kg)	c_1 (Ns/ m)	c_2 (Ns/m)	c_3 (Ns/m)	k_1 (N/m)	k_2 (N/m)	k_3 (N/m)
55	3	28	5	2	500	125	67	18500	12650	9000
75	3	37,5	5	2	715	125	67	28000	12650	9000
90	3	58	5	2	1150	125	∞	36600	12650	∞

Matematický model tohoto zatěžovacího modulu je na obr. 4.2.13, fyzické provedení tohoto modulu je na obr. 4.2.14. Pozitivní vlastností tohoto modulu je relativní jednoduchost a nízko položené těžiště, což je velmi velká výhoda při umísťování tohoto zátěžového modulu na testovací sedadlo, protože sedí stabilněji na testované sedačce. Tento modul aproximuje zvolené křivky impedance s maximální chybou 20% do budicí frekvence 4 Hz. Od této frekvence je již rozdíl větší a činí maximálně 35%.



Obr. 4.2.14

4. Modul vytvořený v ISVR při Univerzitě v Southamptonu [20]:



Obr. 4.2.15



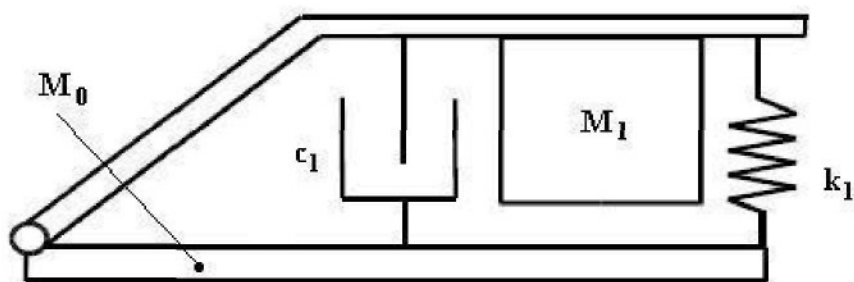
Obr. 4.2.16

Matematický model tohoto modulu je na obr. 4.2.15, mechanická realizace tohoto modulu na obr. 4.2.16. Bližší údaje k tomuto modulu:

model je určen pro frekvenční rozsah 0,25 až 30 Hz, pro průměrně těžkou osobu (50 %), má lineární vlastnosti do 2 m.s^{-2} , je stabilní na sedačce, má odnímatelné hmotnosti pro možné uzpůsobení dalším typům lidí (5 a 95 %).

5. Modul vytvořený Spolkovým úřadem pro bezpečnost a hygienu práce v Drážďanech (BAUA) 1. varianta [20]:

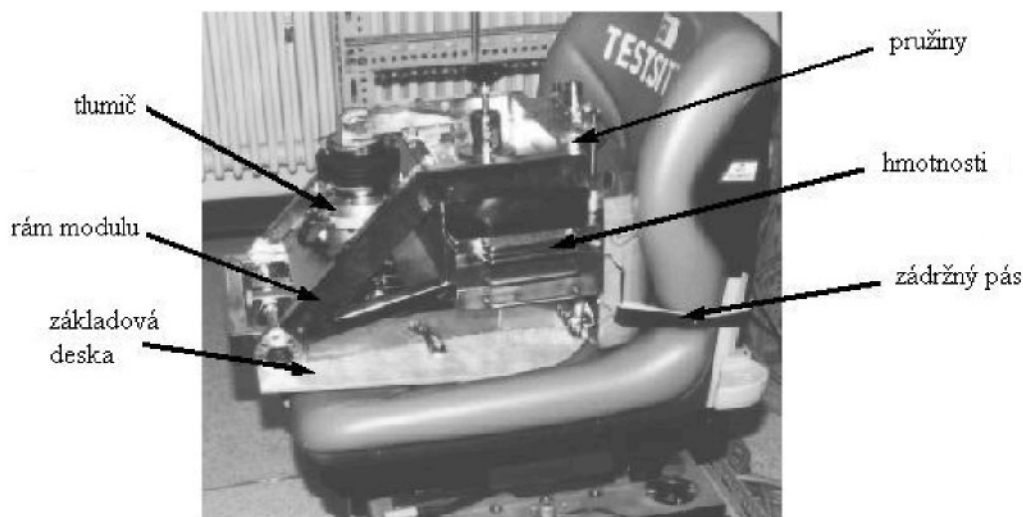
Frekvenční rozsah tohoto modulu je 0,25 až 20 Hz.



Obr. 4.2.17

Tab. 4.2.10: Koefficienty pro zatěžovací modul dle BAUA 1. varianta

Hmotnost subjektu (kg)	m_0 (kg)	m_1 (kg)	c_1 (Ns/ m)	k_1 (N/m)
55	10	40	1200	40000
75	10	50	1800	47000
98	18	59	1400	53000



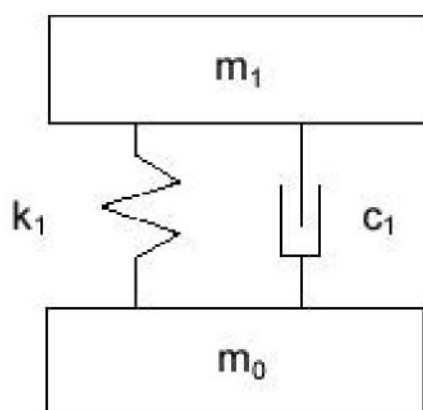
Obr. 4.2.18

Na obr. 4.2.17 je matematický model uvedeného modulu, na obr. 4.2.18 je již tento modul na testovací sedačce. Pozitivem u tohoto modulu je slušná aproximace naměřených charakteristik, nízko položené těžiště a přestavitelnost parametrů na jiný typ osoby dle normy (55, 75, 98 kg). U tohoto modelu se předpokládají úhlové výchylky do 5 stupňů, proto jej lze považovat za lineární model. Tento model je realizací matematického modelu dle DIN 45676. Model pro osobu s hmotností 55 kg aproximuje danou křivku impedance s 5 % chybou do frekvence 5 Hz do této frekvence výše je chyba kolem 20 %. Pro osobu s hmotností 75 kg aproximuje model danou křivku impedance s chybou 10 % v celém frekvenčním rozsahu. Model pro osobu s hmotností 98 kg aproximuje danou křivku impedance s chybou 5 % do frekvence

5 Hz, od 5 Hz je již chyba kolem 25%.

6. Modul vytvořený Spolkovým úřadem pro bezpečnost a hygienu práce v Drážďanech (BAUA) 2. varianta [20]:

Tento modul je určen pro frekvenční rozsah 0 až 20 Hz.



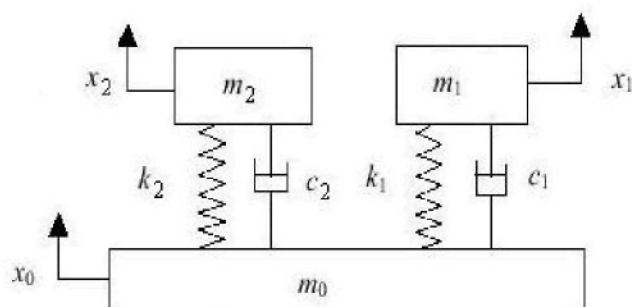
Obr. 4.2.19

Tab. 4.2.11: Koeficienty pro modul dle BAUA 2. varianta

Hmotnost subjektu (kg)	m_0 (kg)	m_1 (kg)	c_1 (Ns/ m)	k_1 (N/ m)
55	7	43	1400	40000
75	12	48	1400	40000
98	17	61	1400	60000

Na obrázku 4.2.19 je znázorněn matematický model jednohmotového zátěžového modulu a v tabulce 4.2.11 jsou jeho koeficienty pro jednotlivé standartizované typy lidí. Model pro osobu s hmotností 55 kg aproximuje danou křivku impedance s 15 % chybou. Pro osobu s hmotností 75 kg aproximuje model danou křivku impedance s chybou 5 % v celém frekvenčním rozsahu. Model pro osobu s hmotností 98 kg aproximuje danou křivku impedance s chybou 5 % do frekvence 4 Hz, v pásmu od 4 Hz do 7 Hz je již chyba kolem 20%. Ve frekvenčním pásmu nad 7 Hz je opět chyba kolem 10 %.

7. Modul používaný na Hydrodynamické laboratoři na Technické univerzitě v Liberci:



obr.4.2.20



obr.4.2.21

Tab. 4.2.12: Koeficienty pro tento modul.

Hmotnost subjektu (kg)	m_0 (kg)	m_1 (kg)	m_2 (kg)	c_1 (Ns/ m)	c_2 (Ns/m)	k_1 (N/m)	k_2 (N/m)
75	8	69	6	1540	190	68000	24000

Obrázek 4.2.20 ukazuje matematický model tohoto modulu, tabulka 4.2.12 ukazuje koeficienty pro tento modul, na obr. 4.2.21 je mechanická realizace tohoto modulu.

Tento modul byl navržen v roce 1986 dle staré verze normy ISO 5982, což je jeho nevýhodou, protože nově naměřené charakteristiky impedance jsou odlišné od křivek impedancí naměřených před 30 lety. To lze napravit úpravou koeficientů dle nové verze této normy. Tento modul má reprezentovat osobu s hmotností 75 kg, proto jsou zde uvedeny koeficienty jen pro jednu hmotnost, t.j. 75kg.

4.2.3 Přehled vypočtených charakteristik vybraných zatěžovacích modulů a jejich následné porovnání

4.2.3.1 Stanovení teoretických dynamických charakteristik zatěžovacích modulů pomocí jejich matematických modelů

1. Stanovení charakteristik modelů pomocí Lagrangeových rovnic 2. druhu:

Viz. literatura č. 29 (V. Zeman, Z. Hlaváč, Kmitání mechanických soustav).

Lagrangeova rovnice druhého druhu:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial}{\partial \dot{\mathbf{y}}}\mathbf{E}_k\right)-\left(\frac{\partial}{\partial \mathbf{y}}\mathbf{E}_k\right)+\left(\frac{\partial}{\partial \mathbf{y}}\mathbf{E}_p\right)+\left(\frac{\partial}{\partial \dot{\mathbf{y}}}\mathbf{R}\right)=\mathbf{f}(\mathbf{t}) \quad (4.1)$$

kde E_k je kinetická energie systému, E_p je potenciální energie zkoumaného systému a R je disipativní funkce prezentující tlumení systému a $f(t)$ je zobecněná budící síla.

Vzhledem k notoricky námému postupu výpočtu, uvedem už jen pouze výsledné vztahy pro impedanci a fázový úhel.

Rovnice pro výpočet impedanční charakteristiky mechanického systému je následující:

$$\mathbf{Z}(\omega)=\left|\left(\left(\mathbf{m}_1\mathbf{y}_1\omega^2\right)+\left(\mathbf{m}_2\mathbf{y}_2\omega^2\right)+\left(\mathbf{m}_3\mathbf{y}_3\omega^2\right)+\dots+\left(-\mathbf{m}_0\mathbf{y}_b\omega^2\right)\right)/\left(\mathbf{y}_b\omega\right)\right| \quad (4.3)$$

fázový úhle zpoždění lze stanovit:

$$\Phi_{F,V}(\omega)=\arctan(\text{Imaginární část } \mathbf{Z}(\omega)/\text{Reálná část } \mathbf{Z}(\omega)) \quad (4.4)$$

2. Stanovení charakteristik pomocí Laplaceovy transformace pohybových rovnic:

Viz literatura č. 19.

Budeme aplikovat Laplaceovu transformaci na jednohmotový systém kinematicky buzený harmonickou časovou funkcí s frekvencí ω :

$$My''(t) + C(y'(t) - y'_b(t)) + K(y(t) - y_b(t)) = 0 \quad (4.5)$$

Laplaceovy obrazy časových funkcí $y(t)$ a $y_b(t)$ označíme $Y(s)$ a $Y_b(s)$

Pokud budou přepsány pohybové rovnice po Laplaceově transformaci lze dostat následující vztah:

$$Ms^2Y(s) + CsY(s) + KY(s) = KY_b(s) + CsY_b(s) \quad (4.6)$$

Proměná s je v Laplaceově transformaci komplexní veličina, přejdeme-li na Fourierou transformaci, je s ryze imaginární:

$$s = i\omega \quad (4.7)$$

Pak už je řešen tento systém jako soustava lineárních rovnic s vektorem neznámých výchylek $Y(s)$. Označme Laplaceův obraz budícího vektoru:

$$F(s) = KY_b(s) + CsY_b(s) \quad (4.8)$$

Impedance $Z(s)$ je definována vztahem:

$$Z(s) = F(s)/sY_b(s) \quad (4.9)$$

Přitom vzhledem 4.2.15. pro $F(s)$ platí:

$$F(s) = \sum_{i=0}^n m_i y_i(s) * s^2 \quad (4.10)$$

Pro stanovení fázového úhlu zpoždění vycházíme ze vztahů viz.: (citace)

$$Z(\omega) = |(A + iB)/(C + iD)| \quad (4.11)$$

fázový úhel zpoždění stanovíme:

$$\Phi_{F,v}(\omega) = \arctan(\text{Imaginární část } Z / \text{Reálná část } Z) \quad (4.12)$$

3. Stanovení vlastních frekvencí pro modely:

Výpočet vlastních frekvencí vychází z maticových počtů. Základem jsou notoricky známé pohybové rovnice systému v maticovém zápisu, pro který platí, že matice $C=0$:

$$\mathbf{M}\mathbf{y}''(\mathbf{t})+\mathbf{C}\mathbf{y}'(\mathbf{t})+\mathbf{K}\mathbf{y}(\mathbf{t})=\mathbf{0} \quad (4.13)$$

Za předpokladu, že vektor $\mathbf{y}(\mathbf{t})$ lze popsat:

$$\mathbf{y}(\mathbf{t})=\mathbf{v}\mathbf{e}^{i\omega\Omega\mathbf{t}} \quad (4.14)$$

Kde $\mathbf{v}=[v_1, v_2, v_3, \dots, v_n]^T \quad (4.15)$

Po úpravě vztahu 4.15 dostaneme:

$$(\mathbf{K}-\Omega^2\mathbf{M})\mathbf{v}=\mathbf{0} \quad (4.16)$$

A řešíme problém vlastních hodnot pro tento systém:

$$\det(\mathbf{K}-\Omega^2\mathbf{M})=0 \quad (4.17)$$

Vlastní frekvence f_n dostaneme pomocí následujícího vztahu:

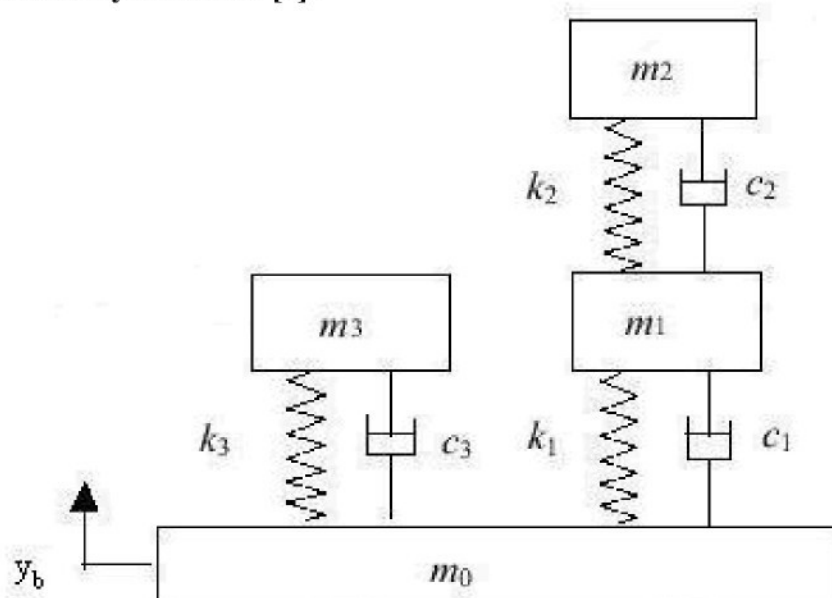
$$f_n=\Omega/2\pi \quad (4.18)$$

4.2.3.2 Porovnání charakteristik vybraných modulů:

Pozn.

V následujících odstavcích uvedeme jen pohybové rovnice pro vybrané systémy a jejich charakteristiky vypočtené pomocí Laplaceovy transformace. **Pod pojmen zobecněná výchylka míníme Laplaceův obraz $y_i(s)$ časově závislé výchylky $y_i(t)$.**

1. Model podle normy ISO 5982 [6]:



Pozn.: y_b je budicí výchylka

Pohybové rovnice pro tento model:

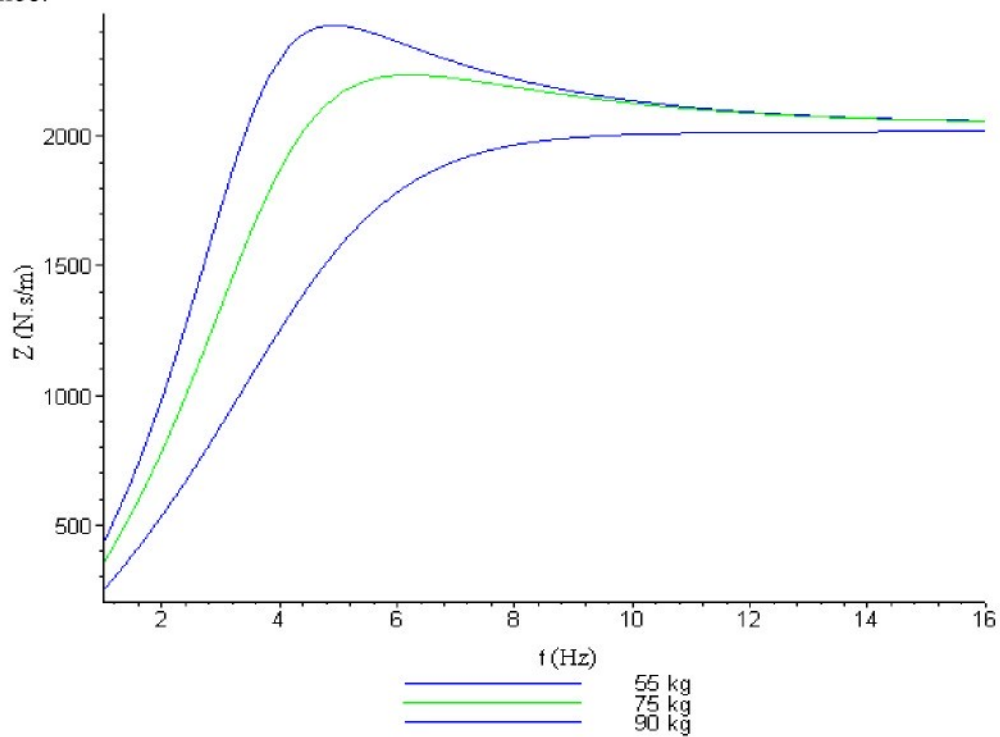
$$m_1 \ddot{y}_1(t) + c_1(\dot{y}_1(t) - \dot{y}_b(t)) + k_1(y_1(t) - y_b(t)) - c_2(\dot{y}_2(t) - \dot{y}_1(t)) - k_2(y_2(t) - y_1(t)) = 0$$

$$m_2 \ddot{y}_2(t) + c_2(\dot{y}_2(t) - \dot{y}_1(t)) + k_2(y_2(t) - y_1(t)) = 0$$

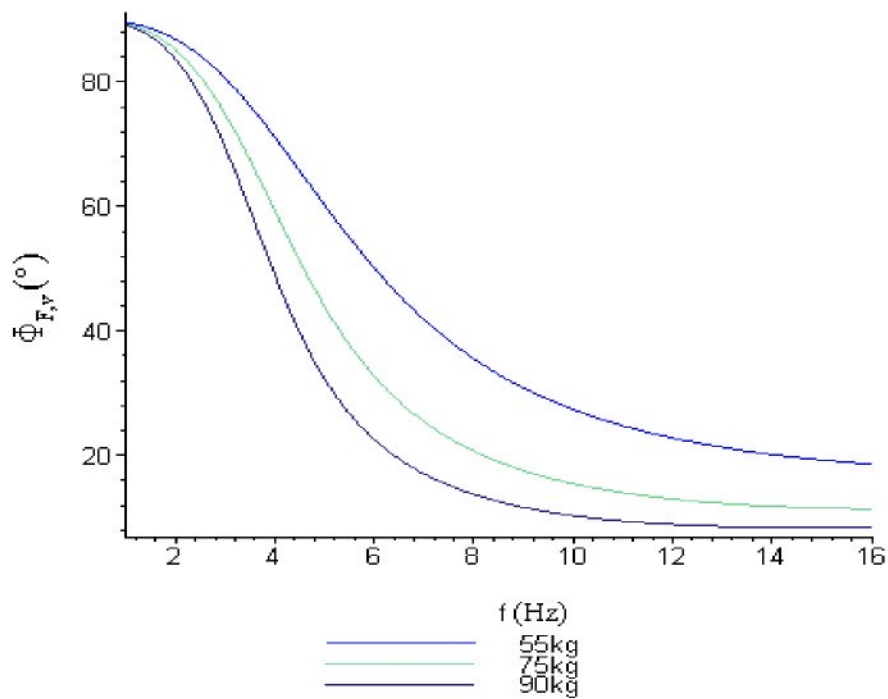
$$m_3 \ddot{y}_3(t) + c_3(\dot{y}_3(t) - \dot{y}_b(t)) + k_3(y_3(t) - y_b(t)) = 0$$

Vypočtené charakteristiky pro tento model:

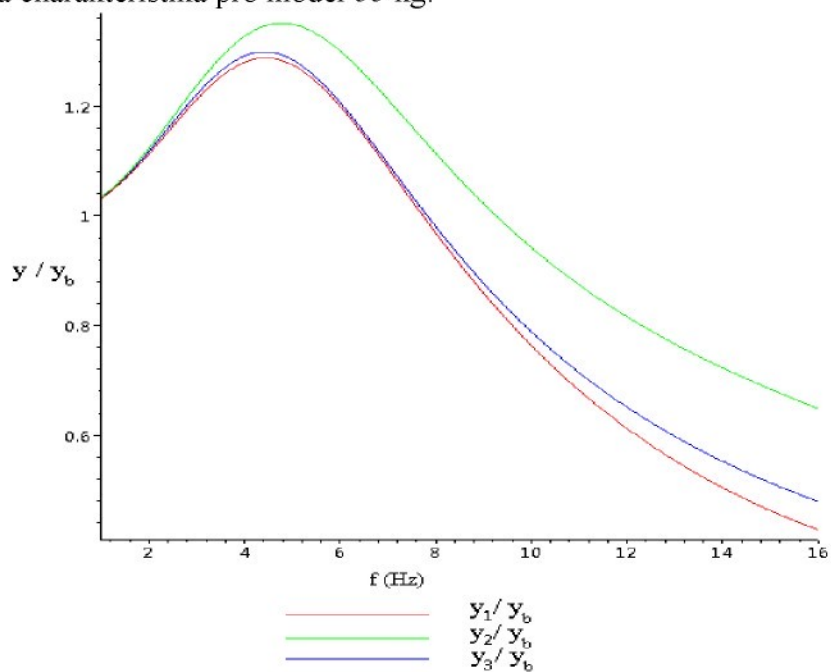
Impedance:



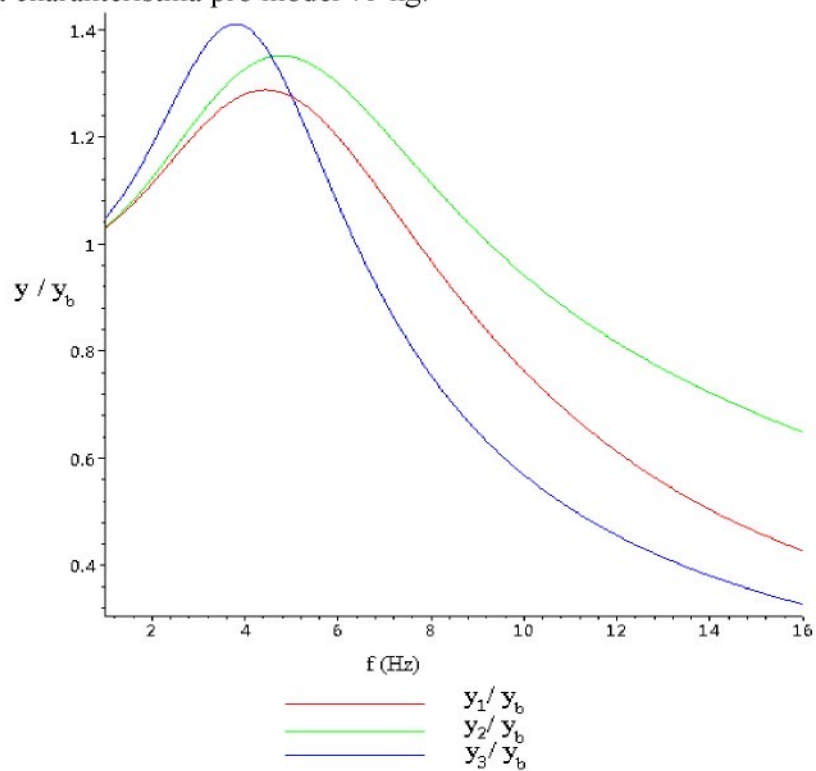
Fáze:



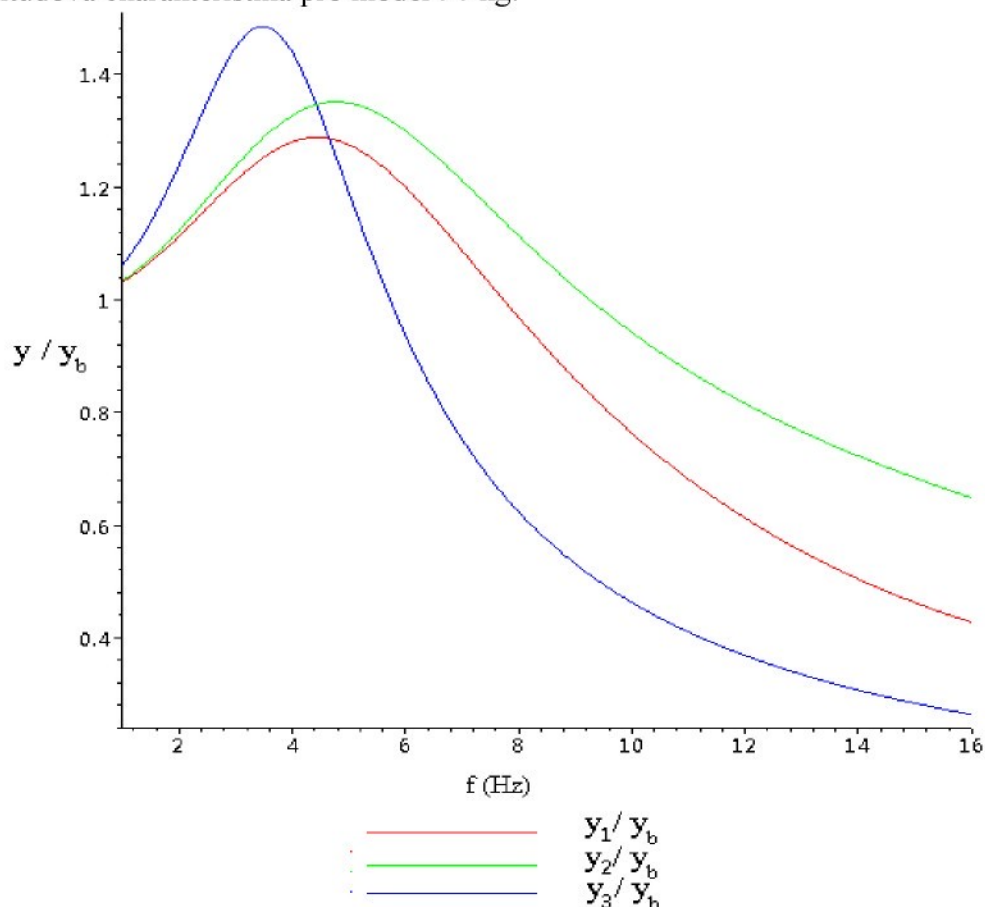
Amplitudová charakteristika pro model 55 kg:



Amplitudová charakteristika pro model 75 kg:



Amplitudová charakteristika pro model 90 kg:



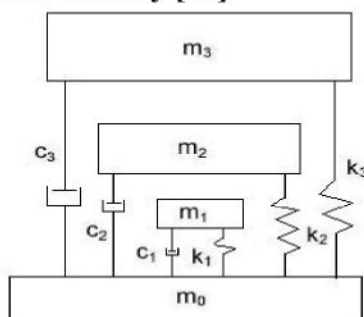
Hodnocení amplitudových charakteristik:

Pro model 55 kg mají zobecněné výchylky y_1 a y_3 téměř shodný průběh a vlastní frekvenci, odlišují se pouze výchylka y_2 , která má vyšší vlastní frekvenci a odezvu na budící amplitudu y_b .

Pro model 75 kg má zobecněná výchylka y_3 vlastní frekvenci kolem 4 Hz a nejvyšší odezvu na budící výchylku. Výchylky y_1 a y_2 mají téměř shodnou vlastní frekvenci, pouze mají odlišnou odezvu na budící vibrace, y_2 má vyšší odezvu než y_1 .

Model 90 kg má obdobný průběh jako charakteristika pro 75 kg model, pouze má vyšší odezvu na budící výchylku. Zobecněná výchylka y_3 vlastní frekvenci kolem 3.5 Hz a nejvyšší odezvu na budící výchylku. Výchylky y_1 a y_2 mají téměř shodnou vlastní frekvenci, pouze mají odlišnou odezvu na budící vibrace, y_2 má vyšší odezvu než y_1 .

2. Model dle normy DIN 45676 tříhmotový [25]:



Pohybové rovnice pro tento model:

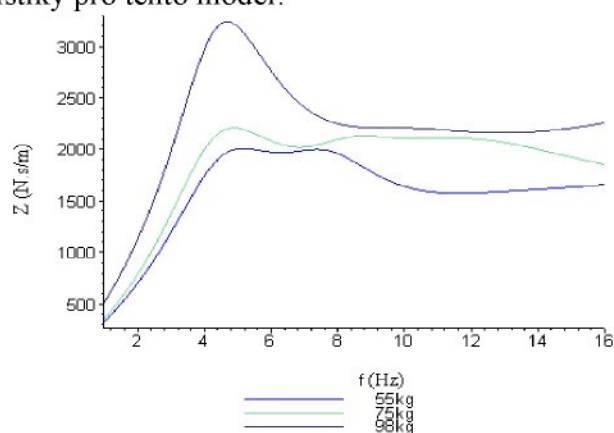
$$m_1 \ddot{y}_1(t) + c_1 (\dot{y}_1(t) - \dot{y}_b(t)) + k_1 (y_1(t) - y_b(t)) = 0$$

$$m_2 \ddot{y}_2(t) + c_2 (\dot{y}_2(t) - \dot{y}_b(t)) + k_2 (y_2(t) - y_b(t)) = 0$$

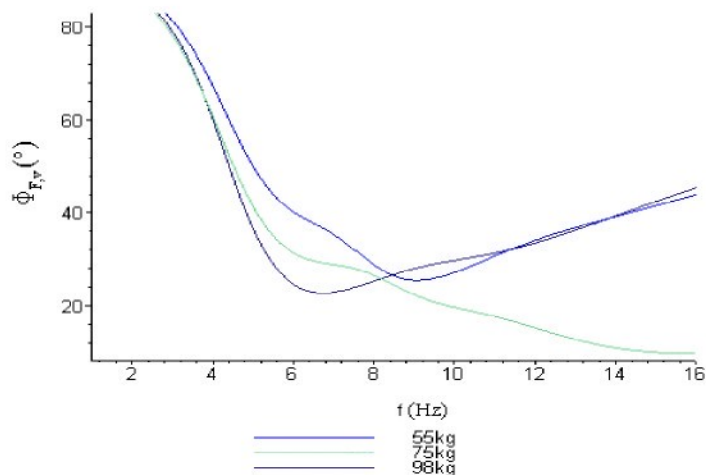
$$m_3 \ddot{y}_3(t) + c_3 (\dot{y}_3(t) - \dot{y}_b(t)) + k_3 (y_3(t) - y_b(t)) = 0$$

Vypočtené charakteristiky pro tento model:

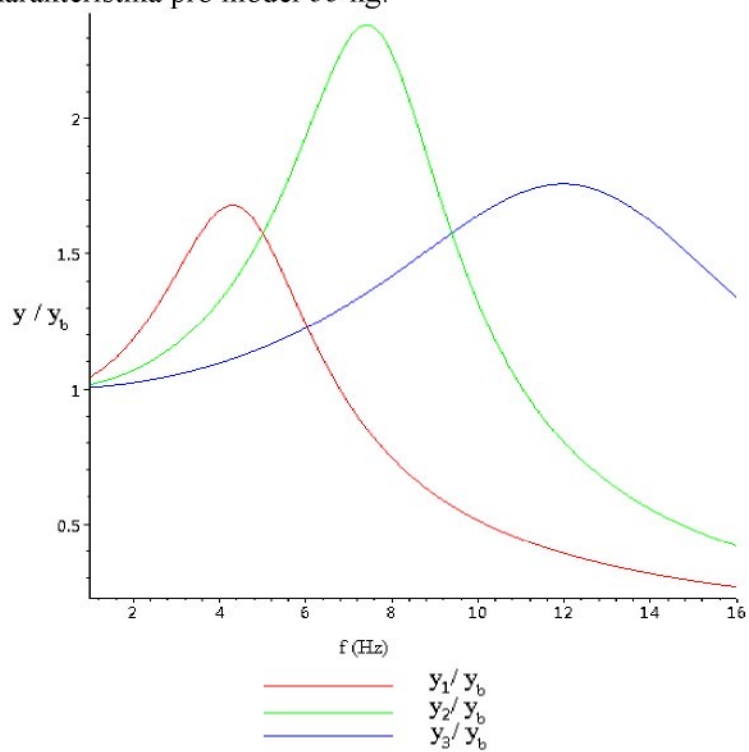
Impedance:



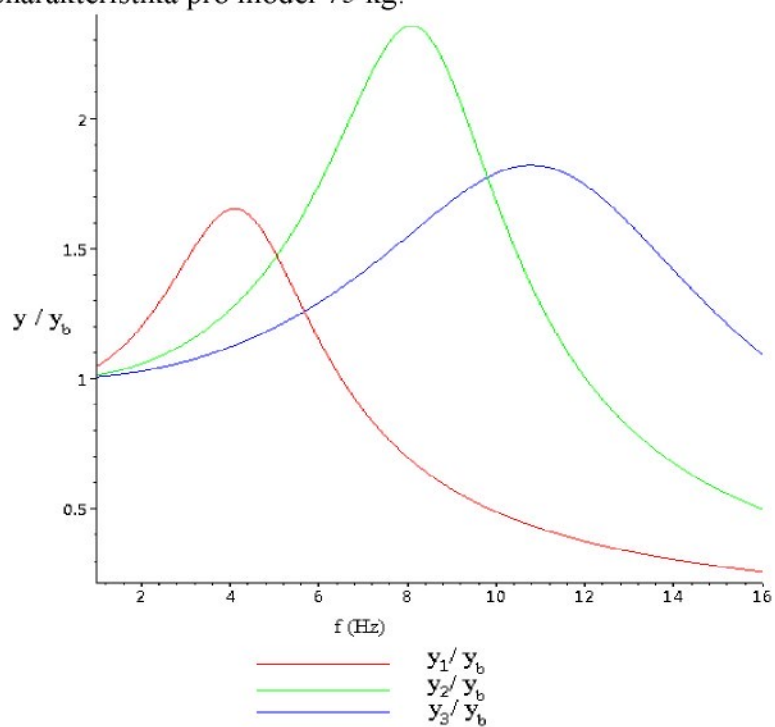
Fáze:



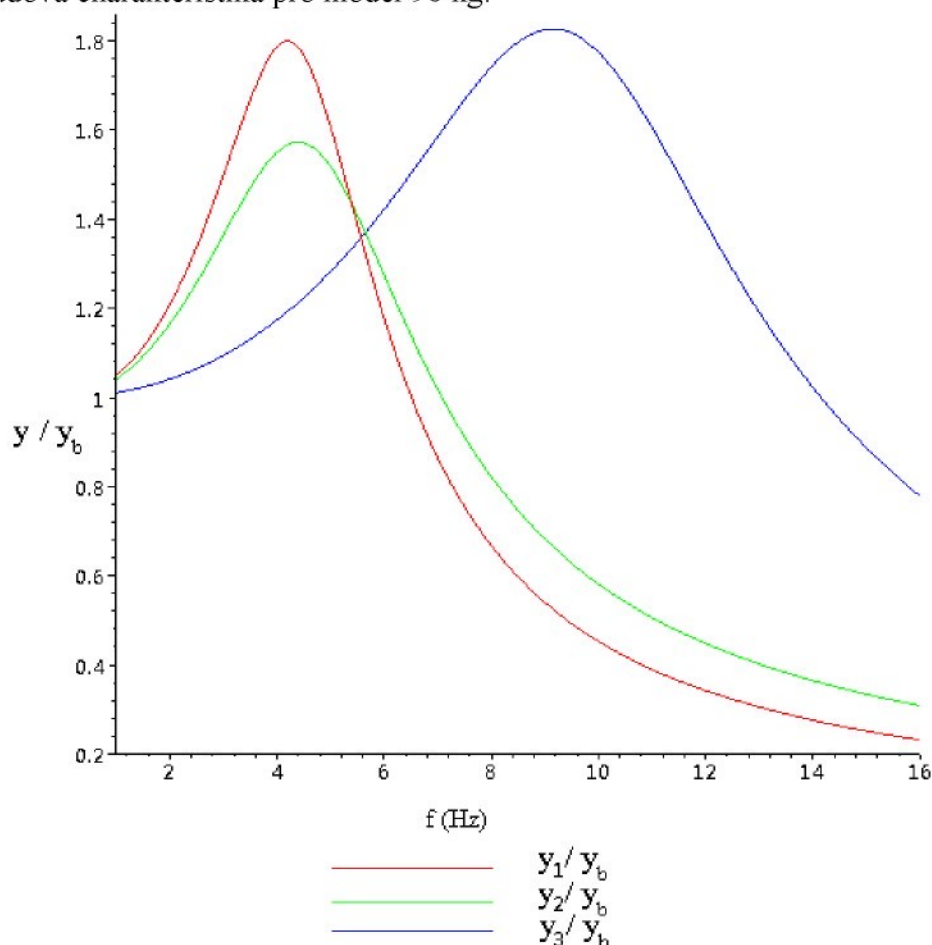
Amplitudová charakteristika pro model 55 kg:



Amplitudová charakteristika pro model 75 kg:



Amplitudová charakteristika pro model 98 kg:



Hodnocení amplitudových charakteristik:

Model 55 kg a 75 kg mají shodné rozložení křivek zobecněných výchylek, liší se vlastními frekvencemi a velikostí odezvy na budící výchylku.

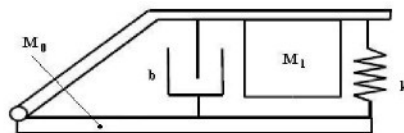
Model pro 55 kg má vlastní frekvence 4, 7, 12 Hz. Nejvyšší odezvu na budící výchylku má výchylka y_2 , která přísluší hmotě č. 2.

Pro model 75 kg byly vypočítány vlastní frekvence 4, 8, 11 Hz. Nejvyšší odezvu na budící výchylku má výchylka y_2 , která přísluší hmotě č. 2.

Pro model 98 kg byly vypočítány vlastní frekvence 4,5 a 9 Hz. Výchylka y_1 a výchylka y_2 mají téměř shodnou vlastní frekvenci, liší se pouze velikostí odezvy na budící výchylku. Nejvyšší odezvu na budící výchylku má výchylka y_3 , která přísluší hmotě č. 3.

3. Modul vytvořený Spolkovým úřadem pro bezpečnost a hygienu práce v Drážďanech

1. varianta [20]:

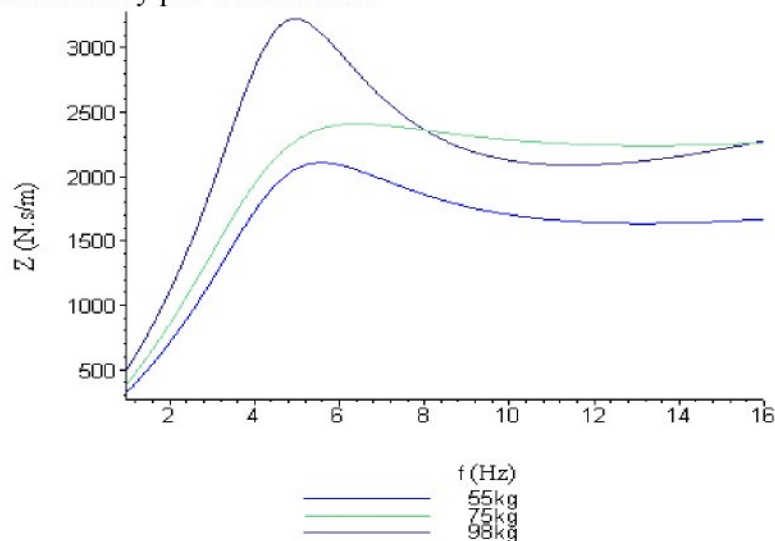


Pohybová rovnice pro tento model:

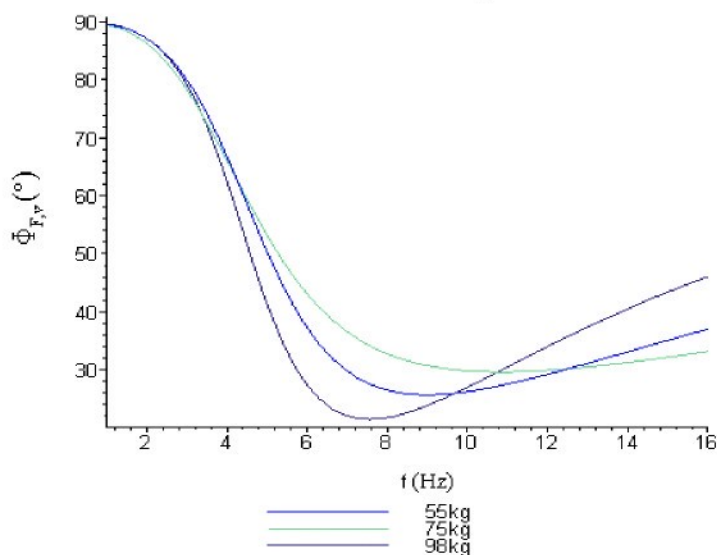
$$m_1 \ddot{y}_1(t) + c_1(\dot{y}_1(t) - \dot{y}_b(t)) + k_1(y_1(t) - y_b(t)) = 0$$

Vypočtené charakteristiky pro tento model:

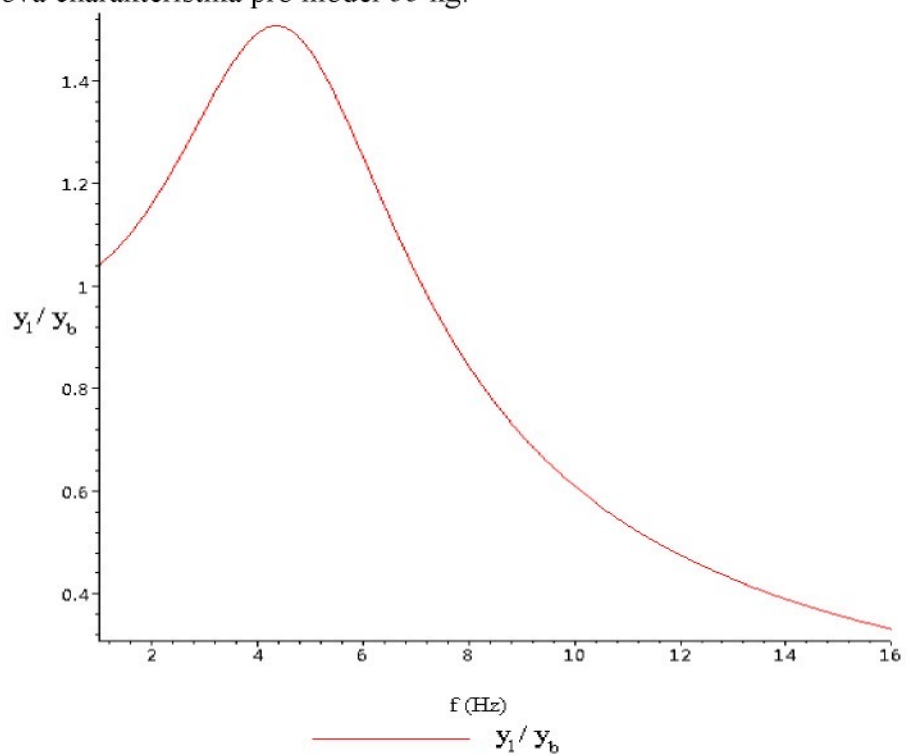
Impedance:



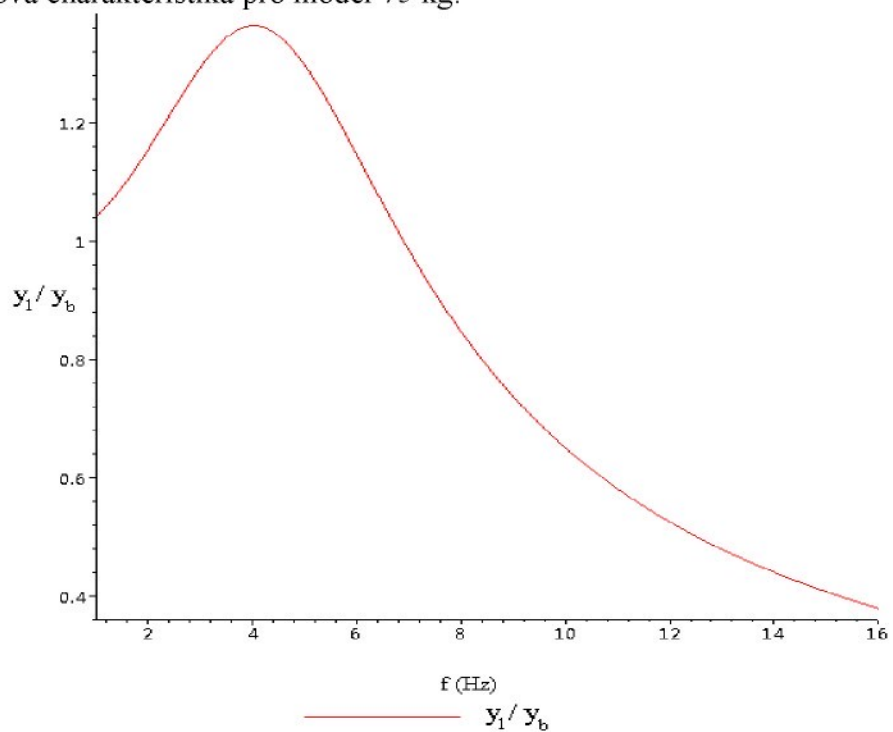
Fáze:



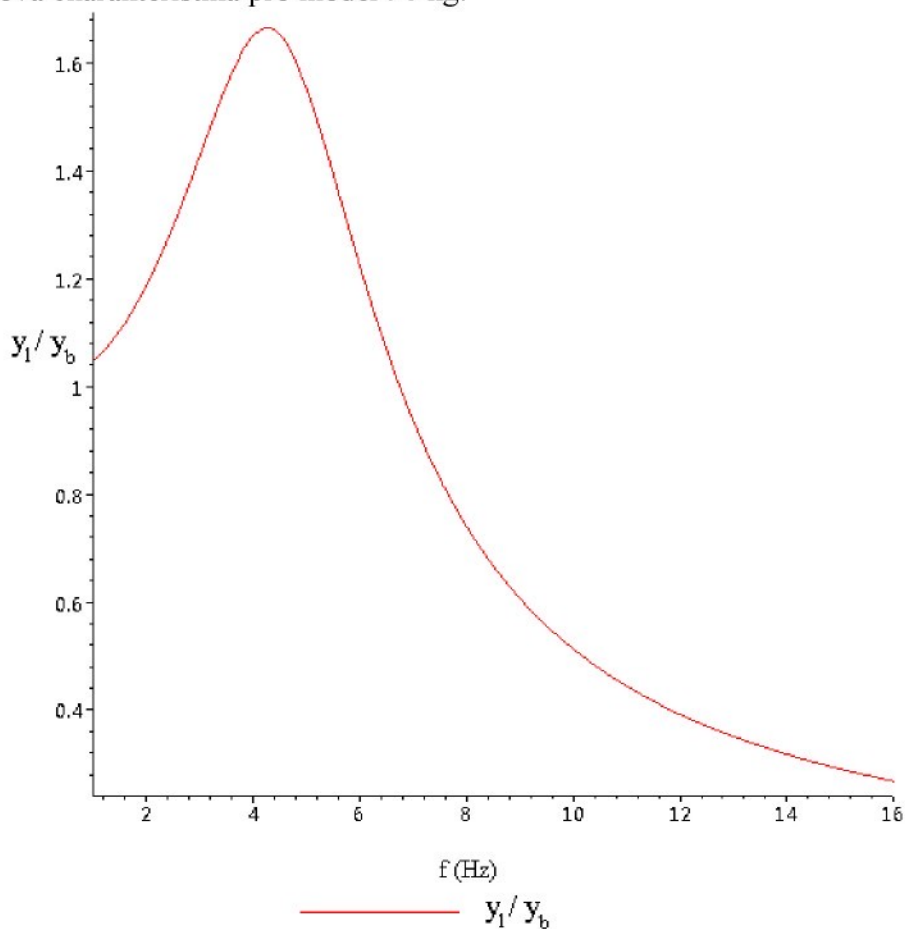
Amplitudová charakteristika pro model 55 kg:



Amplitudová charakteristika pro model 75 kg:



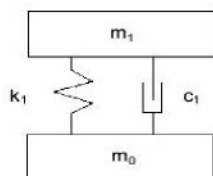
Amplitudová charakteristika pro model 98 kg:



Hodnocení amplitudových charakteristik:

Model 55 kg, 75 kg a 98 kg mají shodné vlastní frekvence kolem 4 Hz, pouze se liší ve velikosti odezvy na budící výchylku.

4. Modul vytvořený Spolkovým úřadem pro bezpečnost a hygienu práce v Drážďanech 2. varianta [20]:

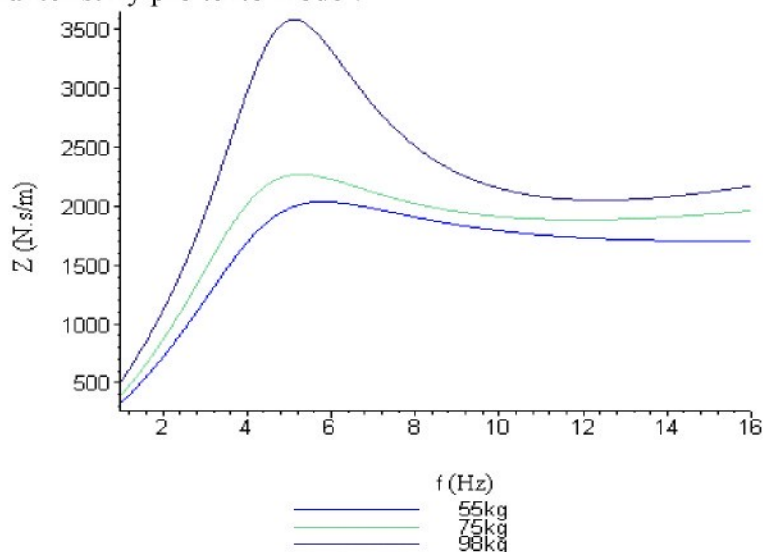


Pohybová rovnice pro tento modul:

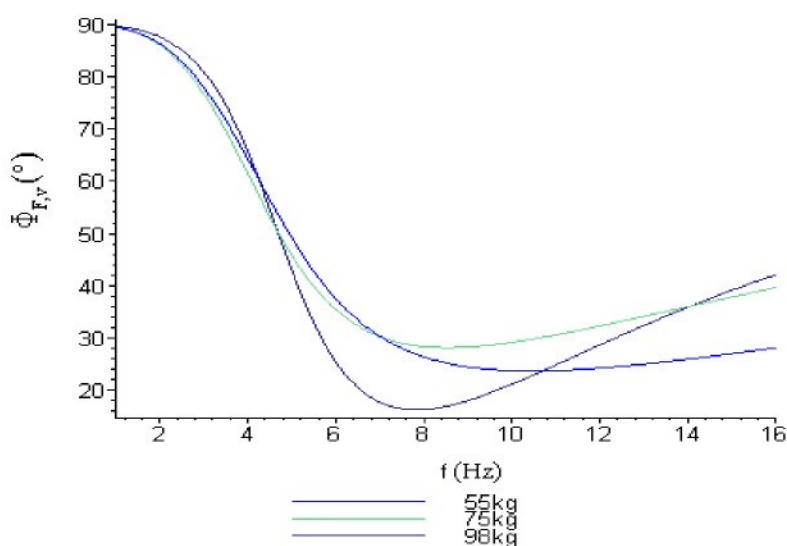
$$m_1 \ddot{y}_1(t) + c_1(\dot{y}_1(t) - \dot{y}_b(t)) + k_1(y_1(t) - y_b(t)) = 0$$

Vypočtené charakteristiky pro tento model:

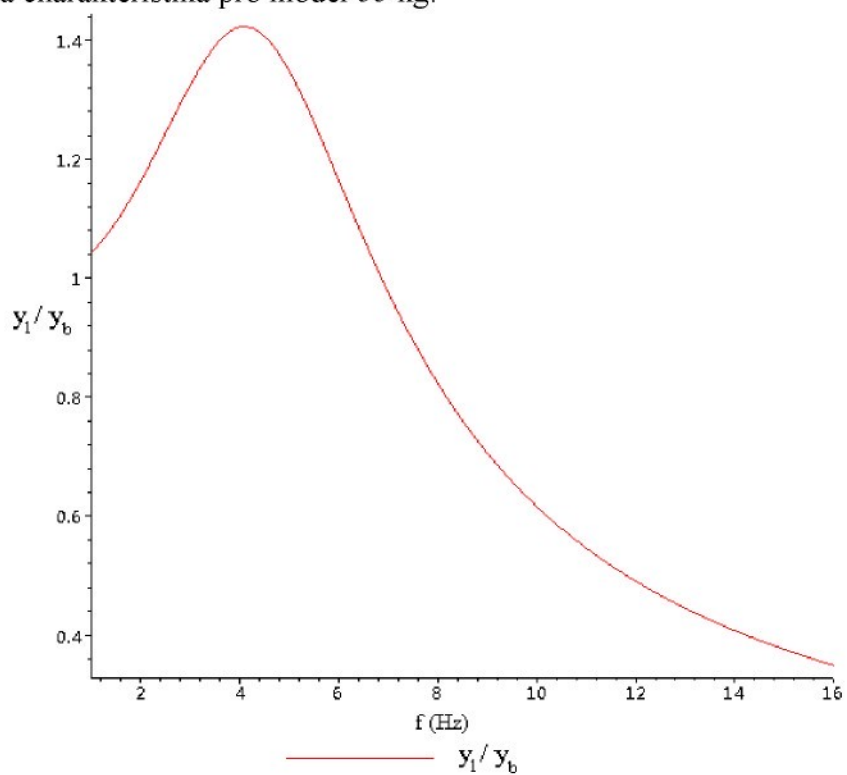
Impedance:



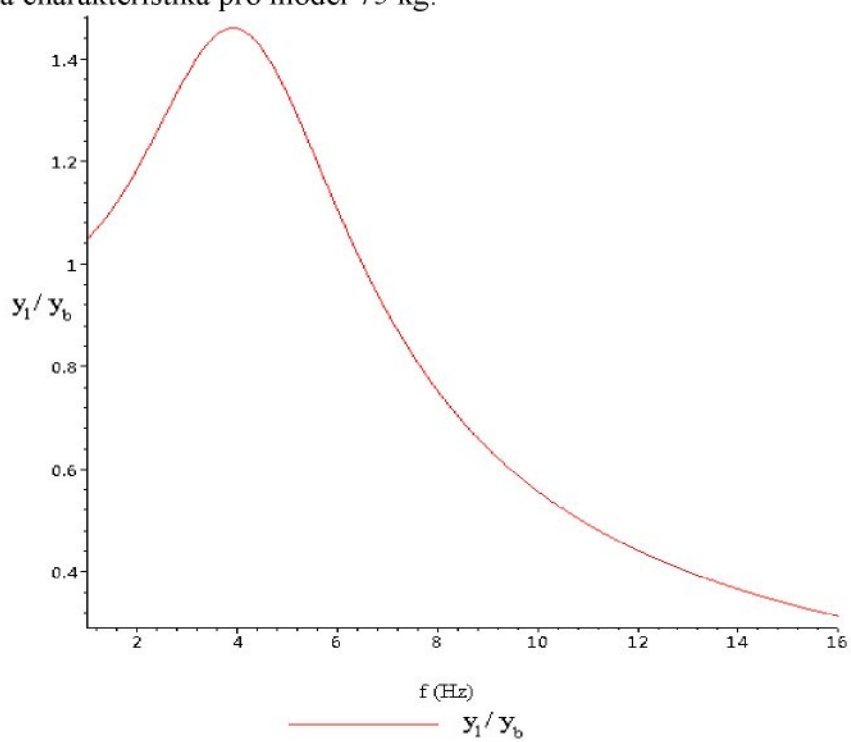
Fáze:



Amplitudová charakteristika pro model 55 kg:

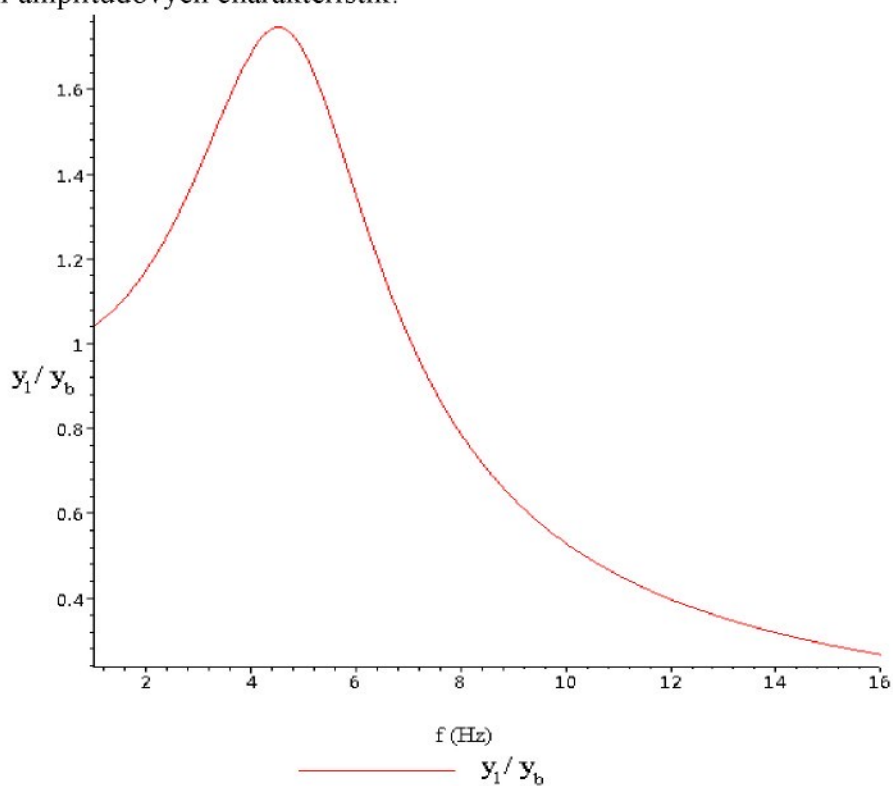


Amplitudová charakteristika pro model 75 kg:



Amplitudová charakteristika pro model 98 kg:

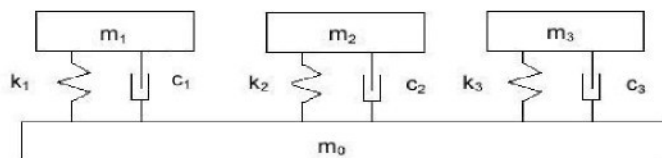
Hodnocení amplitudových charakteristik:



Hodnocení amplitudových charakteristik:

Model 55 kg, 75 kg a 98 kg mají shodné vlastní frekvence kolem 4,5 Hz, pouze se liší ve velikosti odezvy na budící výchylku.

5. Modul vytvořený v INRS ve Francii [20]:



Pohybové rovnice pro tento modul:

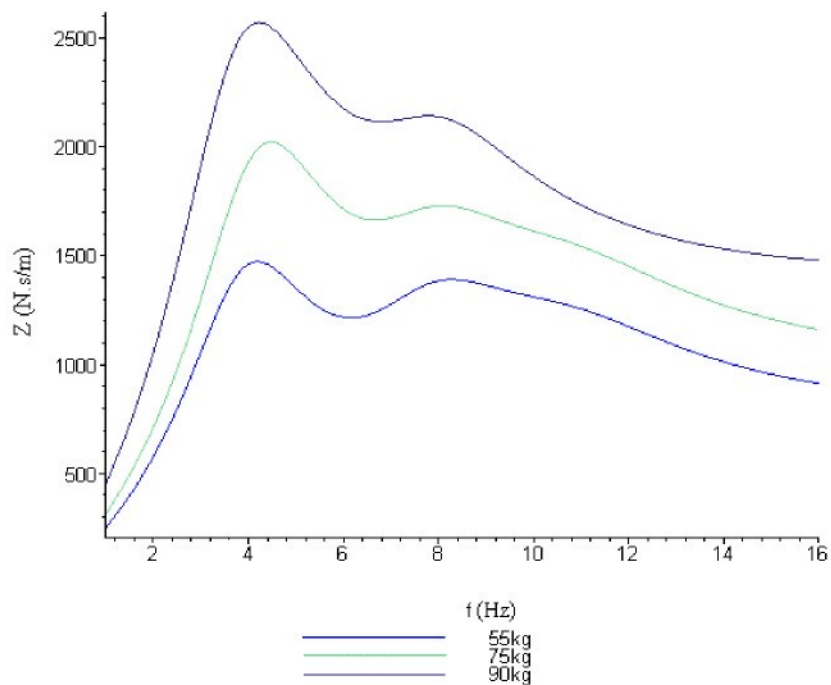
$$m_1 \ddot{y}_1(t) + c_1(\dot{y}_1(t) - \dot{y}_b(t)) + k_1(y_1(t) - y_b(t)) = 0$$

$$m_2 \ddot{y}_2(t) + c_2(\dot{y}_2(t) - \dot{y}_b(t)) + k_2(y_2(t) - y_b(t)) = 0$$

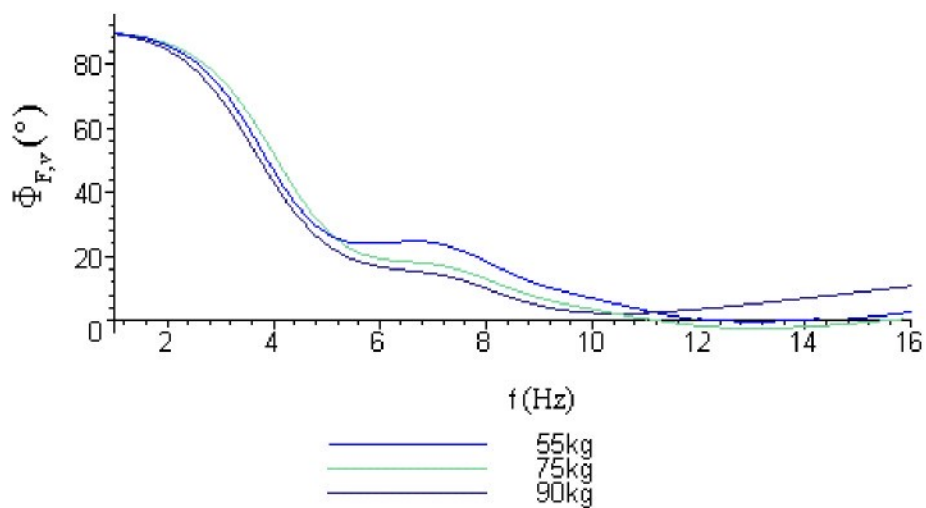
$$m_3 \ddot{y}_3(t) + c_3(\dot{y}_3(t) - \dot{y}_b(t)) + k_3(y_3(t) - y_b(t)) = 0$$

Vypočtené charakteristiky pro tento modul:

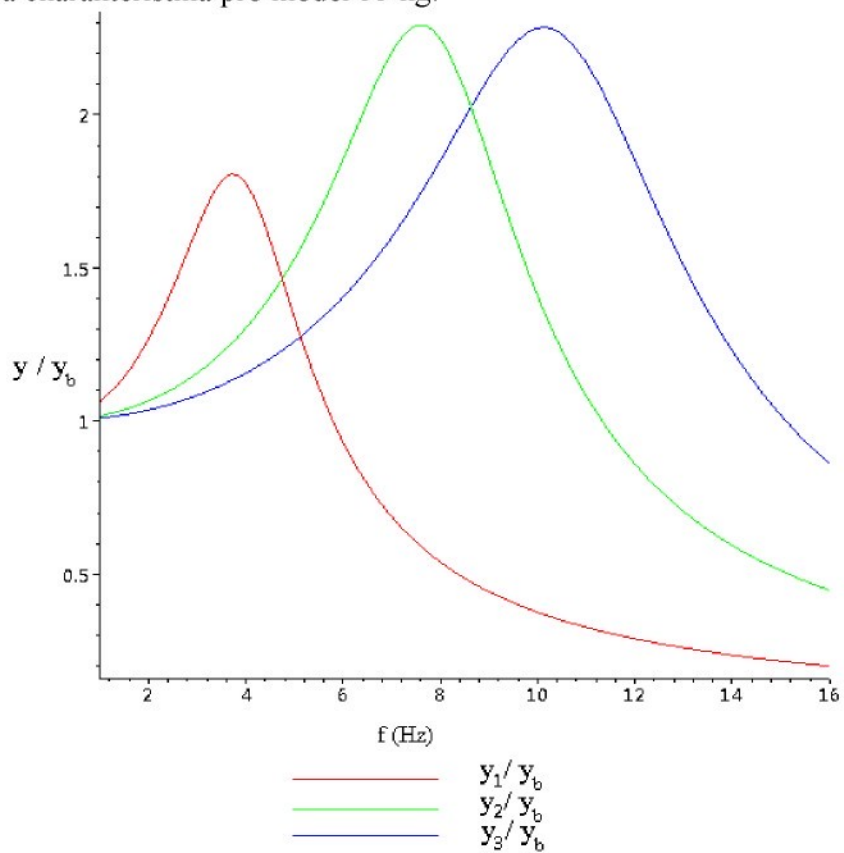
Impedance:



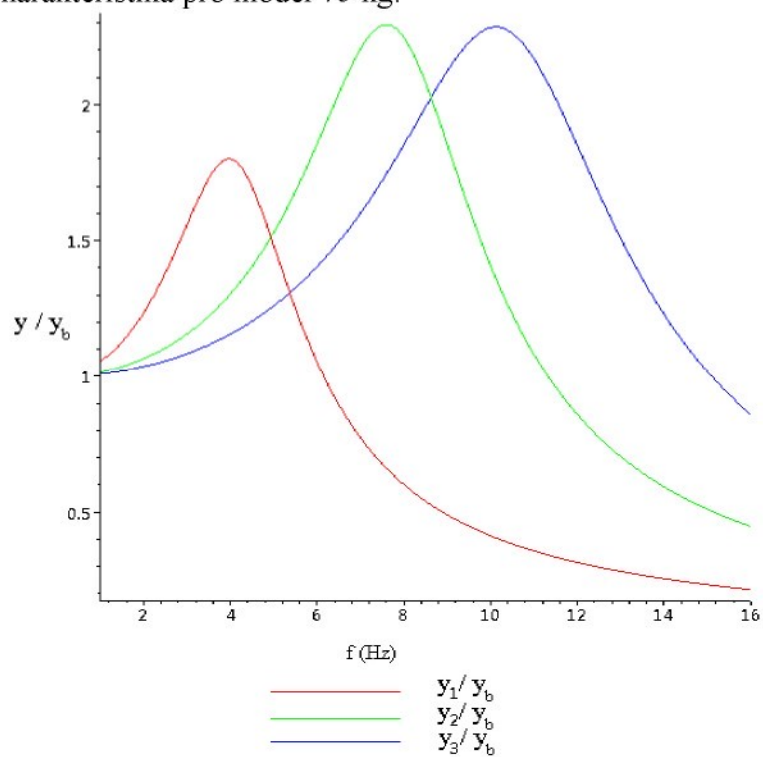
Fáze:



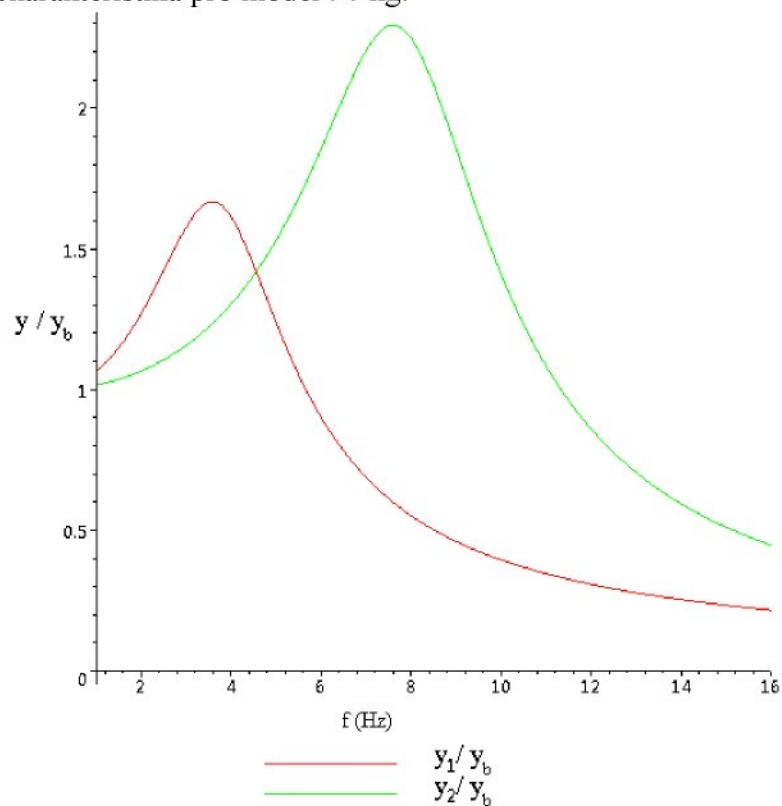
Amplitudová charakteristika pro model 55 kg:



Amplitudová charakteristika pro model 75 kg:



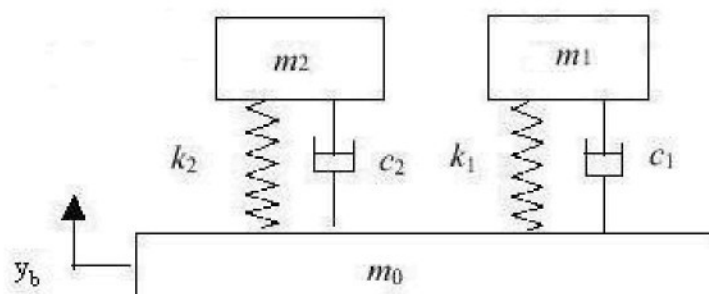
Amplitudová charakteristika pro model 90 kg:



Hodnocení amplitudových charakteristik:

Model 55 kg a 75 kg mají shodné rozložení křivek zobecněných výchylek y_2 a y_3 , protože se hmotnost hmot č. 2 a 3 u jednotlivých váhových variant nemění, zároveň se také nemění příslušné konstanty tlumiče a tuhosti pružin. Liší se pouze průběhy výchylky y_1 , u které se mění hmotnost a konstanta tlumiče spolu s tuhostí pružiny. Vlastní frekvence hmoty č.1. je ve všech hmotnostních variantách kolem 4 Hz. Vlastní frekvence hmoty č.2. Je 8 Hz. Vlastní frekvence hmoty č. 3. je 10,5 Hz. Pro model 90 kg je hmota č.3. spojena pevně s hmotou m_0 , proto nemá žádnou vlastní frekvenci a zobecněnou výchylku.

6. Modul vytvořený na Hydrodynamické laboratoři při Technické univerzitě v Liberci:



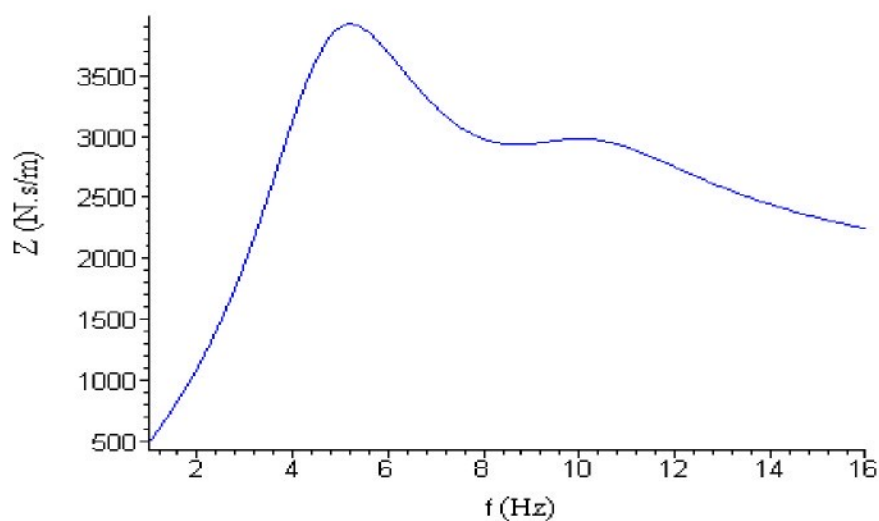
Pohybové rovnice pro tento modul:

$$m_1 \ddot{y}_1(t) + c_1(\dot{y}_1(t) - \dot{y}_b(t)) + k_1(y_1(t) - y_b(t)) = 0$$

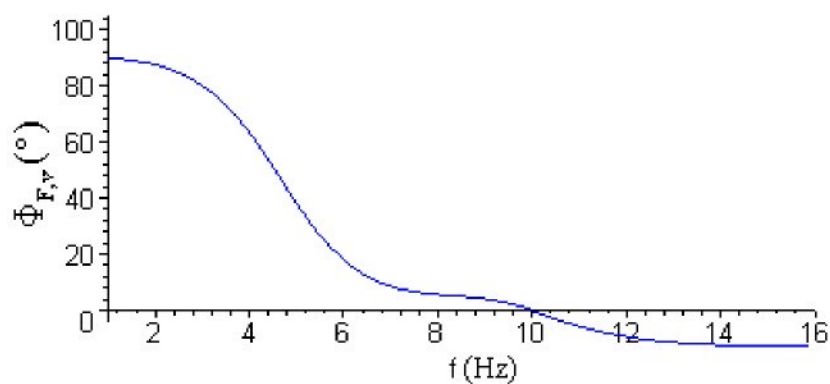
$$m_2 \ddot{y}_2(t) + c_2(\dot{y}_2(t) - \dot{y}_b(t)) + k_2(y_2(t) - y_b(t)) = 0$$

Vypočtené charakteristiky pro tento model:

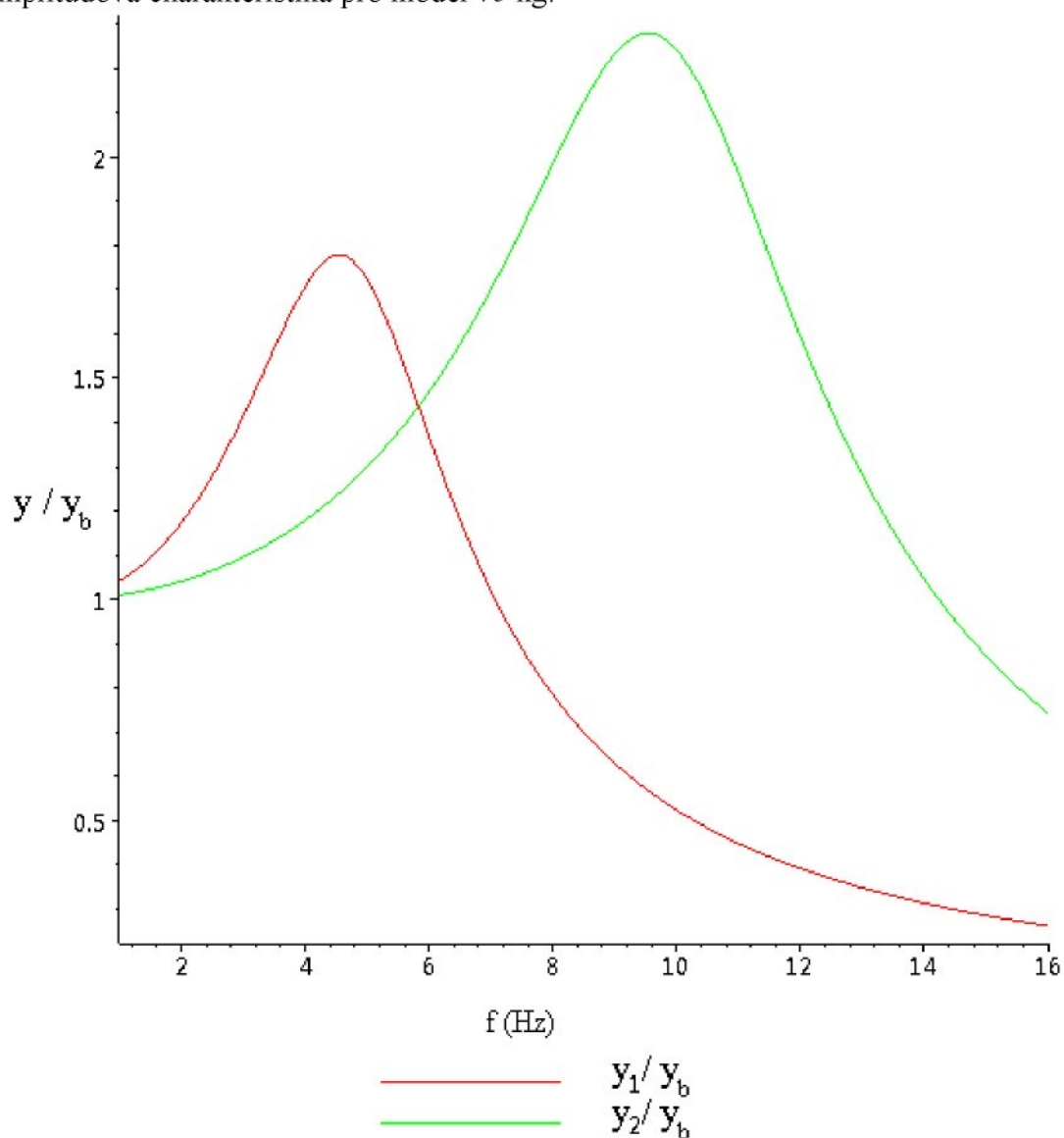
Impedance:



Fáze:



Amplitudová charakteristika pro model 75 kg:

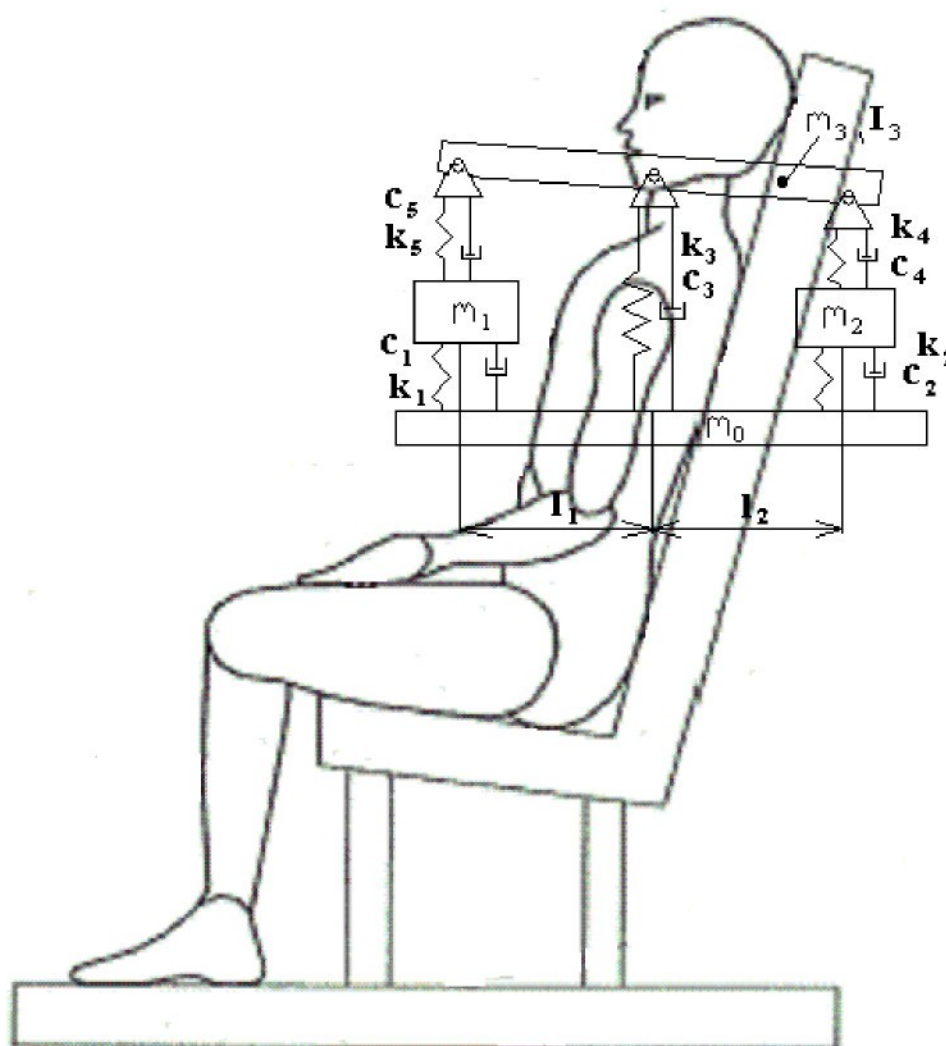


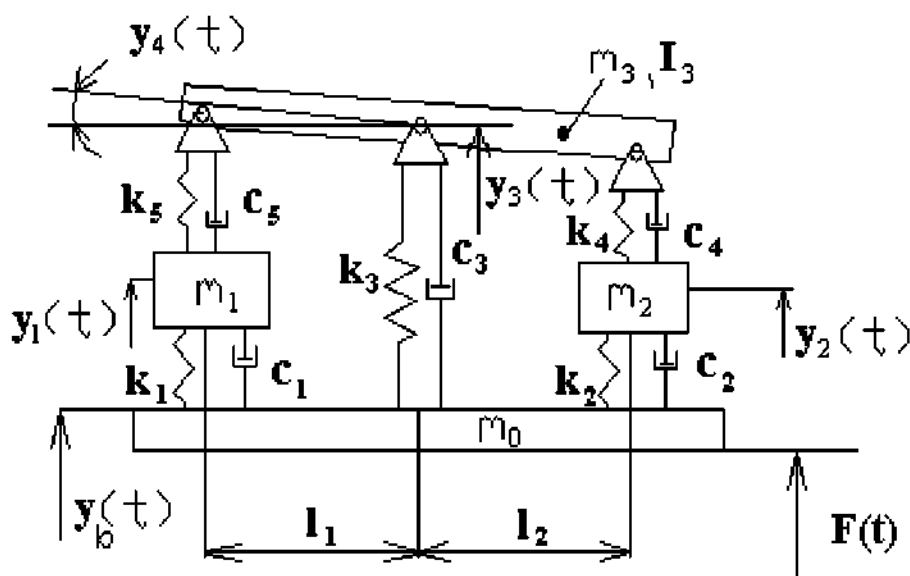
Hodnocení amplitudových charakteristik:

Pro 75 kg model jsou pro hmotu č.1. Vlastní frekvence 4,5 Hz a pro hmotu č.2. Je vlastní frekvence 9,5 Hz. Odezva na budící výchylku je v rezonanci vyšší pro hmotu č.2.

7. Vlastní návrh matematického modelu zatěžovacího modulu:

Uspořádání námi navrženého matematického modelu pro zatěžovací modul bylo navrženo po několika základních úvahách. První úvahou bylo zvážení, které části těla se nejvíce podílí na vytváření reakcí na vibrace. Těmito částmi byly zvoleny zádové svalstvo, hrudník s vnitřními orgány a hlava. Tyto části reprezentují jednotlivé hmoty: hlava – hmota m_3 , záda – hmota m_2 , hrudník hmota m_1 . Vazby mezi jednotlivými zvolenými částmi těla jsou prezentovány jednotlivými tuhostmi a tlumeními jak je vidět na obrázku dole. Dále bylo nutné zvážit jeho realizovatelnost, která se vzhledem k schématu jeví jako dobrá.





Pohybové rovnice pro tento model:

$$m_1 \ddot{y}_1(t) + c_1(\dot{y}_1(t) - \dot{y}_b(t)) + k_1(y_1(t) - y_b(t)) - k_5(y_3(t) + l_1 \sin(y_4(t)) - y_1(t)) - c_5(\dot{y}_3(t) + l_1 \dot{y}_4(t) \cos(y_4(t)) - \dot{y}_1(t)) = 0$$

$$m_2 \ddot{y}_2(t) + c_2(\dot{y}_2(t) - \dot{y}_b(t)) + k_2(y_2(t) - y_b(t)) - k_4(y_3(t) - l_2 \sin(y_4(t)) - y_2(t)) - c_4(\dot{y}_3(t) - l_2 \dot{y}_4(t) \cos(y_4(t)) - \dot{y}_2(t)) = 0$$

$$m_3 \ddot{y}_3(t) + c_3(\dot{y}_3(t) - \dot{y}_b(t)) + k_3(y_3(t) - y_b(t)) + k_5(y_3(t) + l_1 \sin(y_4(t)) - y_1(t)) + c_5(\dot{y}_3(t) + l_1 \dot{y}_4(t) \cos(y_4(t)) - \dot{y}_1(t)) + k_4(y_3(t) - l_2 \sin(y_4(t)) - y_2(t)) + c_4(\dot{y}_3(t) - l_2 \dot{y}_4(t) \cos(y_4(t)) - \dot{y}_2(t)) = 0$$

$$I_3 \ddot{y}_4(t) + k_5(y_3(t) + l_1 \sin(y_4(t)) - y_1(t)) l_1 \cos(y_4(t)) - k_4(y_3(t) - l_2 \sin(y_4(t)) - y_2(t)) l_2 \cos(y_4(t)) - c_4(\dot{y}_3(t) - l_2 \dot{y}_4(t) \cos(y_4(t)) - \dot{y}_2(t)) l_2 \cos(y_4(t)) + c_5(\dot{y}_3(t) + l_1 \dot{y}_4(t) \cos(y_4(t)) - \dot{y}_1(t)) l_1 \cos(y_4(t)) = 0$$

Koeficienty pro tento model:

Osoba 90 kg

$k(\text{N/m})$	$c(\text{N.s/m})$	$m(\text{kg})$
$k_1=34000$	$c_1=800$	$m_1=35$
$k_2=15000$	$c_2=500$	$m_2=15$
$k_3=100000$	$c_3=3000$	$m_3=6$
$k_4=1000$	$c_4=50$	$I_3=m_3(0,0002) \quad (\text{kg m}^2)$
$k_5=1600$	$c_5=70$	$m_0=15$
$l_1=0.060\text{m}$	$l_2=0.1\text{m}$	

Osoba 75 kg

$k_1=20000 \text{ N/m}$ $m_0=12 \text{ kg}$ ostatní parametry jsou shodné s 90 kg osobou

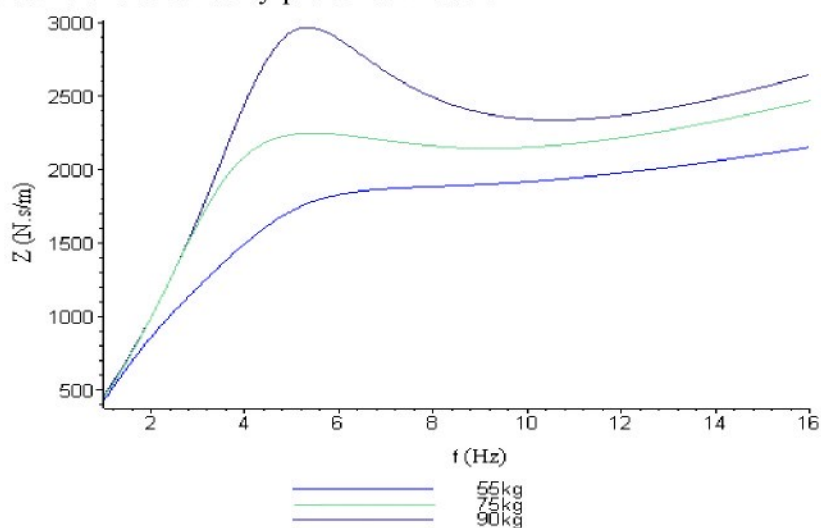
Osoba 55 kg

$k_1=5000 \text{ N/m}$ $m_0=7 \text{ kg}$ ostatní parametry jsou shodné s 90 kg osobou

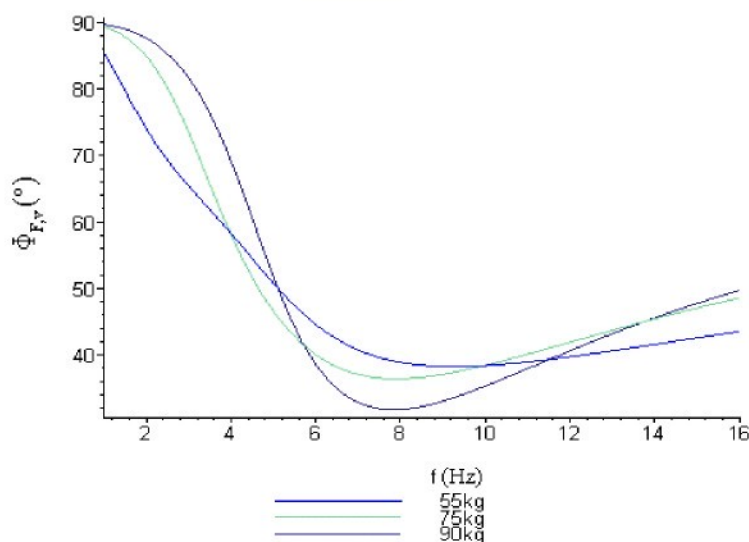
Předností tohoto modelu je dobrá aproximace námi naměřených charakteristik pro jednotlivé osoby. Relativní odchylka od aproximované křivky impedance pro danou osobu je kolem 10 % pro všechny měřené osoby, jednoduchá přestavitelnost pomocí pružiny č.1 a přidáním nebo odebráním hmotnosti m_0 na osobu jiné hmotnosti.

Vypočtené charakteristiky pro tento modul:

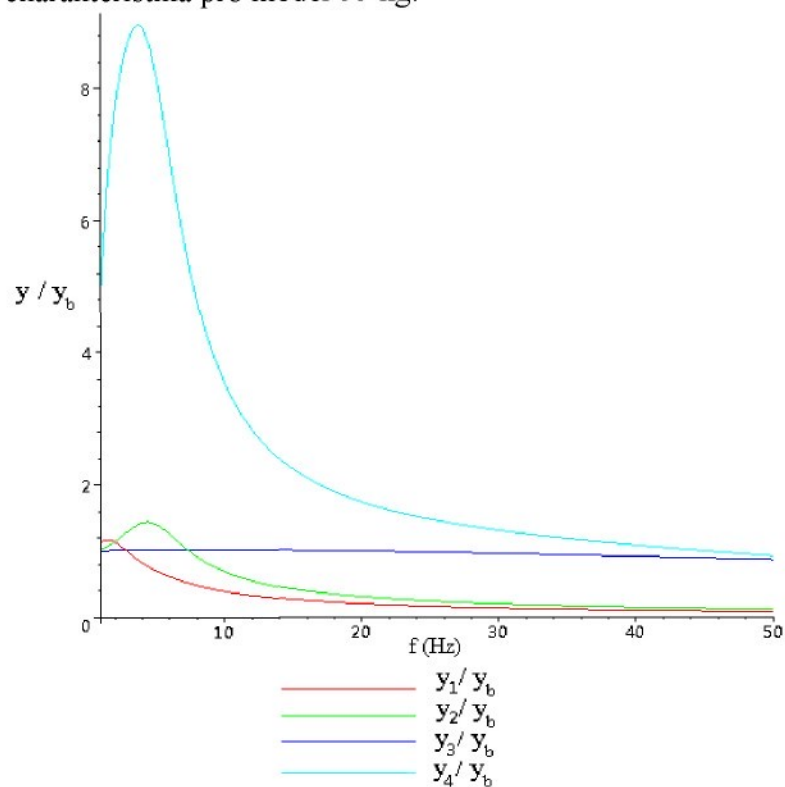
Impedance:



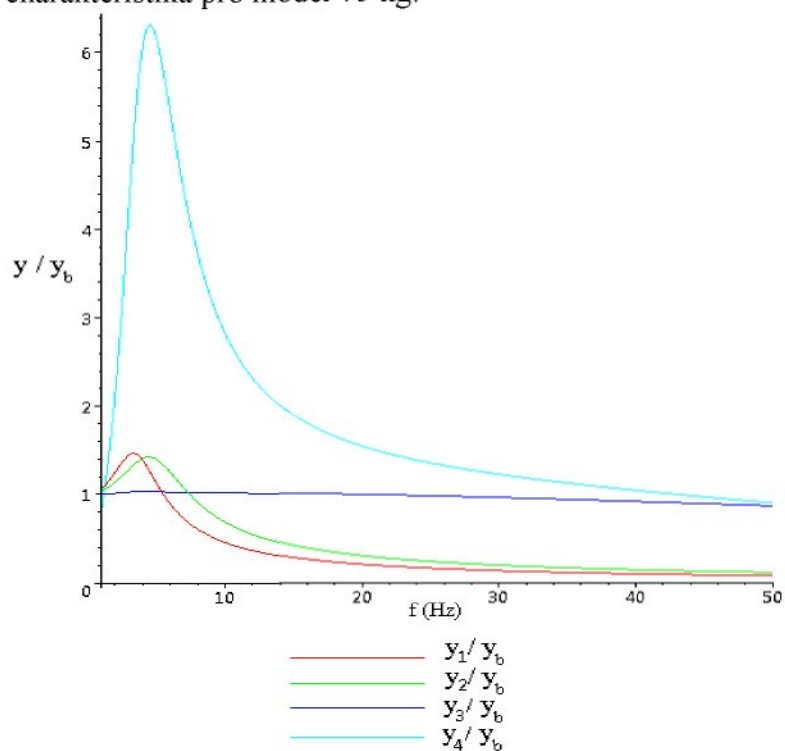
Fáze:



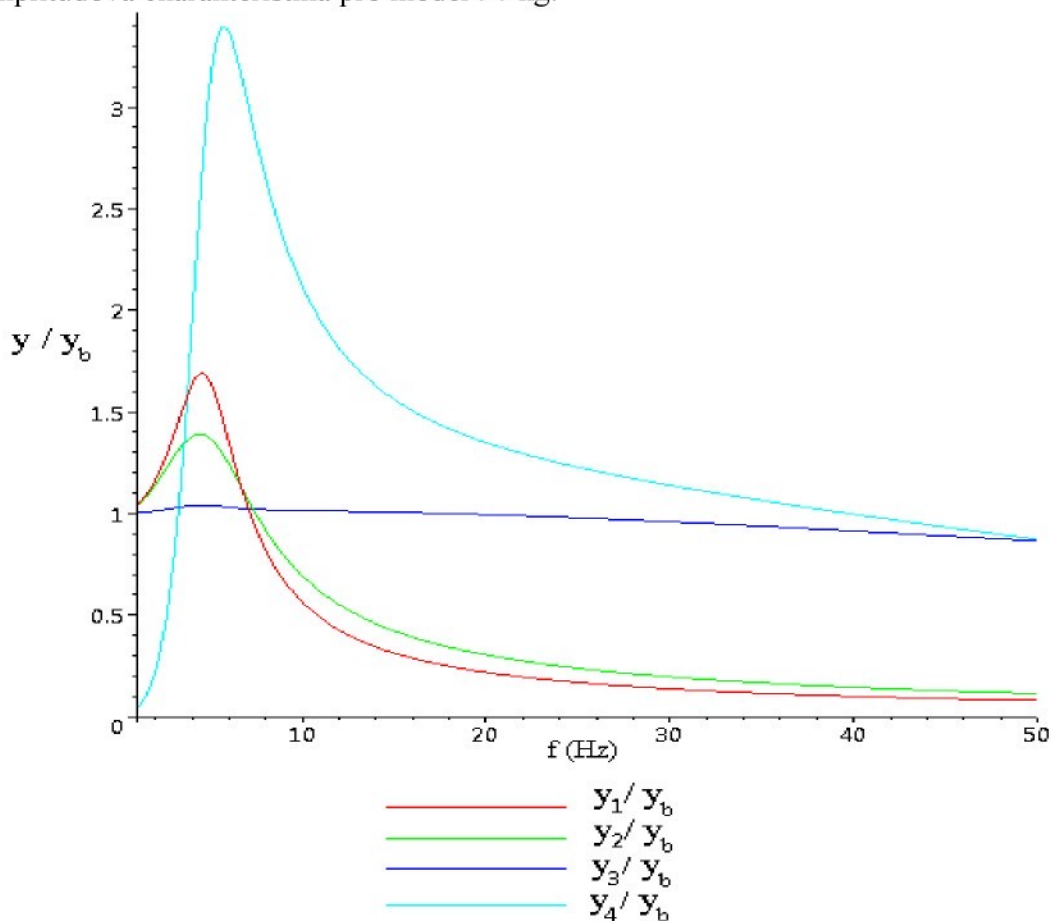
Amplitudová charakteristika pro model 55 kg:



Amplitudová charakteristika pro model 75 kg:



Amplitudová charakteristika pro model 90 kg:



Hodnocení amplitudových charakteristik:

Obecně lze konstatovat, že pro všechny váhové kategorie je hmota m_3 silně zatlumená pro translační směr pohybu a její vlastní frekvence se pohybuje kolem 4 Hz.

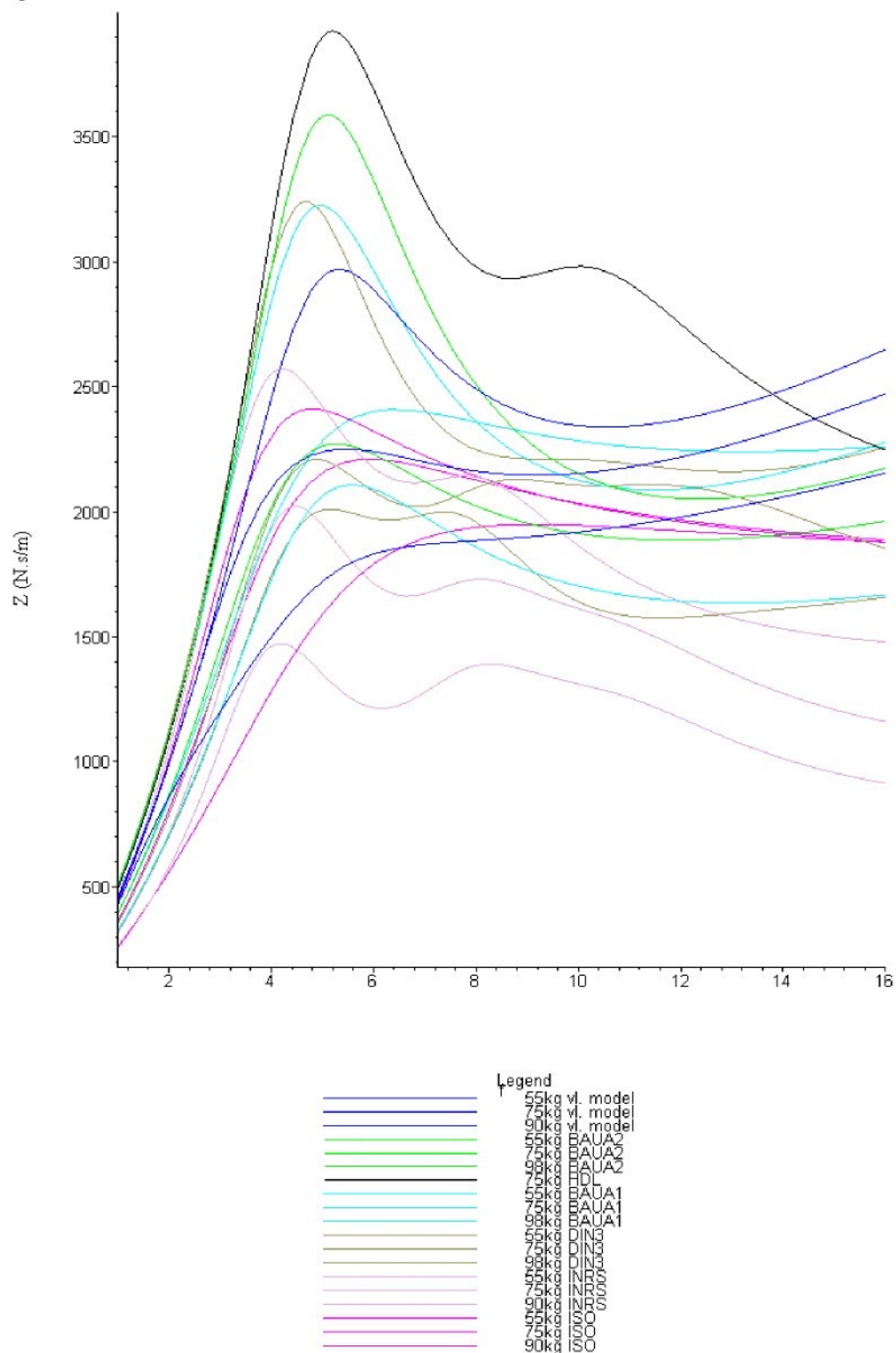
Pro model 55 kg jsou vlastní frekvence 1.5 , 5, 9 a 4 Hz.

Pro model 75 kg jsou vlastní frekvence 2.5 Hz pro výchylku y_1 . Zobecněné výchylky y_2 až y_4 mají stejnou vlastní frekvenci 4 Hz. Velikost odezvy na budící vibrace je pro zobecněné výchylky y_1 a y_2 je téměř stejná.

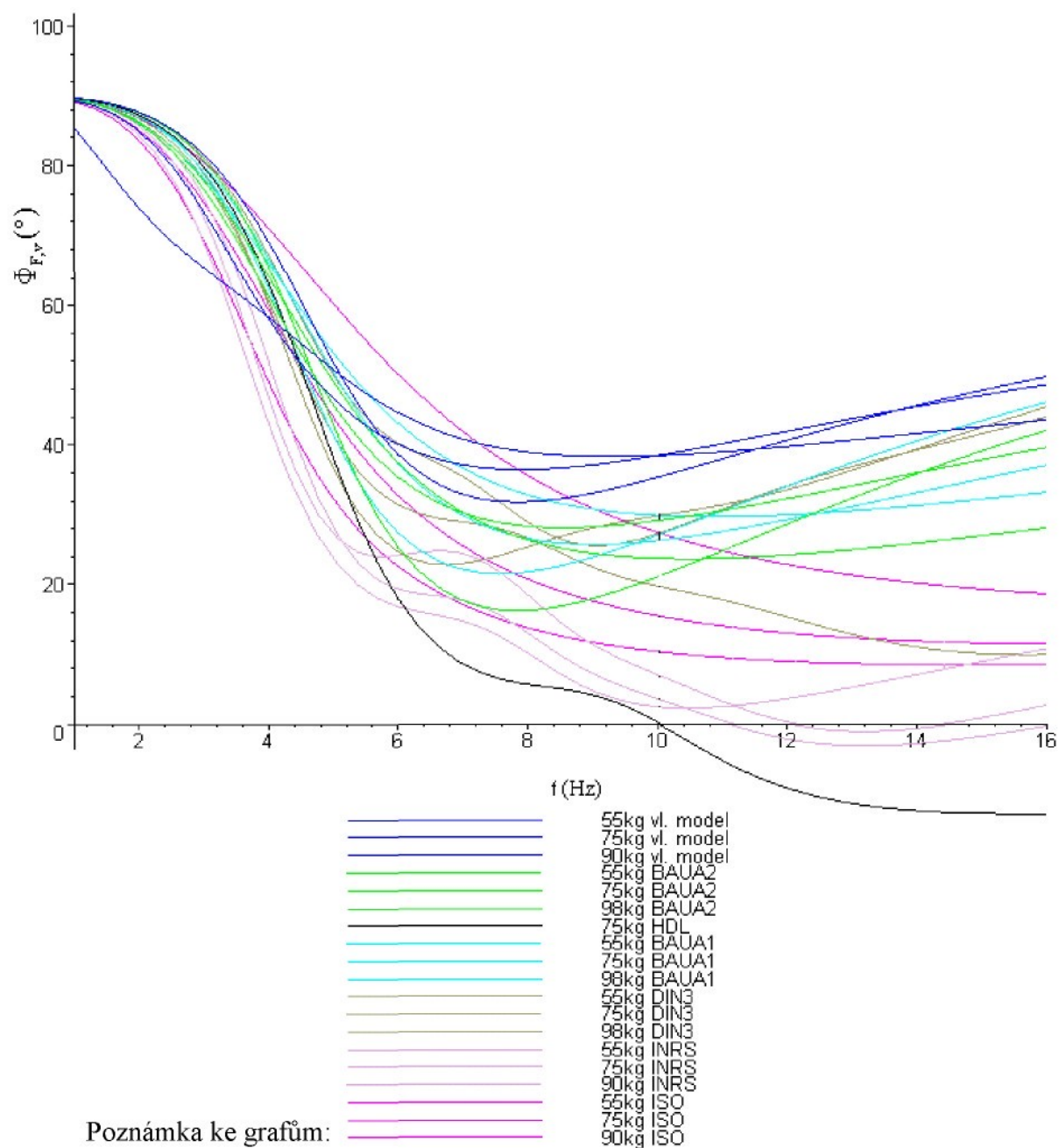
Pro model 90 kg mají zobecněné výchylky y_1 až y_3 stejnou vlastní frekvenci kolem 4,5 Hz, zobecněná výchylka y_4 má rezonanci na frekvenci kolem 6 Hz.

Porovnání charakteristik jednotlivých modulů:

Impedance:



Fáze:



BAUA 1,2.... znamená modul vytvořený v BauA 1,2 varianta

HDL.... modul používaný na Hydrodynamické laboratoři na Technické univerzitě v Liberci

ISO.... model dle ISO5982

INRS.... modul vytvořený v INRS

DIN3.... model dle DIN 45676 tříhmotový

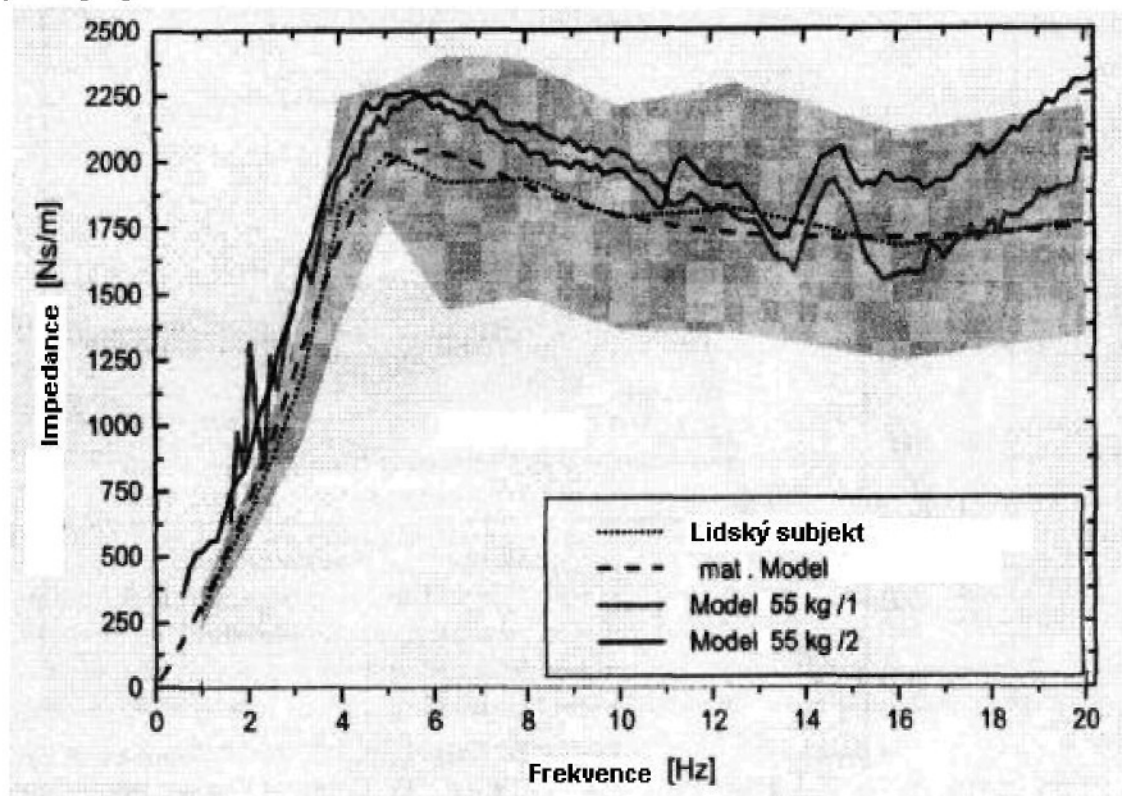
vl. model..... vlastní navržený matematický model

Závěr:

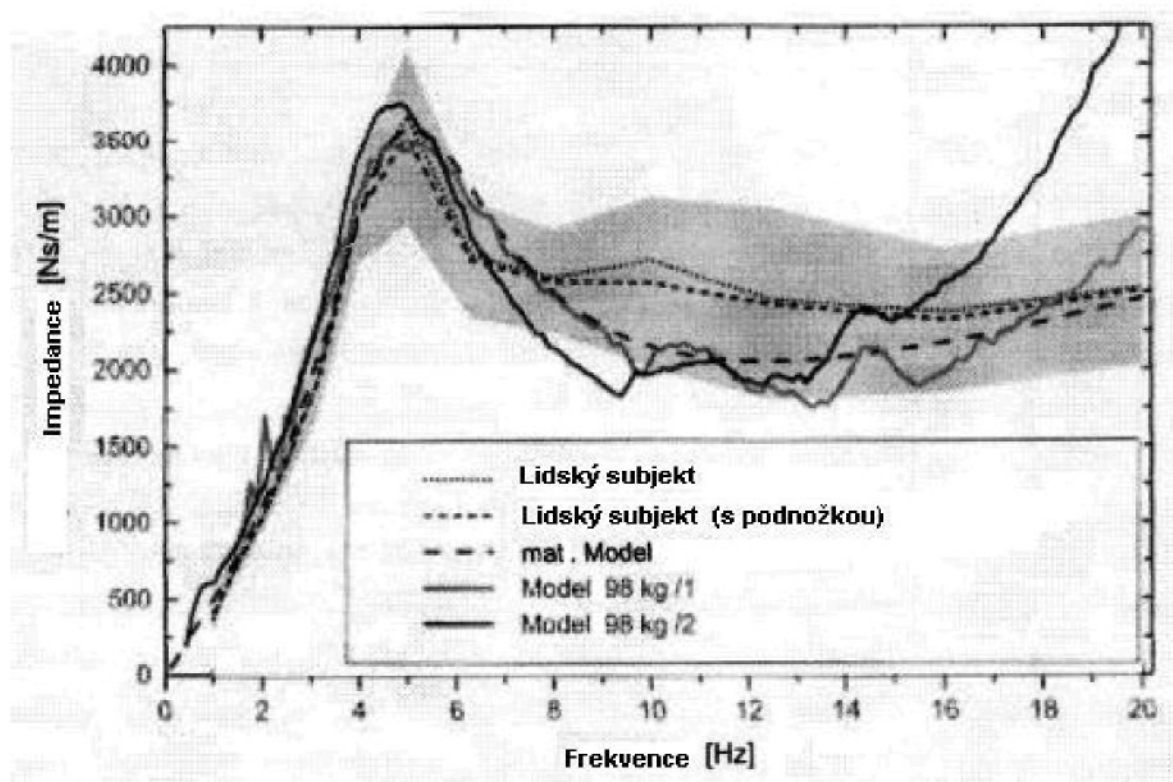
Závěrem lze říci, že za velmi vhodné k měření dynamických vlastností sedaček vzhledem k aproximaci lze považovat jednohmotové modely. Za výborné vzhledem k jednoduché přestavitelnosti parametrů lze považovat tříhmotové modely s hmotami umístěnými vedle sebe, jako jsou modely INRS a námi navržený model. Model dle DIN 45676 se jeví jako nevhodný pro velký počet přestavovaných parametrů a nepřesnou aproximaci naměřených charakteristik.

Z výše uvedených grafů je patrné, že pro měření dynamických vlastností sedaček je vhodné použít zejména jednohmotové moduly (BauA 1. varianta), nebo modul vytvořený v INRS, protože mají dostatečné aproximační vlastnosti i jednoduchou přestavitelnost na jiné hmotnostní parametry simulované zátěže.

Na obr. 4.2.22 a 4.2.23 je srovnání impedančních charakteristik teoretického modelu, jeho fyzické realizace dle BauA (druhé varianty) a impedančních charakteristik lidských subjektů [20].



Obr. 4.2.22: Porovnání matematického modelu a jeho mechanické realizace, určeného pro osobu vážící 55 kg



Obr. 4.2.23: Porovnání matematického modelu a jeho mechanické realizace, určeného pro osobu vážící 98 kg

Z těchto obrázků je vidět, že chování matematického modelu nemusí souhlasit s jeho fyzickou realizací. To lze vysvětlit skutečností, že v konstrukci modulu dochází k tření mezi součástmi a použité tlumiče nemusí mít lineární charakteristiku. To znamená, že při navrhování zátěžových modulů nemá smysl soustředit se jen na to, zdali souhlasí matematický model s naměřenými charakteristikami, ale je také nutné modul při jeho fyzické realizaci doladovat tak, aby jeho naměřené charakteristiky skutečně odpovídaly charakteristikám, které chceme aproximovat.

Kapitola 5

Přehled naměřených dynamických charakteristik lidského těla

V této kapitole shrneme námi naměřené dynamické charakteristiky lidského těla pro různé měřené subjekty a polohy při měření.

5.1 Druhy dynamických charakteristik lidského těla

Dynamické charakteristiky lidského těla lze určit pomocí několika zvolených způsobů výpočtu, které vycházejí z použitého měřicího zařízení a volby experimentátora.

Jsou používány tři základní způsoby určení dynamických charakteristik mechanického systému pomocí RMS hodnot, těmi jsou:

a) Dynamická tuhost:

$$K_d(\omega) = F_{RMS}(\omega) / y_{RMS}(\omega) \quad (5.1)$$

b) Impedance:

$$Z(\omega) = F_{RMS}(\omega) / v_{RMS}(\omega) \quad (5.2)$$

c) Efektivní hmotnost:

$$M_{ef}(\omega) = F_{RMS}(\omega) / a_{RMS}(\omega) \quad (5.3)$$

Pro tyto veličiny platí ještě další rozdělení, které je závislé, zdali se síla, výchylka, rychlost a zrychlení měří na stejném místě, nebo na dvou a více rozdílných místech. Například pro měření dynamických charakteristik lidského těla se používá vstupní impedance a vstupní

efektivní hmotnost, protože se síla, rychlost a zrychlení měří na stejném místě a to na vstupu do dynamického systému.

Další v současné době zaváděnou veličinou je absorbovaný výkon, ten je definován dle vztahu (3.8) a disipovaný výkon dle (3.9). Každý způsob vyhodnocování dynamických charakteristik má své klady a zápory, které závisí na způsobu měření a použitých snímačích při měření.

Klady a zápory různých způsobů určení dynamických charakteristik lidského těla:

a) Vstupní impedance:

U tohoto měření je měřena síla a rychlost v jednom bodě. Ten se nachází na stykové ploše mezi tuhou sedačkou a lidským tělem. U měření síly se většinou nevyskytují žádné problémy. Bohužel u měření rychlosti se začnou vyskytovat jisté komplikace, protože neexistují přímé snímače rychlosti. Je nutné používat buď snímače zrychlení, nebo výchylky. U snímače zrychlení vzniknou problémy s integrací signálu zrychlení, protože při integraci se načítají i šumové signály a tím dochází k deformaci průběhu rychlosti, oproti skutečnému průběhu rychlosti. Proto je nutné velmi pečlivě signál filtrovat a poté integrovat, aby byla zmenšena deformace průběhu rychlosti.

Druhou možností jak získat průběh rychlosti je derivací signálu ze snímače výchylky. Ta je většinou podle praktických zkušeností lepší volbou s lepšími výsledky, než použití snímače zrychlení. Nutno poznamenat, že vzhledem k vybavení, které bylo k dispozici jsem rychlost získával zmíněnou druhou cestou.

Určení fázového rozdílu signálu síly a zrychlení je popsáno v kapitole 3.2.3. Je ovšem relativně nepřesné a tyto nepřesnosti jsou zavedeny do dynamických charakteristik lidského těla.

b) Vstupní efektivní hmotnost:

U tohoto experimentu při použití snímačů síly a zrychlení nedochází k žádným problémům jak při měření, tak i při vyhodnocování. Je ovšem nutné zvolit nejvhodnější snímač zrychlení s co největší citlivostí, protože zrychlení u těchto měření nepřesahuje ve špičkách $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Postup odečítání fáze je stejný jako u vstupní impedance.

c) Disipativní výkon:

Signál síly je získán přímo ze snímačů síly, signál rychlosti je získán stejným způsobem jako u vstupní impedance. Poté jsou oba signály vynásobeny a zintegrovány. Takže není nutné zjišťovat fázi jako u předešlých dvou způsobů. Fáze je zahrnuta přímo ve vynásobení obou signálů, což je výhoda oproti předchozím způsobům.

Shrnutí:

a,b)

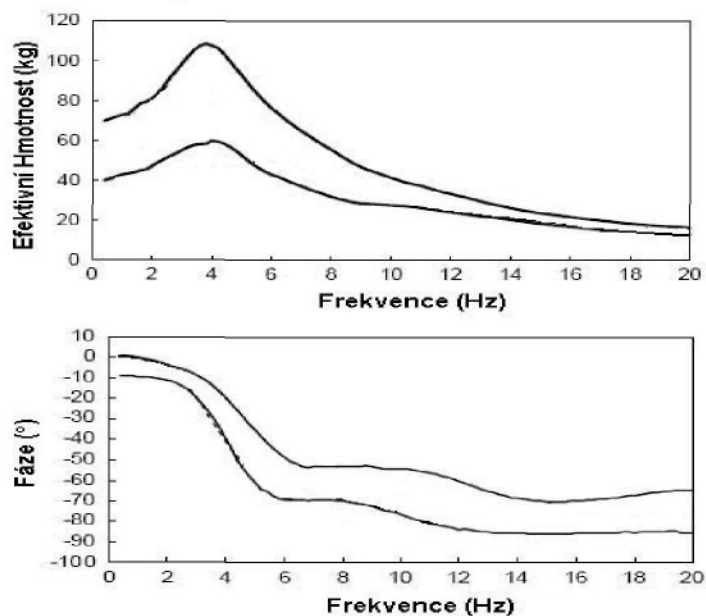
Pokud se budeme zabývat jen navrhováním zatěžovacích modulů pro testování sedaček budeme se snažit o nejvěrnější shodu buď vstupní impedance, nebo efektivní hmotnosti, s tím, že pro takovou dynamickou charakteristiku musíme počítat jednak s její amplitudou, jednak s její fází. Poznamenejme, že vzhledem ke skutečnosti, že naměřené průběhy prezentují nelineární systém, jakým je lidské tělo je nutné se smířit s určitou mírou nepřesnosti, proto také není možné určit impedanční křivku na základě vyhodnocené efektivní hmotnosti (a obráceně) – jako u lineárního systému.

Tyto závěry jsou odvozeny na základě následujících zkušeností:

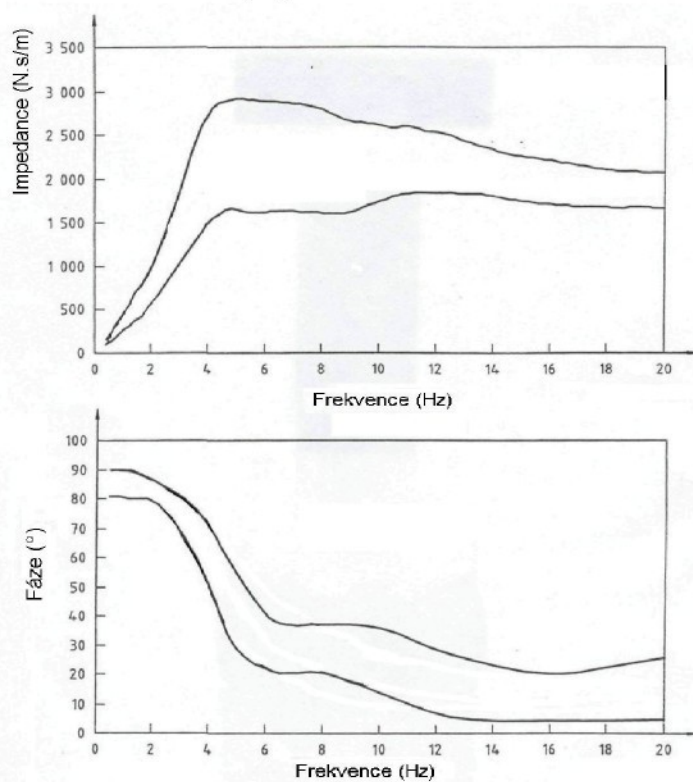
- Naměřené průběhy rychlosti nebo zrychlení nejsou harmonické funkce, ale složité periodické funkce.
- Průběh rychlosti lze dostat buď numerickou derivací signálu výchylky, nebo integrací signálu zrychlení a dalšími operacemi s daty jako jsou plovoucí průměrování, nebo filtrace pomocí FFT.
- Numerická integrace průběhu zrychlení je poměrně složitá záležitost, která vyžaduje individuální přístup ke každému datovému souboru. Tento postup nebylo možné vzhledem k velkému počtu dat aplikovat (řádově stovky měření).
- Proto jako lepší postup se jeví numerická derivace průběhu výchylky, která vytváří podstatně menší chybu na průběhu rychlosti, než integrace průběhu zrychlení. Pak lze vytvořit program na automatické vyhodnocování dat.

Pro příklad je zde uvedena na obr. 5.1.1 vstupní efektivní hmotnost dle normy ISO 5982, jsou zde znázorněny horní a dolní hranice dané normou. obr. 5.1.2 ukazuje křivky impedance dané toutéž normou. Vzhledem k linearitě zatěžovacího modulu daného touto normou se předpokládá i lineární vztah mezi impedancí a efektivní hmotností. Efektivní

hmotnost byla vybrána z dostupných pramenů tak, aby odpovídala naměřeným údajům vstupní impedance, ale zároveň i lineárnímu přepočtu (podělení impedance úhlovou rychlostí pro získání efektivní hmotnosti).



Obr. 5.1.1: Křivky Efektivní hmotnosti dle ISO 5982



Obr. 5.1.2: Křivky vstupní Impedance dle ISO 5982

c)

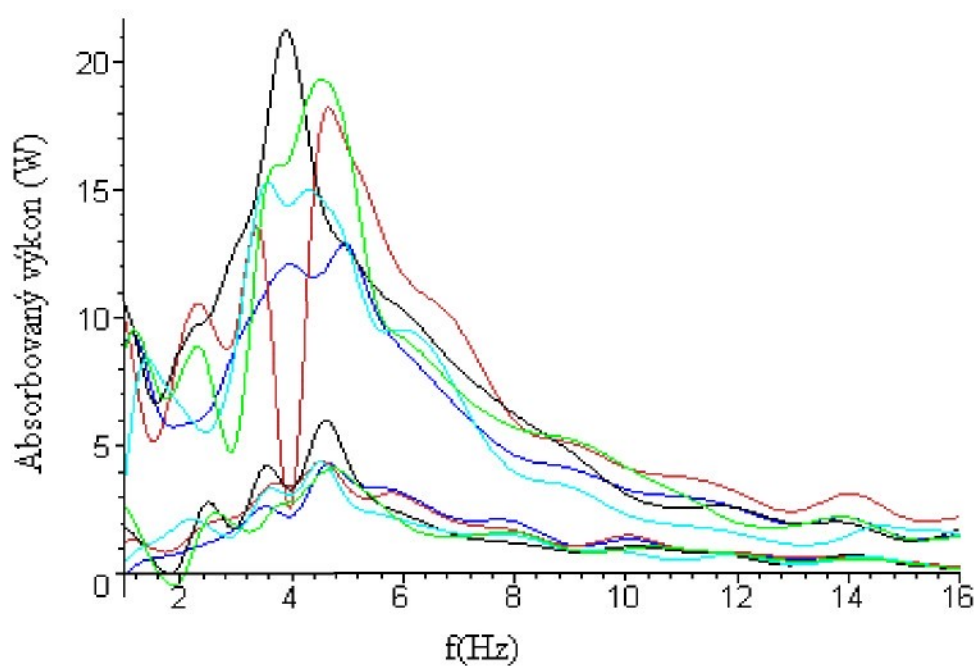
Pro zhodnocení vlivu vibrací na lidské tělo a dynamického komfortu na sedačce, navrhujeme jako testovací funkci disipovaný výkon. V časové oblasti přenásobíme průběh síly průběhem rychlosti numericky integrujeme a podělíme délkou časového intervalu. To vše pro každý frekvenční krok.

Rozdíly mezi absorbovaným výkonem vypočteným dle vztahu 3.8 a disipovaným výkonem dle vztahu 3.9 jsou na obr. 5.1.3 (absorbovaný výkon dle vztahu 3.8) a obr. 5.1.4 (absorbovaný výkon dle vztahu 3.9).

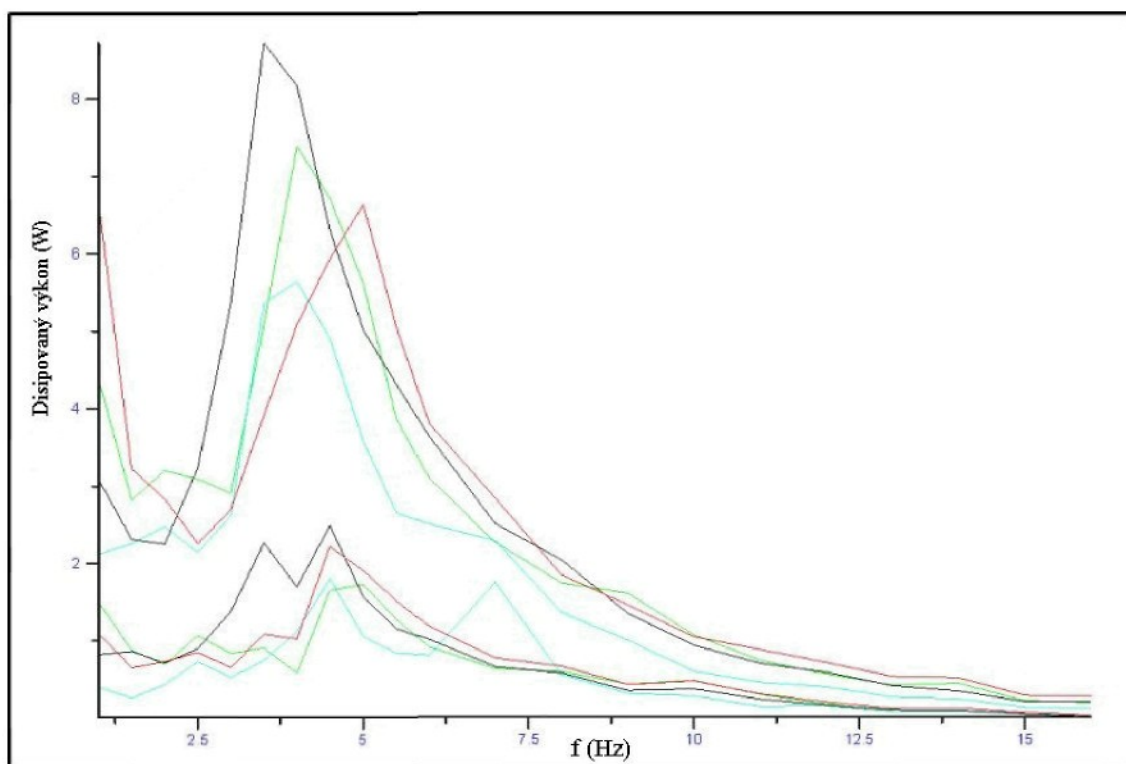
Z obr. 5.1.3 (absorbovaný výkon) a obr. 5.1.4 (disipovaný výkon) je patrný značný rozdíl mezi těmito veličinami. (absorbovaný výkon je zhruba 2,5 x vyšší).

Tyto obrázky dokazují, že velký vliv na výsledný absorbovaný výkon dle 3.8 má i fázový rozdíl mezi rychlostí a silou, který je bohužel odečítán relativně nepřesně.

Na níže uvedených obrázcích jsou vždy jednou barvou označeny naměřené křivky absorbovaného výkonu pro jednu měřenou osobu a pro dvě úrovně budících vibrací, jak je uvedeno v tabulce 3.1.1, tmavě modrou barvou jsou vyznačeny hranice dané normou ISO 5982.



Obr. 5.1.3: Křivky absorbovaného výkonu dle definice 3.8

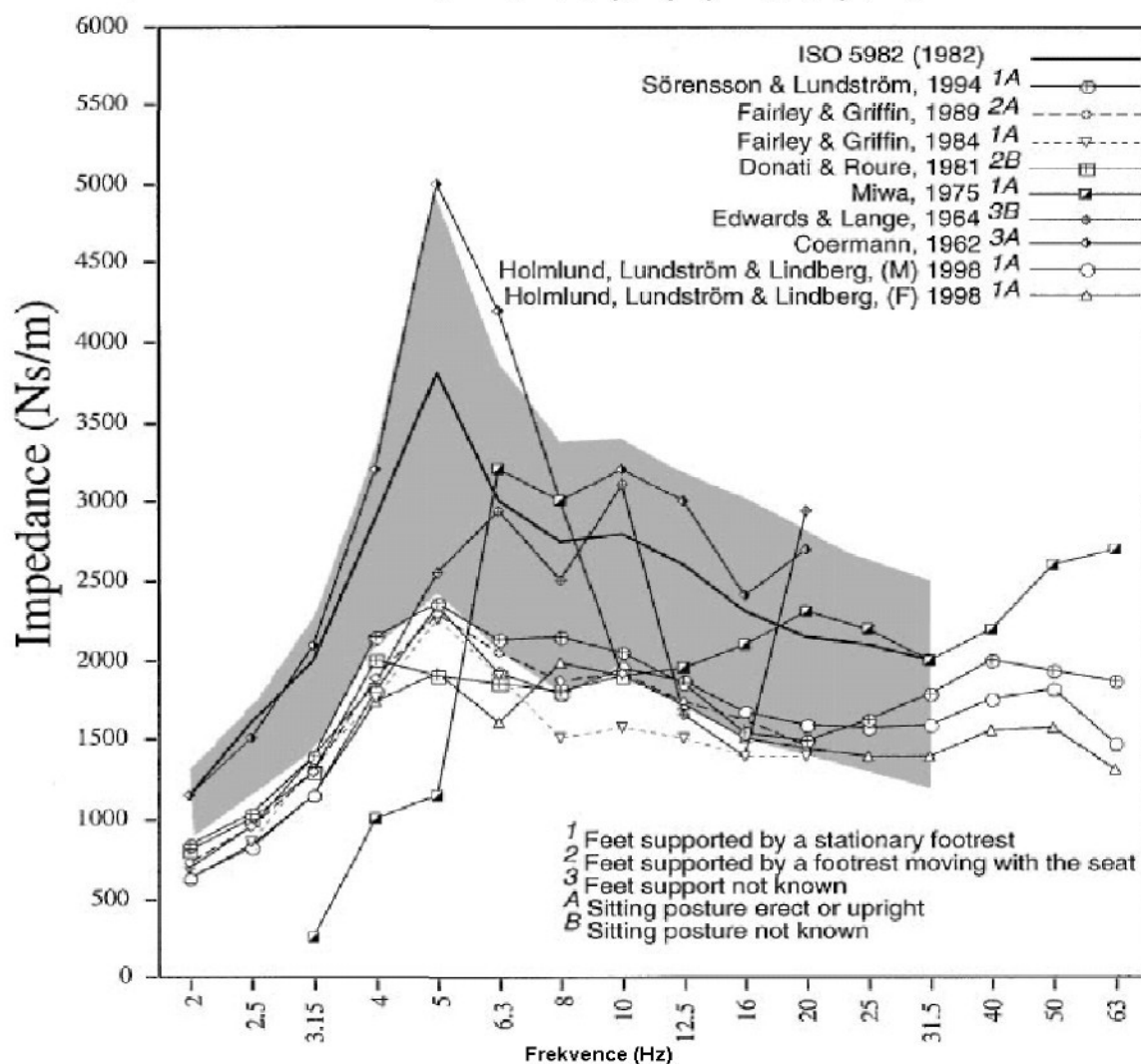


Obr. 5.1.4: Křivky disipovaného výkonu dle definice 3.9

5.2 Různorodost impedančních charakteristik

V této kapitole uvedeme příklady naměřených charakteristik bez podrobností o měření. Ty byly již uvedeny ve 3. kapitole, a proto se jimi nebudeme až na některé výjimky zabývat.

Příklad impedančních charakteristik naměřených jinými autory [13]:



Obr. 5.2.1: Porovnání impedančních charakteristik naměřených na různých pracovištích

Poznámka k obr. 5.2.1:

1 Nohy jsou na pevné podložce

2 Nohy se pohybují se sedačkou

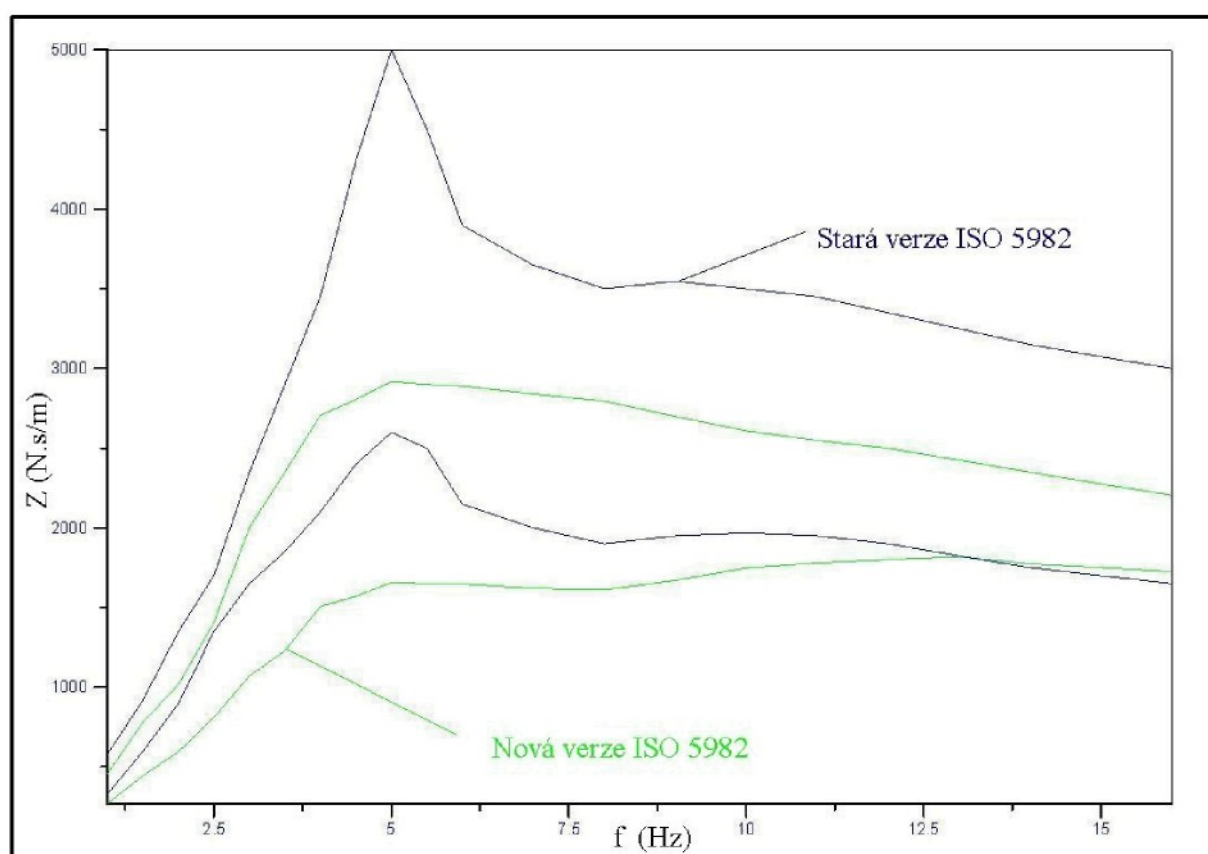
3 Pozice nohou neznámá

A Posez vzpřímený, nebo páteř do pravého
úhlu s nohami

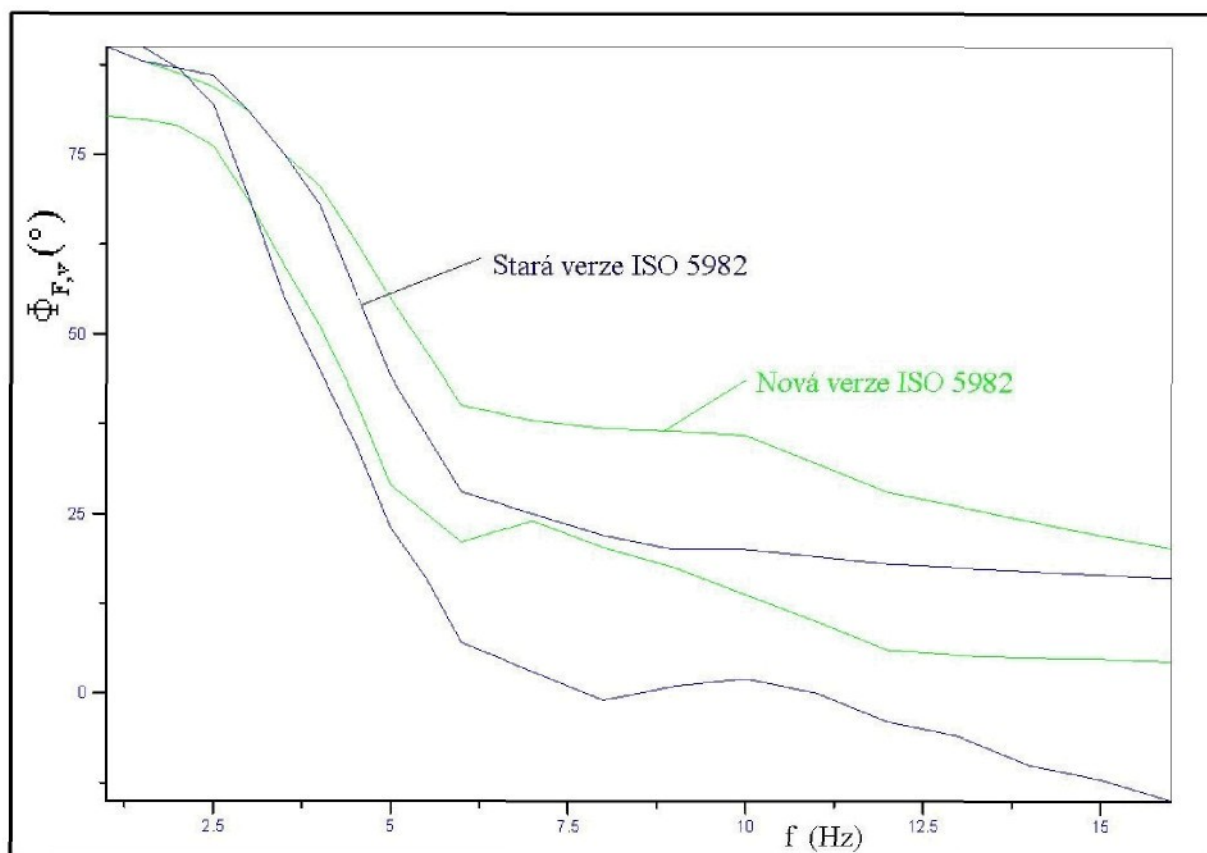
B Posez neznámý

Šedé pole znamená impedanční charakteristiky uvedené ve staré verzi normy ISO5982.

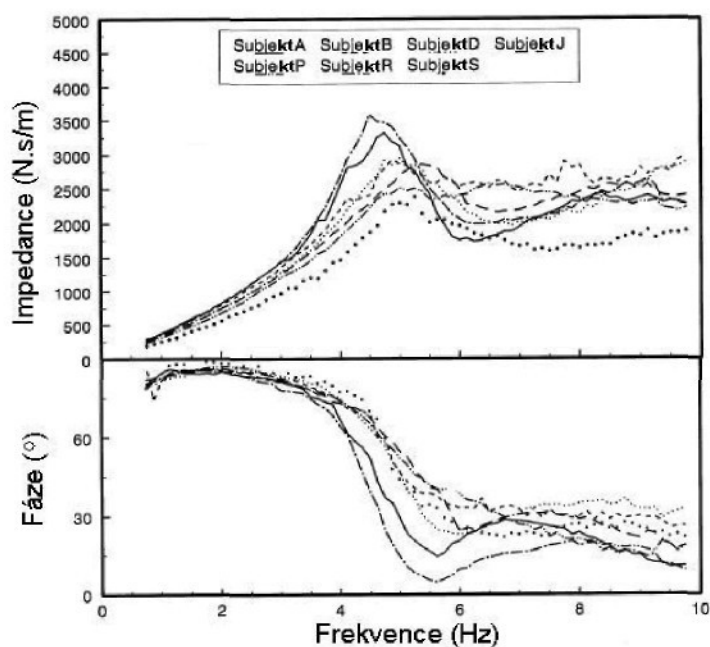
Na obr. 5.2.1 je vidět, že impedanční charakteristiky naměřené různými autory se velmi liší. To může být způsobeno odlišným zpracováním naměřených dat, použitým experimentálním zařízením a zejména jinými měřenými subjekty, se kterými experimentátoři spolupracovali. Proto by bylo nutné podmínky měření impedančních charakteristik pevně stanovit normou a to do nejmenších detailů. Rozdílnost naměřených dat je vidět zejména na srovnání křivek impedance daných starou a novou verzí normy ISO 5982, která je na obr. 5.2.2 a 5.2.3, 1. verze je z roku 1981, 2. verze z 2002 [7 a 6].



Obr. 5.2.2: Porovnání impedančních křivek dle staré a nové verze ISO 5982



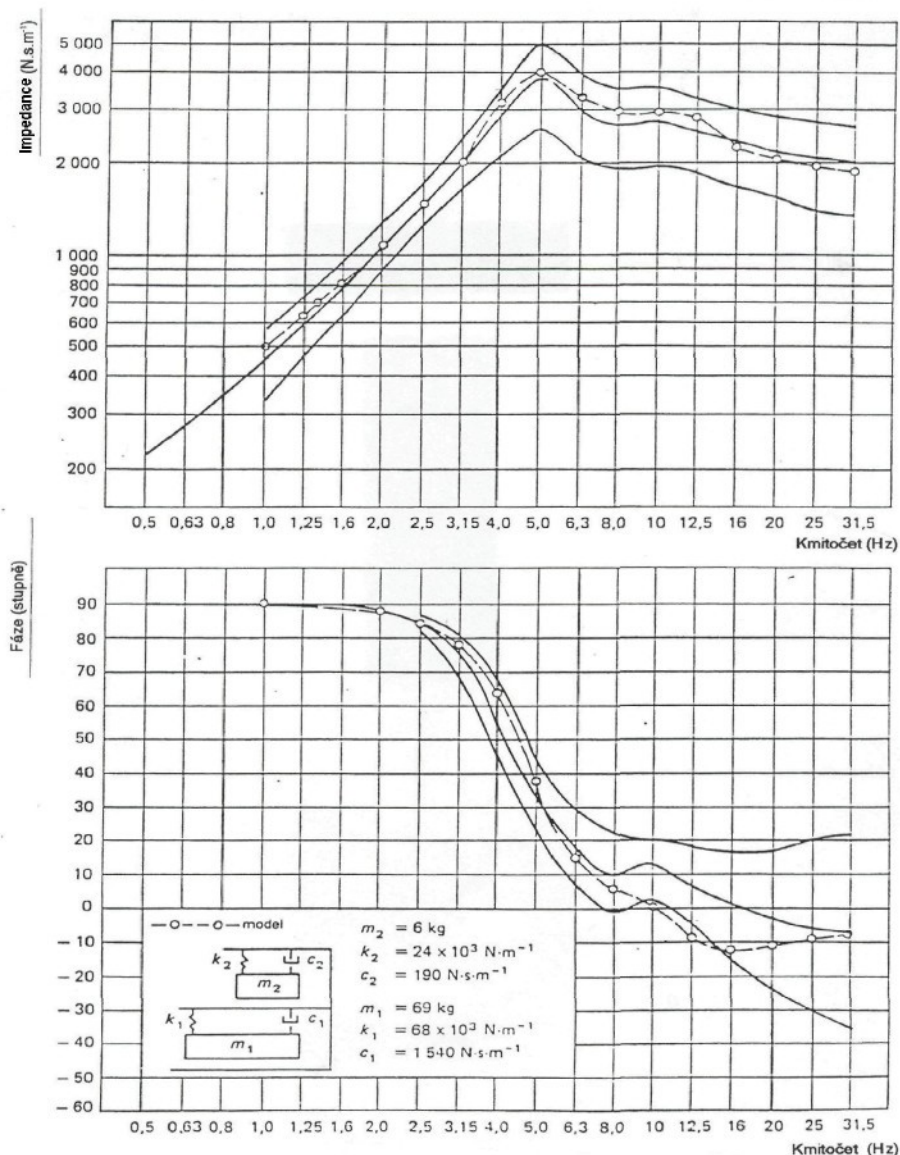
Obr. 5.2.3: Porovnání fází dle staré a nové verze ISO 5982



Obr. 5.2.4: Křivky impedance pro jednotlivé subjekty naměřené IRSST v Kanadě

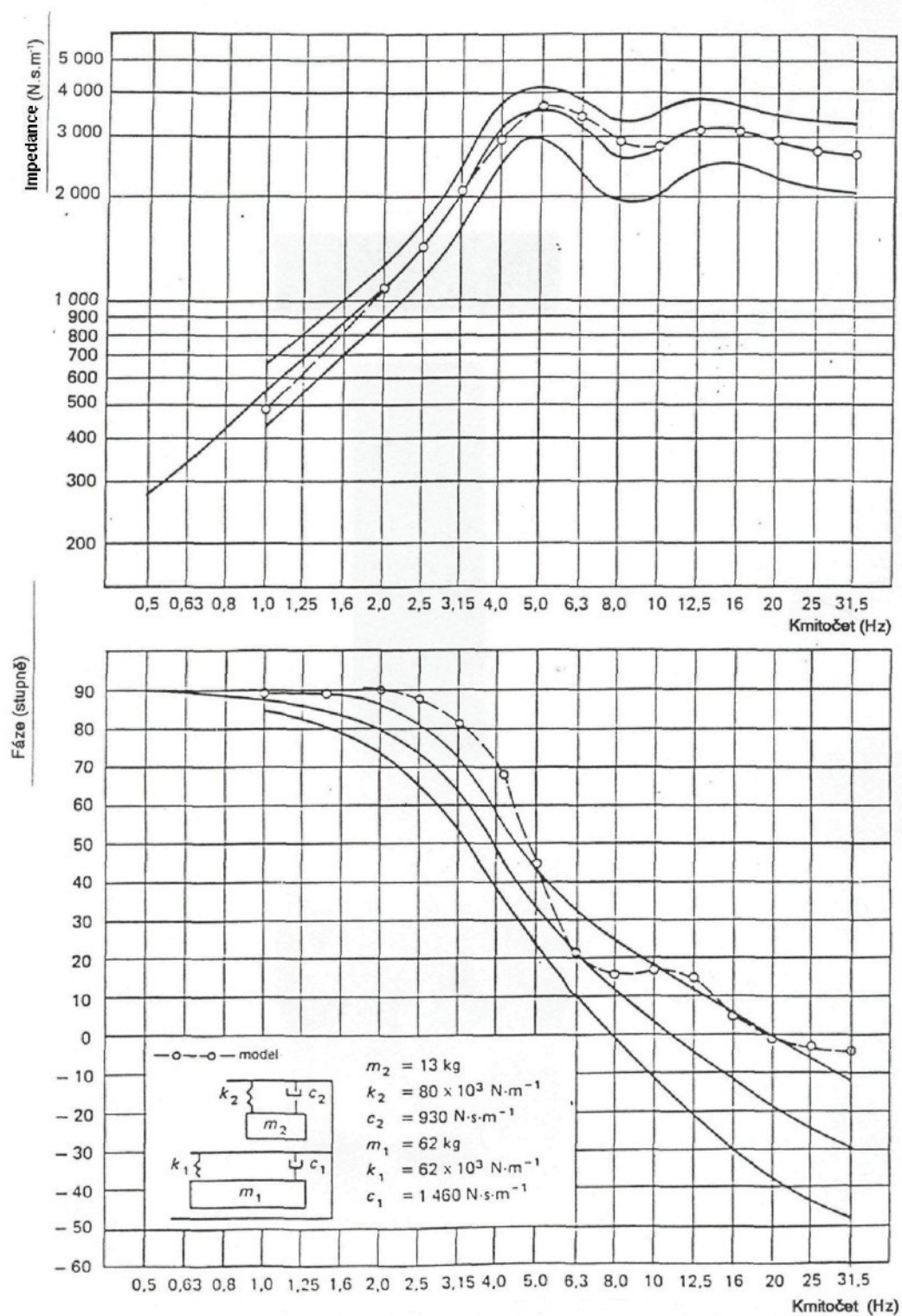
Na obr. 5.2.4 jsou naměřené impedanční charakteristiky a fáze pro 7 subjektů. Tyto charakteristiky byly naměřeny P.-E. Boileauem a S. Rakhejou pracujícími v Úřadu pro výzkum bezpečnosti a hygieny práce (IRSST) v Kanadě. Na tomto obrázku je vidět rozdílnost jimi naměřených charakteristik s charakteristikami danými normou [22].

Sedící osoba:



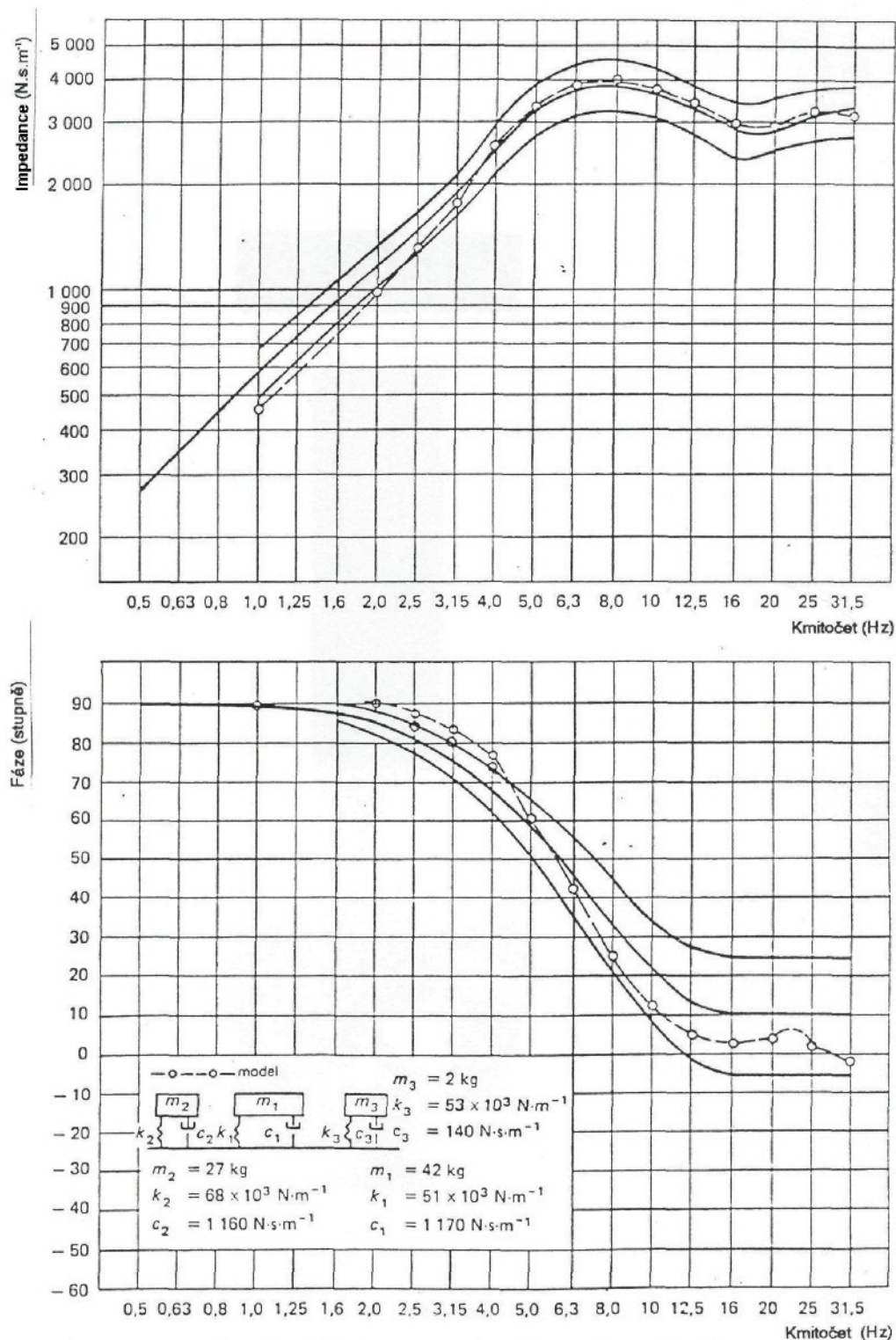
Obr. 5.2.5: Křivky impedance a fáze pro sedící osobu dané starou verzí normy ISO 5982

Stojící osoba:



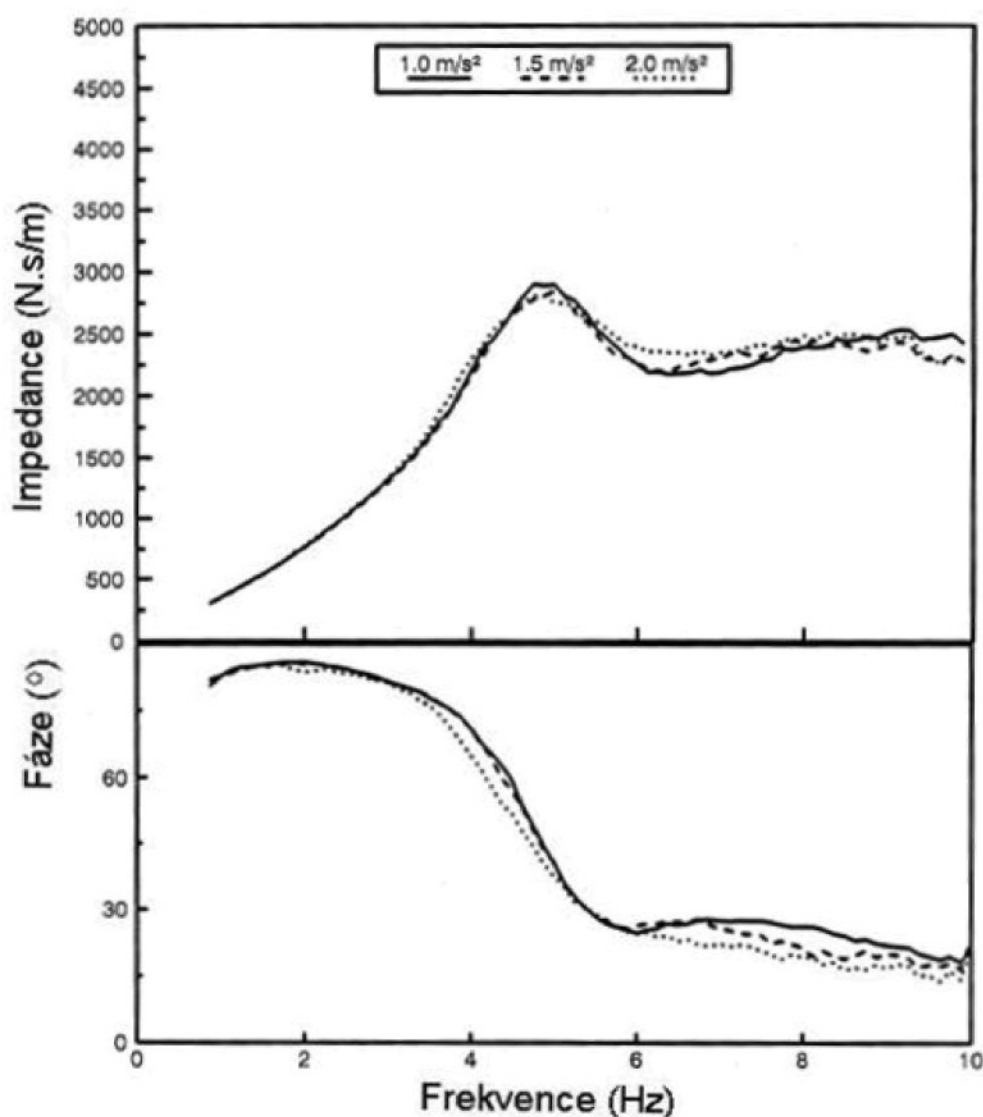
Obr. 5.2.6: Křivky impedance a fáze pro stojící osobu dané starou verzí normy ISO 5982

Ležící osoba:



Obr. 5.2.7: Křivky impedance a fáze pro ležící osobu dané starou verzí normy ISO 5982

Na obr. 5.2.5 jsou uvedené křivky impedančních charakteristik pro polohu sedícího člověka a matematický model zatěžovacího modulu určeného k aproximaci střední křivky impedance ze staré verze normy ISO5982 (to platí i pro obr. 5.2.6 a 5.2.7). Na obr. 5.2.6 jsou impedanční křivky pro osobu stojící a příslušný matematický model. Na obrázku 5.2.7 jsou naměřené impedanční charakteristiky pro ležící osobu také s matematickým modelem zátěžového modulu aproximující střední křivku impedance [7]. Pro ukázkou je na obr. 5.2.8 uvedeno, jak se mění impedanční charakteristika pro jednu osobu s různými velikostmi amplitudy zrychlení sinového buzení [22].



Obr. 5.2.8: Změna impedanční křivky v závislosti na velikosti budícího zrychlení

Závěr:

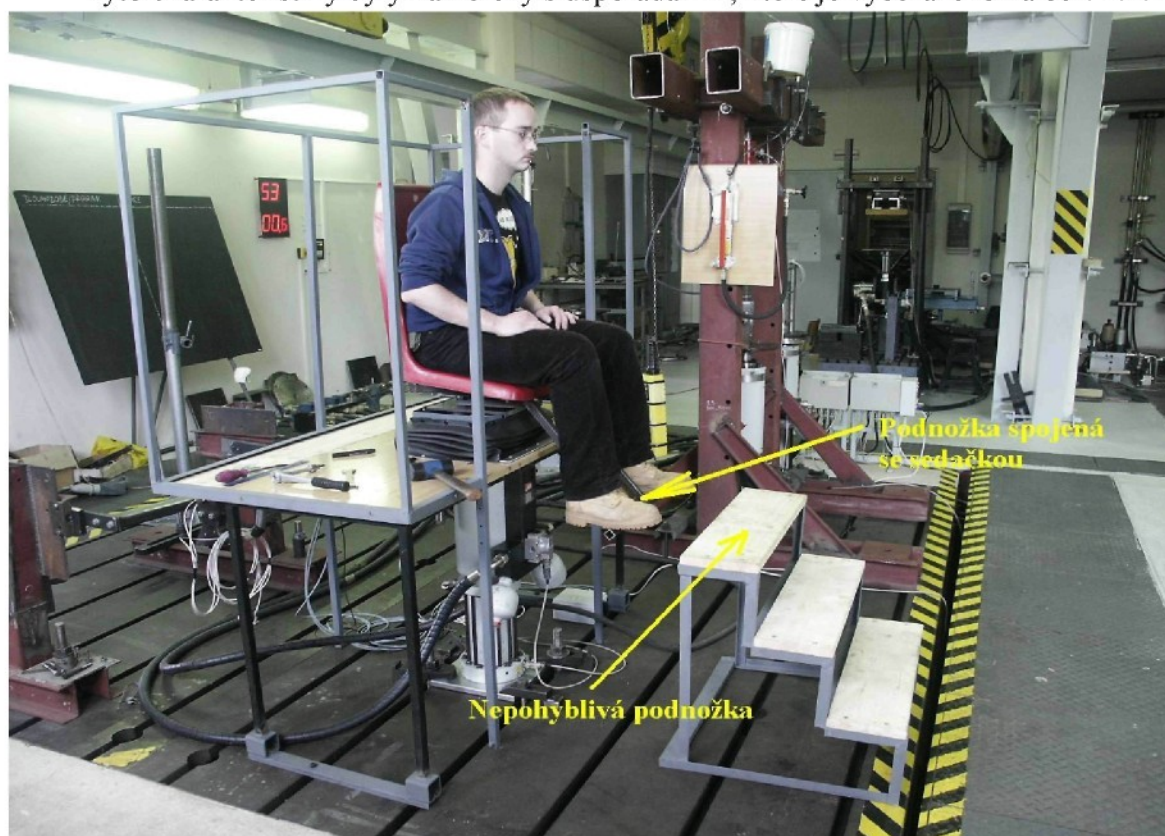
Obecně lze konstatovat, že co experimentátor to jiný výsledek. Tyto rozdíly lze vysvětlit rozdílným experimentálním a vyhodnocovacím zařízením a rozdílnou fyziologií subjektů zúčastněných při jednotlivých měřeních – experimentátoři nemají možnost na všech pracovištích použít stejné subjekty. Proto lze konstatovat zároveň s normou, že je nutné zahrnout do normy všechny výsledky nepřekračující určité meze. Takto vznikla i nová verze normy ISO 5982.

5.3 Vlastní naměřené impedanční charakteristiky

V této kapitole si uvedeme naměřené impedanční charakteristiky lidského těla naměřené v Hydrodynamické laboratoři patřící k Technické univerzitě v Liberci.

5.3.1 Impedanční charakteristiky naměřené v roce 2003

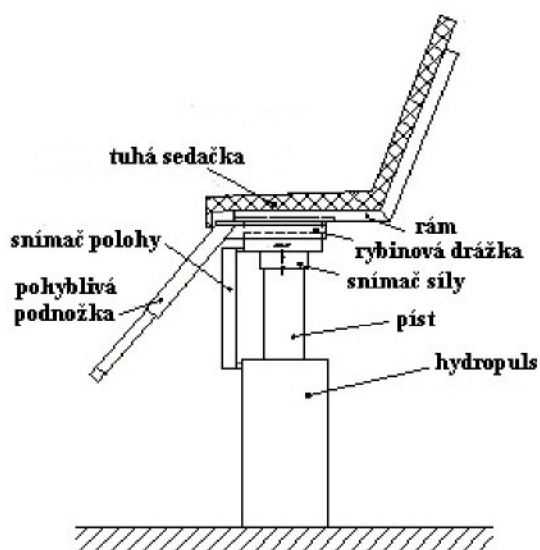
Tyto charakteristiky byly naměřeny s uspořádáním, které je vyobrazeno na obr. 5.3.1



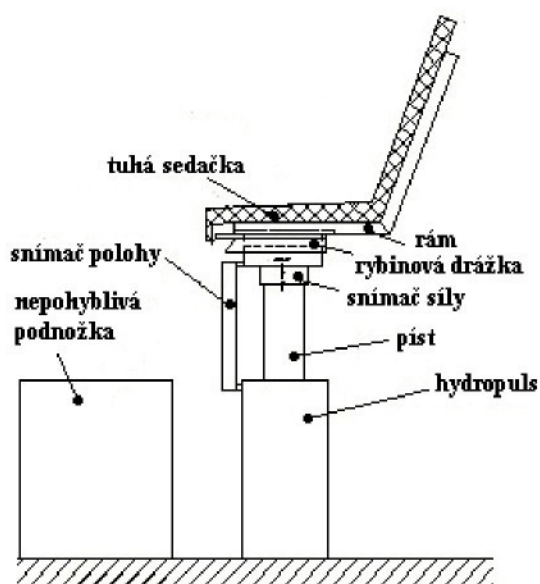
Obr. 5.3.1: Měřicí stanoviště pro měření impedančních charakteristik v roce 2003

Podrobnosti o snímací silové hvězdici jsou uvedeny v kapitole 3.2.2. Místo tuhé dřevěné desky byla přimontována plastová sedačka (plastová sedačka byla použita dříve než tuhá dřevěná deska, která byla použita až při měření v roce 2004). Jinak bylo uspořádání

měřicího stanoviště stejné jak v roce 2003, tak v roce 2004, viz obr. 3.2.1. Měření byli 3 lidé, v tabulce 5.3.1 jsou jejich parametry; rozsah budících vibrací je uveden v tabulce 3.1.1. Operace s měřenými daty shodné v obou letech měření jsou popsány v kapitole 3.2.3. V roce 2003 byla provedena měření, kdy měřený subjekt měl buď nohy na podložce pohybující se se sedačkou, nebo nohy na nepohyblivé podložce viz obr. 5.3.2 a 5.3.3. V roce 2004 měly měřené subjekty nohy položeny pouze na nepohyblivé podložce viz obr. 3.2.1.



Obr. 5.3.2: Schema měření s pohyblivou podložkou



Obr. 5.3.3: Schema měření s nepohyblivou podložkou

Tab. 5.3.1: Antropometrické údaje o měřených subjektech

subjekt	1	2	3
Výška (cm)	170	180	179
Váha (kg)	66	75	83

Použitá zařízení při tomto měření:

Hydraulický válec:

značka : inova
typ : AHS 25-250
F=25 kN p=28MPa
zdvih : 250 mm

Servoventil:

značka : MOOG
typ : 563JOF MEVBL
p_p=315 bar
model : D761-505

Snímač výchylky:

značka : NOVOtechnik
typ : LWG 250
EN 61010 - ochranná třída 3

Snímač síly :

Celkem byly použity tři snímače síly.

značka : GTM - GASSMANN THEISS MESSTECHNIK GMBH
typ : KA - K - 1 kN - F - P - 1 mV/V

Vyhodnocené impedanční charakteristiky a fáze při tomto měření:

Poznámky ke grafům:

- Impedanci a fázi hodnotím postupem popsaným v kapitole 3.2.3.

Zstup1,2.....Impedanční křivka, kdy měřená osoba měla během měření nohy na pohyblivé podložce, velikost RMS hodnoty zrychlení vstupních vibrací byla 1 a 2m/s².

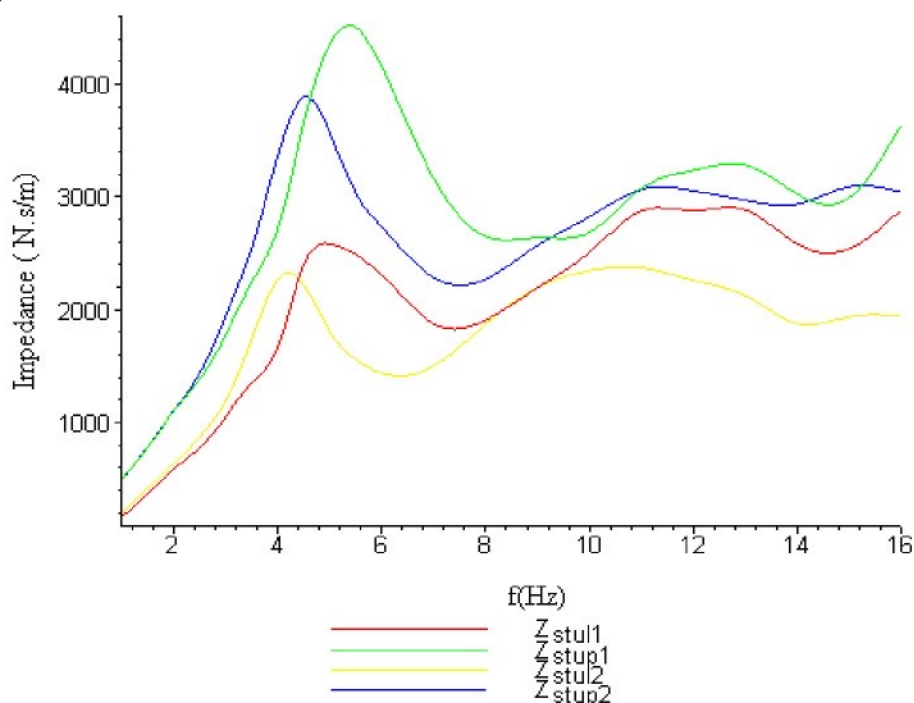
Zstul1,2.....Impedanční křivka, kdy měřená osoba měla během měření nohy na nepohyblivé podložce, velikost RMS hodnoty zrychlení vstupních vibrací byla 1 a 2m/s².

$\Phi_{F,v}$ stup1,2.....Fáze příslušná impedanční křivce, kdy měřená osoba měla během měření nohy na pohyblivé podložce, velikost RMS hodnoty zrychlení vstupních vibrací byla 1 a 2m/s².

$\Phi_{F,v}$ stul1,2.....Fáze příslušná impedanční křivce, kdy měřená osoba měla během měření nohy na nepohyblivé podložce, velikost RMS hodnoty zrychlení vstupních vibrací byla 1 a 2m/s².

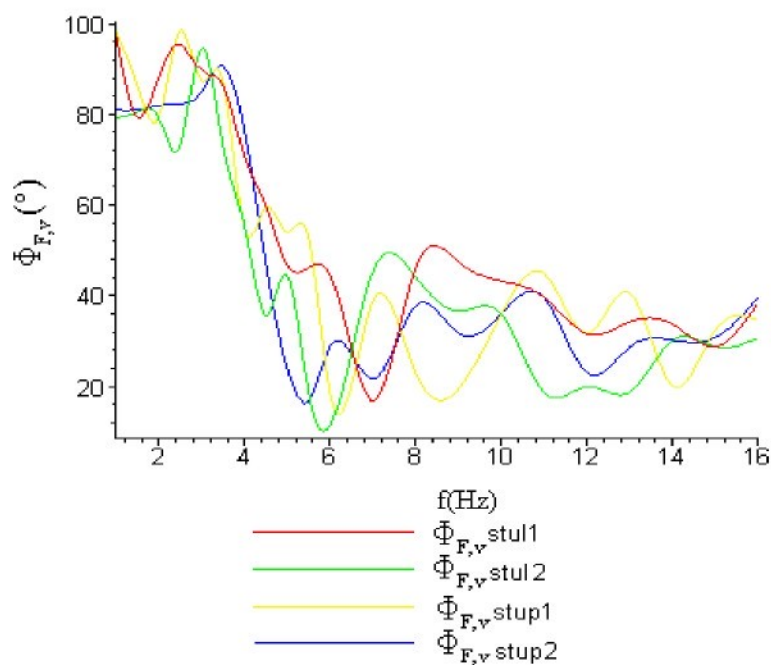
Subjekt č. 1.

Impedance:



Obr. 5.3.4: Vyhodnocené křivky impedance pro subjekt č. 1.

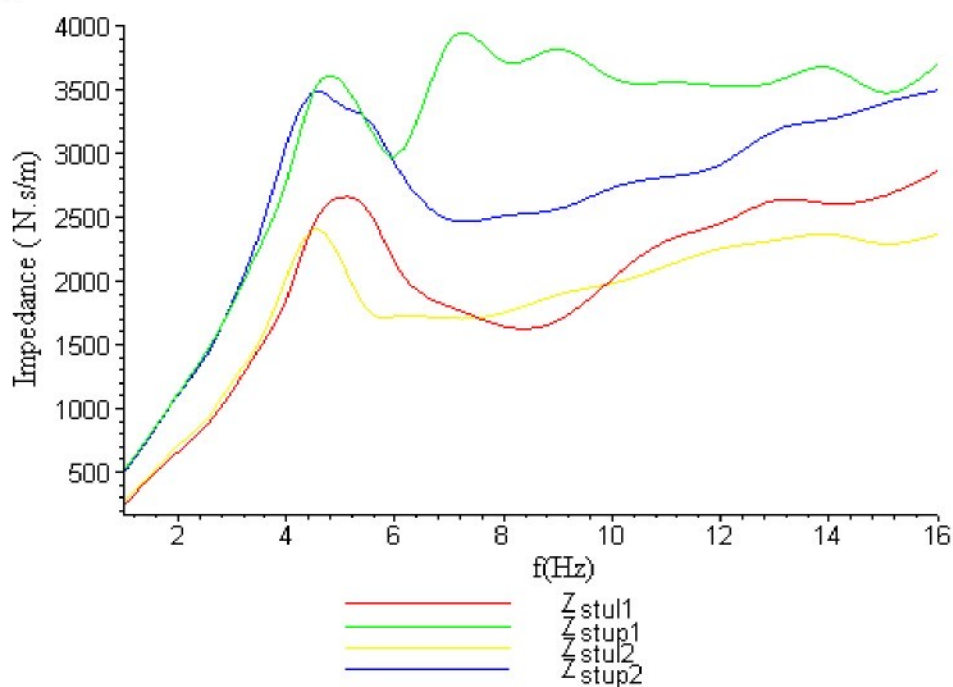
Fáze:



Obr. 5.3.5: Vyhodnocené křivky fáze pro subjekt č. 1.

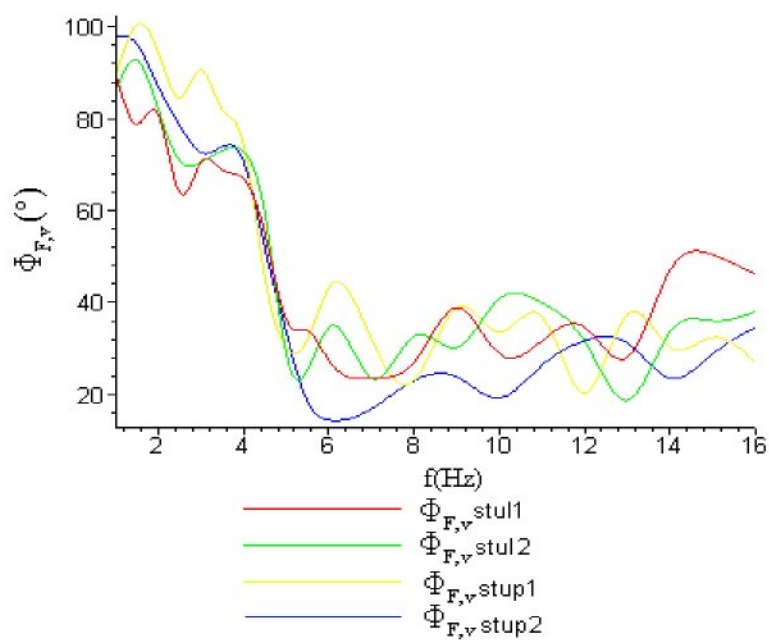
Subjekt č.2.

Impedance:



Obr. 5.3.6: Vyhodnocené křivky impedance pro subjekt č. 2.

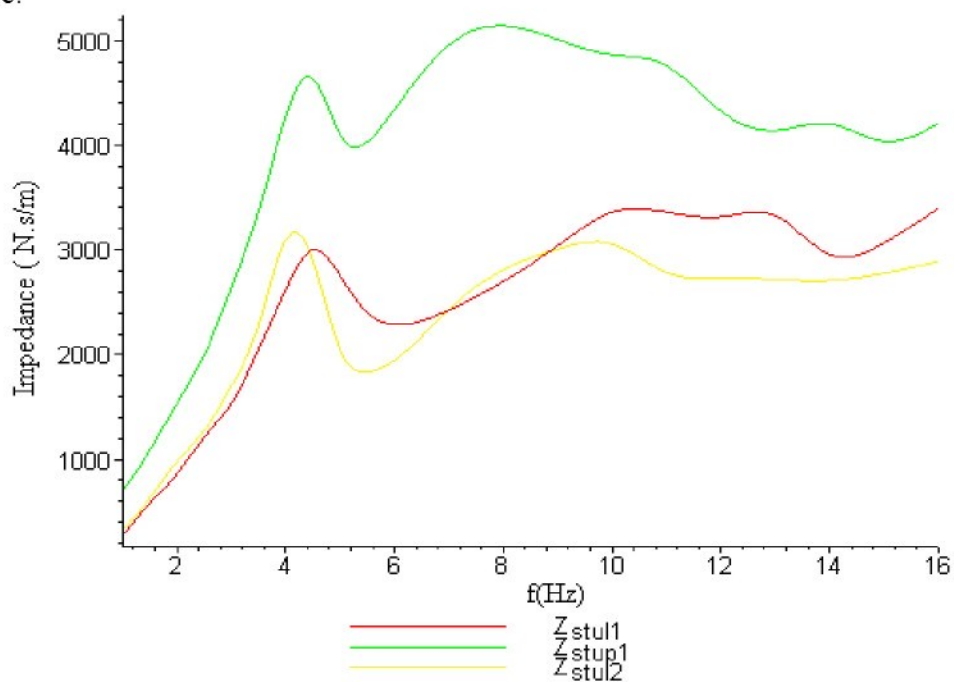
Fáze:



Obr. 5.3.7: Vyhodnocené křivky fáze pro subjekt č. 2.

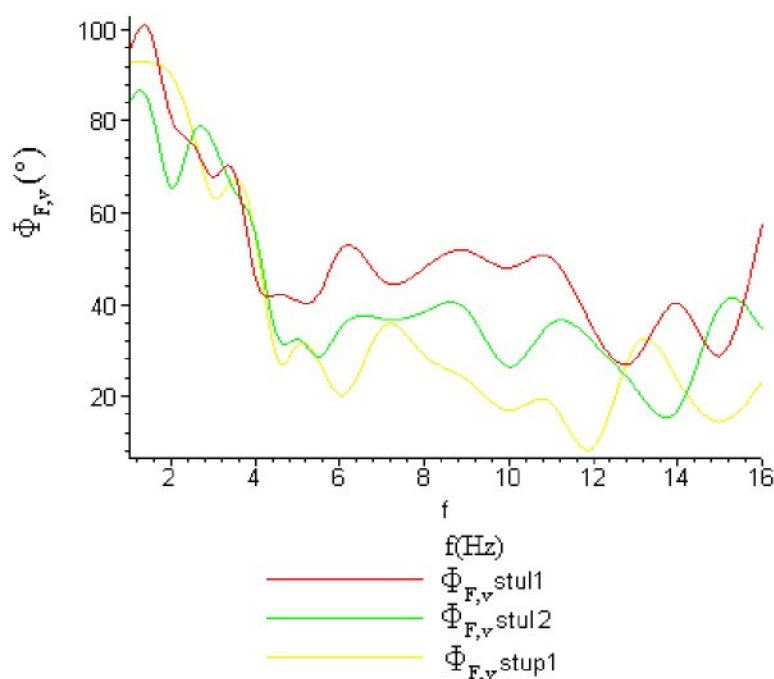
Subjekt č.3.

Impedance:



Obr. 5.3.8: Vyhodnocené křivky impedance pro subjekt č. 3.

Fáze:



Obr. 5.3.9: Vyhodnocené křivky fáze pro subjekt č. 3.

Závěr:

Práce s naměřenými daty a vyhodnocování viz. Kapitola 3.2.3. U subjektu č. 3. nebylo možné naměřit dynamickou charakteristiku pro polohu nohou na podnožce pohybující se se sedačkou pro velikost RMS hodnoty zrychlení vstupních vibrací 2m/s^2 , protože byl překročen maximální rozsah silových snímačů.

Na všech impedančních křivkách na obr. 5.3.4 až 5.3.9 je zřetelně vidět rozdíl, mezi impedancemi naměřenými nepohyblivou podnožkou (stul) a podnožkou spojenou se sedačkou (stup). Pro nohy na podnožce pohybující se se sedačkou mají impedanční křivky vyšší hodnoty, než pro nohy na nepohyblivé podnožce, protože hmota na sedačce s připevněnou podnožkou je vyšší, než když se nohy opírají o nepohyblivou podnožku. Je zde také vidět, že se stoupající velikostí vstupních vibrací klesá silový účinek lidského těla na sedačku, což je ve shodě s impedančními křivkami naměřenými ve světě, viz kapitola 5.2.

U grafů fáze lze říci, že se fáze se zvyšující úrovní budícího zrychlení nemění, pouze závisí na poloze nohou při měření.

Pro možnost srovnání jsou uvedeny naměřené hodnoty fáze a impedance v tabulkách 5.3.2 a 5.3.3.

Tab. 5.3.2: Hodnoty impedance pro jednotlivé subjekty získané při tomto měření

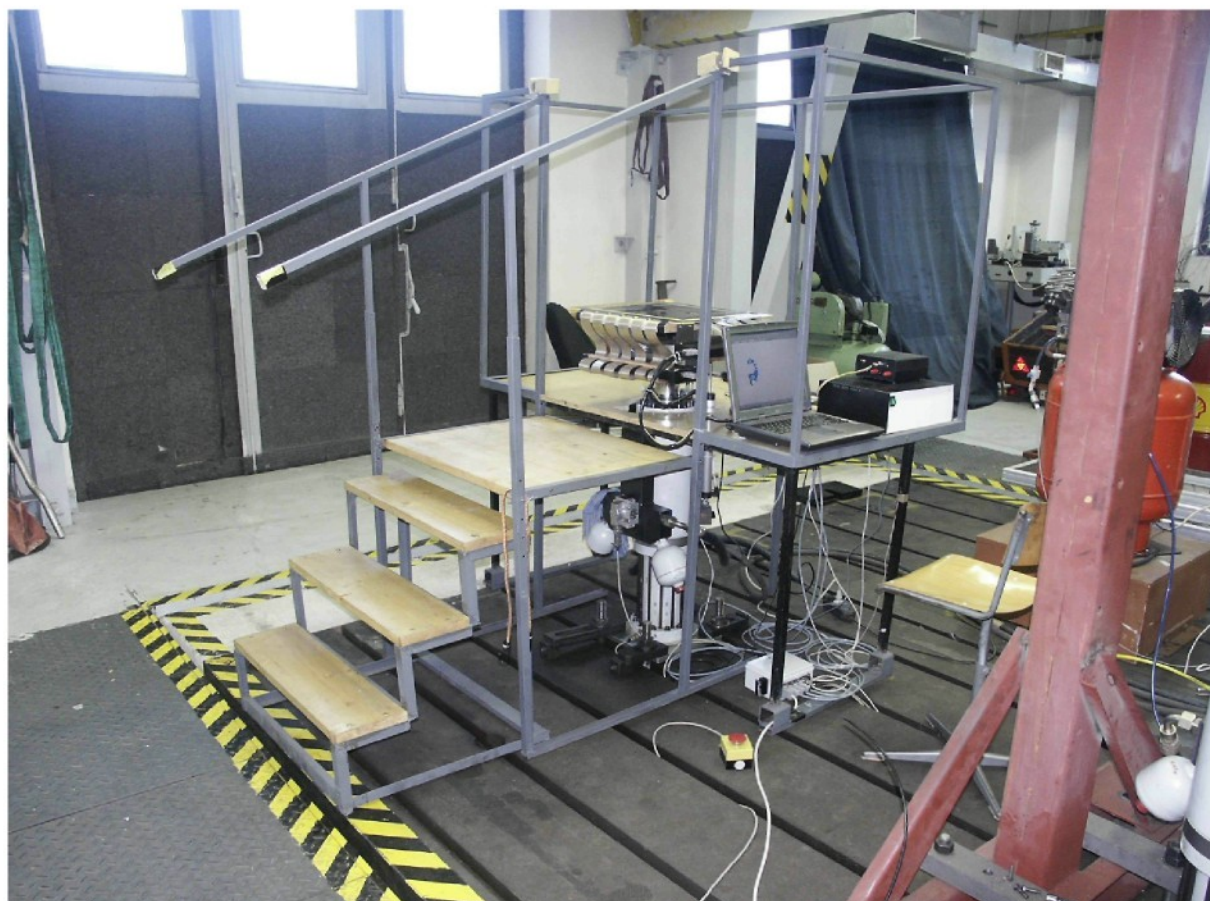
Frekvence	Impedance (N.s/m)											
	subjekt1			subjekt2			subjekt3			Norma ISO 5982		
	stul	stup	RMS1	stul	stup	RMS1	stul	stup	RMS1	stul	Horní mez	Dolní mez
1	163	502	195	495	242	509	273	266	700	321	459	270
1,5	362	776	414	782	460	807	480	584	1083	628	780	446
2	591	1103	630	1108	660	1120	715	855	1537	981	1019	596
2,5	772	1379	871	1431	860	1426	901	1215	1988	1268	1408	811
3	1050	1777	1194	1950	1138	1817	1213	1530	2642	1701	2000	1070
3,5	1354	2249	1740	2553	1473	2263	1526	2050	3362	2276	2350	1230
4	1662	2714	2271	3367	1861	2789	2035	2619	4279	3104	2705	1506
4,5	2404	3660	2220	3887	2451	3496	2405	3003	4641	2901	2805	1570
5	2584	4361	1805	3570	2658	3569	2164	2755	4098	2047	2919	1657
5,5	2490	4504	1557	3034	2556	3228	1770	2401	4030	1838	2900	1650
6	2311	4157	1436	2731	2141	2975	1723	2287	4342	1946	2890	1648
7	1874	3162	1499	2284	1803	3881	1707	2426	4958	2435	2840	1620
8	1908	2648	1872	2269	1645	3726	1751	2699	5140	2812	2797	1611
9	2194	2639	2196	2572	1690	3825	1895	3041	5008	3009	2700	1670
10	2509	2686	2346	2824	2018	3595	1984	3360	4863	3058	2609	1748
11	2877	3079	2373	3068	2315	3560	2117	3362	4761	2786	2550	1780
12	2880	3236	2259	3055	2452	3533	2255	3316	4323	2730	2500	1800
13	2886	3285	2127	2969	2634	3564	2318	3328	4141	2718	2425	1820
14	2582	3025	1877	2937	2609	3677	2367	2953	4205	2707	2350	1775
15	2540	2993	1937	3091	2667	3480	2293	3068	4036	2778	2275	1750
16	2886	3639	1947	3042	2865	3702	2365	3395	4205	2891	2204	1725

Tab. 5.3.3: Hodnoty impedance pro jednotlivé subjekty získané při tomto měření

Frekvence (Hz)	$\Phi_{F,V} (^{\circ})$		subjekt1				subjekt2				subjekt3				Norma ISO 5982		Dolní mez
			RMS1		RMS2		RMS1		RMS2		RMS1		RMS2				
	stul	stup	stul	stup	stul	stup	stul	stup	stul	stup	stul	stup	stul	stup	Horní mez	Horní mez	
1	97,2	79,22	80,89	90,24	89	85,9	97,7	95	93	84	90	80,3					
1,5	79,39	80,46	81	78,8	100,4	92,8	96,4	99,7	92,9	83,9	88	79,9					
2	88,31	79,2	82	81,1	94,6	82,1	86,9	80,6	90,2	65,5	86,3	79					
2,5	95,4	73	82,26	63,6	84,6	70,8	78,6	75,6	78,6	76,8	84,4	76,2					
3	89,24	94,7	84,96	70,56	90,7	70,5	72,7	67,7	63,4	75,6	81	68,5					
3,5	86,5	73,08	90,72	68,9	73,1	73,1	73,9	68,9	67,2	64,7	75	59,5					
4	70,58	55,3	76,3	67	74,8	72,96	71	46	55,2	55,7	70,6	51,1					
4,5	59,92	35,64	47,14	55	45,4	59,4	51,8	42,12	28,6	33,5	63	41					
5	46,7	44,38	24	36	30,2	28,8	33,6	40,8	31,2	32,4	54,8	29					
5,5	46,29	18,4	16,8	34	31,7	25,1	18,5	42,2	27,7	28,6	47,5	25					
6	44,7	11,44	28,8	27,36	43,2	34,6	14,4	51,8	20,2	34,6	40	21					
7	16,79	45,36	21,6	23,5	31,9	23,5	16,8	45,4	35	36,9	38	24					
8	46,14	44,15	37,8	26,9	23	32,6	23	48	28,8	38,4	36,9	20,3					
9	47,43	36,6	31,68	38,88	38,9	30,24	23,8	51,8	23,8	38,9	36,5	17,5					
10	43,2	36	36	28,8	33,6	40,8	19,2	48	16,8	26,4	35,9	13,7					
11	39,66	18,6	39,6	31,7	36,96	39,9	26,4	50,2	18,5	35,9	32	10					
12	31,6	20	23	34,6	20,2	31,7	31,7	34,6	8,6	31,7	28	6					
13	34,24	18,72	28,8	28,1	37,44	18,7	31,2	28	31,2	21,8	26	5,3					
14	33,7	30,24	30,24	47	30,2	33,6	23,5	40,3	23,5	16,8	24	5					
15	28,8	28,78	30,78	50,4	32,4	36	28,8	28,8	14,4	39,6	22	4,8					
16	38,3	30,72	39,6	46,1	26,9	38	34,6	57,6	23,04	34,6	20,2	4,4					

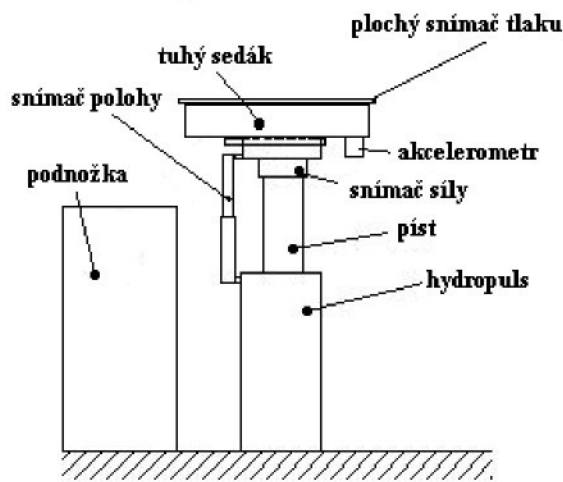
5.3.2 Impedanční charakteristiky naměřené v roce 2004

Tyto charakteristiky byly naměřeny s uspořádáním, které je vyobrazeno na obr. 5.3.8



Obr. 5.3.10: Podoba měřicího stanoviště v roce 2004

Měřicí stanoviště je shodné se stanovištěm z roku 2003, pouze místo sedačky byla dána rovná tuhá deska, na které byl umístěn plochý snímač tlaku, který snímá plošné rozložení tlaku na ploše styku mezi lidským tělem a tuhou deskou. Podnožka je nepohyblivá. Měřeny byly 4 subjekty, v tabulce 5.3.4 jsou jejich antropometrické parametry. Tabulky budících vibrací a operace s měřenými daty jsou shodné s tabulkou 3.1.1 a kapitolou 3.2.3. Vzhledem k použitým snímačům budou uvedeny jen křivky impedancí a příslušné fáze. Schema měření viz. Obr 5.3.11.



Obr. 5.3.11: Schema měřicího stanoviště

Tab. 5.3.4: Antropometrické údaje měřených subjektů

subjekt	1	2	3	4
Výška (cm)	170	167	195	187
Váha (kg)	66	55	83	80

barva v obr. 5.3.18,19 zelená sv.modrá černá červená

Použitá zařízení:

Snímač výchylky:

značka : NOVOtechnik

typ : LWG 250

EN 61010 - ochranná třída 3

Snímač síly :

Celkem jsou použity tři snímače síly.

značka : GTM - GASSMANN THEISS MESSTECHNIK GMBH

typ : KA - K - 5 kN - F - P - 1 mV/V

Hydraulický válec:

značka : inova

typ : AHS 25-250

F=25 kN p=28MPa

zdvih : 250 mm

Servoventil:

značka : MOOG
typ : 563JOF MEVBL
p_p=315 bar
model : D761-505

Poznámky k měření s plošným snímačem tlaku:

Nastavení tohoto snímače bylo následující: doba měření 2 vteřiny, počet snímků za vteřinu 150, měření tímto snímačem se spouští dálkově z měřicího počítače, z důvodu synchronizace dat naměřených měřicím počítačem a notebookem, poté je naměřený průběh tlaku uložen na notebooku umístěném blízko stanoviště. Na počítači v ovládacím stanovišti se ukládají naměřené průběhy síly, výchylky a průběh tlaku z absolutního snímače tlaku.

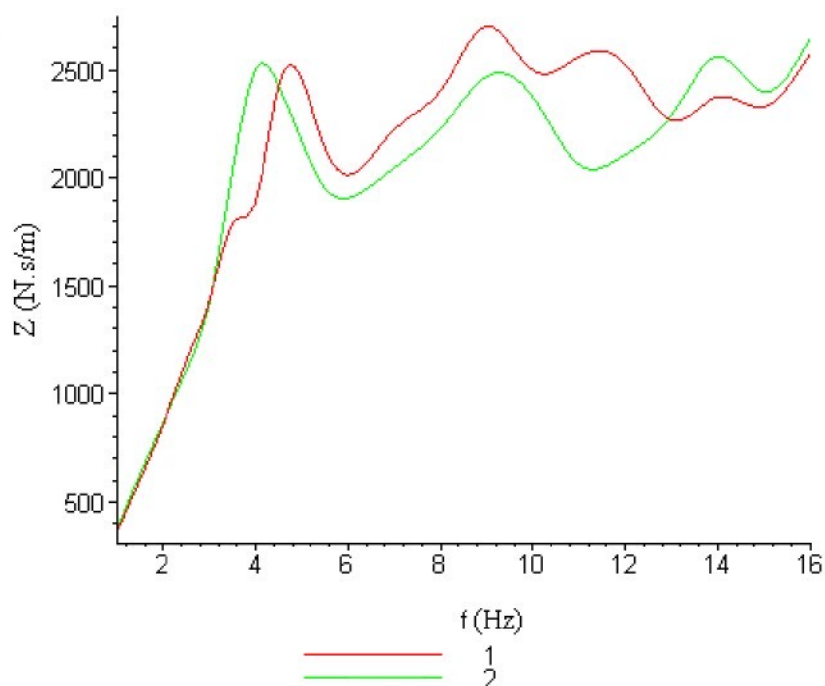
Budící vibrace byly realizovány ve dvou úrovních:

1. RMS hodnota zrychlení budících vibrací 1 m.s^{-2} (červená barva).
2. RMS hodnota zrychlení budících vibrací 2 m.s^{-2} (zelená barva).

Vyhodnocené Impedanční charakteristiky a fáze při tomto měření:

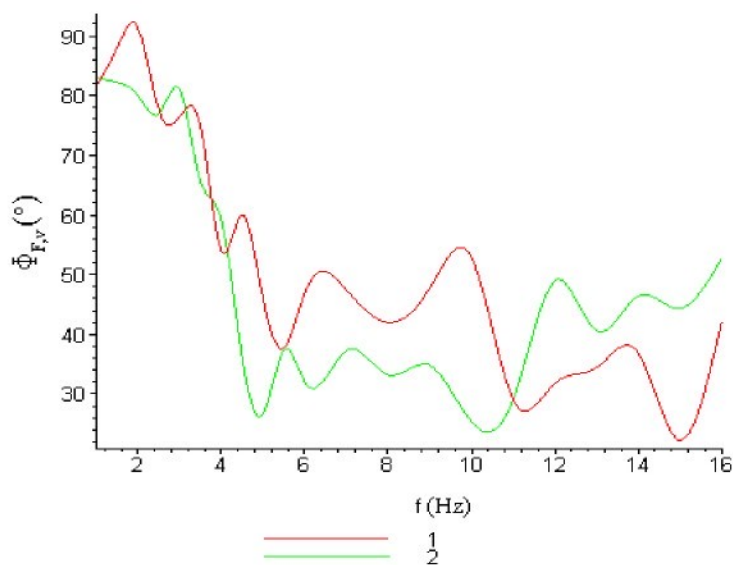
Subjekt č.1.

Impedance:



Obr. 5.3.12: Vyhodnocené křivky impedance pro subjekt č. 1.

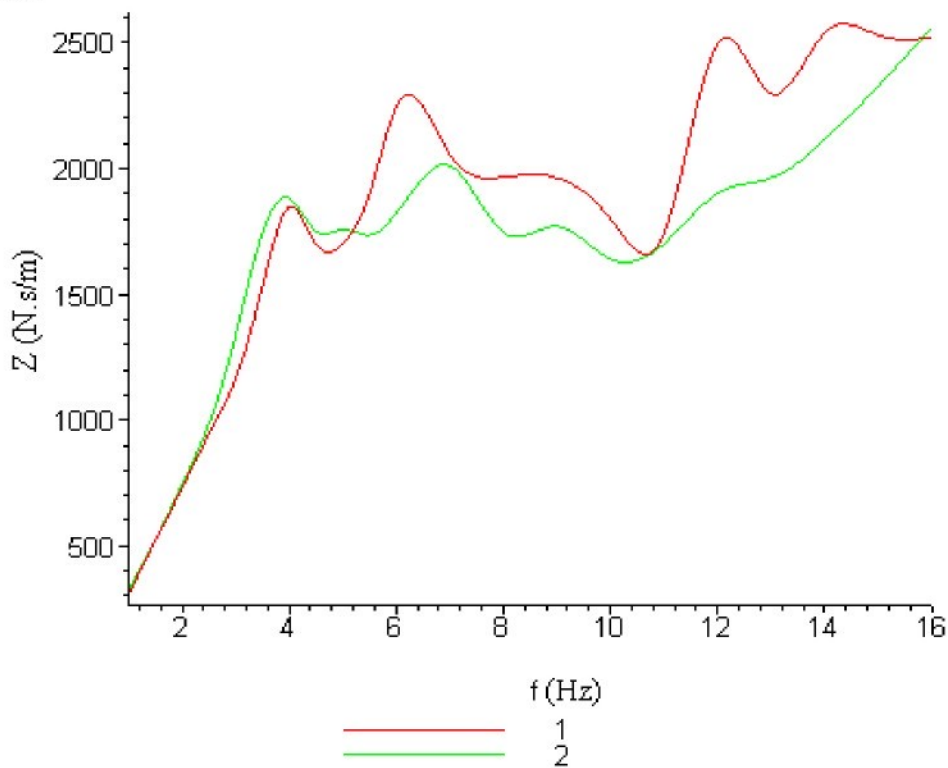
Fáze:



Obr. 5.3.13: Vyhodnocené křivky fáze pro subjekt č. 1.

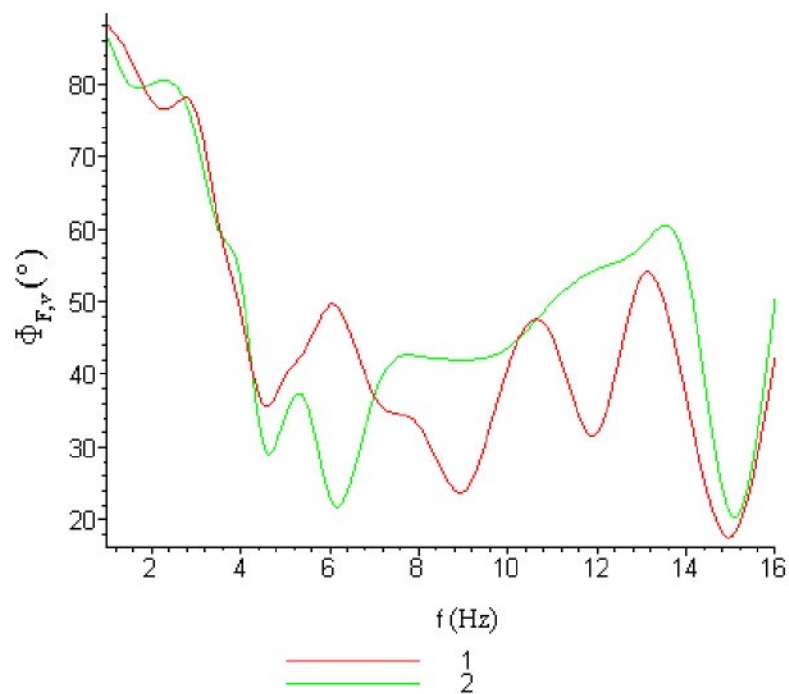
Subjekt č.2.

Impedance:



Obr. 5.3.14: Vyhodnocené křivky impedance pro subjekt č. 2.

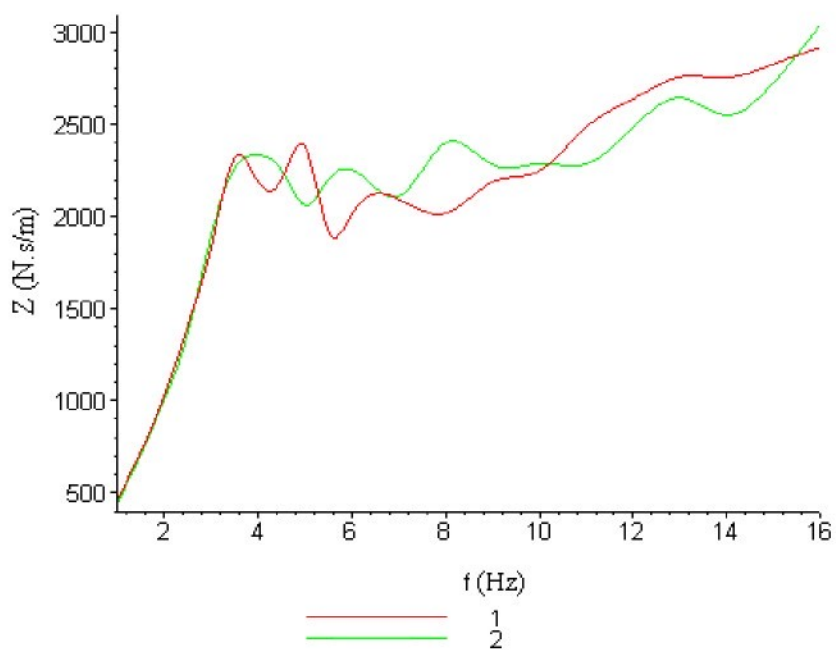
Fáze:



Obr. 5.3.15: Vyhodnocené křivky fáze pro subjekt č. 2.

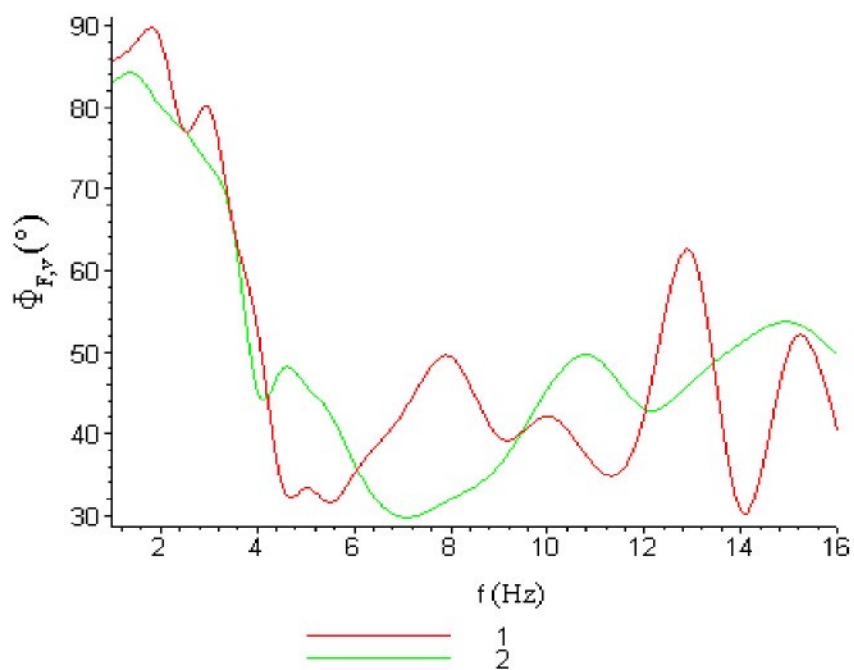
Subjekt č.3.

Impedance:



Obr. 5.3.16: Vyhodnocené křivky impedance pro subjekt č. 3.

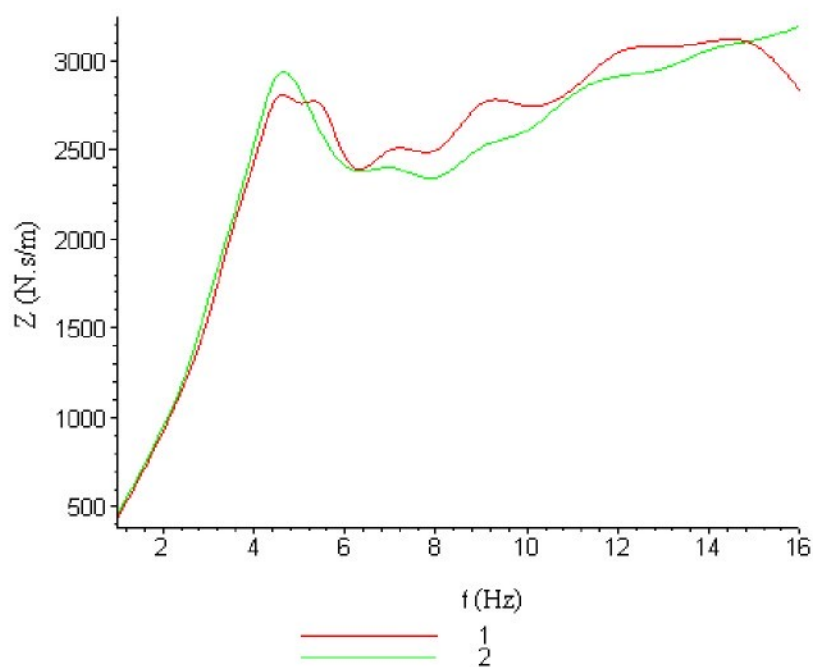
Fáze:



Obr. 5.3.17: Vyhodnocené křivky fáze pro subjekt č. 3.

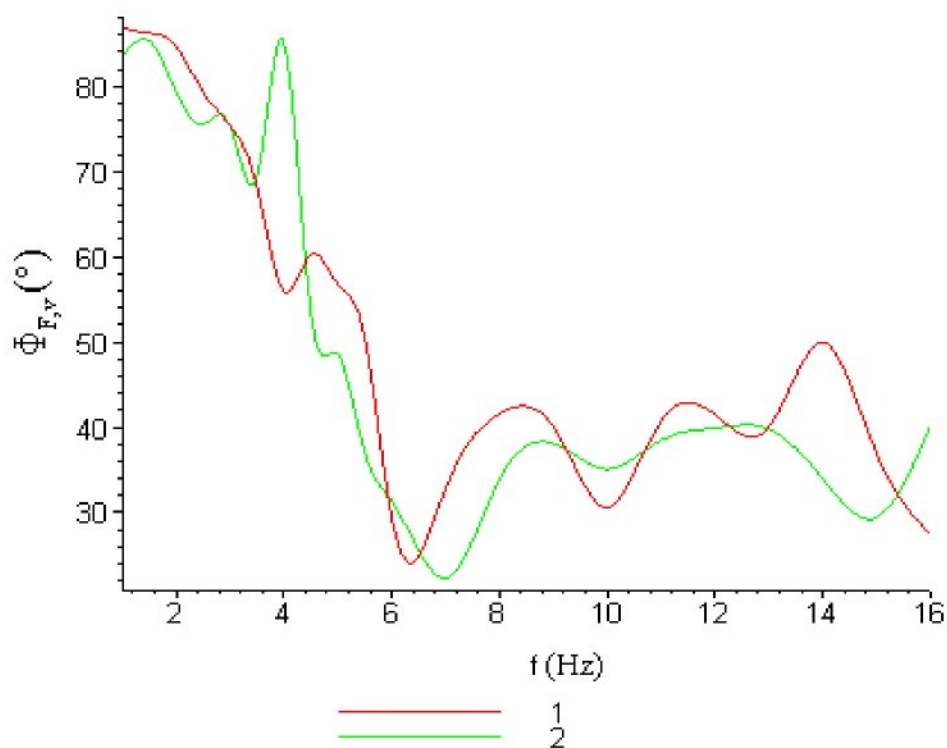
Subjekt č.4.

Impedance:



Obr. 5.3.18: Vyhodnocené křivky impedance pro subjekt č. 4.

Fáze:



Obr. 5.3.19: Vyhodnocené křivky fáze pro subjekt č. 4.

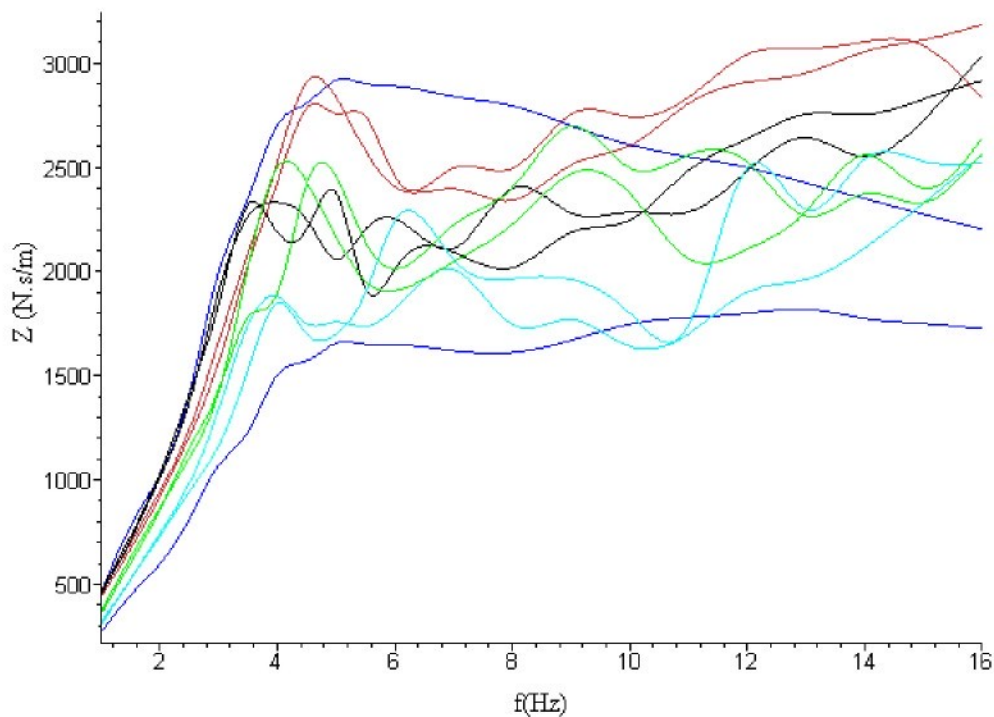
Poznámky ke grafům:

Označení 1....znamená impedanční křivku, fázi vyhodnocenou při velikosti RMS hodnoty zrychlení vstupních vibrací 1 m/s^2 .

Označení 2....znamená impedanční křivku, fázi vyhodnocenou při velikosti RMS hodnoty zrychlení vstupních vibrací 2 m/s^2 .

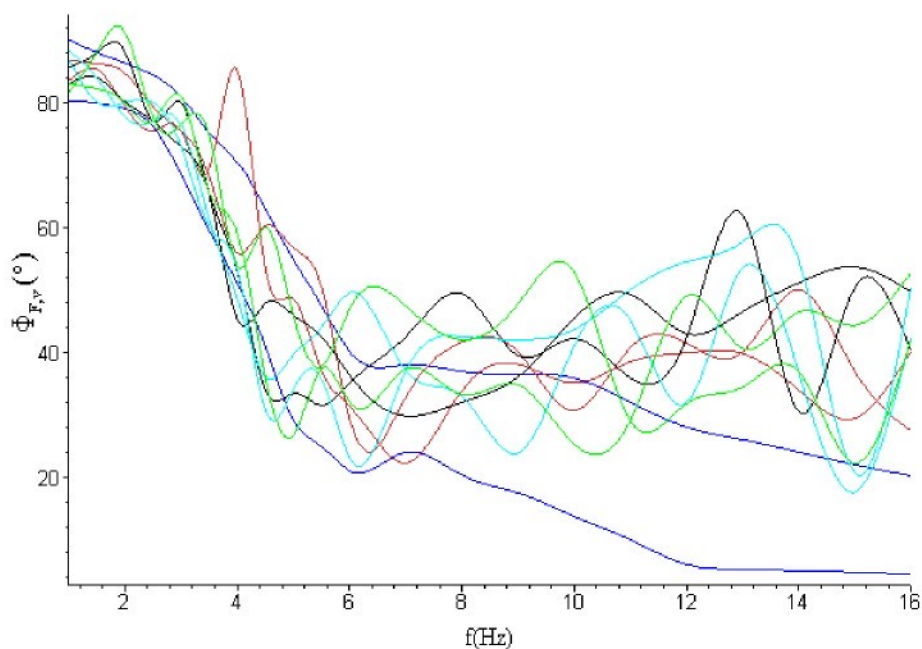
Srovnání vyhodnocených impedancí a fází:

Impedance:



Obr. 5.3.20: Srovnání křivek impedance vyhodnocených v roce 2004 s normou ISO 5982

Fáze:



Obr. 5.3.21: Srovnání křivek fáze vyhodnocených roce 2004 s normou ISO 5982

Závěr:

Na výše uvedených grafech byly vyhodnoceny impedance pro 4 subjekty a dvě různé úrovně budících vibrací. Na těchto grafech je názorně vidět, že se pro různé subjekty liší, dále je zde patrný obdobný jev jako při měření v roce 2003:

1. Vyhodnocené charakteristiky pro větší velikost budících vibrací mají nižší hodnoty (a obráceně).
2. Naproti tomu vyhodnocená fáze se nemění při změně úrovně budícího zrychlení.
3. Vyhodnocená fáze závisí na poloze nohou při měření.
4. Rozdíl mezi normou a uvedenými měřeními lze vysvětlit jiným měřicím zařízením.
5. Na obrázcích 5.3.20 a 5.3.21 je vidět, že křivky impedance závisí nejen na hmotnosti měřeného subjektu, ale také na jeho fyzické konstituci.

Na obr. 5.3.20 a 5.3.21 jsou vyhodnocené impedance a křivky fáze vyneseny do jednoho grafu tak, aby bylo možné jejich srovnání. Tmavě modrou barvou jsou hranice dané novou verzí normy ISO 5982 barvy pro jednotlivé subjekty v grafu: 1-zelená 2-světle modrá 3-černá 4-červená.

Například impedance a křivky fáze pro subjekt 1 a 3 jsou si velmi podobné, subjekty jsou však velmi rozdílné nejen svými hmotnostmi, ale i výškou. Jinak lze obecně konstatovat, že hodnoty křivky impedance závisí na tělesné hmotnosti, zejména hmotnosti části lidského těla, která sedí na sedačce. Pro srovnání jsou zde uvedeny na obrázku 5.3.22 impedance a křivky fáze (obr. 5.3.23) pro osobu č. 1. (toto číslo platí v obou letech měření). Tato osoba byla přítomna v obou měřeních a to pro srovnání přesnosti a opakovatelnosti měření.

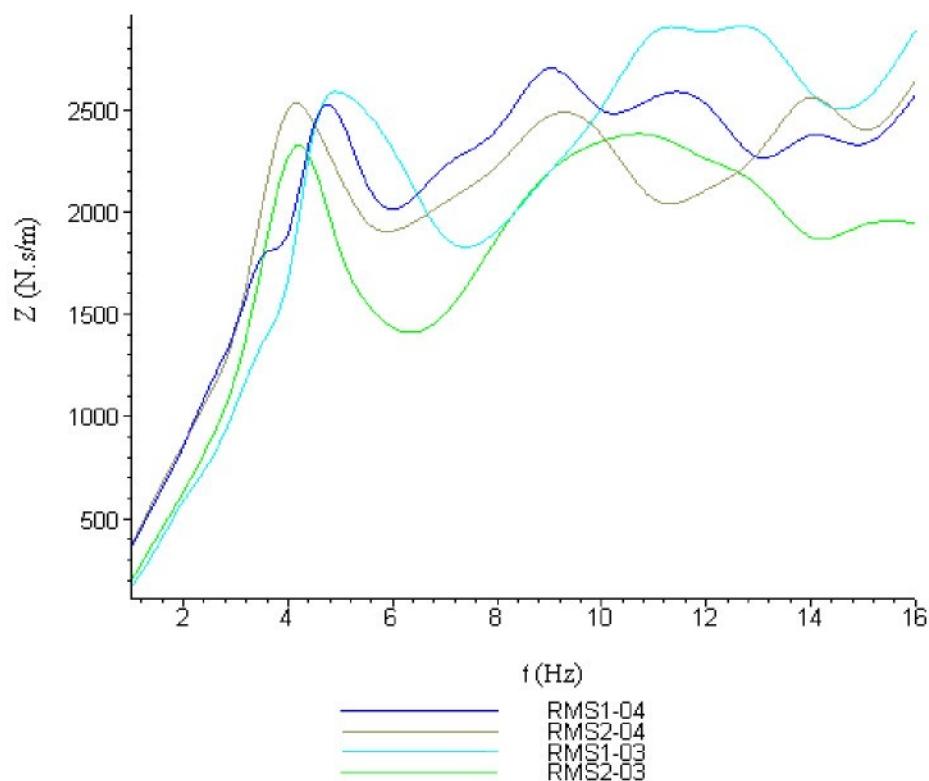
Poznámky ke grafům:

RMS1-04....impedance, fáze byla vyhodnocena při velikosti RMS hodnoty zrychlení vstupních vibrací 1m/s^2 v roce 2004.

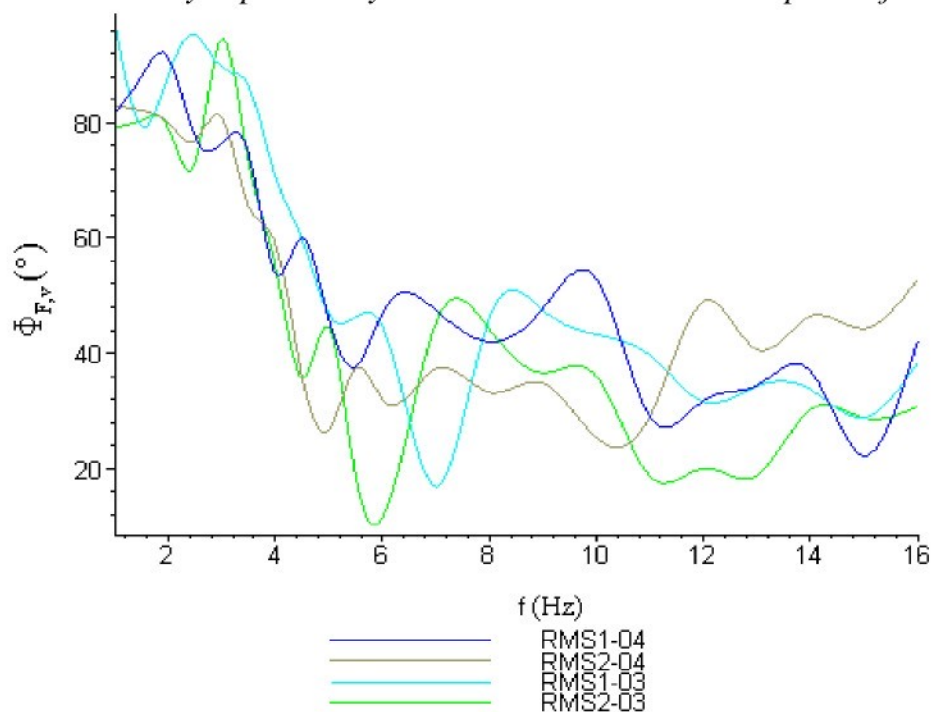
RMS1-03....impedance, fáze byla vyhodnocena při velikosti RMS hodnoty zrychlení vstupních vibrací 1m/s^2 v roce 2003.

RMS2-04....impedance, fáze byla vyhodnocena při velikosti RMS hodnoty zrychlení vstupních vibrací 2m/s^2 v roce 2004.

RMS2-03....impedance, fáze byla vyhodnocena při velikosti RMS hodnoty zrychlení vstupních vibrací 2m/s^2 v roce 2003.



Obr. 5.3.22: Křivky impedance vyhodnocené v roce 2003 a 2004 pro subjekt č. 1.



Obr. 5.3.23: Křivky fáze vyhodnocené pro subjekt č. 1. při měřeních v letech 2003 a 2004

Na těchto obrázcích je názorně vidět, že se impedance pro stejné RMS hodnoty zrychlení budících vibrací přibližně kopírují v oblasti do 4 Hz. S vyšší frekvencí se již rozdíly mezi jednotlivými impedancemi zvětšují. To vysvětlujeme následujícími fakty:

- a) Záměna tuhé plastové sedačky za dřevěnou desku.
- b) Plastová sedačka, zejména její zádová opěra při měření kmitá.
- c) Změna fyziologických vlastností těla subjektu č.1., které proběhly mezi realizacemi experimentu.

Po shrnutí těchto poznatků, lze konstatovat, že opakovatelnost měření je celkem dobrá a impedanční křivky se postupem doby u konkrétní osoby mohou změnit, vzhledem k fyziologické stavbě těla a procesům doprovázejícím život člověka. Dále pro možnost srovnání uvádím tabulky vyhodnocených impedancí tab. 5.3.5 a fázi tab.5.3.6.

Tab. 5.3.5: Naměřené hodnoty impedancí v roce 2004

Frekvence (Hz)	Impedance (N.s/m)		Subjekt1		Subjekt2		Subjekt3		Subjekt4		Norma ISO 5982	
	Subjekt1		Subjekt2		Subjekt3		Subjekt4		Norma ISO 5982			
	RMS1	RMS2	RMS1	RMS2	RMS1	RMS2	RMS1	RMS2	RMS1	RMS2	Horní mez	Dolní mez
1	355	368	305	320	466	450	438	458	459	270		
1,5	600	627	520	522	727	710	667	693	780	446		
2	853	866	729	744	1029	1010	918	946	1019	596		
2,5	1152	1104	944	980	1410	1370	1205	1237	1408	811		
3	1423	1420	1162	1336	1841	1907	1561	1663	2000	1070		
3,5	1784	2022	1530	1745	2322	2265	2031	2086	2350	1230		
4	1888	2500	1848	1882	2186	2332	2425	2523	2705	1506		
4,5	2424	2432	1700	1751	2202	2251	2786	2911	2805	1570		
5	2459	2167	1700	1758	2380	2060	2759	2838	2919	1657		
5,5	2141	1952	1897	1736	1917	2204	2744	2578	2900	1650		
6	2014	1908	2246	1822	2013	2253	2456	2407	2890	1648		
7	2226	2047	2056	2011	2094	2110	2498	2398	2840	1620		
8	2400	2225	1966	1746	2018	2400	2495	2342	2797	1611		
9	2700	2470	1964	1770	2188	2280	2756	2513	2700	1670		
10	2497	2376	1802	1641	2247	2287	2742	2603	2609	1748		
11	2560	2061	1740	1700	2486	2285	2835	2807	2550	1780		
12	2526	2107	2498	1903	2637	2483	3043	2909	2500	1800		
13	2266	2287	2297	1961	2757	2644	3071	2952	2425	1820		
14	2375	2560	2540	2113	2753	2550	3103	3057	2350	1775		
15	2330	2400	2529	2328	2828	2726	3085	3112	2275	1750		
16	2570	2641	2522	2560	2917	3039	2830	3186	2204	1725		

Tab.5.3.6: Získané hodnoty fáze při měření v roce 2004

Frekvence (Hz)	$\Phi_{F,v} (^{\circ})$		Subjekt1		Subjekt2		Subjekt3		Subjekt4		Norma ISO 5982	
			RMS1		RMS1		RMS1		RMS1		Horní mez	
			RMS2		RMS2		RMS2		RMS2		Dolní mez	
1	81,6	83	88,3	86,8	85,6	83	86,8	85,6	83	86,8	83,5	80,3
1,5	88,02	82,2	84	80	88	84	80	88	84	86,2	85,3	79,9
2	91,44	80	77,7	80	88,3	80	80	88,3	80	84,7	79,3	79
2,5	77,4	77	77	80	77	77,1	80	77	77,1	79,2	75,5	76,2
3	76,5	80,95	76,5	73	80	72,9	73	80	72,9	75,5	75,5	68,5
3,5	74,8	65,4	61,2	60	65,4	65,4	60	65,4	65,4	68,2	69,4	59,5
4	53,9	59,3	48,6	53,3	53	45,3	53,3	53	45,3	55,9	85,2	51,1
4,5	60	36	36	30,7	33,9	47,8	30,7	33,9	47,8	60,3	53,4	41
5	45,8	26,7	39,7	34,1	33,4	45,9	34,1	33,4	45,9	56,7	48,6	29
5,5	37,7	37,4	43,8	35,9	31,5	42,6	35,9	31,5	42,6	50,7	37	25
6	47	32	49,6	23	35,1	36,3	23	35,1	36,3	29,3	31,4	21
7	47,4	37,3	37	37	42,4	29,8	37	42,4	29,8	32,9	22,2	24
8	42	33,2	33	42,5	49,4	32	42,5	49,4	32	41,6	33,9	20,3
9	47,7	34,8	23,8	42	39,5	36	42	39,5	36	40,1	38,1	17,5
10	52,9	25,3	41,1	43,6	42,2	45,5	43,6	42,2	45,5	30,6	35,1	13,7
11	29	29	45,3	50	35,9	49,3	50	35,9	49,3	40,8	38,5	10
12	31,8	49	31,8	54,5	42,2	43	54,5	42,2	43	41,5	39,9	6
13	34,4	40,6	53,5	57,6	62	46,5	57,6	62	46,5	40	39,8	5,3
14	36,9	46,4	36,9	55	30,5	51,1	55	30,5	51,1	50	34	5
15	22,2	44,3	17,6	20,58	50,43	53,7	20,58	50,43	53,7	36,9	29,4	4,8
16	42	52,7	42,4	50,4	40,3	49,7	50,4	40,3	49,7	27,4	40,1	4,4

Kapitola 6

Podmínky a zařízení nutné pro měření dynamické odezvy lidského těla na multivibrační buzení

V této kapitole se budeme zabývat nutným zařízením a vstupními vibracemi pro měření dynamických charakteristik lidského těla při multivibračním buzení.

6.1 Multivibrační buzení

6.1.1 Úvod

V současné době se měření dynamických charakteristik omezuje jen na tři základní směry pro translační buzení, měření pro rotační budící vibrace nebylo zatím nikde provedeno. Pracoviště, která se v současné době zabývají stanovení impedančních charakteristik lidského těla, se nacházejí na univerzitě v Southamptonu (ISVR), Spolkovém úřadu pro bezpečnost a hygienu práce (BAuA) v Berlíně a Drážďanech, Úřadu pro bezpečnost a hygienu práce (INRS) v Nancy (Francie), dalším pracovištěm je pracoviště Výzkumného ústavu pro bezpečnost a hygienu práce (IRSST) v Quebecu (Canada), posledním pracovištěm je Department of Technology and Work Physiology, National Institute for Working Life v Umea (Švédsko).

Pracoviště, která jsou schopná měřit impedanci ve více směrech buzení, se nacházejí jen v ústavu BAuA v Berlíně a na Technické univerzitě v Liberci, kde mají plošinu se šesti stupni volnosti.

Cílem této práce je vytvořit teoretický základ pro měření impedančních charakteristik pro multivibrační buzení. Dalším cílem je vytvoření matematického modelu pro zátěžový modul, kterým by bylo možné nahradit lidské subjekty při multivibračním buzení sedačky.

Na obr. 6.1.1 je plošina se šesti stupni volnosti vytvořená v HDL při KST na Technické univerzitě v Liberci, která bude používána pro měření dynamických charakteristik lidského těla při působení vibrací ve všech třech základních směrech pro translační a rotační vibrace.

6.1.2 Zdroje multivibračního buzení

Nyní se budeme zabývat snímači a budicím zařízením, které je potřebné pro vibrační buzení lidského těla v prostoru.

Měření, charakteristiky, navržené moduly a výpočty uvedené v předchozích kapitolách, jsou však určeny jen pro jeden směr působení budících vibrací – a to vertikální. Na některých zahraničních pracovištích byla realizována měření i pro oba horizontální směry budících vibrací – a sice pro každý ze tří uvedených směrů zvlášť.

Je možné, že výsledky měření pro buzení v obecném směru budou značně odlišné od předem uvedených. U takového buzení je pak nutno specifikovat, zda se jedná o buzení translační, rotační, nebo úplně obecné, a pokud se týká jeho časové závislosti s jednou, nebo více nosnými frekvencemi.

Taková měření je možné provádět se speciálním zařízením, jako je budicí vibrační plošina se šesti stupni volnosti.



Obr. 6.1.1: Plošina se šesti stupni volnosti

Parametry budící plošiny jsou následující:

Buzení ve frekvenční oblasti do 20 Hz při max. amplitudách do 60 mm, úhlových amplitudách 6° s omezením zrychlení do 0,5 g translačního pohybu.

Pracovní jednotky mají zdvih 200 mm.

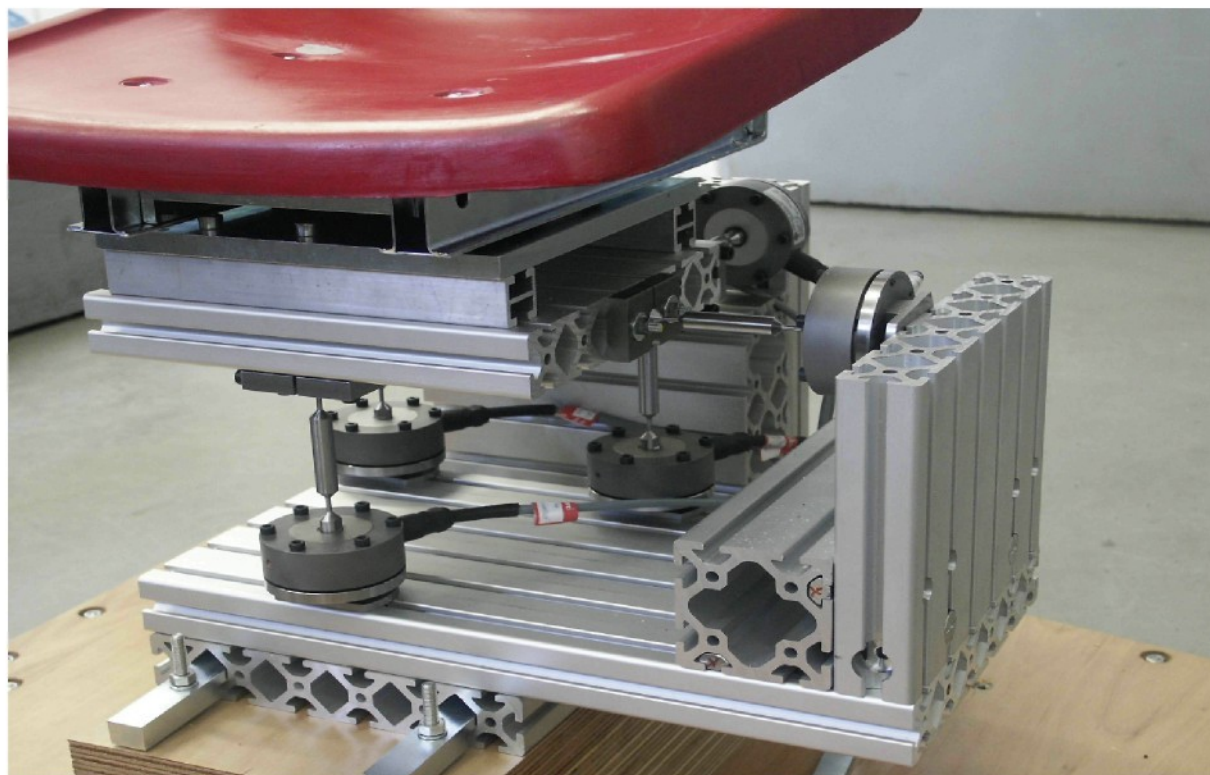
6.1.3 Vyhodnocování multivibračního buzení

Vyhodnocování účinků multivibračního buzení vyžaduje globální silový snímač, měřící jak momentové tak silové účinky pod sedící osobou (obr. 6.1.3).

Abychom se při tomto měření dostali na kvalitativně vyšší úroveň budou stykové plochy lidského těla a sedadla opatřeny plošnými snímači tlaku, které snímají rozložení tlaku mezi sedačkou a lidským tělem (sedačka je na obr.6.1.2).



Obr. 6.1.2: Sedačka s globálním silovým snímačem



Obr. 6.1.3: Detail globálního silového snímače

Na obr. 6.1.2 je globální silový snímač vytvořený v HDL při KST na Technické univerzitě v Liberci umístěný pod tuhou sedačkou. Tento snímač bude používán pro snímání momentů a sil pod měřenou osobou při víceosém vibračním buzení. Globální silový snímač se skládá ze 6 snímačů síly spojených pomocí materiálových kloubů se základovou deskou a sedačkou, na obr. 6.1.3 je detail tohoto snímače.

Při tomto měření je však také nutné stanovit maximální přípustné budící vibrace jak pro translační, tak i pro rotační budící vibrace. Ty lze stanovit dle podmínek stanovených normou ISO 2631, ovšem jen pro vibrace translační, pro rotační to zatím nebylo nikde stanoveno. Dalším krokem bude tedy stanovení amplitud budících vibrací, jejich vzájemné kombinace, poté bude následovat vlastní měření dynamických vlastností lidského těla pro vícesměrové buzení (globální charakteristiky). Toto měření nebylo zatím nikde provedeno.

6.2 Určení maximálních možných velikostí zrychlení budících vibrací použitých pro multivibrační buzení lidského těla

Maximální možné amplitudy budících vibrací je nutné stanovit tak, aby při měření s lidmi nevznikla žádná zdravotní rizika pro měřené subjekty. Toto je dáno normou ISO 2631. Norma nám stanovuje maximální možné amplitudy vibrací jen pro jeden směr buzení a to pro z. Proto je nutné navrhnout limitní velikosti budících vibrací také pro měření multivibračních charakteristik lidského těla.

6.2.1 Předpoklady nutné pro stanovení limitních amplitud vibrací

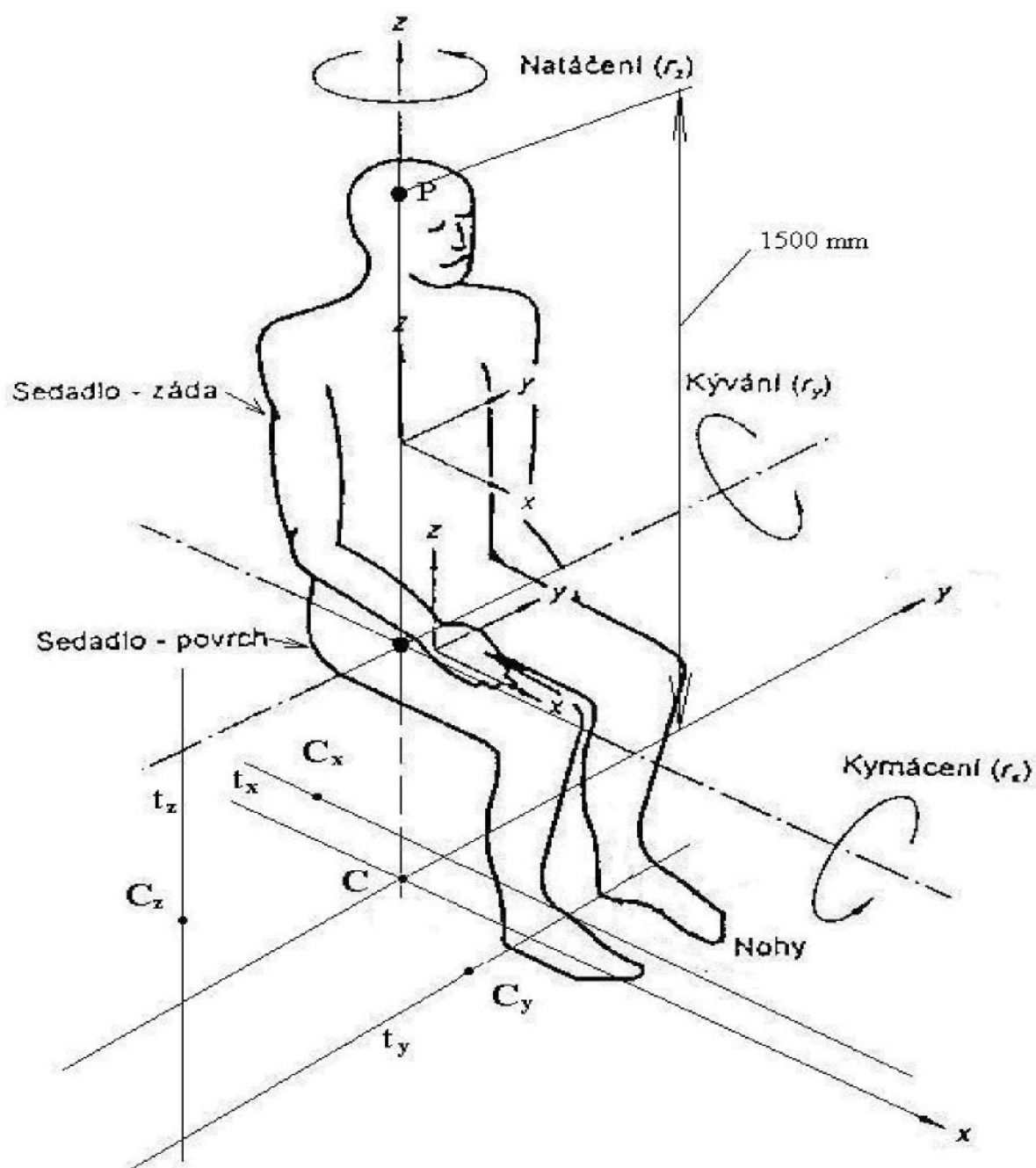
Předpoklady pro stanovení limitních amplitud vibrací:

- Prvním předpokladem je znalost zadávání vstupních vibrací do programu, který řídí chování plošiny. Ty lze zadat pomocí posuvů ve středu desky plošiny a rotacemi středu plošiny kolem zvolených os.
- Zvolené osy jsou rovnoběžné se základními osami, ale jsou posunuty od nulového bodu (střed desky plošiny C) o určité souřadnice. Na obr. 6.2.1 Souřadnice jsou dány body, kterými dané osy procházejí. Těmito body jsou C_x , C_y , C_z . Osy rotace jsou na tomto obrázku označeny t_x , t_y , t_z . Body leží vždy v rovině kolmé na zvolenou osu, toto je také vidět na obr. 6.2.1.
- Postup hodnocení je založen na součtu amplitud vibrací ze všech směrů, které porovnáme s maximální možnou efektivní hodnotou zrychlení, která je odečtena z grafu na obr. 3.1.3.
- Definice určená pro výpočet max. možných velikostí budícího zrychlení:

$$a_v = ((k_x a_x)^2 + (k_y a_y)^2 + (k_z a_z)^2)^{1/2} \quad (6.1)$$

a_vje efektivní hodnota zrychlení budících vibrací (m/s^2)RMS.

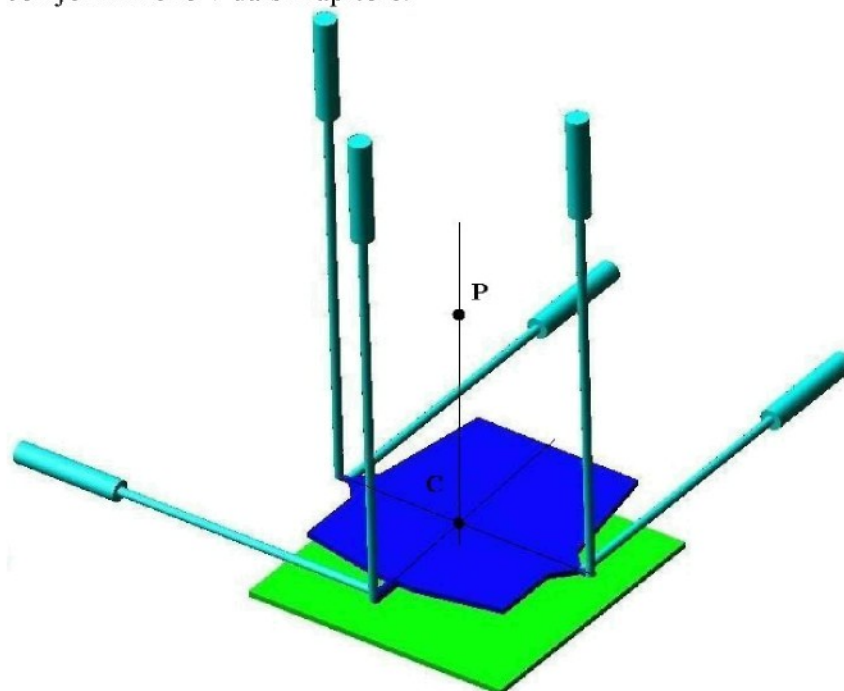
Koeficienty k_x a k_y mají hodnotu 1.4 [4,3], a proto je vidět na této definici, že vibrace z horizontálních směrů mají dle normy na celkové vnímání vibrací větší vliv, což je vyjádřeno váhovými koeficienty k_x a k_y . Koeficient $k_z=1$.



Obr. 6.2.1: Hlavní směry budících vibrací a osy rotačních budících vibrací

6.2.2 Návrh velikostí zrychlení budících vibrací pro plošinu se šesti stupni volnosti

- Je nutno stanovit i vzájemné kombinace budících vibrací, protože studium účinků jednotlivých vibrací pro translační směr a pro rotace je jen prvním krokem. Druhým krokem je studium účinků od vzájemných kombinací budících vibrací (složených účinků).
- Všechny účinky a velikosti vibrací budou pro zjednodušení vztahovány k zvolenému bodu P. K tomuto bodu budou počítány účinky zrychlení a porovnávány s dovolenou hodnotou dle normy. Vzdálenost 1500mm od středu plošiny (bod C) byla zvolena tak, aby maximální amplituda budících vibrací působila na vrchní část těla měřené osoby, která je na ně nejcitlivější.
- V případě, že subjekt bude poroben translačnímu zrychlení můžeme pro vertikální měr vyjít z tabulky 3.1.1, pro horizontální směr musíme upravit snížit amplitudy příslušným váhovým koeficientem.
- Na obrázku 6.2.2 je plošina a na ní je vyznačena poloha vztažných bodů P a C.
- Účinky rotačních vibrací budou přepočítávány na translační tak, aby bylo možné jejich porovnání, což je zmíněno v další kapitole.

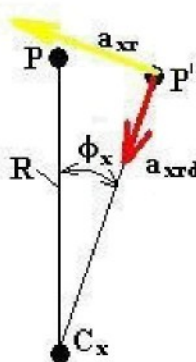


Obr. 6.2.2: Plošina se šesti stupni volnosti s vyznačenými hlavními body

Přepočet rotačních vibrací na translační:

Současná evropská norma nespecifikuje blíže kvantifikaci rotačního zrychlení vůči osám lidského těla. V každém případě je vedle základní kinematické veličiny (úhlového zrychlení) je nutno znát polohu osy rotace. Při rotaci jsou jednotlivé body subjektu podrobeny rozdílným zrychlením. Výsledné zrychlení je dáno vektorovým součtem příslušného a normálového zrychlení. Experiment musí být popsán tak, abychom mohli obě složky zrychlení v zvoleném bodě lidského těla stanovit.

- Při tomto přepočtu byla výchozí myšlenka následující, účinek rotačních vibrací lze přepočítat pro zvolenou délku ramena na translační. To je znázorněno na obr. 6.2.3.



Obr. 6.2.3: Přepočet rotačních vibrací na translační

Na obr. 6.2.3 je znázorněn přepočet úhlového zrychlení pro osu rotace rovnoběžnou s osou x.

Pro přepočet je nutné stanovit základní parametry, jako je závislost úhlu čase, poté pak stanovení vztahů pro zrychlení.

úhel rotace:

$$\Phi_x(t) = \Phi_x \sin(\omega t) \quad (6.2)$$

zrychlení od rotace pro osu rotace rovnoběžnou s osou x:

$$\text{tečné zrychlení} \quad a_{xr} = -R_x \Phi_x \sin(\omega t) \omega^2 \quad (6.3)$$

$$\text{dostředivé zrychlení} \quad a_{xd} = R_x (\Phi_x \cos(\omega t) \omega)^2 \quad (6.4)$$

Tato zrychlení je pak nutné přepočíst na horizontální a vertikální základní směry x,y,z.

zrychlení do směru y:

$$a_{yx} = a_{xrt} \cos(\Phi_x(t)) + a_{xrd} \sin(\Phi_x(t)) \quad (6.5)$$

zrychlení do směru z:

$$a_{zx} = a_{xrt} \sin(\Phi_x(t)) - a_{xrd} \cos(\Phi_x(t)) \quad (6.6)$$

Poté lze napsat analogicky i rovnice zrychlení pro zbývající dvě osy y,z:

osa rotace rovnoběžná s osou y:

zrychlení do směru x:

$$a_{xy} = a_{yrt} \cos(\Phi_y(t)) + a_{yrd} \sin(\Phi_y(t)) \quad (6.7)$$

zrychlení do směru z:

$$a_{zy} = a_{yrt} \sin(\Phi_y(t)) - a_{yrd} \cos(\Phi_y(t)) \quad (6.8)$$

osa rotace rovnoběžná s osou z:

zrychlení do směru y:

$$a_{yz} = a_{zrt} \cos(\Phi_z(t)) + a_{zrd} \sin(\Phi_z(t)) \quad (6.9)$$

zrychlení do směru x:

$$a_{xz} = a_{zrt} \sin(\Phi_z(t)) - a_{zrd} \cos(\Phi_z(t)) \quad (6.10)$$

Výše uvedená zrychlení jsou pak zahrnuta do vztahu 6.1, který byl upraven do následující podoby 6.11, aby bylo možné posoudit celkovou velikost vibrací s Hranicemi danými normou ISO 2631-1.

Před dosazením do tohoto vztahu je nutné spočítat efektivní hodnoty zrychlení jednotlivých složek zrychlení (x,y,z) dle rovnice 3.1.

$$a_v = ((k_x(a_x + a_{xy} + a_{xz})_{RMS})^2 + (k_y(a_y + a_{yz} + a_{yx})_{RMS})^2 + (k_z(a_z + a_{zx} + a_{zy})_{RMS})^2)^{(1/2)} \quad (6.11)$$

Jsou-li takto dány vztahy mezi jednotlivými zrychleními, lze poté získat pro zvolenou maximální velikost zrychlení budících vibrací získat jednotlivé amplitudy budících vibrací pro hlavní směry. Tím byly položeny základy stanovení maximálních velikostí zrychlení budících vibrací pro multivibrační buzení lidského těla.

6.2.3. Kombinace jednotlivých vibrací

Kombinovat lze budící vibrace z různých směrů. To v praxi znamená, že každá budící vibrace může být fázově posunuta oproti ostatním, dále lze kombinovat polohy bodů (C_x , C_y , C_z), kterými prochází dříve uvedené osy rotace.

Pro příklad jsou zde uvedeny možné kombinace poloh bodu C_x v tabulce 6.1. Rozsah vzdálenosti bodu C_x od bodu P volíme ± 2 m. Krok, po kterém bude měněna poloha Bodu C_x , bude 0,5 m. Takové tabulky lze vytvořit celkem 3x a to pro každou osu rotace vždy jednu. Celkem pro jeden bod vznikne 81 vzájemných kombinací vzdáleností jednoho bodu rotace. To je velmi velký počet. Proto by bylo vhodné omezit vzdálenosti na 0, 1 a 2 m, pak zbude jen 9 vzájemných kombinací. To však jen pro jednu osu rotace, pro tři osy je pak celkem 27 kombinací.

Tab. 6.2.1: Kombinace vzdálenosti osy rotace rovnoběžné s osou x

Y (m) →	-2	-1,5	-1	-0,5	0	0,5	1	1,5	2
Z (m)	-2	-2	-2	-2	-2	-2	-2	-2	-2
↓	-1,5	-1,5	-1,5	-1,5	-1,5	-1,5	-1,5	-1,5	-1,5
	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
	2	2	2	2	2	2	2	2	2

Pokud budou vibrace kombinovány navzájem vznikne velmi velký počet kombinací budících vibrací, který není možno použít při praktických měření, proto by bylo vhodné omezit je na určité hodnoty, například 0, -1 a - 2 m pro z-ové souřadnice bodů, pro souřadnice x jsou to hodnoty 0, 1, 2 pro y-ové jsou to hodnoty -2, -1, 0, 1, 2, protože tento typ rotačních vibrací se vyskytuje zejména v dopravních prostředcích.

Další možností je kombinovat budící vibrace pomocí fáze jednotlivých signálů. Tyto fáze lze vybrat z oblasti 0 až 360 stupňů Pro začátek by bylo vhodné použít odstupňování po 90 stupních. Pak tedy budou pro jeden směr budících vibrací celkem 4 možnosti jak zvolit fázi. To znamená, že vznikne opět velký počet kombinací, proto byly zvoleny jen fáze 0 a

180 stupňů, pro vibrace v ose x, pro osy z a y vzhledem k symetrii lidského těla bude zvolena jen 0, to platí jak pro translaci, tak i pro rotaci.

Nyní budou představeny tabulky kombinací souřadnic pro body C_x , C_y , C_z :

Bod C_x :
z -1 -2
y 0 0

To znamená, že pro bod C_x budou celkem 2 polohy tohoto bodu.

Bod C_y :

z -1 -2
x 0 0

Pro bod C_y existují také 2 kombinace souřadnic.

Bod C_z :
a) x 1 2
y 0 0
b) y -2 -1 1 2
x 0 0 0 0

Pro bod C_z je celkem 6 možných poloh tohoto bodu.

Jak je vidět z těchto tabulek, vzniklo celkem 10 variant pozic bodů rotace, které je možno vzájemně kombinovat. Budou-li doplněny o úhly fázového zpoždění pro vibrace ve směru x (rotace a translace), vznikne celkem velký počet kombinací, Ten bude nutné snížit, ale na jaké hodnoty, to ukáží až praktická měření.

Závěr:

- 1) Při počátečních měřeních s budícími vibracemi ze směrů x,y,z je velmi vhodné, zkoumali vliv vibrací z jednotlivých směrů odděleně. To jak pro rotace, tak i pro translace. Pro tato měření je možno stanovit amplitudy budících vibrací přímo, pro translační vibrace v ose z platí tab 3.1.1. Pro translační vibrace do směrů x a y budou hodnoty v této tabulce poděleny koeficientem 1.4, to vyplývá ze vztahu 6.1.

2) Pro rotační vibrace je určeno frekvenční pásmo trochu odlišně od translačních vibrací, frekvenční rozsah tohoto měření bude od 0.25 do 3 Hz. Protože maximální rotační vibrace realizované plošinou mohou být jen 6 stupňů, je zavedeno zjednodušení tím, že povolené maximální úhly budou 5 stupňů, proto se vztahy 6.5 až 6.10 značně zjednoduší a to na tvary:

zrychlení do směru y:

$$a_{yx}=a_{xrd} \quad (6.12)$$

zrychlení do směru z:

$$a_{zx}=a_{xr} \quad (6.13)$$

Poté lze napsat analogicky i rovnice zrychlení pro zbývající dvě osy y, z:

osa rotace rovnoběžná s osou y:

zrychlení do směru x:

$$a_{xy}=a_{yrd} \quad (6.14)$$

zrychlení do směru z:

$$a_{zy}=a_{yr} \quad (6.15)$$

osa rotace rovnoběžná s osou z:

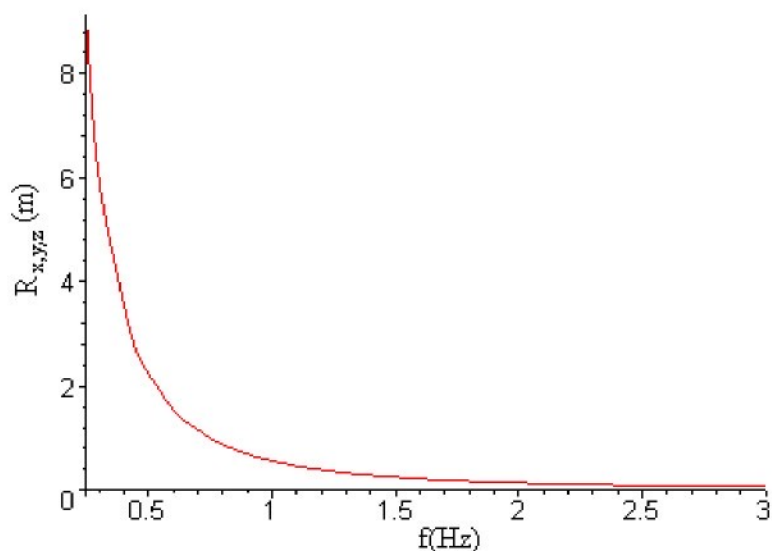
zrychlení do směru y:

$$a_{yz}=a_{zrd} \quad (6.16)$$

zrychlení do směru x:

$$a_{xz}=a_{zr} \quad (6.17)$$

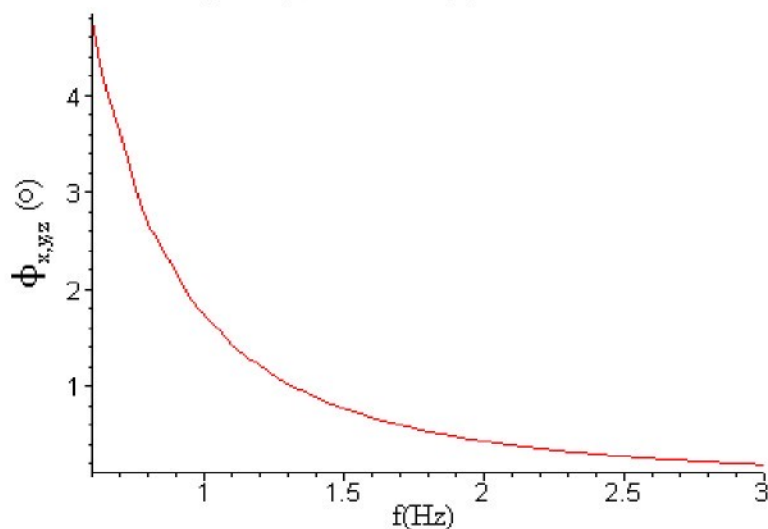
Pakliže bude zaveden předpoklad, že úhel rotace je vždy 5 stupňů, lze spočítat maximální délky ramene z bodu $C_{x,y,z}$ do bodu P, okolo kterého bude bod P rotovat, pro osy rotace rovnoběžné s osami x,y,z. Pro rotace kolem osy x, y,z jsou závislosti délky ramene na frekvenci na obr. 6.2.4.



Obr. 6.2.4: Maximální možná délka ramene rotace pro dané frekvence budících vibrací

Jsou-li známy tyto maximální délky ramen pro všechny rotace, je možno poté, při zkoumání účinků rotačních vibrací tyto délky krokově zmenšovat.

Další možností, jak limitovat rotační vibrace je stanovit délku ramene a dopočítávat maximální velikosti úhlů v závislosti na frekvenci. Na obr. 6.2.5 jsou maximální možné úhlové amplitudy úhlových rotací pro osy rotace x, y a z pro rameno rotace o délce 2 m, ve frekvenčním rozsahu 0.6 až 3 Hz. Toto omezení bylo nutné z důvodů maximálního možného rozsahu velikosti úhlů budící plošiny, které byly na frekvencích nižších než 0.6 Hz překročeny.



Obr. 6.2.5: Maximální možné amplitudy úhlů budících vibrací pro rameno rotace o délce 2 m

Lze konstatovat, že oba způsoby definice rotačních vibrací jsou vzhledem k malým úhlovým amplitudám rovnocenné. Proto by byl vhodnější druhý způsob definice, kdy je dána délka ramene rotace a dopočítávána amplituda úhlových vibrací.

- 3) Lze tedy obecně konstatovat, že jsou stanoveny maximální možné přípustné amplitudy budících vibrací pro translační a rotační budící vibrace, dále jsou určeny kombinace budících vibrací z různých směrů, pro body C_x , C_y , C_z a pro translační budící vibrace.

Kapitola 7

Základy hodnocení vibrací pomocí kritérií založených na matematické definici výkonu

V této kapitole se budeme zabývat způsoby definování kritérií hodnotící vliv vibrací na lidské tělo vycházející z definice výkonu pro jeden směr budících vibrací.

7.1 Matematické základy pro výkonová hodnocení vibrací

Nyní budou vysvětleny některé základní matematické vztahy, které jsou základy těchto kritérií.

Výkon je definován v základním tvaru jako:

$$P(t)=F(t)v(t) \quad (7.1)$$

Energie za určitou dobu T je definována následovně:

$$E(t)=\int_0^T F(t)v(t)dt \quad (7.2)$$

Při měření dynamických charakteristik lidského těla lze použít ke stanovení výkonu jdoucího do lidského těla jen omezené zdroje dat, jsou to síla $F(t)$ a rychlost $v_b(t)$ na stykové ploše mezi lidským tělem a tuhou sedačkou. Popřípadě, když budou proměřovány vibrace na polstrované sedačce, přidají se ještě dva další zdroje dat. Těmi jsou signál síly z plošného snímače síly a signál rychlosti ze zvoleného místa na sedačce, nejlépe pod pánevní kostí, protože v tomto místě dochází při buzení sedačky k největšímu zesílení budících vibrací na polstrované

sedačce. Z toho se vycházelo při stanovování výkonu.

Výkon je pak dán násobkem signálu budící rychlosti a síly odečtené pod sedačkou, tím je určen průběh výkonu v závislosti na čase.

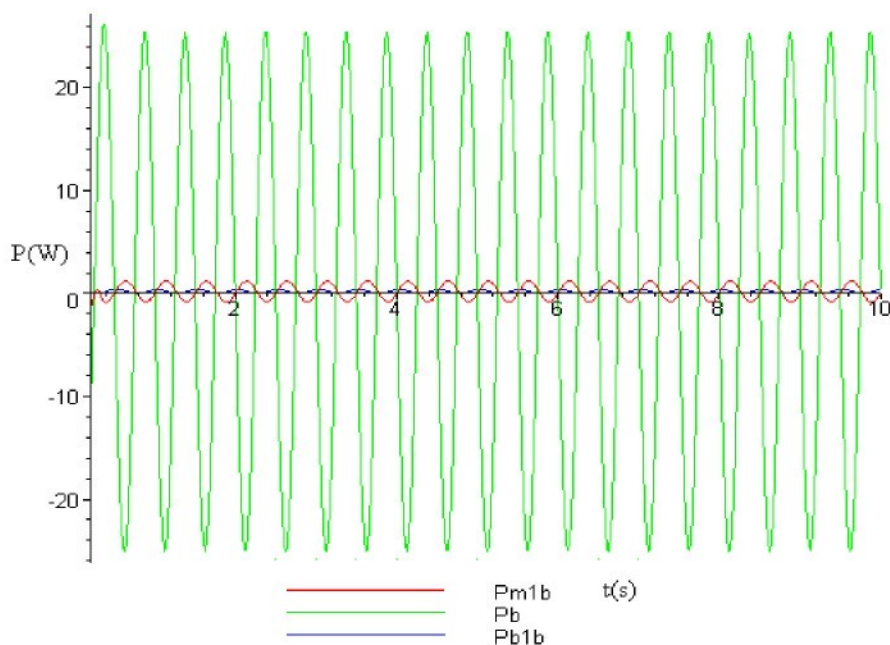
$$P(t) = F(t)v_b(t) \quad (7.3)$$

Integrací lze dostat průběh energie v závislosti na čase:

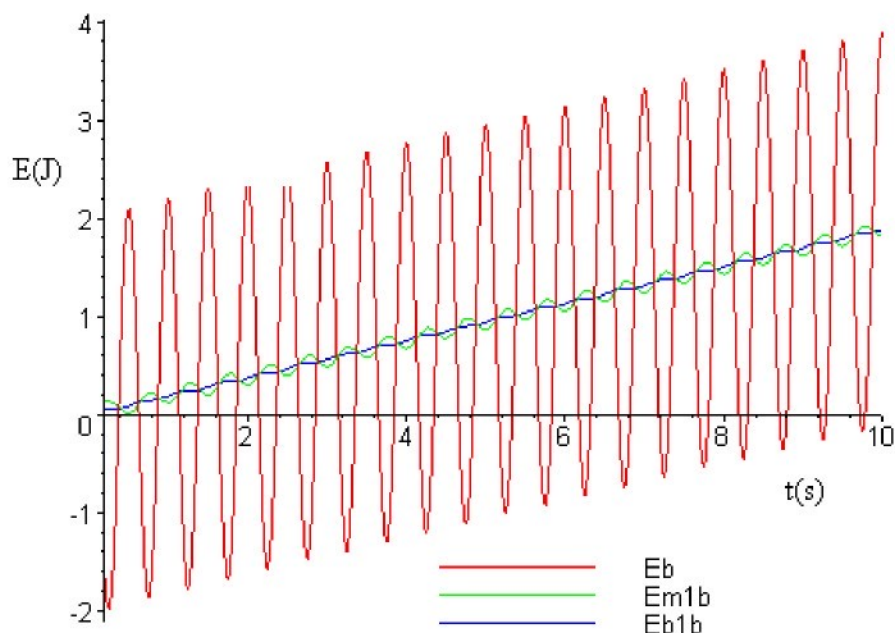
$$E(t) = \int_0^T F(t)v_b(t)dt \quad (7.4)$$

Protože toto jsou jen teoretické úvahy, je nutné je pro začátek ověřit na matematickém modelu. Jako pokusný model byl zvolen jednohmotový model simulující lidské tělo, konkrétně jde o jednohmotový model dle normy DIN 45676 pro hmotnost subjektu 55 kg se zjednodušením, že $m_0=0$ [25]. Parametry tohoto modelu jsou uvedeny v kapitole 4. V následujících grafech budou ukázány vypočítané křivky výkonu podle definice 7.3 a grafy energie dle definice 7.4 v závislosti na čase.

Tyto výkony jsou počítány jen pro zvolené frekvence. Těmito frekvencemi jsou 1, 4, 10, 16 Hz. K těmto amplitudám budou zvoleny příslušné amplitudy buzení dle tabulky 3.1.1.



Obr. 7.1.1: Výkon pro budící frekvenci 1 Hz



Obr. 7.1.2: Energie pro budící frekvenci 1 Hz

Poznámky k obrázkům:

P_{m1b} výkon vypočtený dle vztahu $P=m_1 \cdot a_1 \cdot (v_1-v_b)$.

P_b výkon vypočtený dle vztahu $P=m_1 \cdot a_1 \cdot (v_b)$.

P_{b1b} ... Výkon vypočtený dle vztahu $P=c_1 \cdot (v_1-v_b)^2$

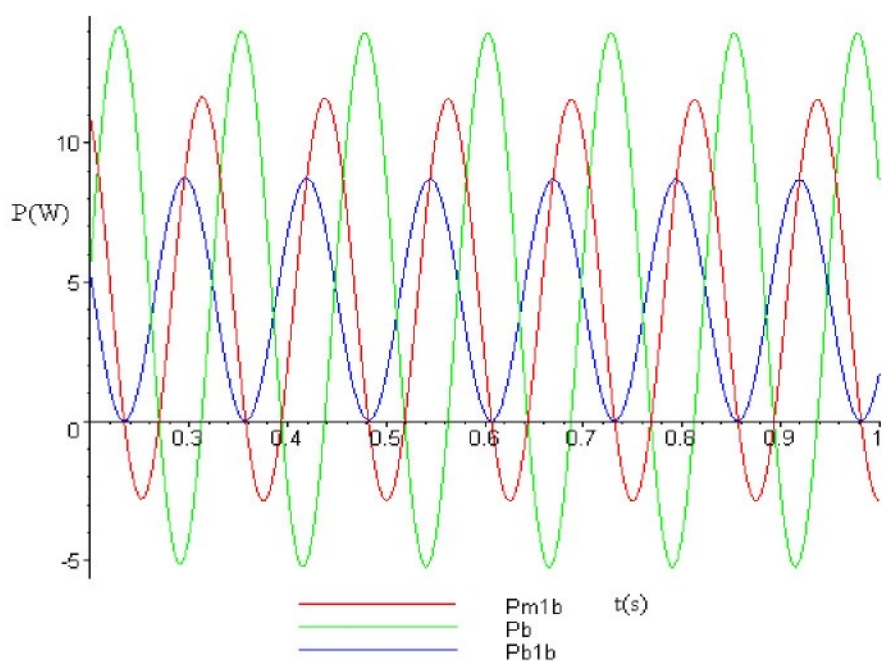
Pro hodnotící kritéria byla zvolena tato verze výpočtu výkonu $P=m_1 \cdot a_1 \cdot (v_b)$, to z důvodů, že $m_1 \cdot a_1=F(t)$ je síla, kterou lze změřit. Dále lze změřit v_b . Ostatní veličiny není možnost z měření získat.

Dále je na obrázku 7.1.2 průběh energie vypočtené integrací výkonu v čase. Na tomto obrázku je názorně vidět, že pokud je tato závislost proložena přímkou, vznikne jakási směrnice k , takže průměrná energie bude poté:

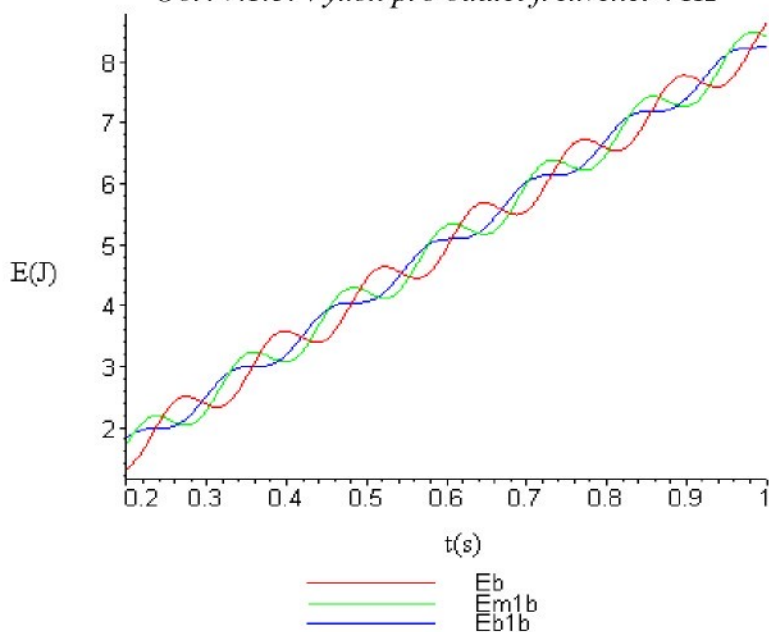
$$E_p=k \cdot t \quad (7.5)$$

Pokud bude uvažována jen lineární závislost energie na čase, je možno říci, že konstanta k je jakýsi průměrný výkon, který prochází lidským tělem. Je zřejmé, že pokud budou známy budící vibrace a průběh síly v závislosti na čase, je možné dostat vynásobením obou signálů a

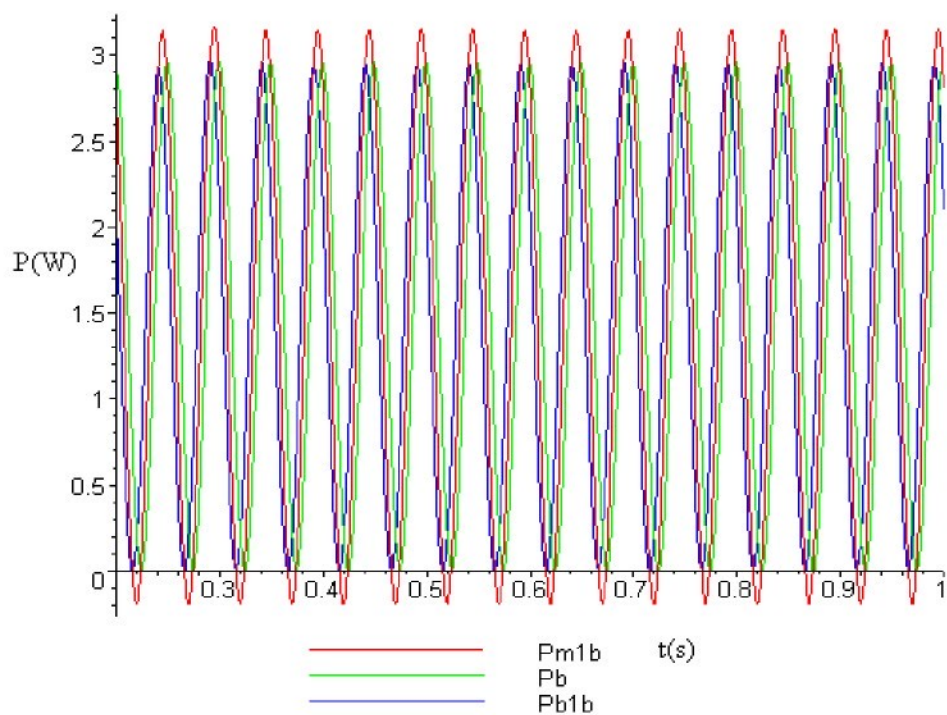
následnou integrací na určitém časovém úseku tuto konstantu k . Z naměřených i nasimulovaných průběhů energie v závislosti na čase se ukáže, že průběh energie pro vyšší frekvence budících vibrací bude téměř lineární.



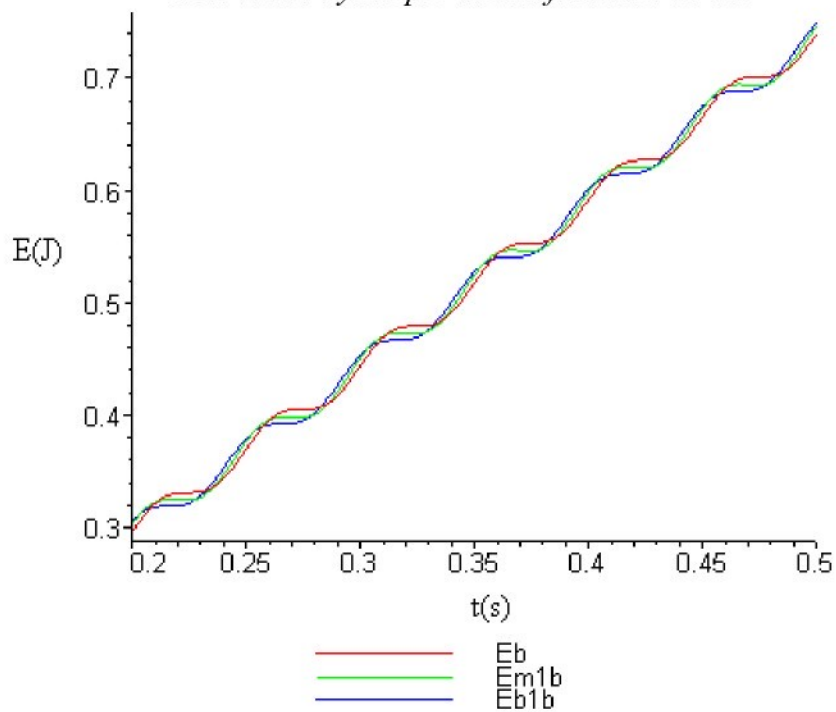
Obr. 7.1.3: Výkon pro budící frekvenci 4 Hz



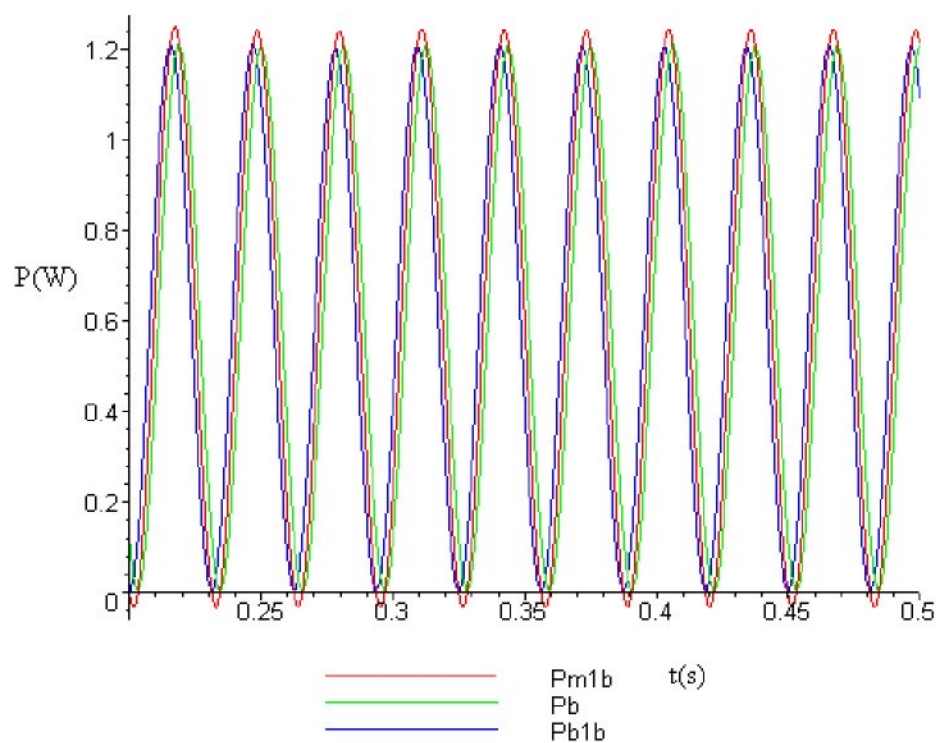
Obr. 7.1.4: Energie pro budící frekvenci 4 Hz



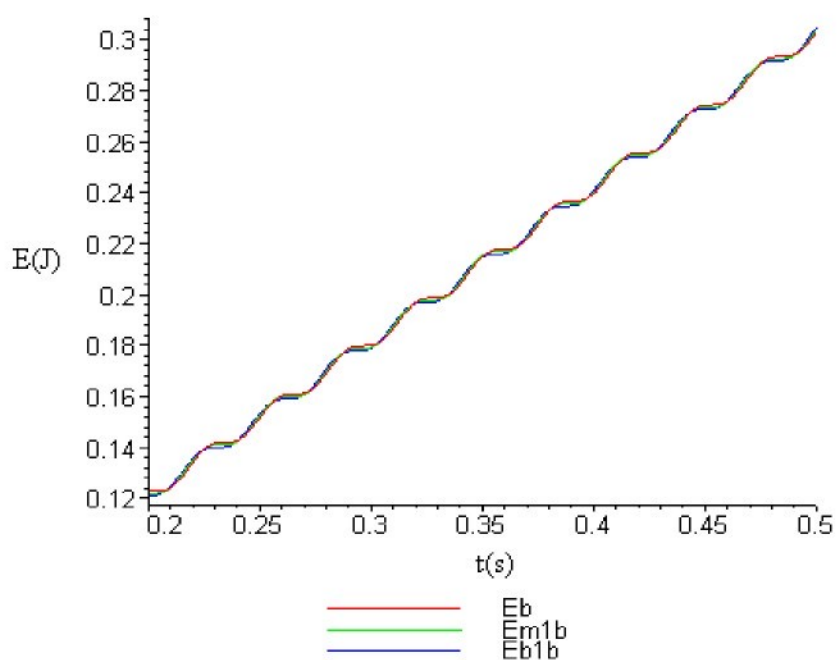
Obr. 7.1.5: Výkon pro budící frekvenci 10 Hz



Obr. 7.1.6: Energie pro budící frekvenci 10 Hz



Obr. 7.1.7: Výkon pro budící frekvenci 16 Hz



Obr. 7.1.8: Energie pro budící frekvenci 16 Hz

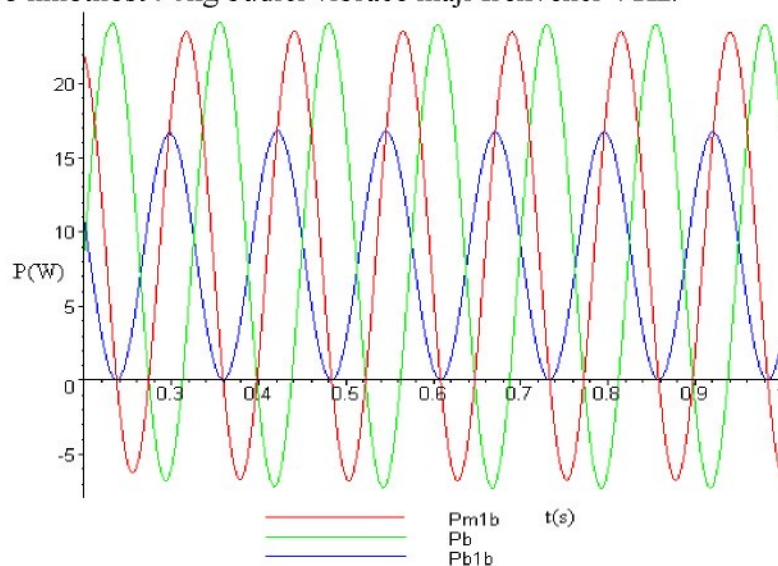
Poznámky k obrázkům:

Em1b....Práce vypočtená integrací z výkonu $P=m_1 \cdot a_1 \cdot (v_1-v_b)$.

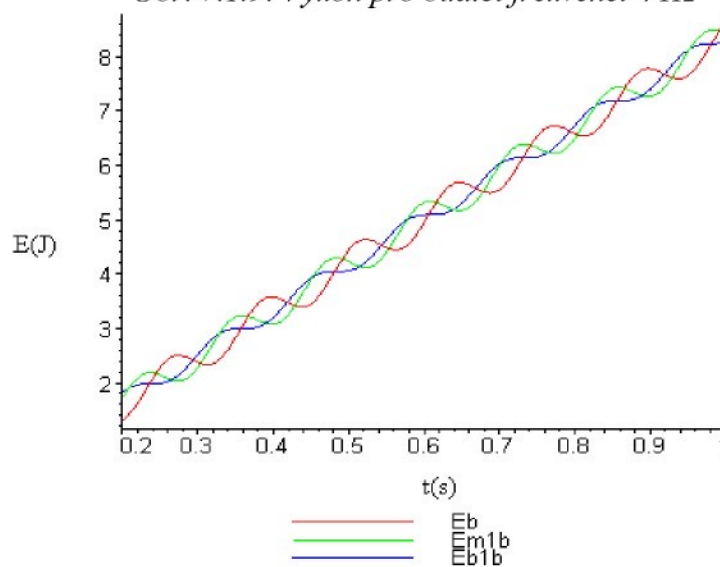
Eb Práce vypočtená integrací z výkonu $P=m_1 \cdot a_1 \cdot (v_b)$.

Eb1b... Práce vypočtená integrací z výkonu $P=b_1 \cdot (v_1-v_b)^2$

Pro srovnání je uveden na obr. 7.1.9 a 7.1.10. výkon a energie pro jednohmotový model dle DIN 45676 pro hmotnost 98kg budící vibrace mají frekvenci 4 Hz.

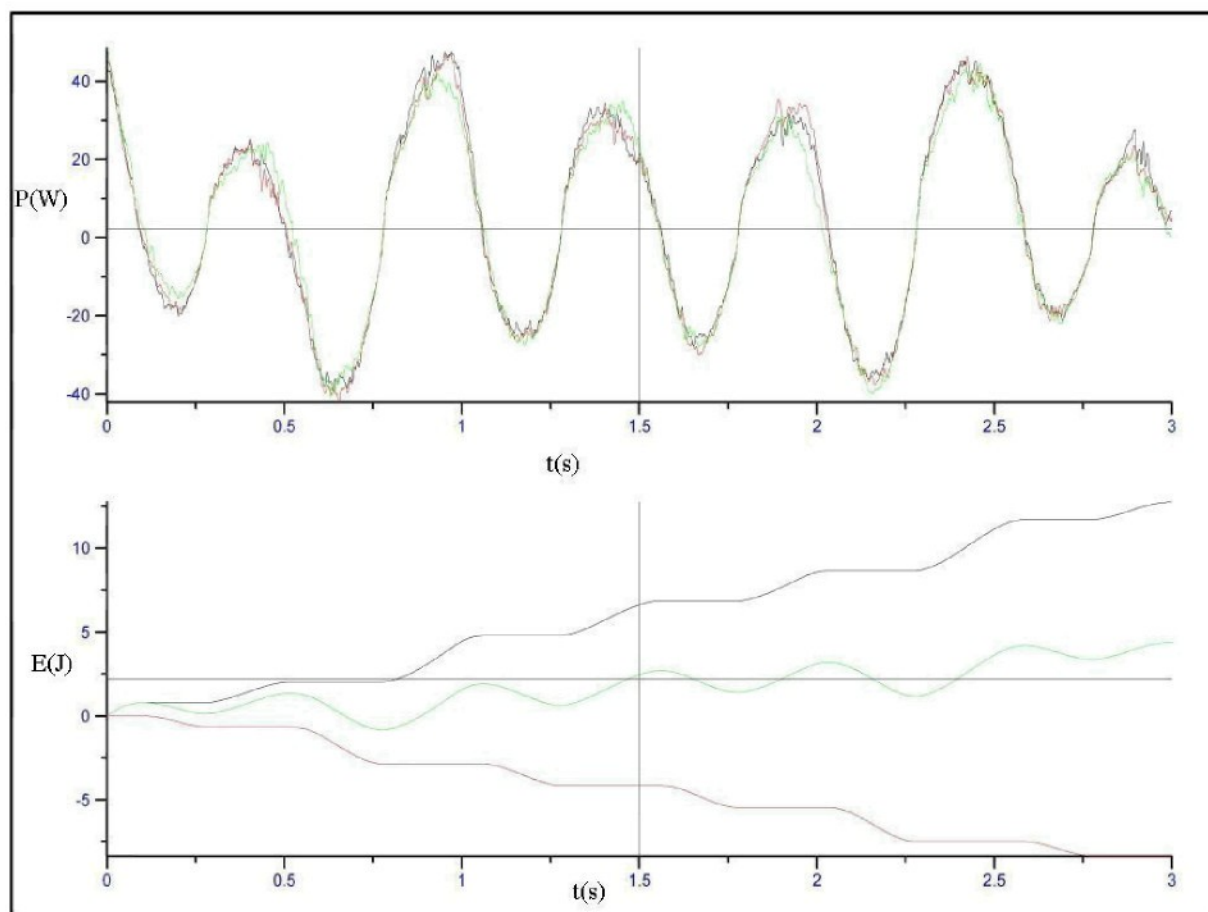


Obr. 7.1.9: Výkon pro budící frekvenci 4 Hz



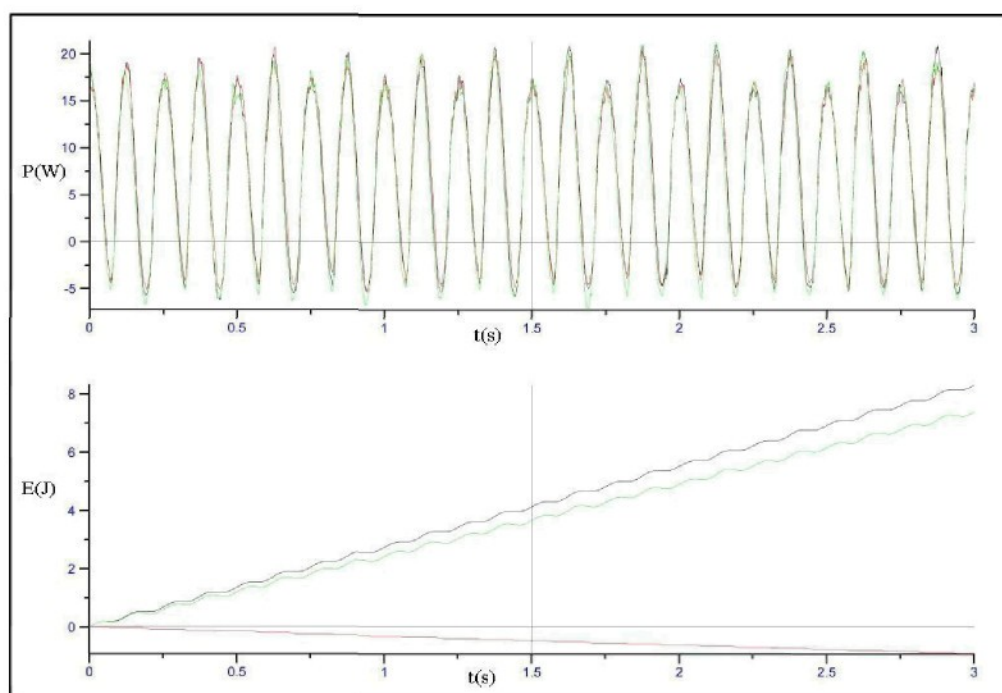
Obr. 7.1.10: Energie pro budící frekvenci 4 Hz

Aby bylo dokázáno, že výše uvedené závěry pro výkonové hodnocení platí, budou na obr. 7.1.11 až 7.1.14 ukázány křivky energií pro jeden měřený subjekt, pro frekvence 1, 4, 10, 16 Hz.

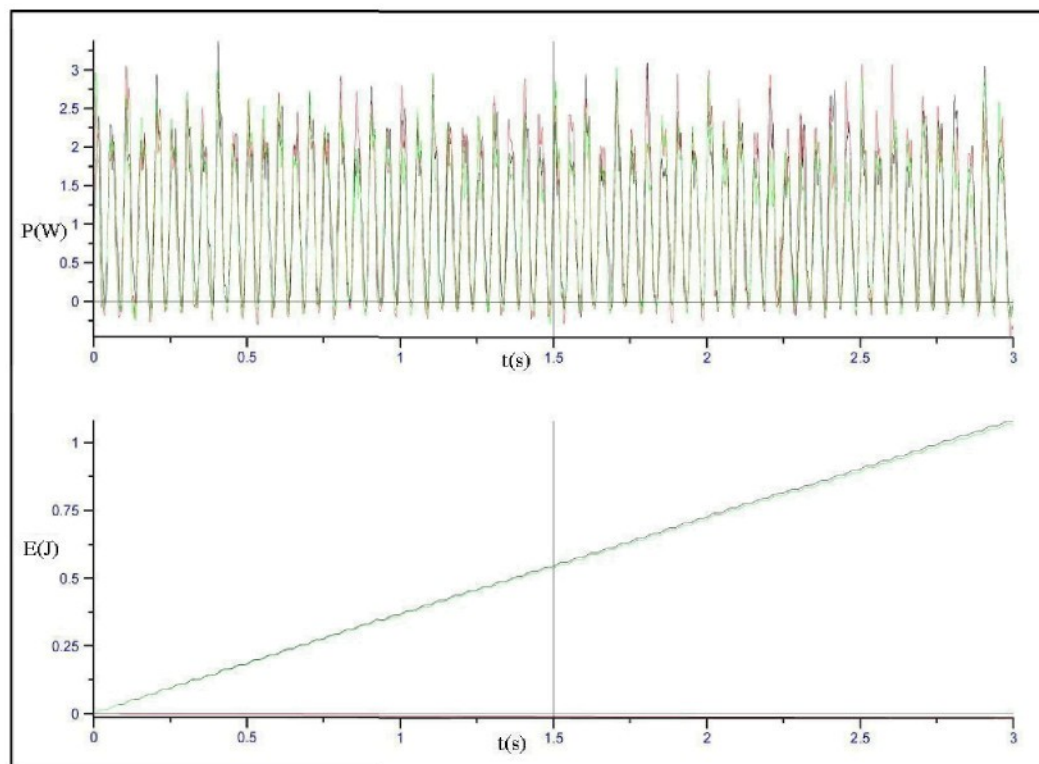


Obr. 7.1.11: Budící frekvence 1 Hz

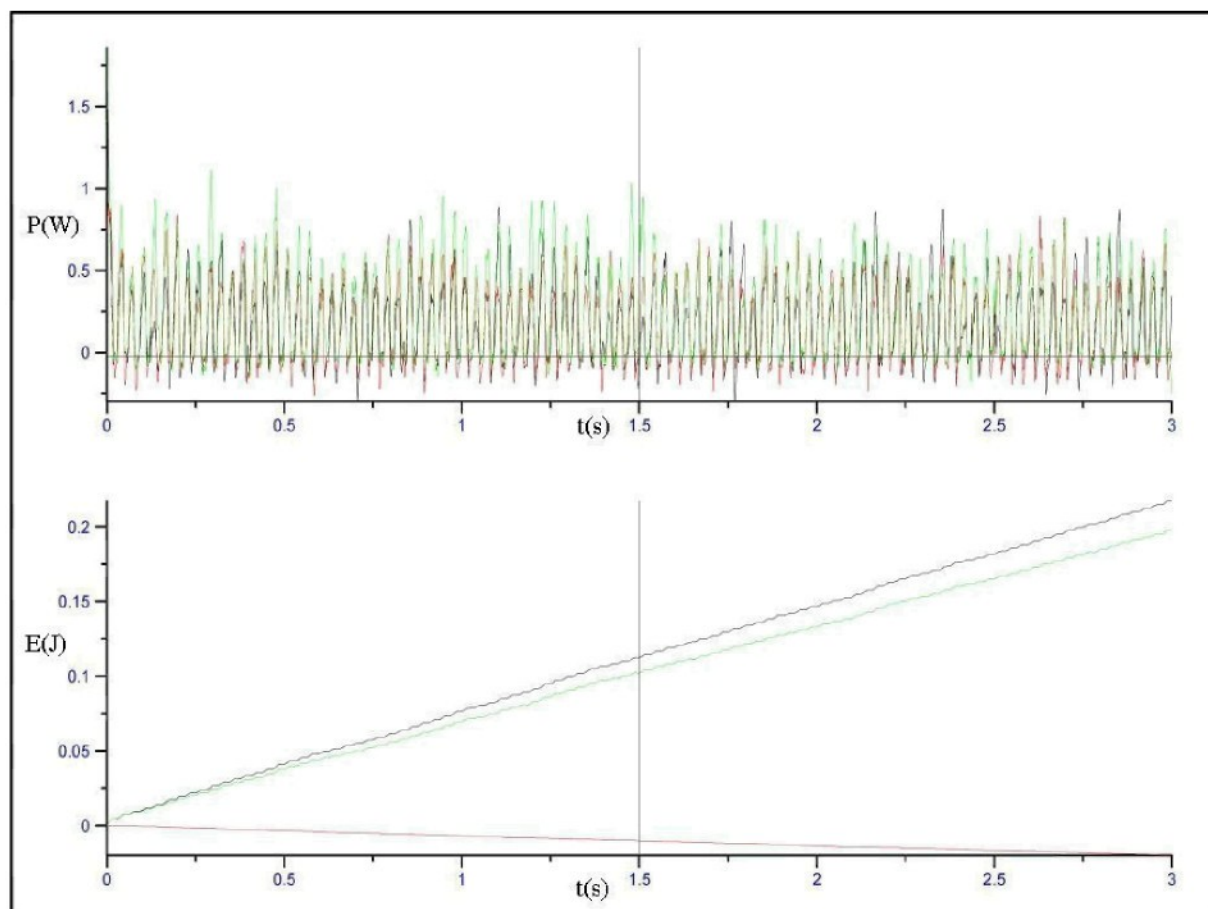
Na těchto obrázcích jsou v horní části uvedeny grafy výkonu pro jednu budící frekvenci a tři měření na této frekvenci (proto tři barvy). Na spodním grafu jsou grafy pro práci, zelenou barvou je energie dle definice 3.9. Černou barvou je označen integrál z kladných částí výkonu. Červenou barvou je integrál ze záporných částí výkonu.



Obr. 7.1.12: Budicí frekvence 4 Hz



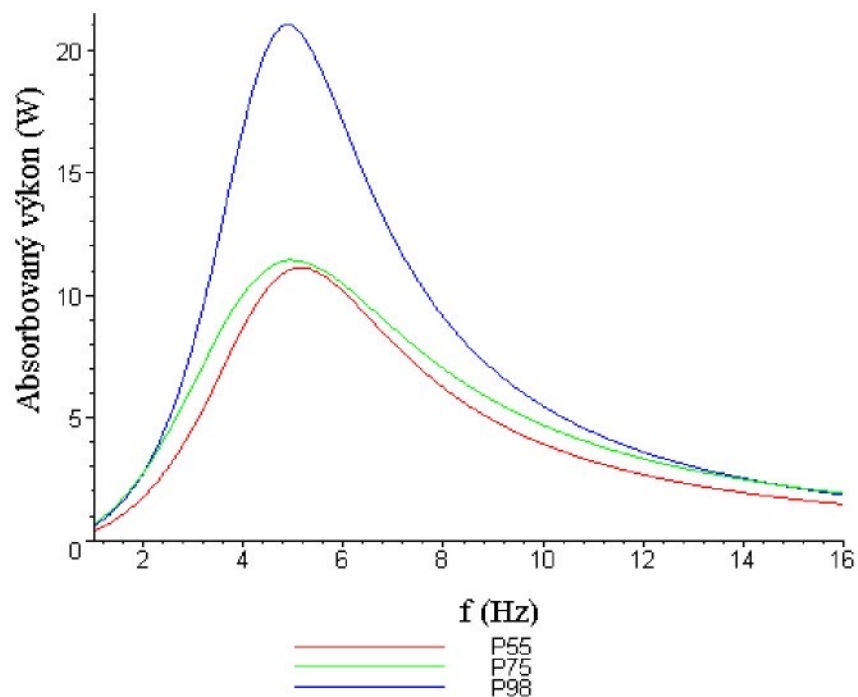
Obr. 7.1.13: Budicí frekvence 10 Hz



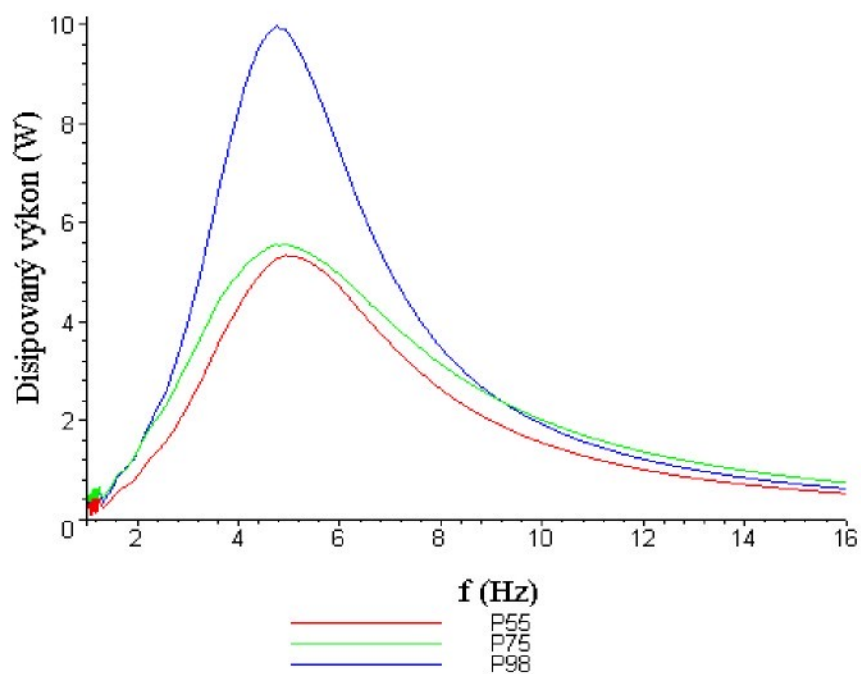
Obr. 7.1.14: Budicí frekvence 16 Hz

Na těchto obrázcích je vidět, že výše uvedené vztahy 7.1 až 7.5 platí a lze je použít pro stanovování výkonu při měření dynamických charakteristik lidského těla.

Vypočítané křivky absorbovaného a disipovaného výkonu pro model dle DIN 45676 pro hmotnosti 55,75 a 98 kg:



Obr. 7.1.15: Graf absorbovaného výkonu vypočteného dle definice 3.8



Obr. 7.1.16: Graf absorbovaného výkonu vypočteného dle definice 3.9

7.2 Závěr

A)

- Z výše uvedených grafů je názorně vidět, že energie procházející lidským tělem má téměř lineární průběh v čase (platí i pro matematický model).
- Z obrázků 7.1.1 až 7.1.10 je vidět, že ačkoliv jsou definovány tři možnosti jak vypočítat příslušný výkon v systému:

a) $P = m_1 \cdot a_1 \cdot (v_1 - v_b).$

b) $P = m_1 \cdot a_1 \cdot (v_b).$

c) $P = c_1 \cdot (v_1 - v_b)^2$

Energie vypočtené integrací z jednotlivých výkonů (a, b, c) lze proložit stejnou přímkou. Toto lze využít při stanovování disipovaného výkonu lidským tělem, proto zde můžeme dojít k závěru, že směrnice energie pro tlumič (u modelu) je stejná jako směrnice energie, kterou lze dostat integrací výkonu vypočítaného vynásobením naměřeného průběhu síly a budící rychlosti.

To znamená, že:

$$P = 1/T \int_0^T F(t) v_b(t) dt = \int_0^T c_1 (v_1(t) - v_b(t))^2 dt \quad (7.6)$$

Protože má tato energie lineární průběh na, čase lze napsat:

$$E(t) = Pt \quad (7.7)$$

Pak je možno napsat, že disipovaný výkon procházející lidským tělem lze pro buzení na určité frekvenci (frekvenčním kroku) vypočítat dle následujícího vztahu:

$$P = E(t)/T = 1/T \int_0^T F(t) v_b(t) dt \quad (7.8)$$

$$P(f) = 1/T \int_0^T F(t, f) v(t, f) dt \quad (7.9)$$

Je-li tento vztah doplněn o závislost na frekvenci, máme definici disipovaného výkonu dle vztahu 3.9.

B)

- Z naměřených průběhů energií lze vyčíst, že mají relativně lineární průběh v závislosti na čase, proto na ně je možno aplikovat výše uvedené rovnice, zejména rovnici 3.9, která je pro numerické zpracování výsledků měření velmi vhodná. Zároveň tak je stanoven výkon, který se maří v lidském těle během vibračního buzení - **tím je získán nástroj jak hodnotit vibrace procházející lidským tělem pomocí disipovaného výkonu.**

C)

- Pro multivibrační aplikace, jako například měření dynamických charakteristik lidského těla na plošině se šesti stupni volnosti, je nutné tedy znát momenty síly a rychlosti pod měřenou osobou, aby bylo možné spočítat výkon mařený lidským tělem. Také je vhodné určovat výkony pro jednotlivé osy a druh vibrací, translace, rotace.

D)

- Takto spočítaný výkon lze použít k posuzování dynamického komfortu sedačky, protože je zřejmé, že čím menší bude mít disipovaný výkon hodnotu, tím více se bude mařit energie v sedačce a tím méně jí bude působit na lidské tělo. Pro hodnocení sedaček lze měřit výkon pomocí plochého snímače tlaku a vhodně umístěného snímače výchylky i na sedačce v oblasti mezi lidským tělem a sedačkou. Takto získané výkony lze vzájemně porovnávat a tím hodnotit kvalitu sedaček.

E)

- Z obr. 7.1.11 až 7.1.14 je patrný rozdíl mezi integrací kladných částí výkonu a záporných částí výkonu. Toto lze také použít pro hodnocení výkonu, ale vzhledem k tomu, že velikost kladné části zejména u vyšších budicích frekvencí je několikanásobně vyšší než záporné části, lze tento rozdíl při budicích frekvencích od 4 Hz zanedbat a počítat disipovaný výkon dle definice 3.9.

F)

- Na obr. 7.1.15 a 7.1.16 je názorně vidět rozdíl mezi absorbovanými výkony dle definice 3.8 a 3.9 vypočítanými pro zvolený matematický model a lze konstatovat, že výkon dle definice 3.8 je zhruba dvakrát větší, než dle definice 3.9. Proto je možné říci, že křivky mají stejný charakteristický tvar, pouze mají jiné velikosti, a tudíž lze absorbovaný výkon dle definice 3.8 získat přenásobením disipovaného výkonu dle definice 3.9. Toho by se dalo

využít pro výpočet fáze. Je-li určena křivka disipovaného výkonu dle definice 3.9, lze vynásobením tohoto disipovaného výkonu dvěma dostat absorbovaný výkon dle 3.8 a poté z tohoto vztahu získat fázi v závislosti na frekvenci. Takto získanou fázi je možné považovat za přesnější, než fázi odečtenou z průběhů síly a rychlosti.

G)

- Na konec této kapitoly můžeme definovat disipované výkony pro jednotlivé základní směry budících vibrací pro translace i rotace.

Pro translace:

$$P_{XT}(f) = 1/T \int_0^T F_X(t, f) v_X(t, f) dt \quad (7.10)$$

$$P_{YT}(f) = 1/T \int_0^T F_Y(t, f) v_Y(t, f) dt \quad (7.11)$$

$$P_{ZT}(f) = 1/T \int_0^T F_Z(t, f) v_Z(t, f) dt \quad (7.12)$$

Pro rotace:

$$P_{XR}(f) = 1/T \int_0^T M_{KX}(t, f) \omega_X(t, f) dt \quad (7.13)$$

$$P_{YR}(f) = 1/T \int_0^T M_{KY}(t, f) \omega_Y(t, f) dt \quad (7.14)$$

$$P_{ZR}(f) = 1/T \int_0^T M_{KZ}(t, f) \omega_Z(t, f) dt \quad (7.15)$$

Kapitola 8

Návrh matematického modelu a konstrukce zatěžovacího modulu pro multivibrační testování sedaček

V této kapitole se budeme zabývat způsoby určení parametrů matematického modelu zatěžovacího modulu a jeho konstrukcí.

8.1 Možnosti určení parametrů matematického modelu zatěžovacího modulu

Je několik možností jak zvolit správné parametry matematického modelu:

- a) První možností jak je možné spočítat parametry matematického modelu pomocí naměřených křivek impedance a fáze. V tomto případě je zvolen rozsah všech parametrů pro daný model a poté jsou metodou nejmenších čtverců určeny parametry modelu tak, aby co nejlépe aproximoval naměřenou křivku impedance.
- b) Druhou možností je zvolit sadu parametrů a postupně upravovat jednotlivé parametry tak, aby co nejlépe vyhovovaly naměřené impedanci. Toto je poněkud pomalejší způsob, ale pokud jsou vyneseny pro počáteční sadu parametrů trojrozměrné grafy závislosti impedance na frekvenci a zvoleném parametru, může to o chování modelu říci více, než při použití metody a).

Pozn.:

- Pro ukázkou byla zvolena optimalizace parametrů matematického modelu dle staré verze normy ISO 5982 tak, aby co nejlépe vyhovoval křivce impedance dle nové verze této normy. Bude se tedy jednat o navržení optimálních parametrů dvouhmotového modelu pro osobu vážící 75 kg.

Parametry starého modelu:

$$\begin{array}{llll} m_0 = 0 \text{ kg} & m_2 = 6 \text{ kg} & c_2 = 190 \text{ N.s.m}^{-1} & k_2 = 24000 \text{ N.m}^{-1} \\ & m_1 = 69 \text{ kg} & c_1 = 1540 \text{ N.s.m}^{-1} & k_1 = 68000 \text{ N.m}^{-1} \end{array}$$

8.1.1 Návrh parametrů matematického modelu metodou a):

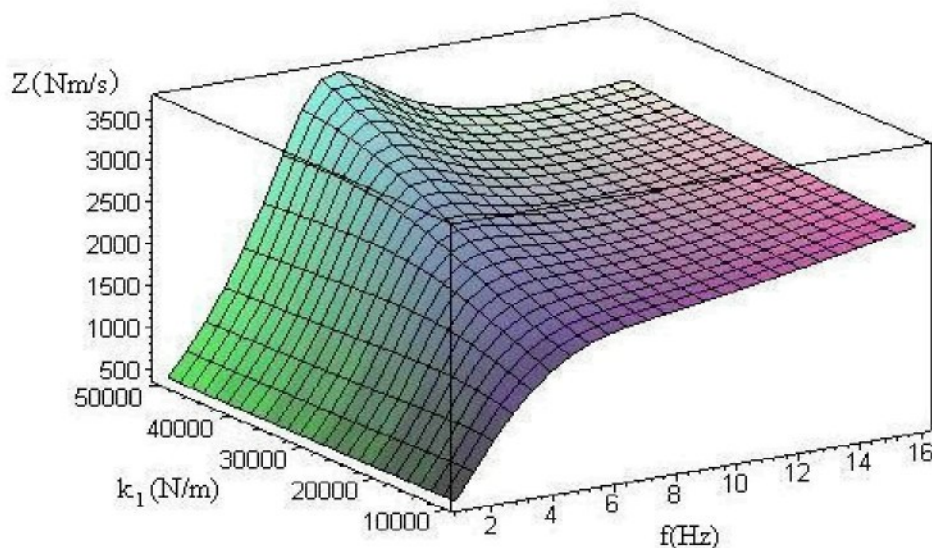
Postup pro navrhování parametrů modelu byl následující, byla zvolena křivka impedance, kterou má model co nejvěrněji aproximovat. Dále byla určena funkce impedance pro daný dvouhmotový model v závislosti na frekvenci. Tato funkce je použita jako vstupní rovnice do výpočtu. Pak byl spuštěn program, který pomocí metody nejmenších čtverců vypočítal parametry jednotlivých hmot, tlumičů a pružin tak, aby model co nejlépe approximoval naměřenou křivku impedance.

Získané parametry:

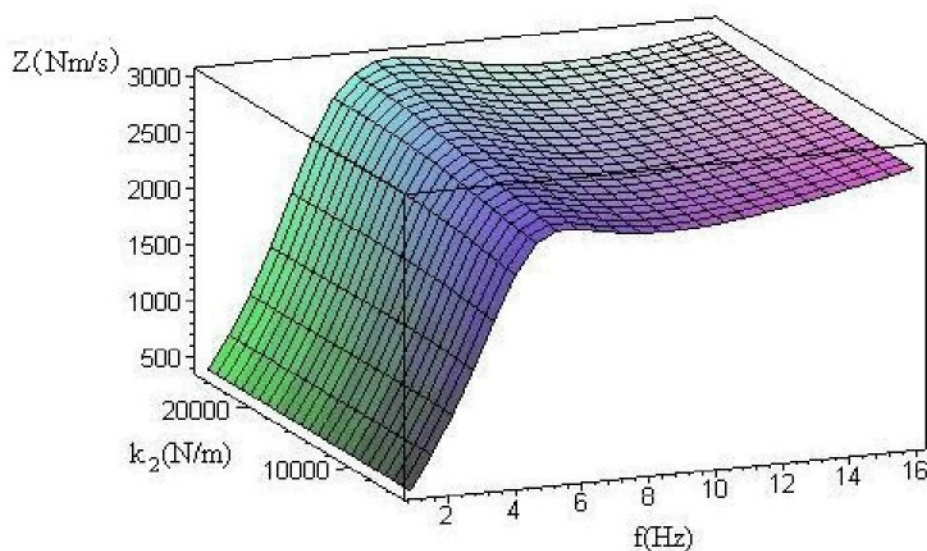
$$\begin{array}{ll} k_1 = 3531.50556366089040 \text{ N/m} & k_2 = -27250.3365746937743 \text{ N/m} \\ b_1 = 821.409675684934086 \text{ Ns/m} & b_2 = 1176.21848381619544 \text{ Ns/m} \\ m_1 = 78.5915806834504594 \text{ kg} & m_2 = -44.7813029200864180 \text{ kg} \\ m_0 = 0.454030161670839067\text{e-1 kg} \end{array}$$

8.1.2 Návrh parametrů matematického modelu metodou b):

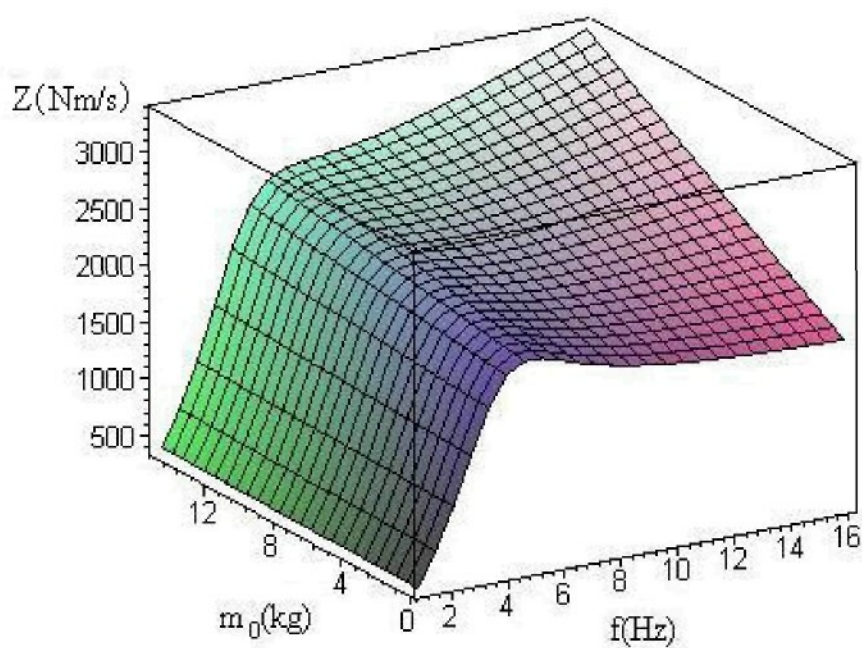
Postup byl následující, byla zvolena sada koeficientů s hodnotami podobnými hodnotám koeficientů v nové verzi normy. Poté byly vyneseny 3D grafy závislosti impedance na frekvenci a jednotlivých parametrech, pak byly zvoleny optimální parametry tohoto modelu.



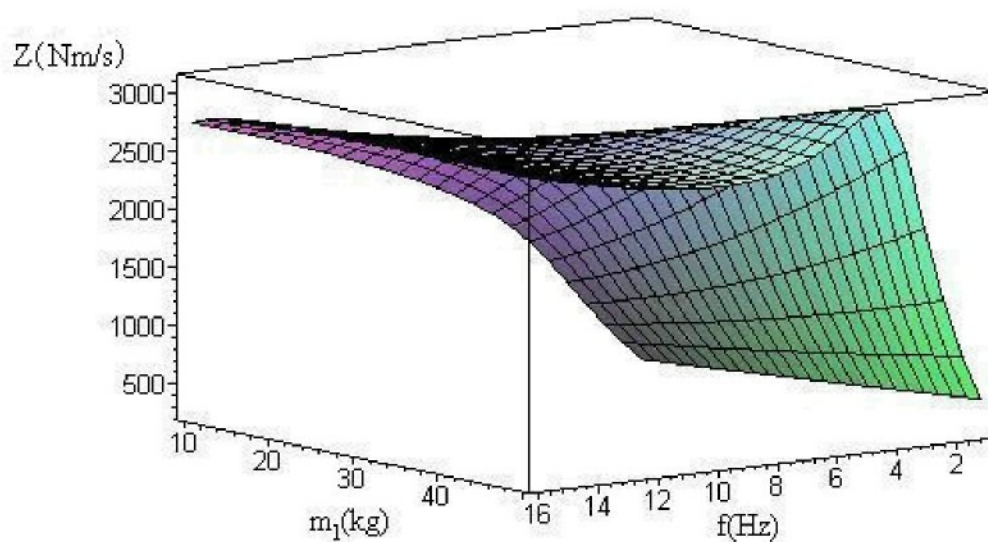
Obr. 8.1.1: Graf závislosti impedance na frekvenci a velikosti koeficientu k_1



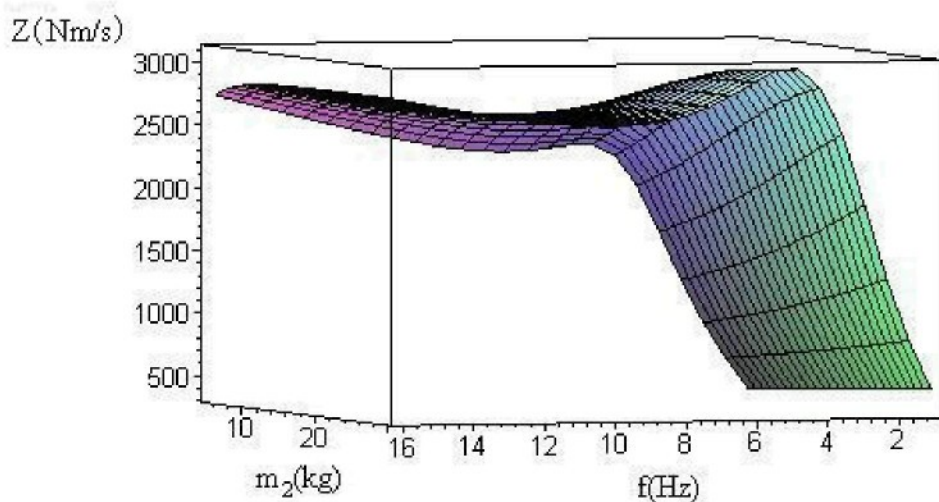
Obr. 8.1.2: Graf závislosti impedance na frekvenci a velikosti koeficientu k_2



Obr. 8.1.3: Graf závislosti impedance na frekvenci a velikosti koeficientu m_0



Obr. 8.1.4: Graf závislosti impedance na frekvenci a velikosti koeficientu m_1



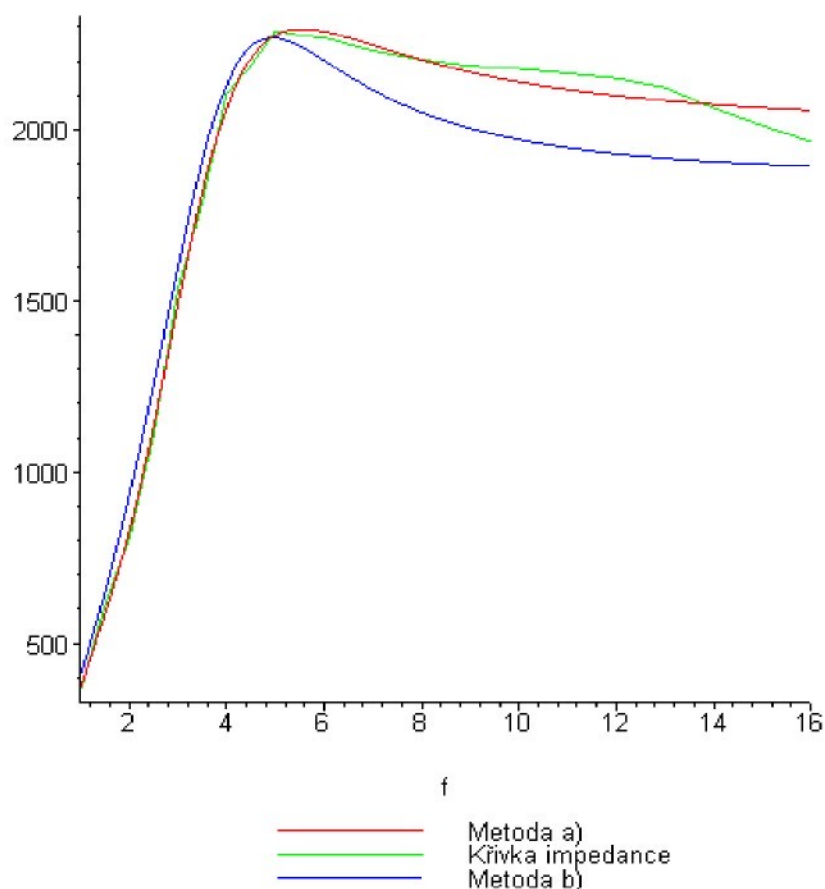
Obr. 8.1.5: Graf závislosti impedance na frekvenci a velikosti koeficientu m_2

Na výše uvedených obrázcích je vidět vliv jednotlivých parametrů na křivku impedance pro dvoumotový zatěžovací modul. Proto, je-li znám tvar křivky, kterou má model aproximovat, je zvolena z těchto grafů nejvhodnější kombinace parametrů. Tato metoda je spíše intuitivní než exaktní, ale může ukázat, jaký vliv na tvar impedance křivky mají jednotlivé koeficienty. Po vyhodnocení výše uvedených grafů jsou navrženy nové parametry zatěžovacího modulu:

$$k_1=9990 \text{ N/m} \quad b_1=387 \text{ Ns/m} \quad k_2=36200 \text{ N/m} \quad b_2=1390 \text{ Ns/m} \quad m_0=3 \text{ kg} \quad m_1=6 \text{ kg} \quad m_2=53 \text{ kg}$$

Závěr:

- Jak je vidět z uvedených způsobů, určení parametrů modelu dle první metody je jednoduché a rychlé, ale nemusí vést k reálným hodnotám parametrů. Model s parametry získanými první metodou aproximuje zvolenou křivku impedance s 5 % chybou. Na obr. 8.1.6 je vidět srovnání zvolené křivky impedance a křivek impedance modelů s parametry získanými pomocí první a druhé metody. Model s parametry získanými pomocí druhé metody aproximuje zvolenou křivku impedance s maximálně 15 % chybou, jeho parametry už ale mají reálné hodnoty.

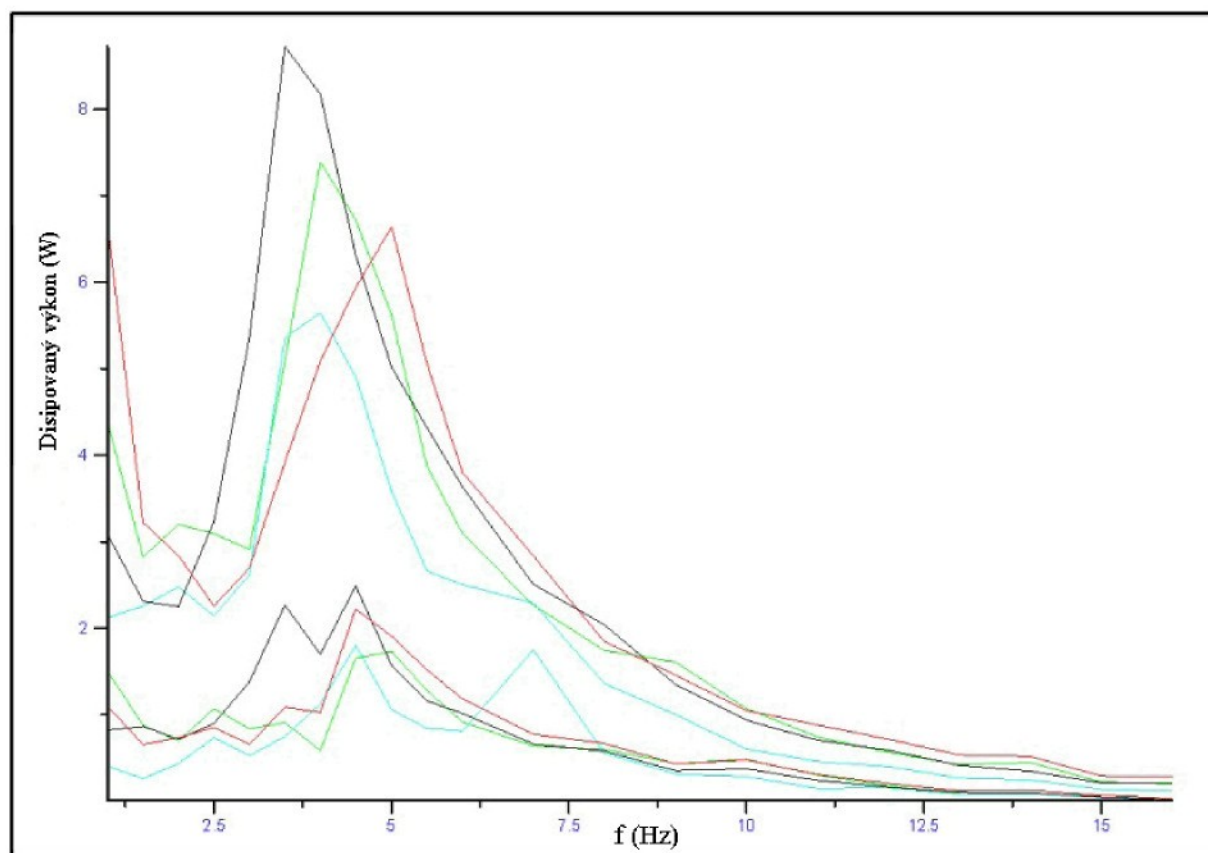


Obr. 8.1.6: Srovnání zvolené křivky impedance a křivek impedance pro modely s parametry získanými dle obou metod

- Pro získání parametrů dle druhé metody byly použity hodnoty koeficientů z nové verze normy ISO 5982, pouze byly změněny hodnoty m_0 a hmoty m_2 . Ty byly zvoleny tak, aby matematický model co nejlépe aproximoval zvolenou křivku impedance. To vzniklo tím, že byl zjištěn velmi malý vliv hmoty m_2 (na obr. 4.2.3) na křivku impedance. Proto byla zvolena úprava modelu vzatého z nové verze normy ISO 5982 na dvouhmotový model.
- Oběma způsobům výpočtu parametrů musí předcházet volba typu matematického modelu, spojení hmot pomocí tlumičů a pružin, počet hmot, a volba "startovní sady parametrů". Poté následují volby koeficientů a konečné navržení sady parametrů pro tento model.

8.2 Hledání podobnostních kritérií pro dynamické charakteristiky a naměřené průběhy dynamického chování lidského těla

Dynamické charakteristiky udávají zjednodušený obraz o tom, jak se chová lidské tělo, je-li vystaveno vibracím. Bližší podrobnosti může ukázat zkoumání samotných průběhů síly na jednotlivých frekvenčních krocích, proto byly ke grafu disipovaného výkonu. Přidány pro určité frekvenční kroky i grafy závislosti průběhu síly na budící rychlosti a výchylce.

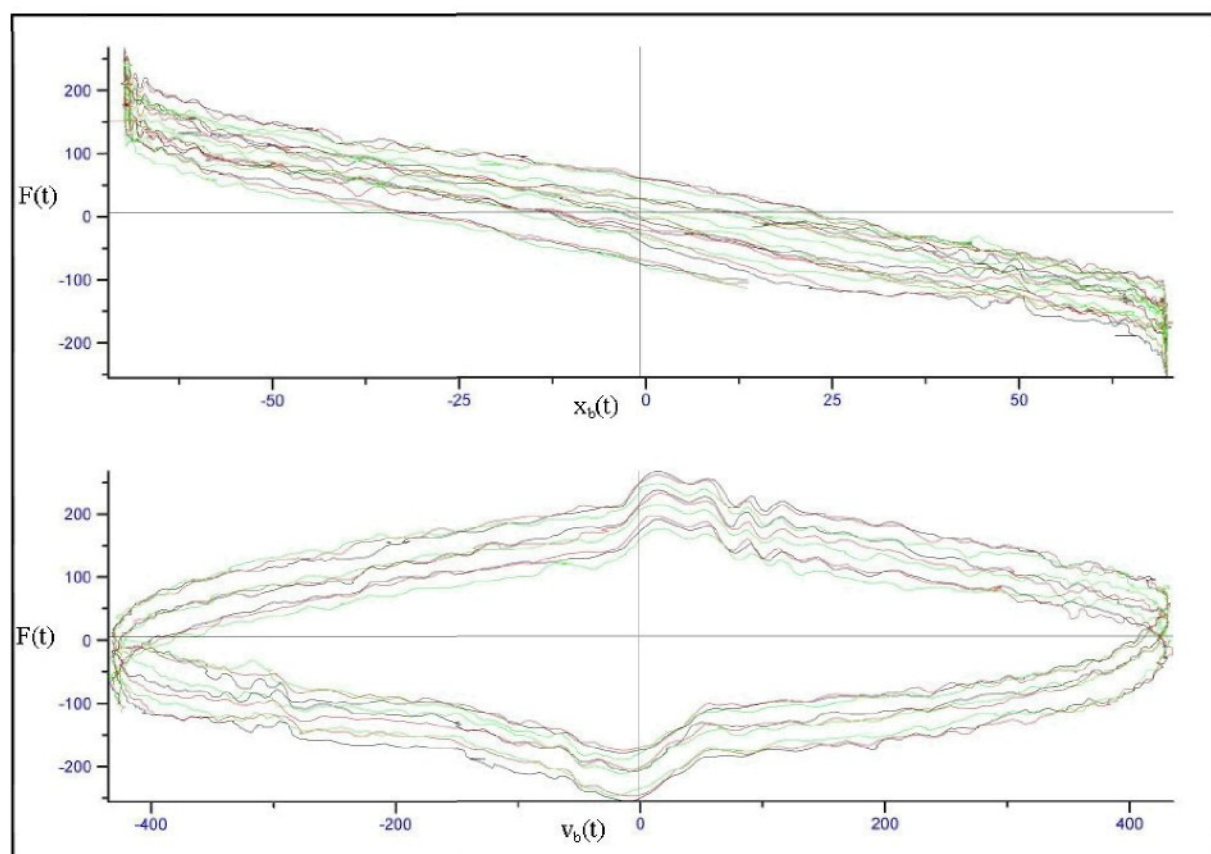


Obr. 8.2.1: Disipovaný výkon získaný z měření v roce 2004

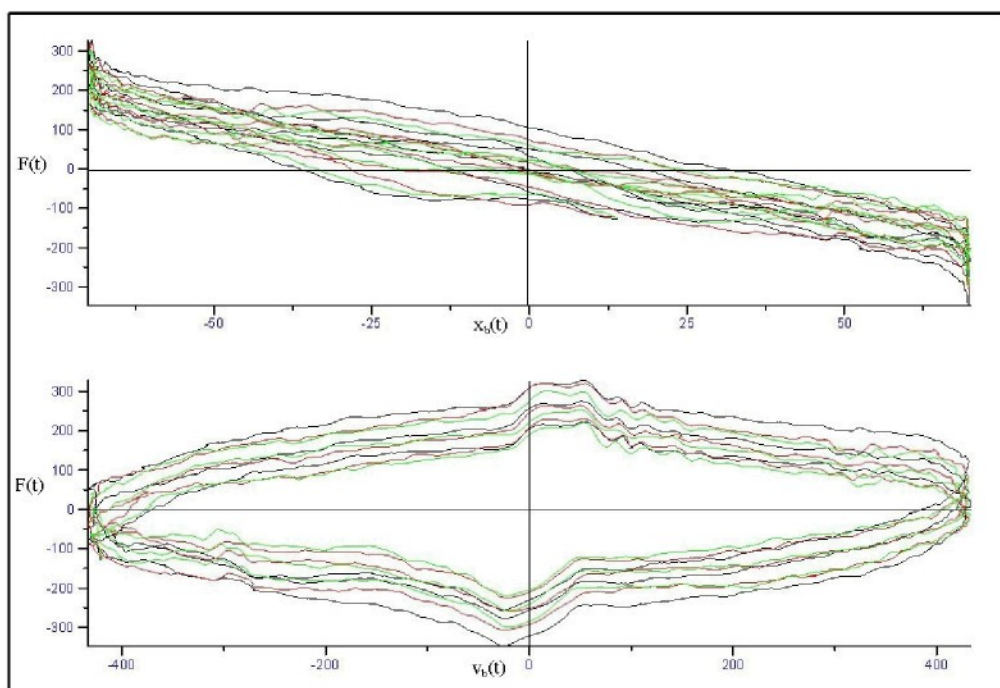
Na obr. 8.2.1 je disipovaný výkon dle vztahu 3.9. Pro jeden měřený subjekt byla zvoleny vždy jedna barva. Křivky ve spodní části grafu jsou pro RMS hodnotu zrychlení budících vibrací

$1\text{m.s}^{-2}\text{RMS}$, křivky v horní části grafu jsou pro RMS hodnotu zrychlení budících vibrací $2\text{ms}^{-2}\text{RMS}$. Na tomto obrázku je vidět, že velkou výhodou analýzy dynamického chování lidského těla pomocí disipovaného výkonu je velká citlivost na velikost amplitudy budících vibrací.

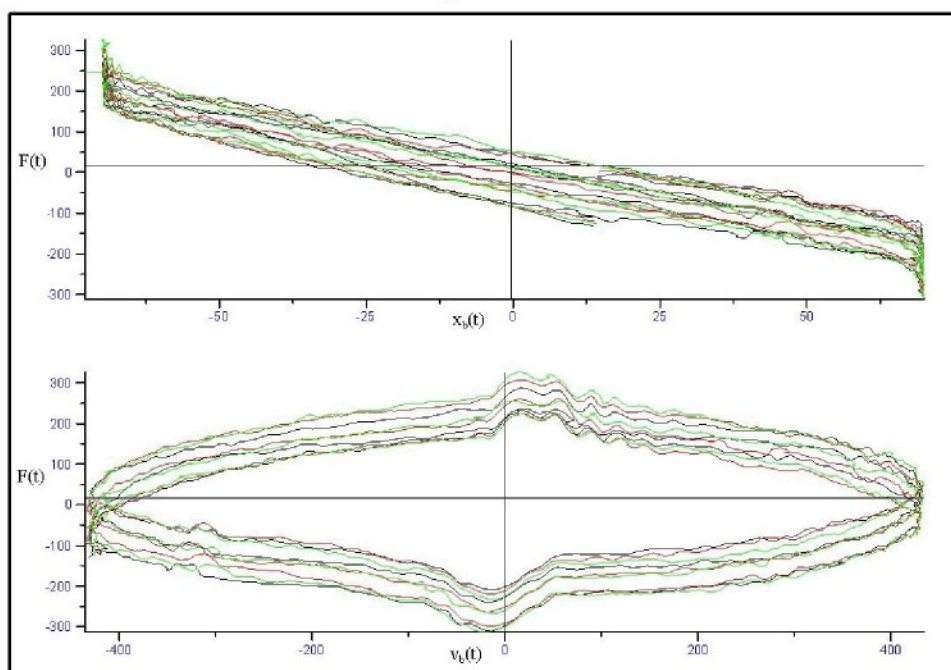
Křivky závislosti síly $F(t)$ na rychlosti a výchylce budících vibrací:



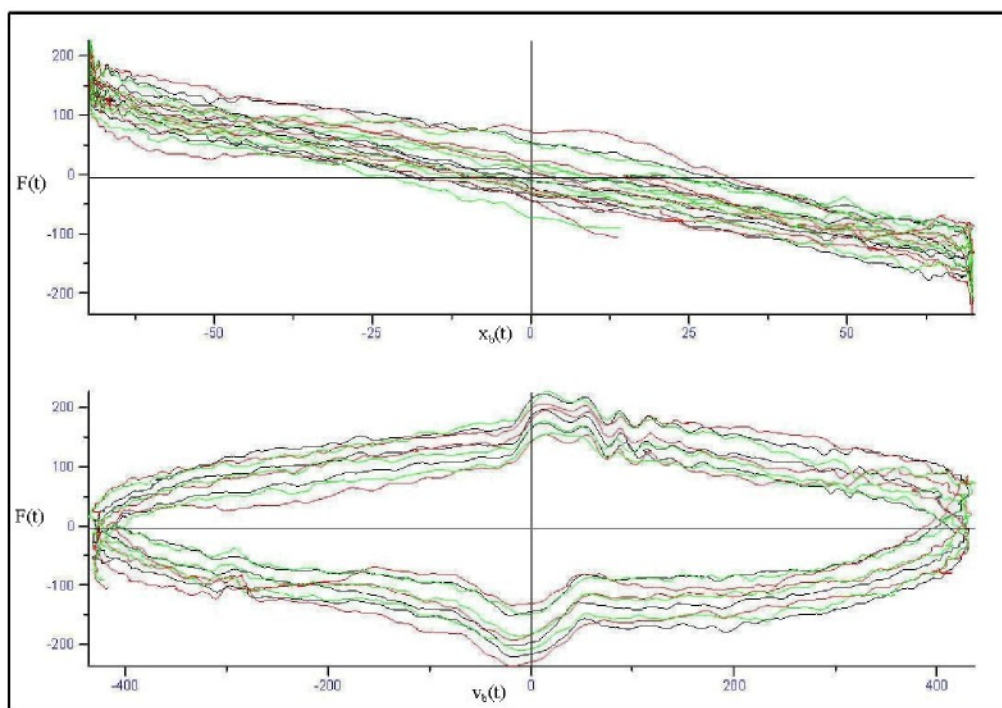
Obr. 8.2.2: Budící frekvence 1 Hz, RMS hodnota zrychlení budících vibrací $2\text{m.s}^{-2}\text{RMS}$, subjekt č. 1.



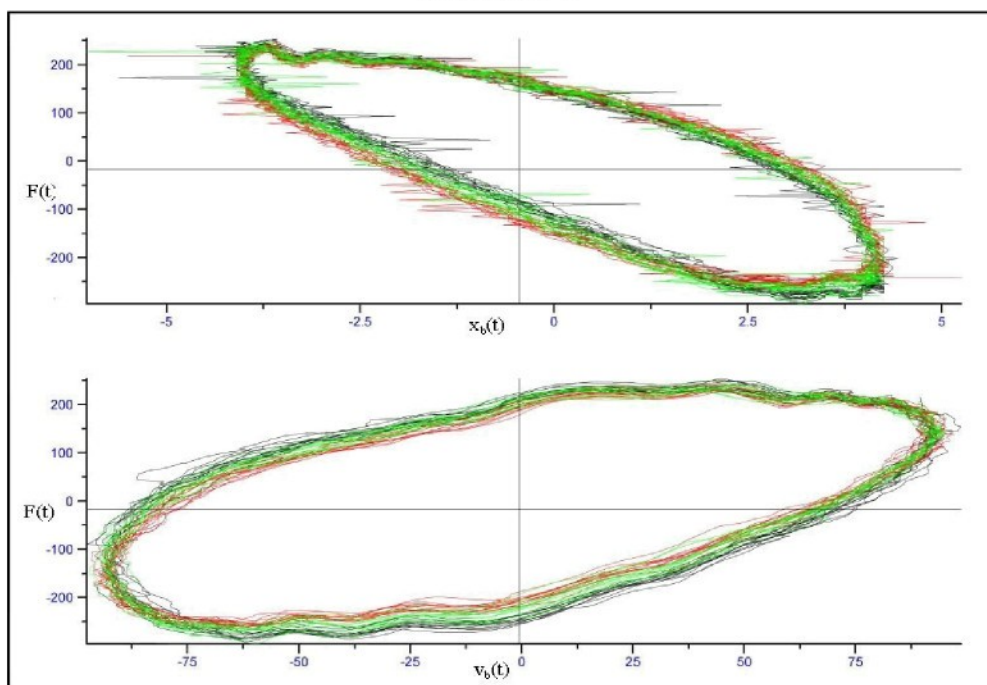
Obr. 8.2.3: Budicí frekvence 1 Hz, RMS hodnota zrychlení budících vibrací 2m.s^{-2} RMS, subjekt č. 2.



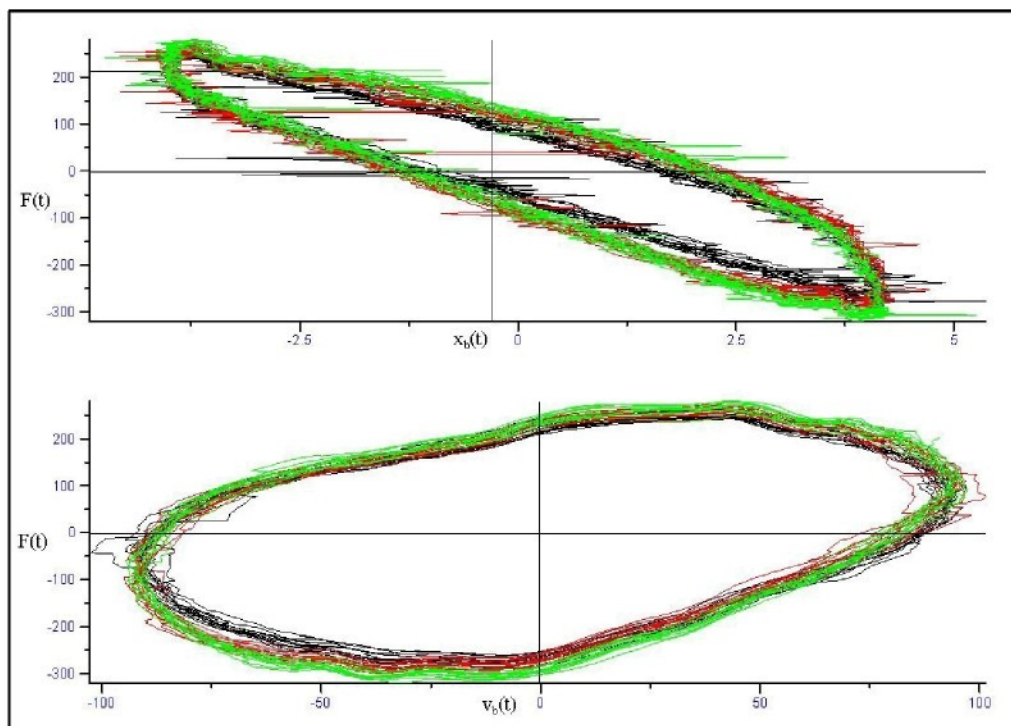
Obr. 8.2.4: Budicí frekvence 1 Hz, RMS hodnota zrychlení budících vibrací 2m.s^{-2} RMS, subjekt č. 3.



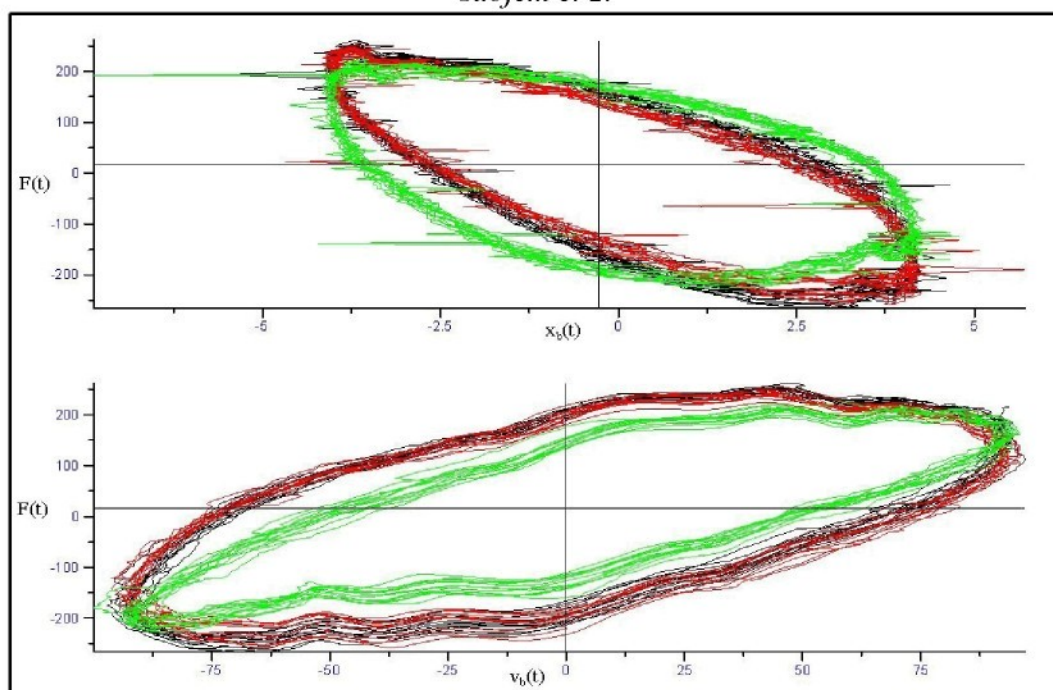
Obr. 8.2.5: Budicí frekvence 1 Hz, RMS hodnota zrychlení budících vibrací 2m.s^{-2} RMS, subjekt č. 4.



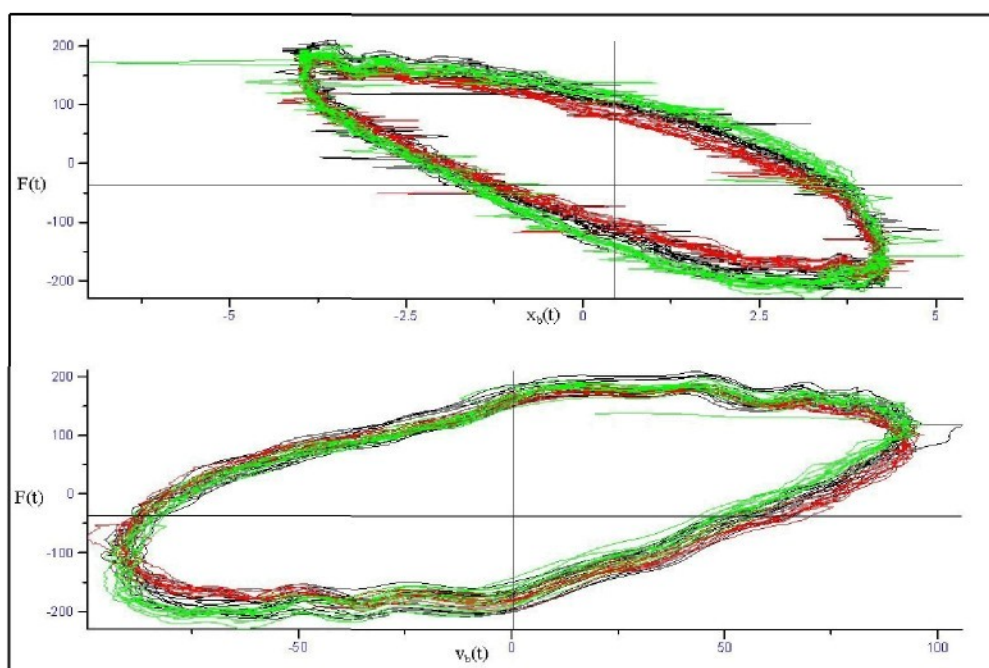
Obr. 8.2.6: Budicí frekvence 4 Hz, RMS hodnota zrychlení budících vibrací 2m.s^{-2} RMS, subjekt č. 1.



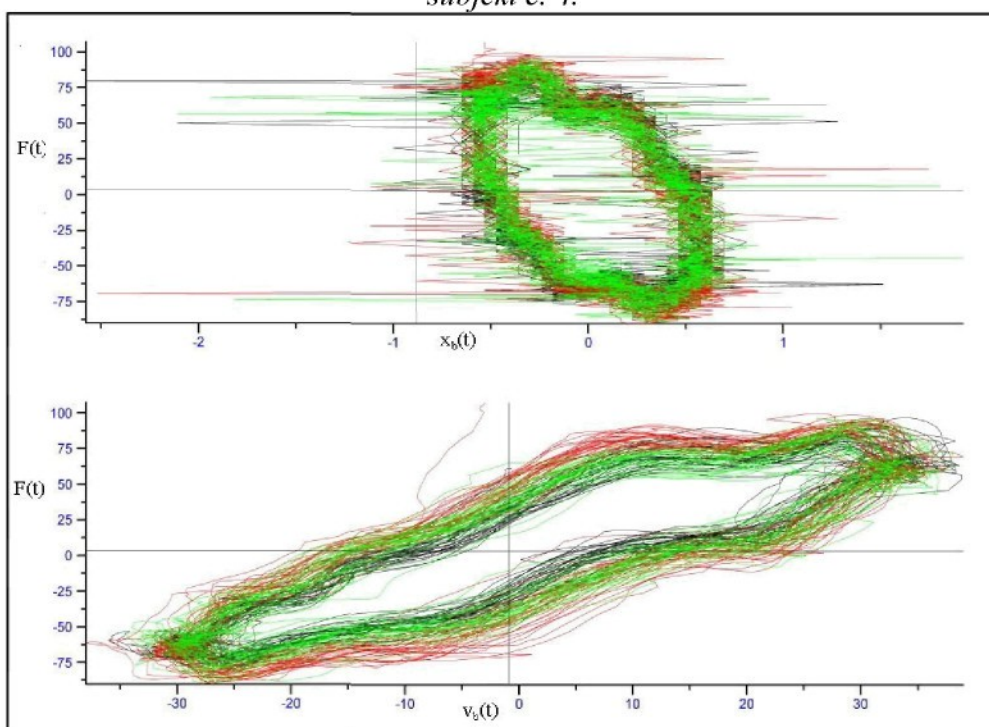
Obr. 8.2.7: Budicí frekvence 4 Hz, RMS hodnota zrychlení budících vibrací $2m.s^{-2}$ RMS, subjekt č. 2.



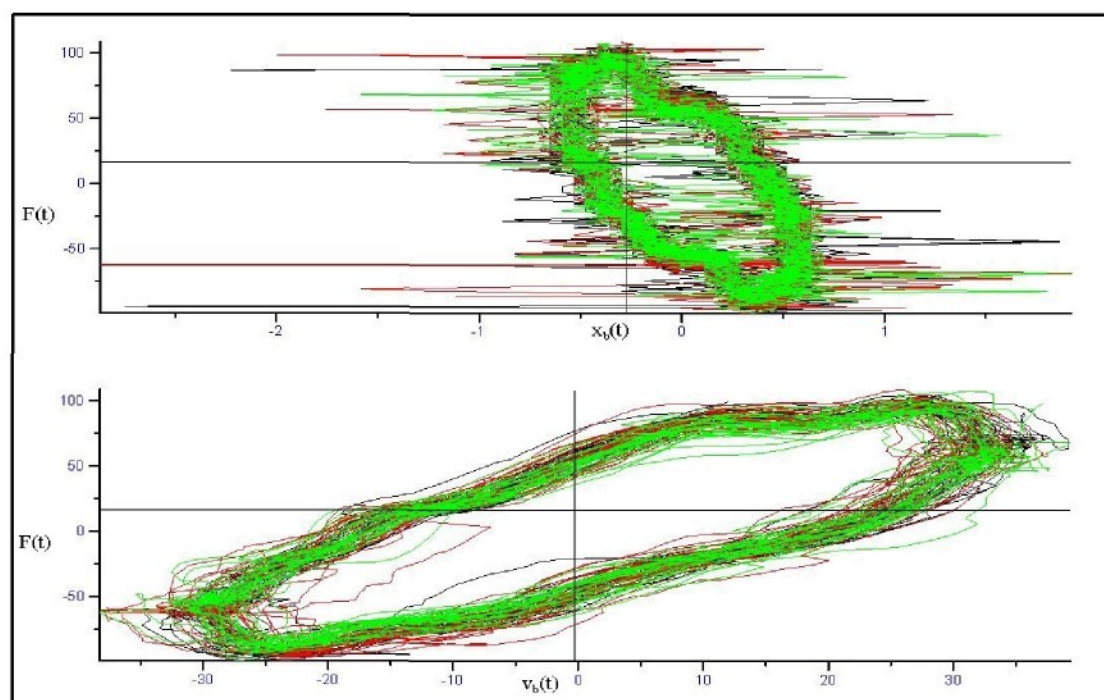
Obr. 8.2.8: Budicí frekvence 4 Hz, RMS hodnota zrychlení budících vibrací $2m.s^{-2}$ RMS, subjekt č. 3.



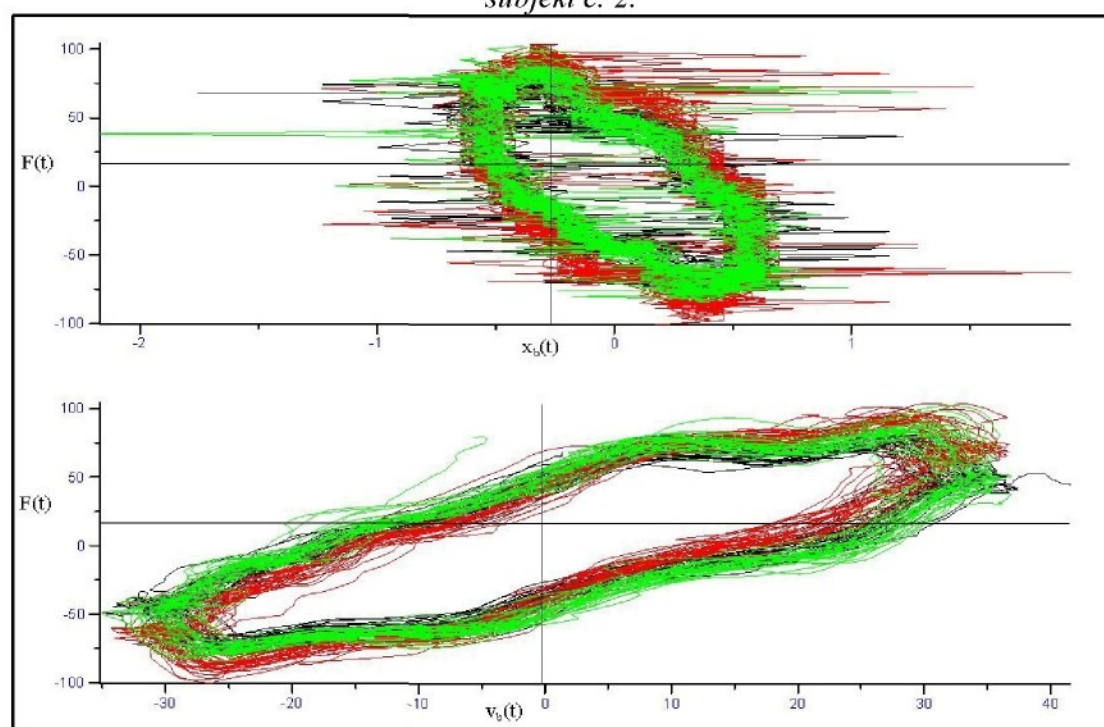
Obr. 8.2.9: Budící frekvence 4 Hz, RMS hodnota zrychlení budících vibrací $2m.s^{-2}$ RMS, subjekt č. 4.



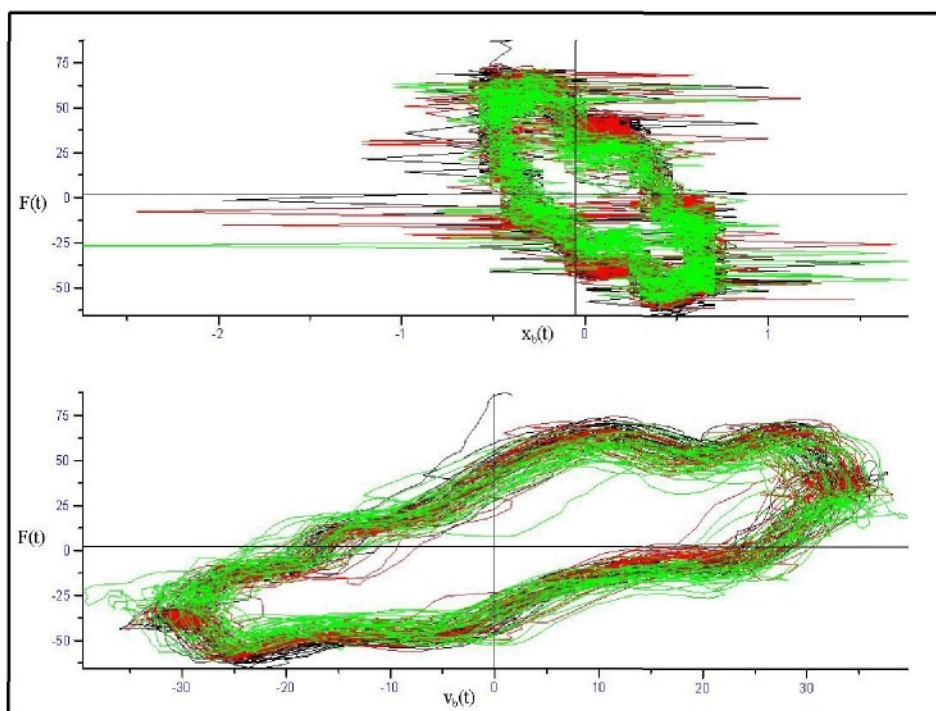
Obr. 8.2.10: Budící frekvence 10 Hz, RMS hodnota zrychlení budících vibrací $2m.s^{-2}$ RMS, subjekt č. 1.



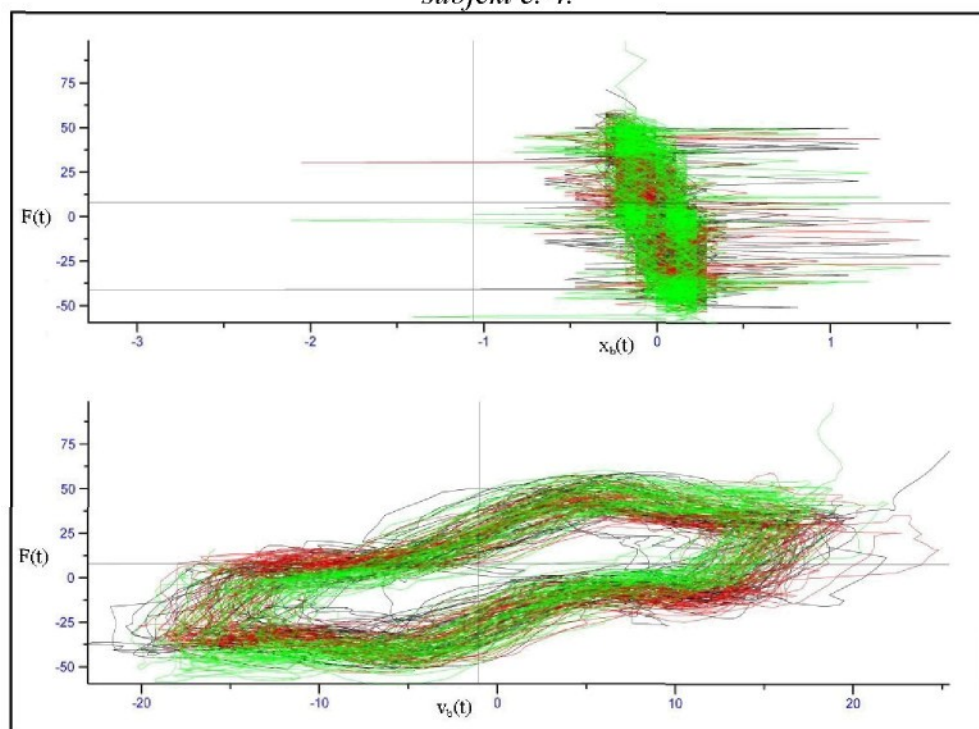
Obr. 8.2.11: Budící frekvence 10 Hz, RMS hodnota zrychlení budících vibrací $2m.s^{-2}$ RMS, subjekt č. 2.



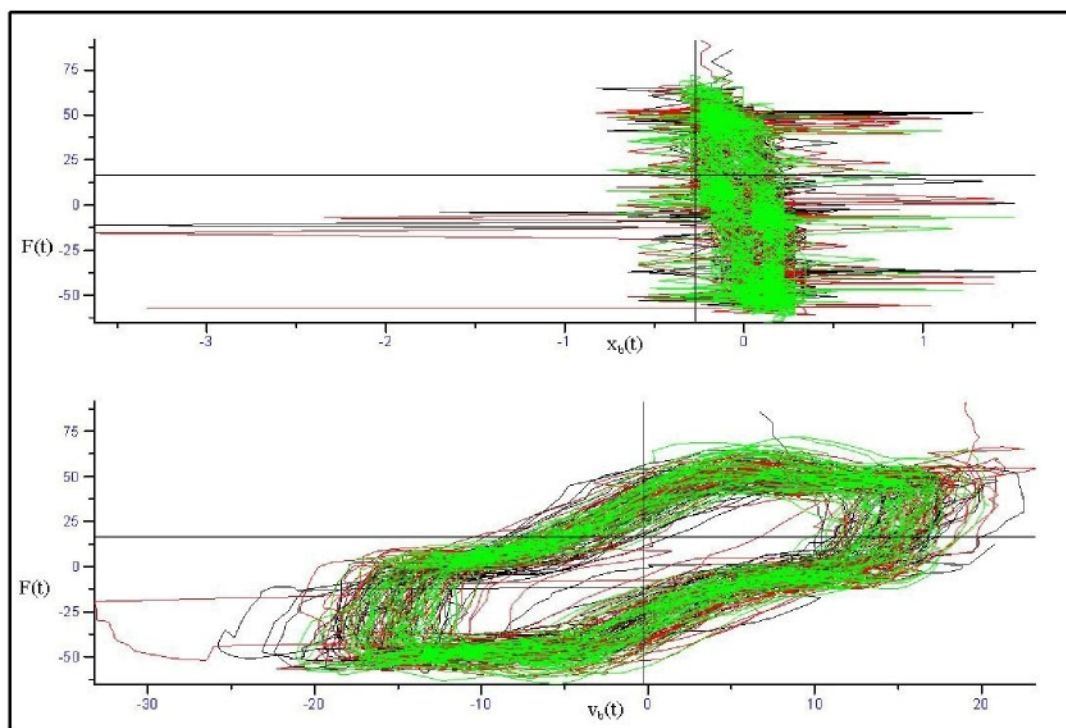
Obr.8.2.12: Budící frekvence 10 Hz, RMS hodnota zrychlení budících vibrací $2m.s^{-2}$ RMS, subjekt č. 3.



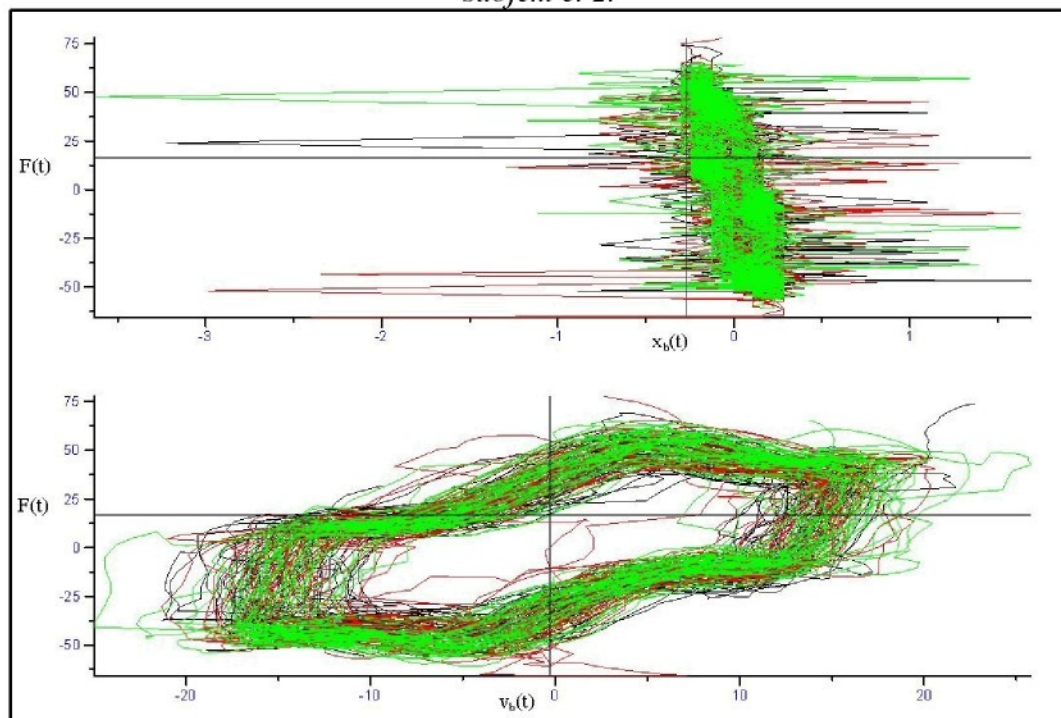
Obr. 8.2.13: Budící frekvence 10 Hz, RMS hodnota zrychlení budících vibrací $2m.s^{-2}$ RMS, subjekt č. 4.



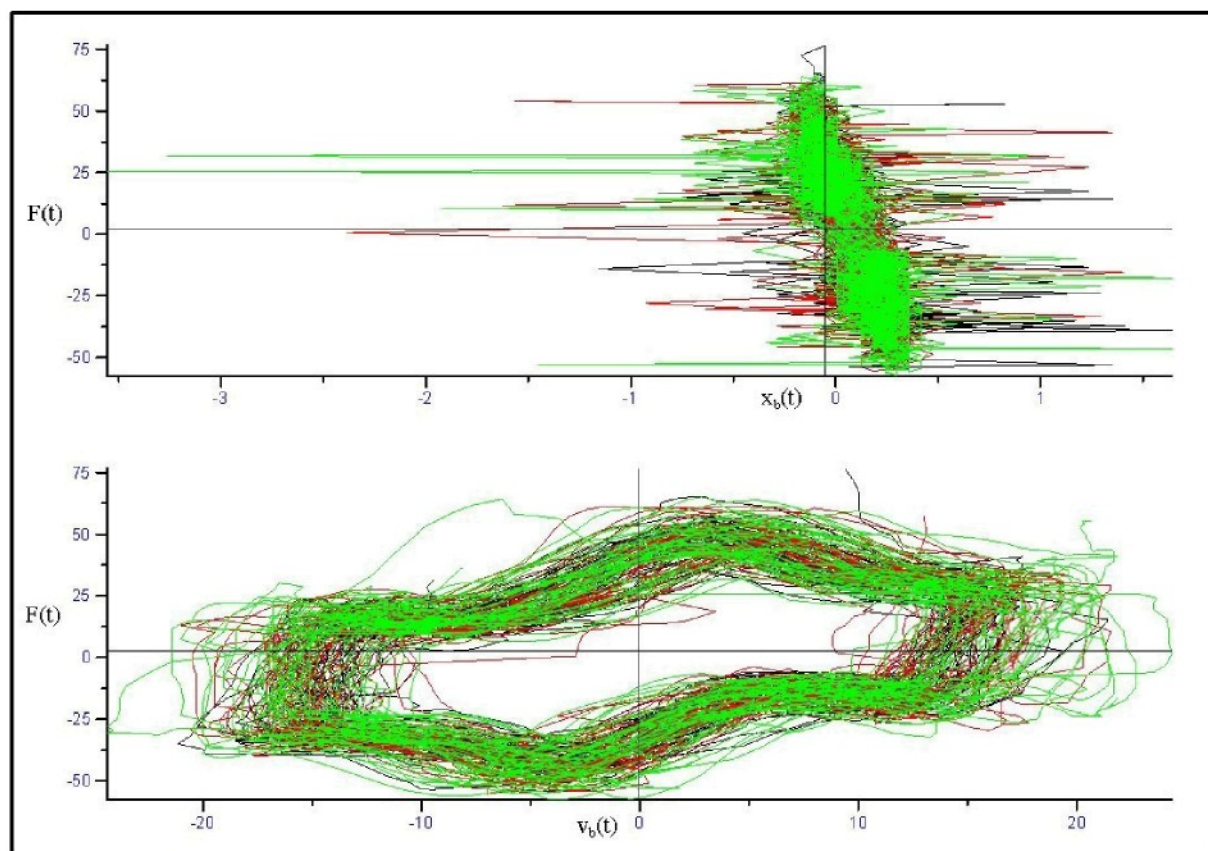
Obr. 8.2.14: Budící frekvence 16 Hz, RMS hodnota zrychlení budících vibrací $2m.s^{-2}$ RMS, subjekt č. 1.



Obr. 8.2.15: Budící frekvence 16 Hz, RMS hodnota zrychlení budících vibrací $2\text{m.s}^{-2}\text{RMS}$,
subjekt č. 2.



Obr. 8.2.16: Budící frekvence 16 Hz, RMS hodnota zrychlení budících vibrací $2\text{m.s}^{-2}\text{RMS}$,
subjekt č. 3.

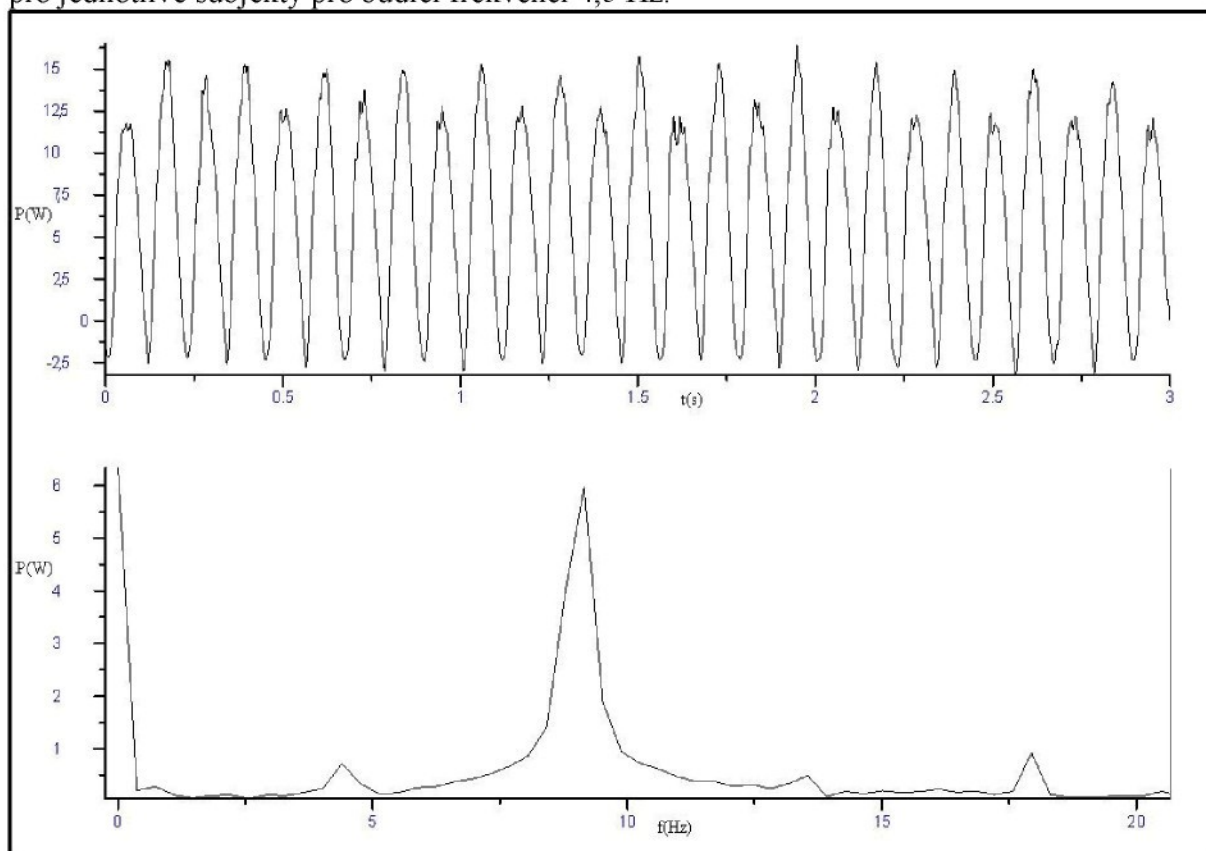


Obr. 8.2.17: Budící frekvence 16 Hz, RMS hodnota zrychlení budících vibrací $2m.s^{-2}$ RMS, subjekt č. 4.

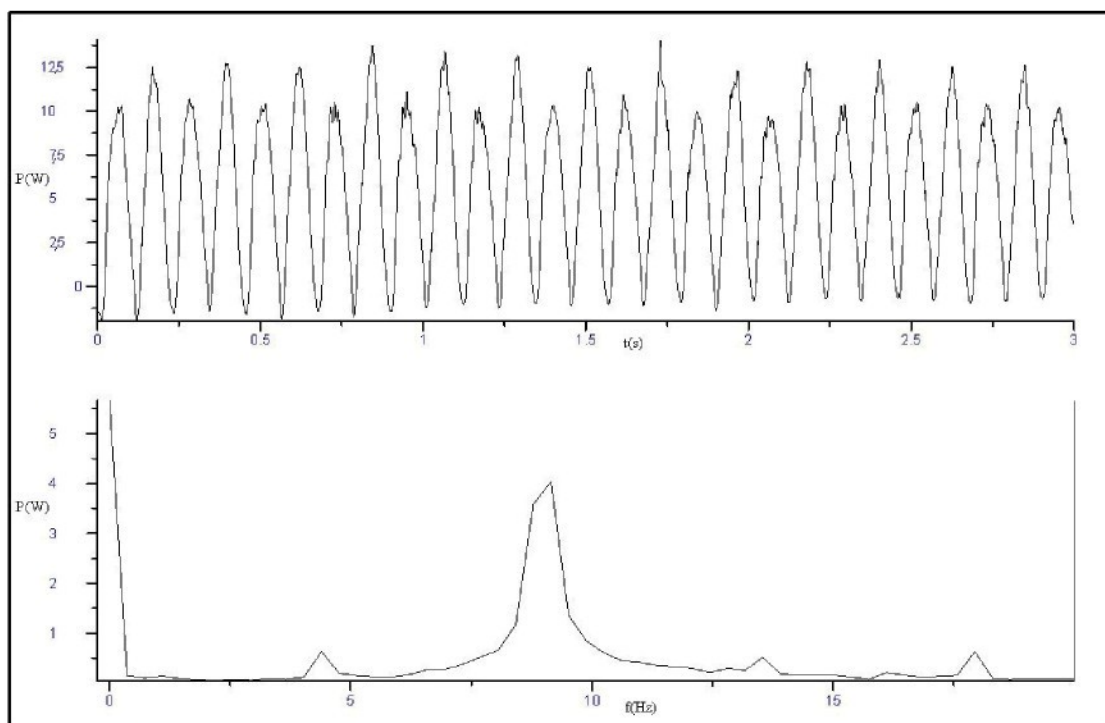
Z obr. 8.2.2 až 8.2.17 je vidět, že podobnost mezi těmito grafy na každém frekvenčním kroku je zřetelná, pouze se liší rozsahem síly. To znamená, že byly objeveny shodné znaky v dynamickém chování lidského těla. Na shodné znaky lze usuzovat i dle podoby spekter výkonu, kdy aplikujeme FFT na součin signálů síly a rychlosti. Na obrázcích pro frekvenci buzení 1 Hz je nejvíce patrná shoda tvarů křivek na všech grafech. Zároveň je také vidět, že plochy uvnitř křivek závislosti $F(t)$ na $v(t)$ dobře korespondují s hodnotami disipovaného výkonu. To znamená, že se plocha zvětšuje s frekvencí až na 4 Hz a poté se zmenšuje. Na frekvenci kolem 4 Hz je plocha uvnitř největší. Takže, lze tedy předpokládat, že kdyby byla využita některá závislost průběhu síly na rychlosti a vynásobena určitým koeficientem, byl by získán průběh síly v závislosti na rychlosti, popřípadě výchylce pro jiný subjekt. Takto získané závislosti je možné poté dosadit do složitějšího matematického modelu lidského těla, nebo použít pro řízení aktivního zátěžového modulu, jako je například model z TU v

Darmstadtu.

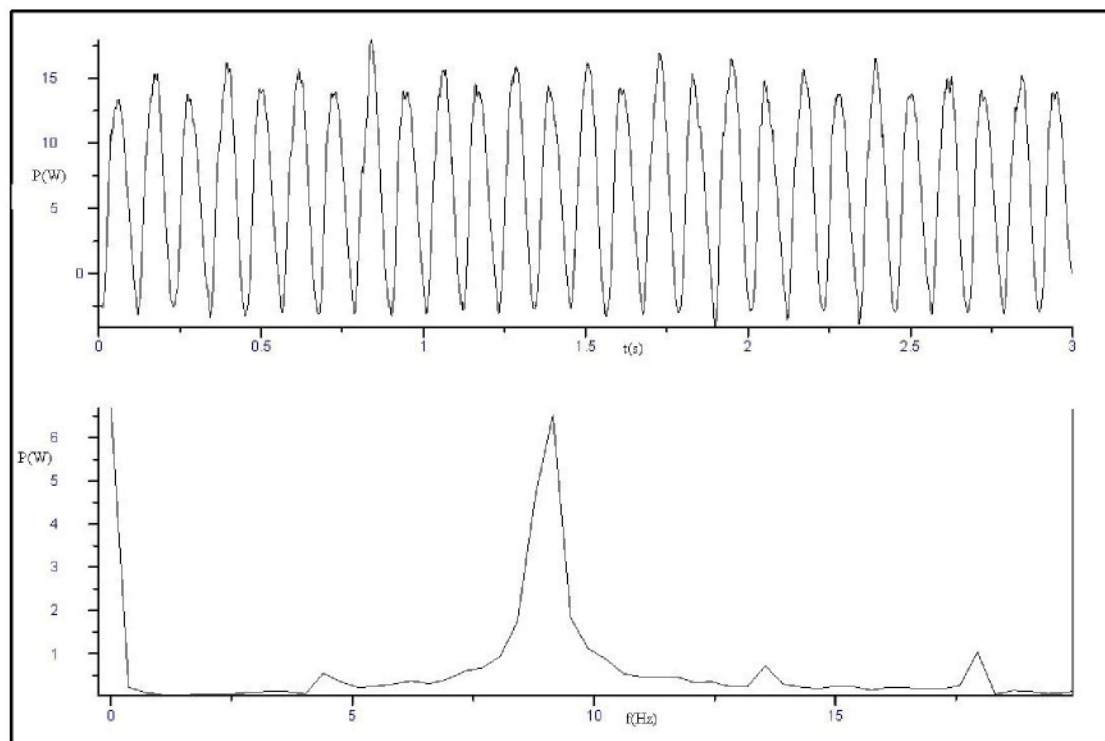
Pro doplnění si ještě uvedeme spektra signálu, který vznikl součinem síly a budící rychlosti, jedná se tedy o signál výkonu. Na obr. 8.2.18 až 8.2.21 jsou spektra signálu výkonu pro jednotlivé subjekty pro budící frekvenci 4,5 Hz.



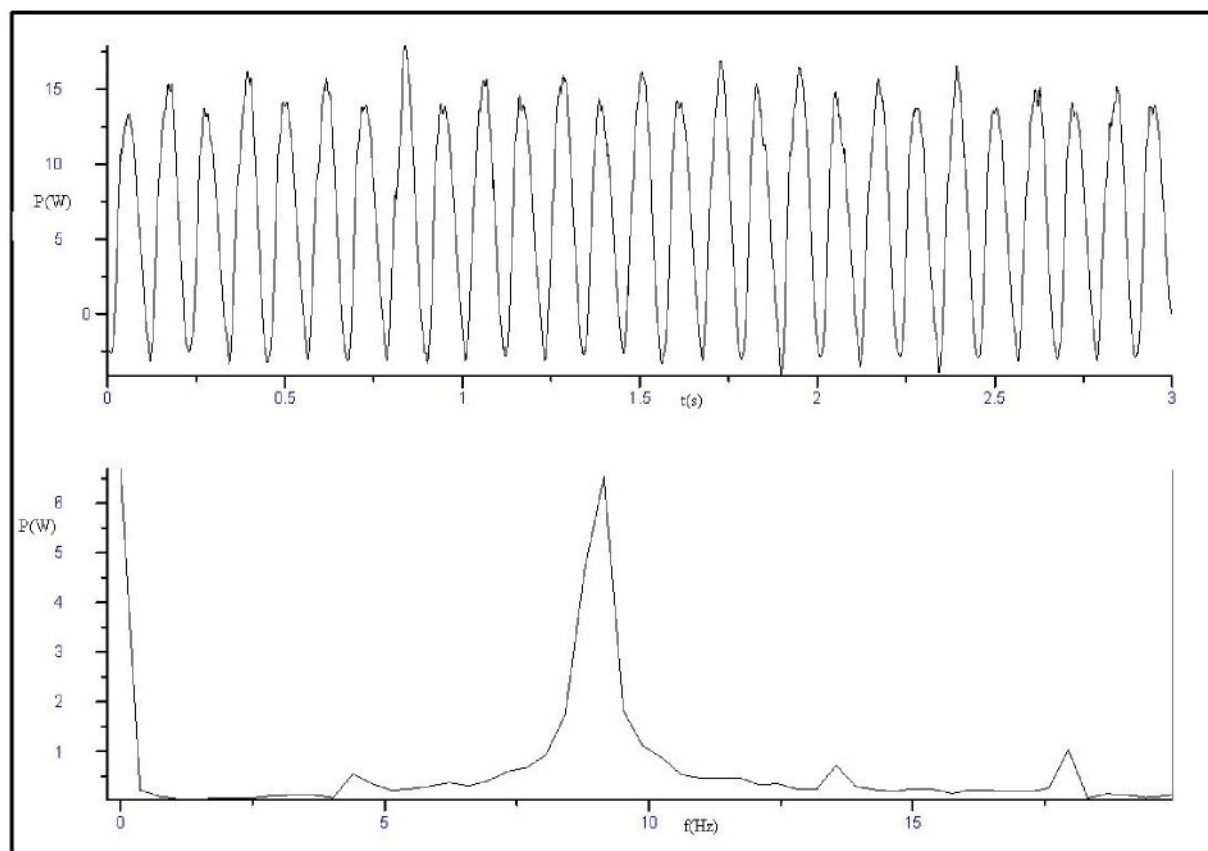
Obr. 8.2.18: Signál výkonu a jeho spektrum pro subjekt č. 1 budící frekvence je 4,5 Hz



Obr. 8.2.19: Signál výkonu a jeho spektrum pro subjekt č. 2 budící frekvence je 4,5 Hz



Obr. 8.2.20: Signál výkonu a jeho spektrum pro subjekt č. 3 budící frekvence je 4,5 Hz



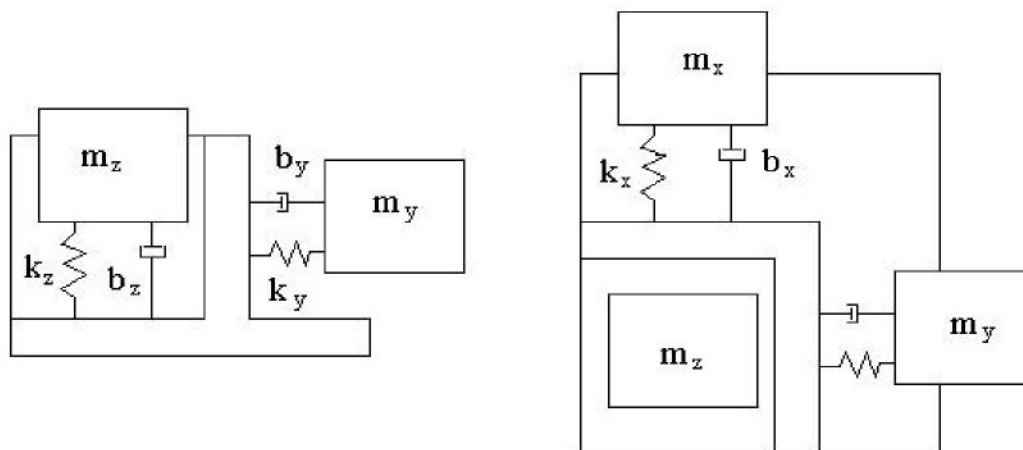
Obr. 8.2.21: Signál výkonu a jeho spektrum pro subjekt č. 4 budící frekvence je 4,5 Hz

Na těchto obrázcích je názorně vidět, že i tvar spekter je shodný u všech měřených subjektů. Vrcholky spekter se nacházejí na stejných frekvencích. Tudíž lze i na spektrech výkonu založit podobnostní kritéria.

8.3 Návrh matematického modelu lidského těla pro multivibrační buzení lidského těla

Protože zatím byla provedena měření dynamických charakteristik lidského těla jen ve třech základních směrech pro translaci, je možno provést návrh konstrukce zatěžovacího modulu jen pro tyto změřené charakteristiky. Aby bylo možno vytvořit model pro translační a rotační buzení, bude nutné provést měření dynamických charakteristik na plošině se šesti stupni volnosti s připevněným globálním silovým snímačem, na kterém bude připevněna tuhá sedačka, jak je vidět na obrázku 6.1.2.

Při návrhu tohoto zatěžovacího modulu bude vycházeno z jednohmotového modelu určeného pro jeden směr budících vibrací. U těchto modelů se ukázala uspokojivá aproximace impedančních křivek a jejich jednoduchost je též velmi výhodná při počátečním návrhu multivibračního zatěžovacího modulu.



Obr. 8.3.1: Schema matematického modelu lidského těla

Na obr. 8.3.1 je schema matematického modelu lidského těla, je-li vystaveno vibracím z více směrů. Pro tento model jsou již známy parametry hmoty, pružiny a tlumiče pro směr Z budících vibrací. Těmito parametry byly zvoleny parametry jednohmotového modelu dle DIN 45676. Proto zbývá určit už jen parametry do směrů x a y. Ty budou určeny z grafů uvedených v literatuře č.18 a č. 31. Pro zjištění možností realizace matematického modelu

dle obrázku 8.3.1 bude nutné zjistit, jak se bude chovat pouze jednohmotový model pro dané křivky impedance pro směr x a y.

Nyní si uvedeme křivky impedancí, z nichž bylo při určování parametrů multivibračního zatěžovacího modulu vycházeno.

a) Křivky impedance získané z literatury č.18:

Podmínky při měření v literatuře č.18. byly následující:

- Šest úrovní budících vibrací (0.25, 0.35, 0.5, 0.75, 1, 1,4 m.s⁻² RMS).
- Poloha sedícího člověka byla se vzpřímenými zády (V) a uvolněnými zády (U). Poloha byla během měření kontrolována experimentátorem.
- Měřicí perioda byla 20 sinusových cyklů s 5 vteřinovou pauzou mezi frekvencemi, frekvence byla v rozmezí 1.13 do 2.5 Hz do 31.5 až 80 v 1/6 oktavových pásmech a v oblasti 25 až 80 Hz v 1/3 oktavových pásmech.
- Byla též stanovena hmotnost části těla opřená jen o sedačku. Ta má označení m_s . Byla stanovena odečtením hodnoty na snímačích síly v klidu, kdy měřená osoba seděla na sedačce a měla nohy opřené o podlahu (poloha sedícího člověka na židli).
- Hodnota impedance byla pro jednotlivé budící frekvence stanovena následovně: Byla spočtena RMS hodnota signálu síly a rychlosti na určitém časovém okamžiku a jejich podílem byla získána hodnota impedance pro danou frekvenci.
- Fáze byla odměřována z grafů rychlosti a síly.
- Počet měřených osob byl 15 žen a 15 mužů.

Poznámky ke grafům

Y0.5U.... křivky impedance pro směr y, muži a ženy, uvolněná pozice zad

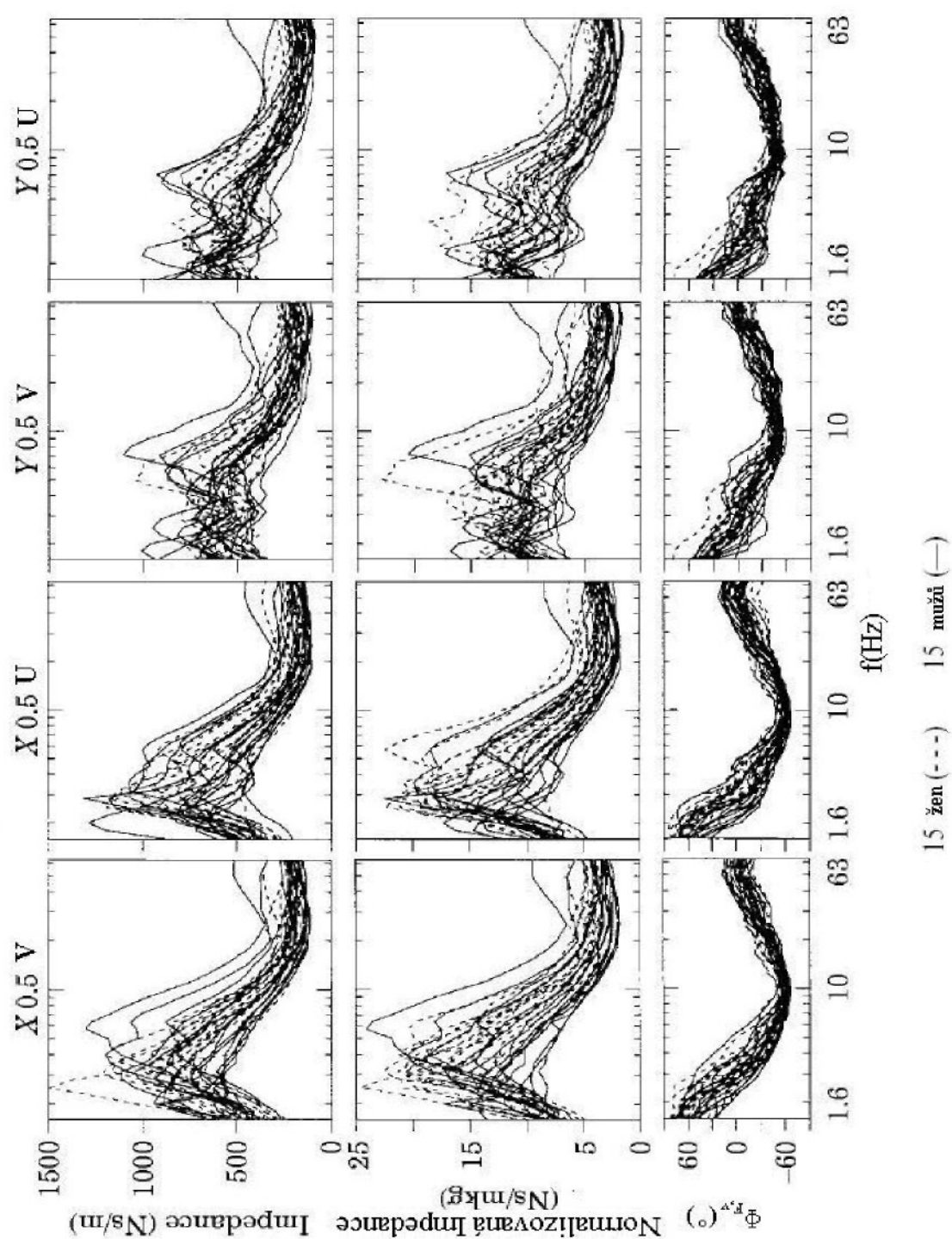
Y0.5V.... křivky impedance pro směr y, muži a ženy, záda jsou vzpřímená

X0.5U.... křivky impedance pro směr x, muži a ženy, uvolněná pozice zad

X0.5V.... křivky impedance pro směr x, muži a ženy, záda jsou vzpřímená

Normalizovaná impedance je definována následovně:

$$Z_n = Z / m_s \quad (8.1)$$



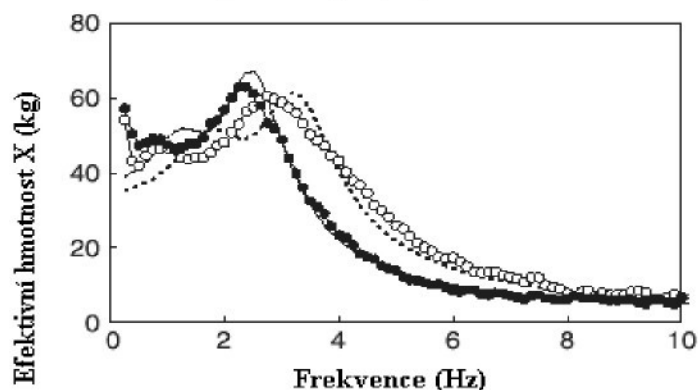
Obr. 8.3.2: Křivky impedance pro různé směry budících vibrací

b) Křivky efektivní hmotnosti získané z literatury č.31:

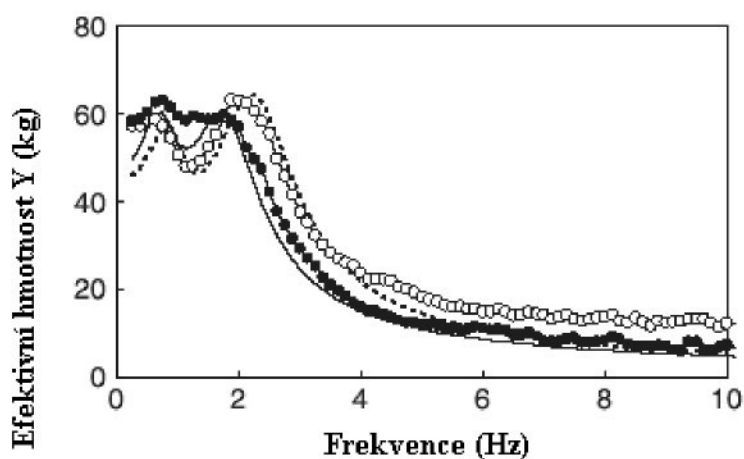
Podmínky při měření v literatuře č. 31 byly následující:

- Tři velikosti RMS hodnoty zrychlení budících vibrací (0.25, 1, 2 m.s⁻² RMS).
- Měřený člověk seděl se vzpřímenými zády.
- Frekvenční rozsah tohoto měření byl 10 Hz.
- Hodnota efektivní hmotnosti byla získána pomocí křížové spektrální hustoty v programu MatLab.
- Počet měřených osob byl 13 mužů.

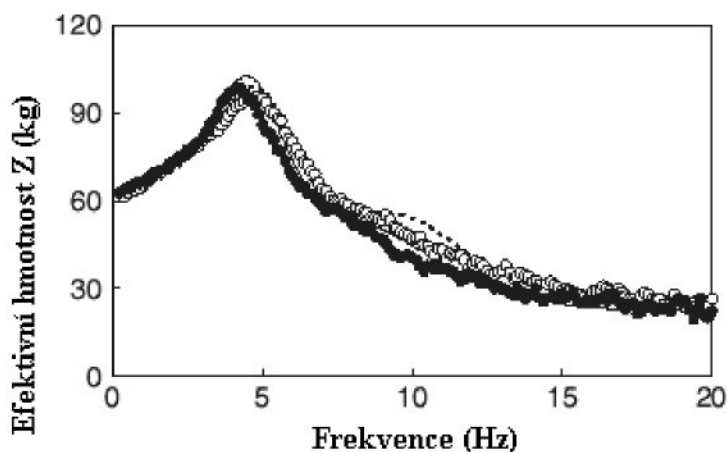
Použité křivky efektivní hmotnosti pro směry X, Y, Z:



Obr. 8.3.3: Křivky efektivní hmotnosti pro směr X budících vibrací



Obr. 8.3.4: Křivky efektivní hmotnosti pro směr Y budících vibrací



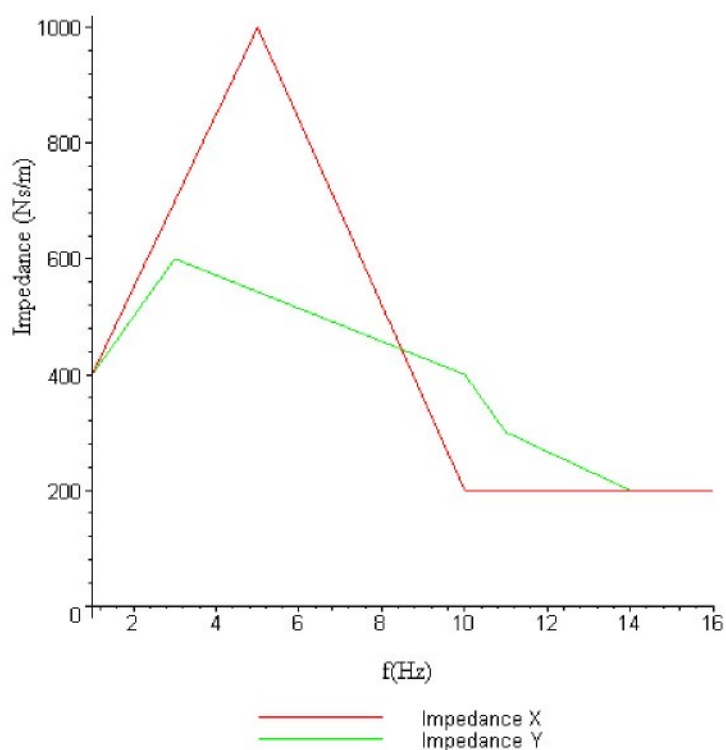
Obr. 8.3.5: Křivky efektivní hmotnosti pro směr Z budících vibrací

Pro návrh parametrů jednohmotového modelu pro směr budících vibrací x a y budou použity obě výše zmíněné metody získání parametrů.

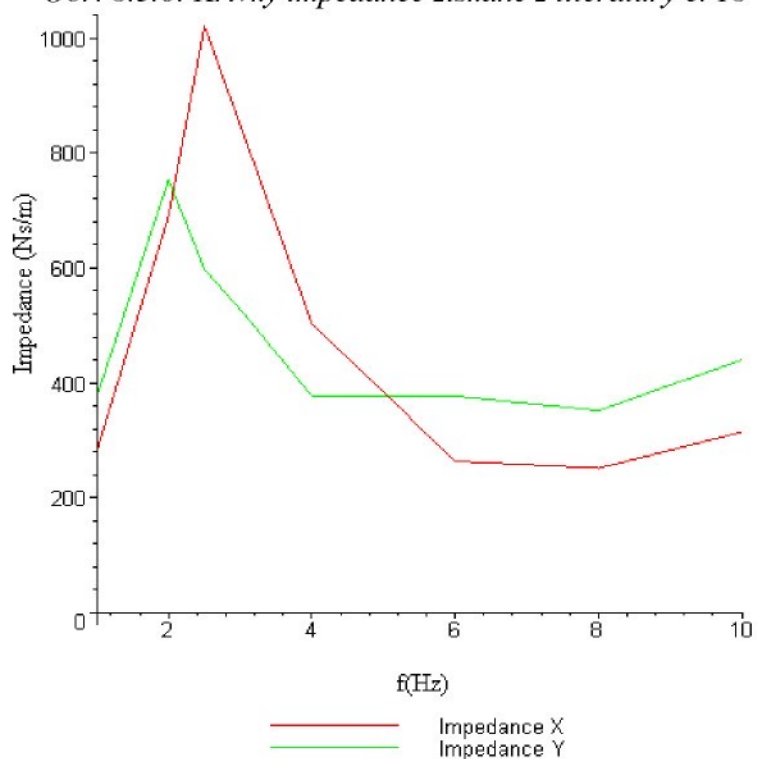
8.3.1 Návrh parametrů jednohmotového modelu pro směr x a y pomocí metody nejmenších čtverců

Při tomto způsobu návrhu parametrů matematického modelu můžeme narazit na několik problémů. Prvním problémem je to, že metoda nejmenších čtverců nám nemusí určit reálné parametry modelu a některé koeficienty mohou mít zápornou hodnotu, což není v praxi reálné. Druhým problémem může být to, že pokud určíme parametry pro daný model z křivky impedance, nemusí být tyto parametry shodné s parametry určenými z efektivní hmotnosti, která je vypočtena z této impedance vynásobením úhlovou rychlostí ω . To znamená, že je nutné zjistit, jak velká chyba vznikne v aproximaci dané křivky impedance nebo efektivní hmotnosti, pokud použijeme parametry získané z efektivní hmotnosti nebo impedance.

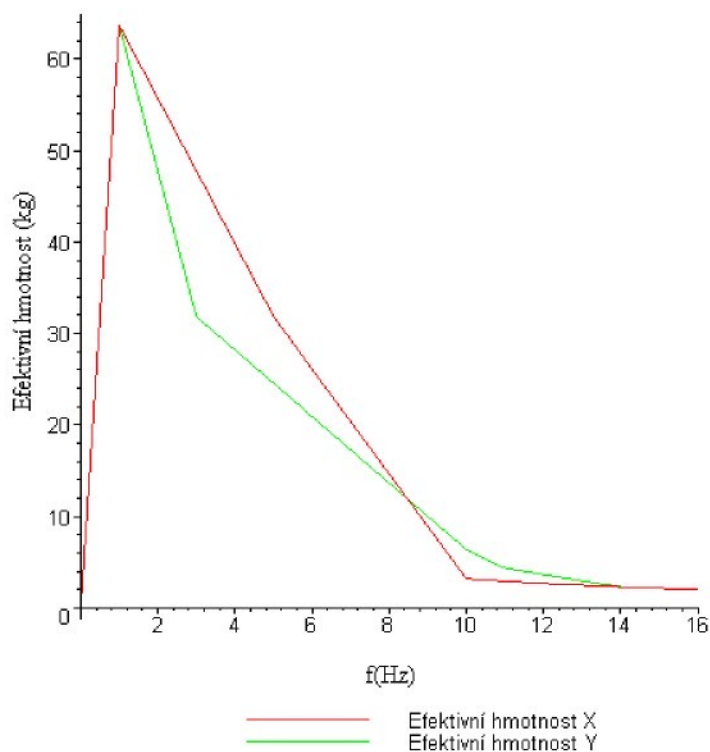
Na obr. 8.3.6 si uvedeme zvolené křivky impedance z literatury č. 18. Na obr. 8.3.7 jsou vypočtené křivky impedance z křivek efektivní hmotnosti dle literatury č. 31. Dále si na obr. 8.3.8 a 8.3.9 uvedeme příslušné efektivní hmotnosti.



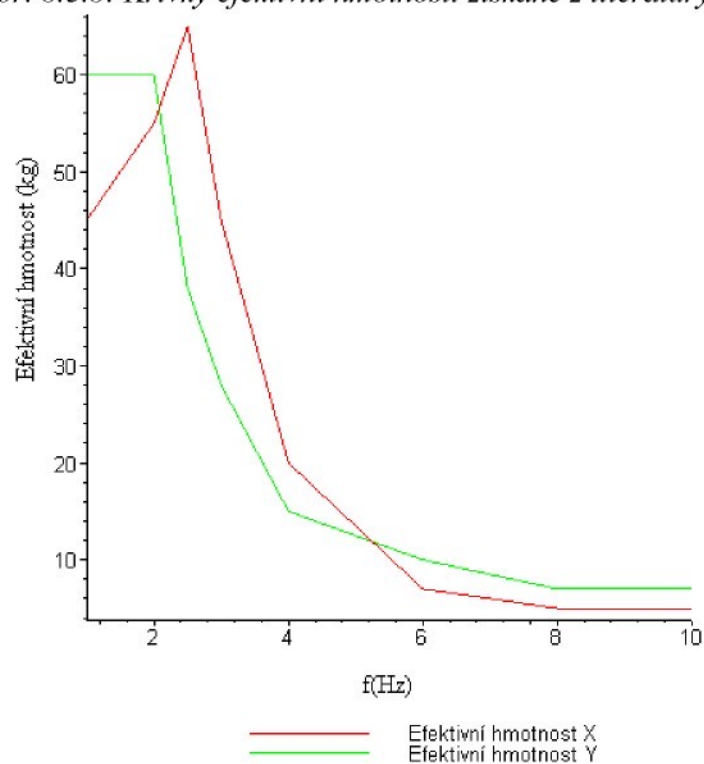
Obr. 8.3.6: Křivky impedance získané z literatury č. 18



Obr. 8.3.7: Křivky impedance získané z literatury č. 31



Obr. 8.3.8: Křivky efektivní hmotnosti získané z literatury č. 18



Obr. 8.3.9: Křivky efektivní hmotnosti získané z literatury č. 31

Parametry jednohmotového modelu určené z jednotlivých křivek impedancí:

A) Parametry určené z impedance dle literatury č. 18:

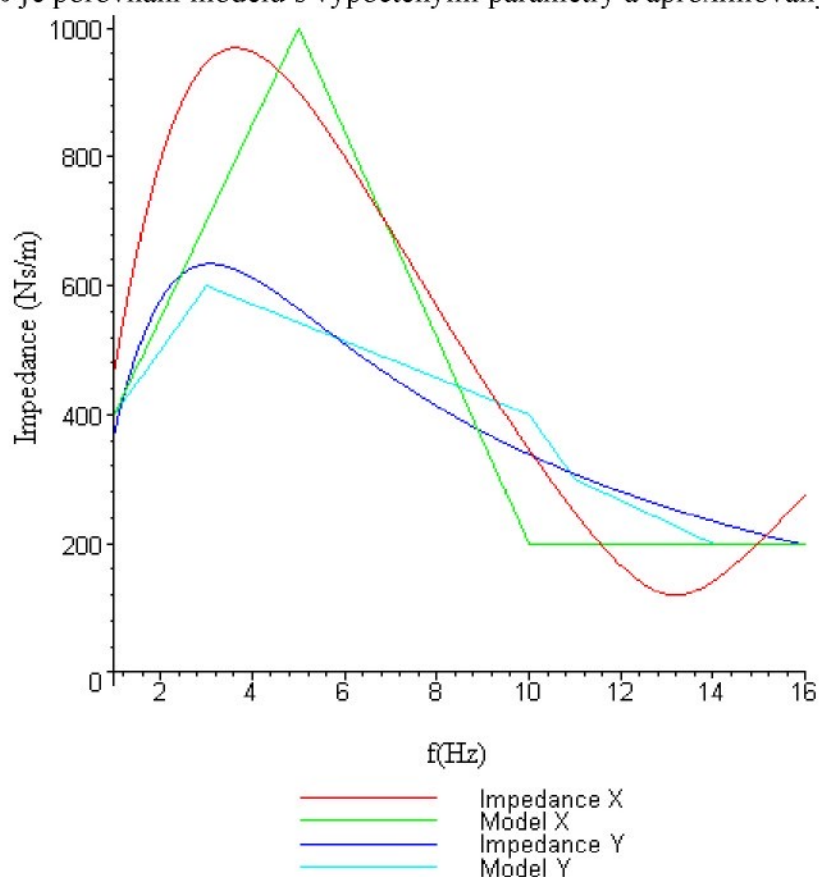
Parametry pro model do směru x:

$$\begin{aligned}m_{1x} &= 87.1874375781423226 \text{ kg} & m_{0x} &= -8.28183407548172390 \text{ kg} \\b_{1x} &= 146.159170391824574 \text{ Ns/m} & k_{1x} &= -63048.9175259147814 \text{ N/m}\end{aligned}$$

Parametry pro model do směru y:

$$\begin{aligned}m_{1y} &= 65.4912564775548988 \text{ kg} & m_{0y} &= -0.435030024611143484 \text{ kg} \\b_{1y} &= -0.00149784224394684568 \text{ Ns/m} & k_{1y} &= -25229.5181222738393 \text{ N/m}\end{aligned}$$

Na obr. 8.3.10 je porovnání modelů s vypočtenými parametry a aproximovaných impedancí.



Obr. 8.3.10: Porovnání modelů a aproximovanými křivkami impedancí

B) Parametry určené z impedance dle literatury č. 31:

Parametry pro model do směru x:

$$b_{1x} = 202.646955524808305 \text{ Ns/m} \quad k_{1x} = 6892.77706525351824 \text{ N/m}$$

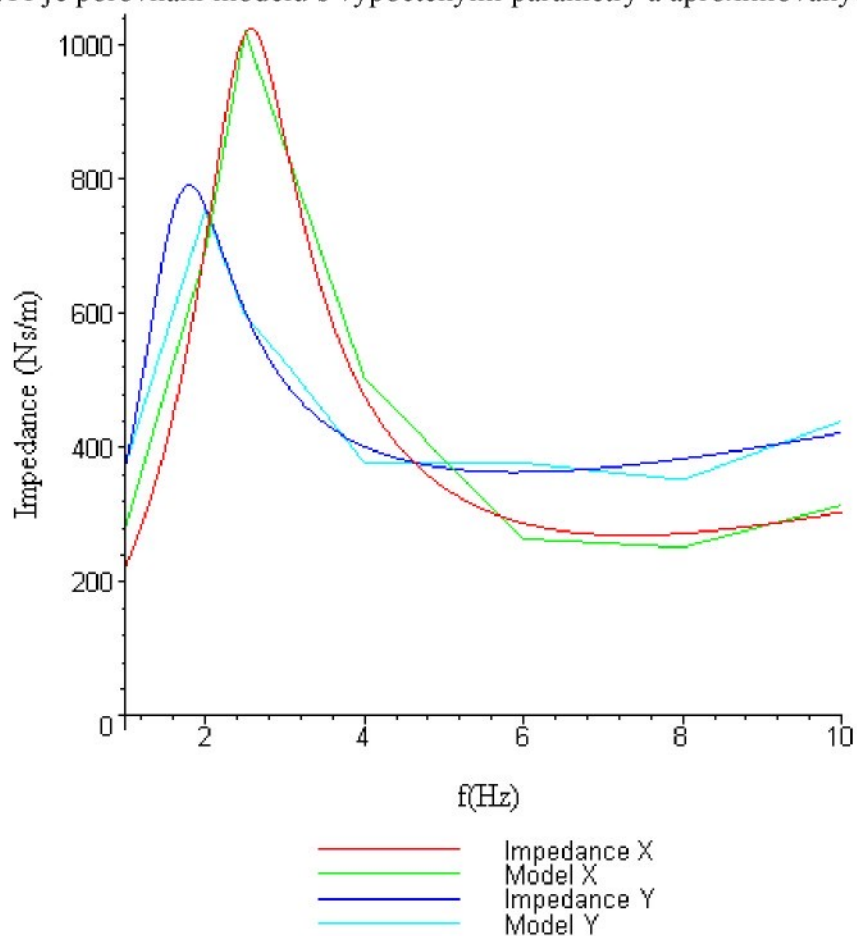
$$m_{0x} = 4.57593162642732310 \text{ kg} \quad m_{1x} = 26.3341387792927506 \text{ kg}$$

Parametry pro model do směru y:

$$b_{1y} = 297.774833154662530 \text{ Ns/m} \quad k_{1y} = 4716.58036387506036 \text{ N/m}$$

$$m_{0y} = 5.14600842124436752 \text{ kg} \quad m_{1y} = 39.2618629032524283 \text{ kg}$$

Na obr. 8.3.11 je porovnání modelů s vypočtenými parametry a aproximovaných impedancí.



Obr. 8.3.11: Porovnání modelů a aproximovanými křivkami impedancí

Parametry jednohmotového modelu určené z jednotlivých křivek efektivních hmotností

A) Parametry určené z efektivní hmotnosti dle literatury č. 18:

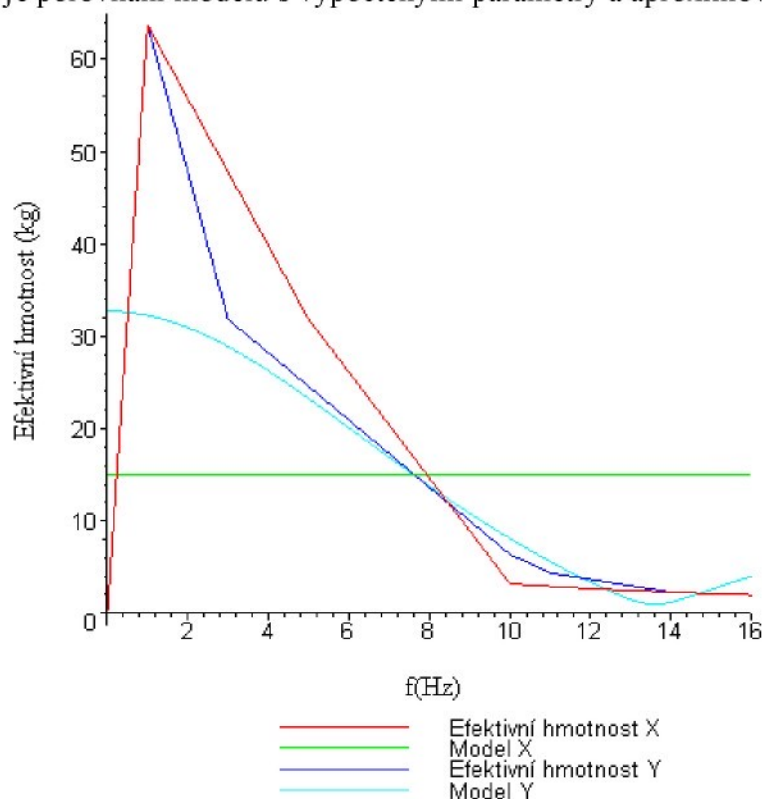
Parametry pro model do směru x:

$$\begin{aligned} m_{1x} &= -24.9248712749298350 \text{ kg} & m_{0x} &= 40.0093241743894552 \text{ kg} \\ k_{1x} &= 1731151.33114844421 \text{ N/m} & b_{1x} &= 3529357.48367324239 \text{ Ns/m} \end{aligned}$$

Parametry pro model do směru y:

$$\begin{aligned} m_{1y} &= 53.1295732746529836 \text{ kg} & m_{0y} &= -20.4104050334778613 \text{ kg} \\ k_{1y} &= -241815.822615309793 \text{ N/m} & b_{1y} &= 215.138432878479960 \text{ Ns/m} \end{aligned}$$

Na obr. 8.3.12 je porovnání modelů s vypočtenými parametry a aproximovaných impedancí.



Obr. 8.3.12: Porovnání modelů a aproximovanými křivkami efektivních hmotností

B) Parametry určené z efektivní hmotnosti dle literatury č. 31:

Parametry pro model do směru x:

$$m_{0x} = -34.8663195958319038 \text{ kg} \quad b_{1x} = 299.026767285705034 \text{ Ns/m}$$

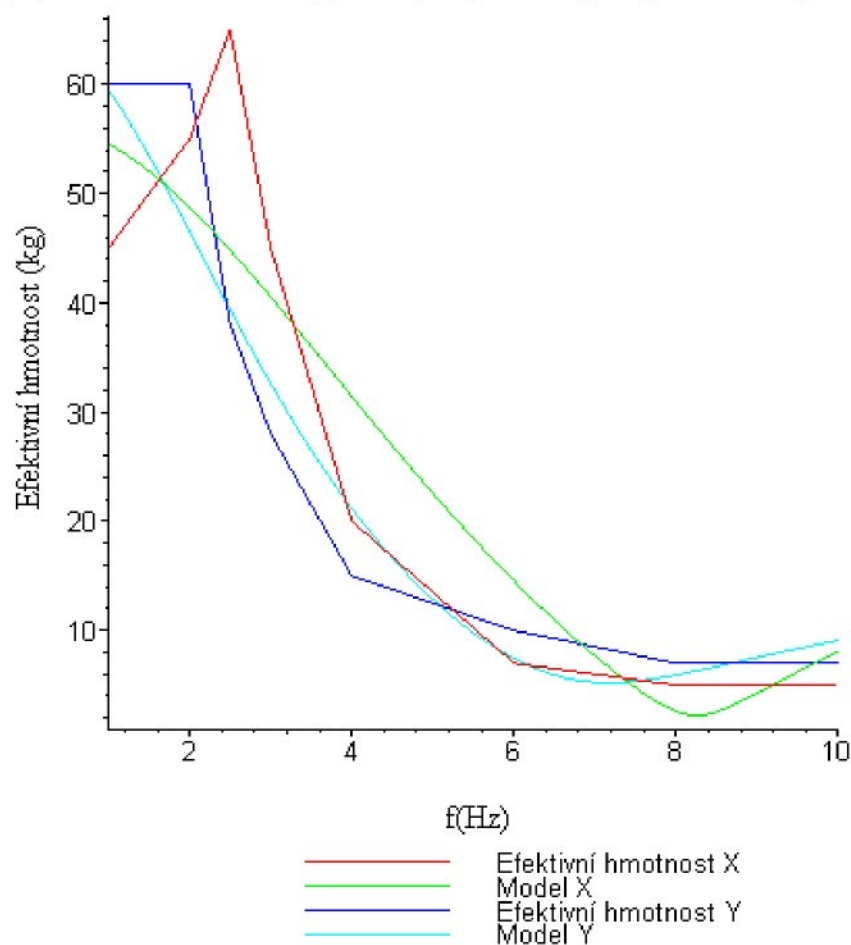
$$k_{1x} = -151389.302001956734 \text{ N/m} \quad m_{1x} = 91.5757003613357910 \text{ kg}$$

Parametry pro model do směru y:

$$m_{0y} = -18.1481656189408796 \text{ kg} \quad b_{1y} = -379.203048000010596 \text{ Ns/m}$$

$$k_{1y} = -45163.1415917911218 \text{ N/m} \quad m_{1y} = 83.2487306347258596 \text{ kg}$$

Na obr. 8.3.13 je porovnání modelů s vypočtenými parametry a aproximovaných impedancí.

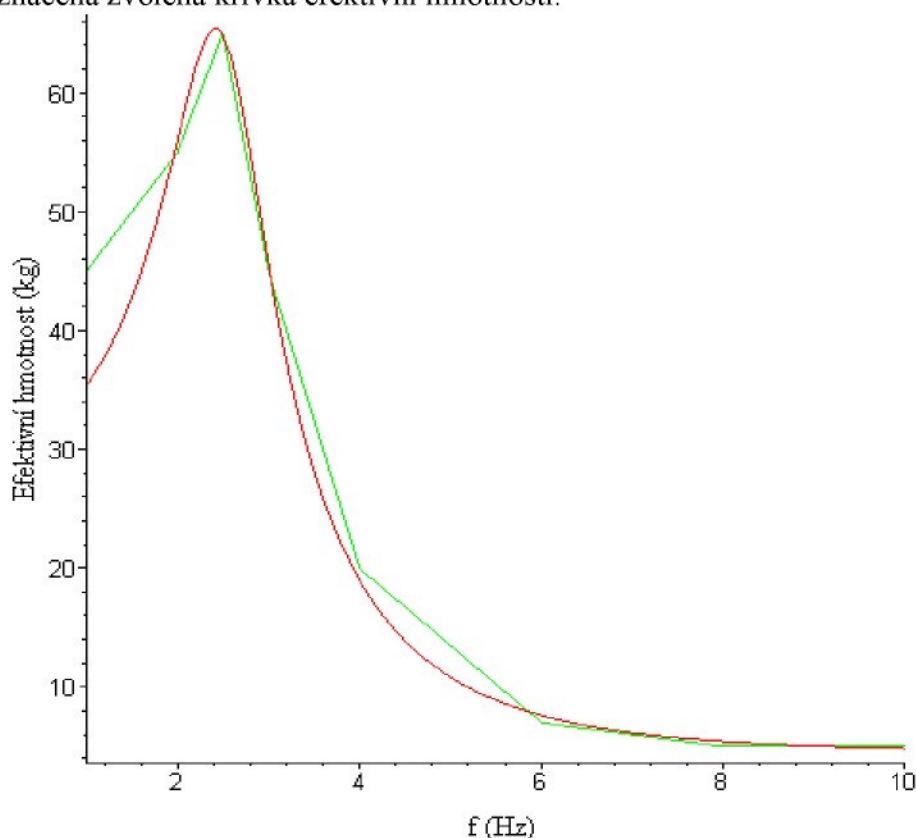


Obr. 8.3.13: Porovnání modelů a aproximovanými křivkami efektivních hmotností

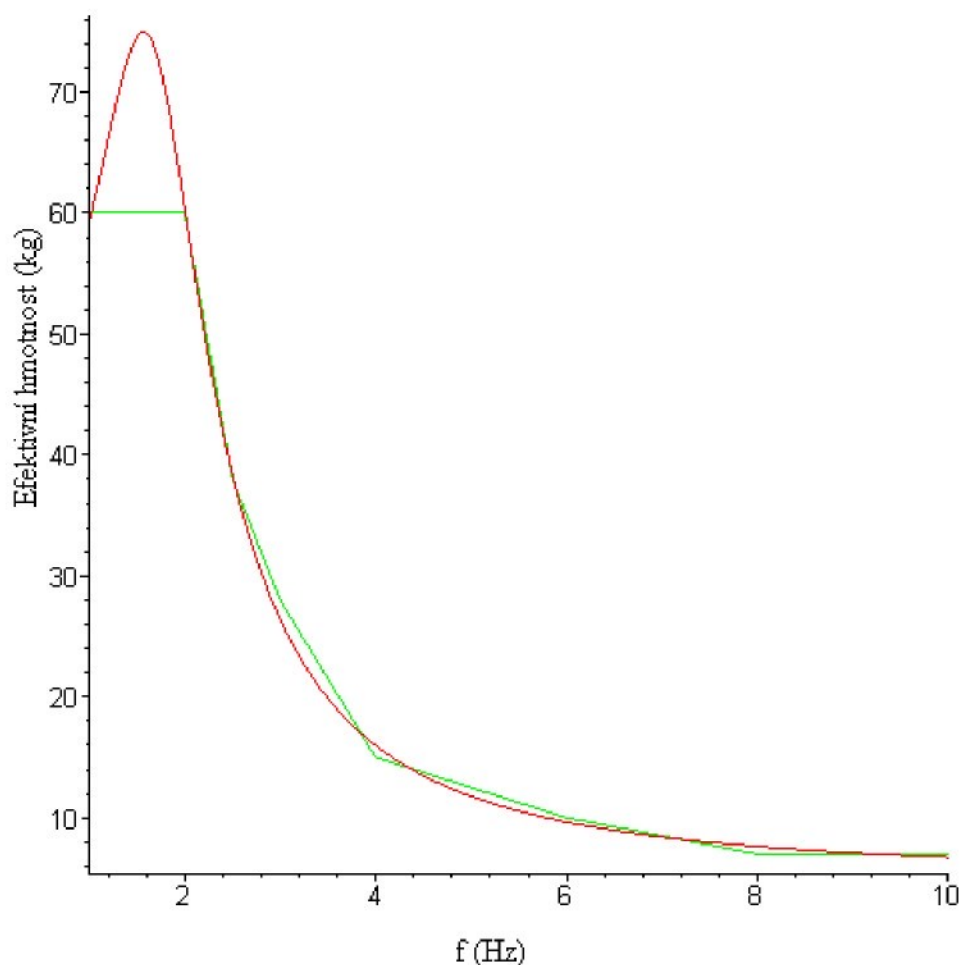
Z výše uvedených obrázků je názorně vidět, že optimalizace parametrů modelů pomocí metody nejmenších čtverců nemusí dávat vždy použitelné hodnoty parametrů. Pak je tedy nutné při návrhu parametrů přistoupit k druhé metodě, která byla zmíněna výše. Dále je na těchto obrázcích vidět vliv tvaru aproximované křivky impedance, nebo efektivní hmotnosti na hodnoty výsledných parametrů. Lze tedy říci, že nejvhodnější křivkou pro optimalizaci parametrů pomocí metody nejmenších čtverců je impedance.

U křivek efektivní hmotnosti a impedance záleží reálnost vypočtených koeficientů zejména na tvaru aproximované křivky.

Na následujících obrázcích si ukážeme křivky efektivních hmotností vypočtené ze zvolených křivek impedance a jejich srovnání s křivkami efektivních hmotností vypočtených pro modely aproximující tyto zvolené křivky impedance. Křivky efektivní hmotnosti jsou z literatury č. 31, červenou barvou je označena křivka efektivní hmotnosti pro model, zelenou barvou je označena zvolená křivka efektivní hmotnosti.



Obr. 8.3.14: Porovnání aproximace zvolené křivky efektivní hmotnosti a efektivní hmotnosti modelu do směru x



Obr. 8.3.15: Porovnání aproximace zvolené křivky efektivní hmotnosti a efektivní hmotnosti modelu do směru y

Na těchto obrázcích je názorně vidět, že model s parametry vypočtenými pomocí křivky impedance aproximuje velmi dobře i příslušnou křivku efektivní hmotnosti. Pro křivky efektivní hmotnosti z literatury č. 18 nebudou modely porovnávány vzhledem k tomu, že hodnoty jejich parametrů nejsou reálné a nemá smysl se jimi zabývat.

8.3.2 Návrh parametrů jednohmotového modelu pro směr x a y pomocí metody volby úpravy sady parametrů

Jako matematický model byl do jednotlivých směrů zvolen napřed jednohmotový model, aby bylo možné říci, zdali je možné vytvořit složitější model, který je uveden na obr. 8.3.1. Určení parametrů proběhlo pro zvolené křivky impedance dle grafů uvedených na obr. 8.3.2. Tento způsob byl zvolen, protože metoda optimalizace parametrů modelu pomocí metody nejmenších čtverců nedávala rozumné hodnoty parametrů pro modely aproximující křivky impedance z literatury č. 18. Pro křivky impedance z literatury č. 31 už jsou vypočteny reálné hodnoty parametrů modelu a není je tedy nutné získávat jiným způsobem.

Navržené počáteční parametry modelů do jednotlivých směrů:

Parametry modelu do směru x:

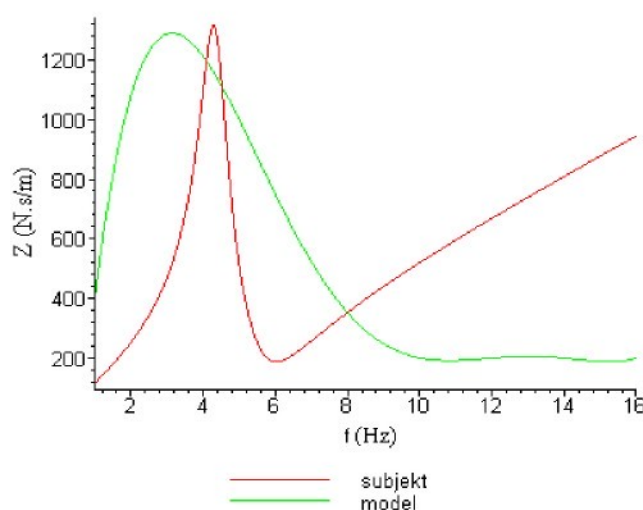
$$m_0=10, m_1=8, b_1=40, k_1=6000$$

Parametry modelu do směru y:

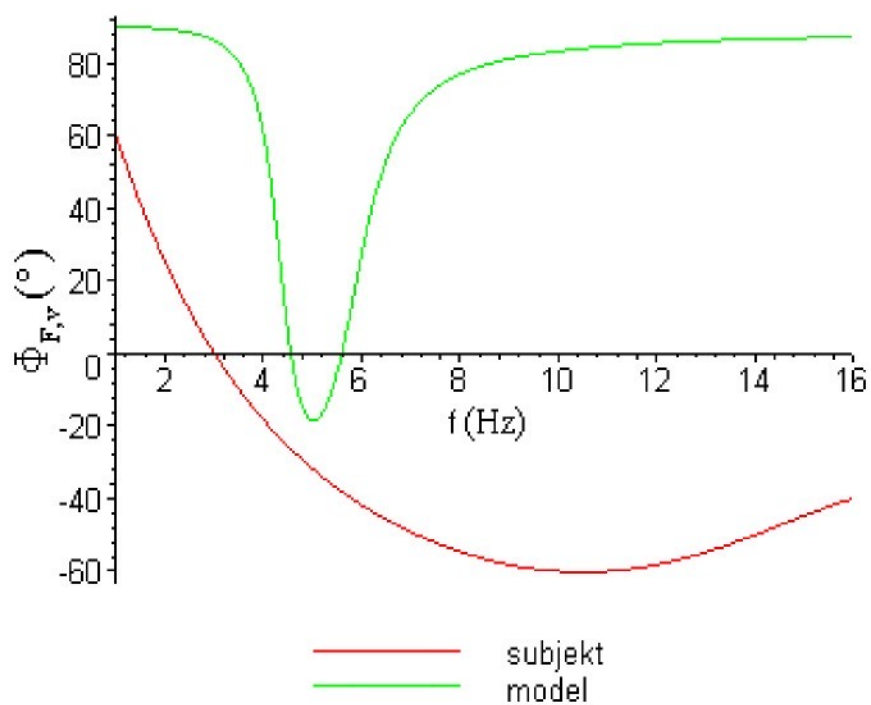
$$m_0=10, m_1=8, b_1=80, k_1=6000$$

Impedanční charakteristiky a fáze pro modely s danými parametry stanovenými pro jednotlivé směry :

Směr x:

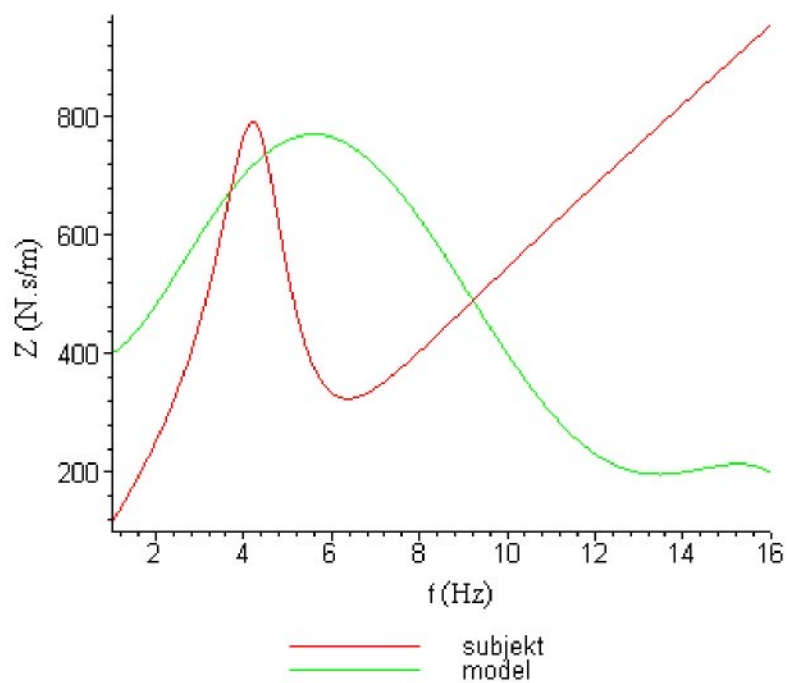


Obr. 8.3.16: Porovnání získané a vypočtené křivky impedance pro model do směru x

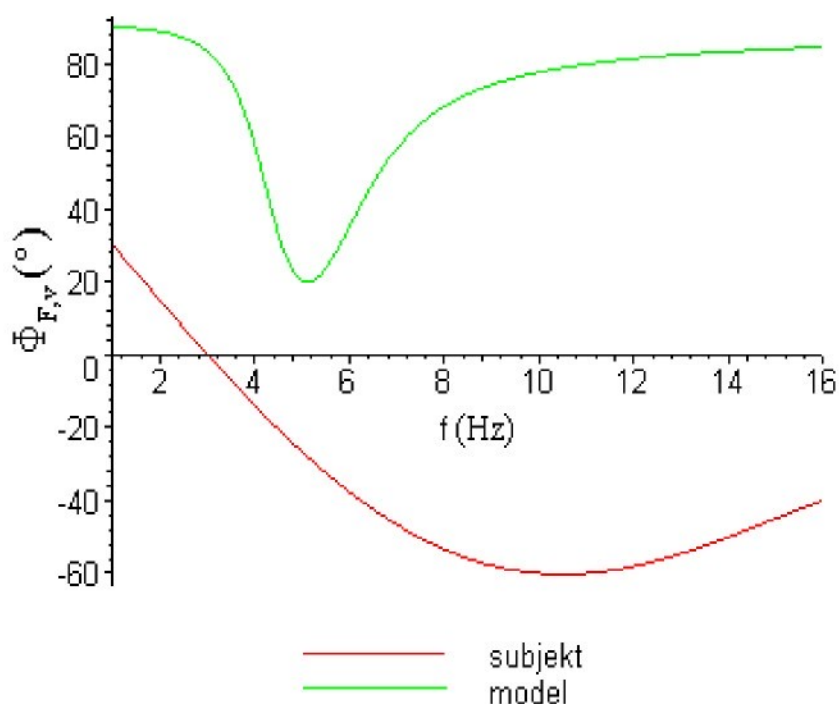


Obr. 8.3.17: Porovnání získané a vypočtené křivky fáze pro model do směru x

Směr y :



Obr. 8.3.18: Porovnání získané a vypočtené křivky impedance pro model do směru y



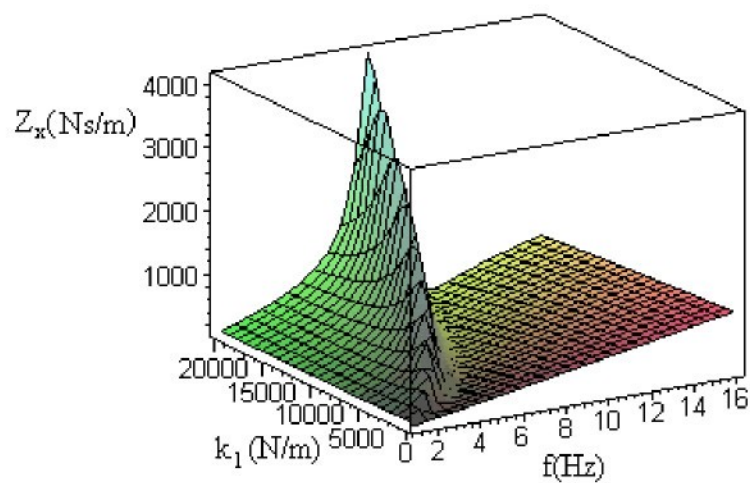
Obr. 8.3.19: Porovnání získané a vypočtené křivky fáze pro model do směru y

Na obr. 8.3.16 až 8.3.19 jsou vypočtené impedance a fáze pro jednotlivé směry matematického modelu a jsou zde porovnány se zvolenou křivkou impedance, fáze.

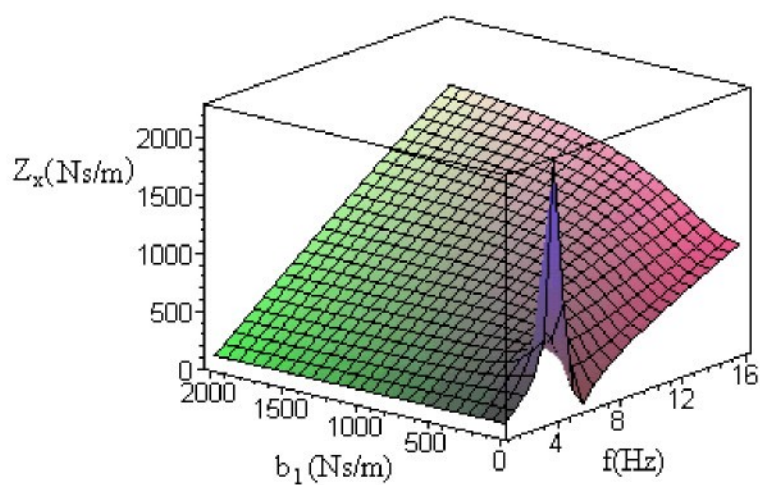
Při pohledu na obrázky 8.3.16 a 8.3.19 je vidět velké rozdíly mezi naměřenými hodnotami a vypočtenými charakteristikami. Proto je nutné považovat tyto matematické modely za velmi přibližné.

Také je vhodné zjistit, jak se mění křivka impedance se změnou jednotlivých parametrů. Pro příklad byl zvolen model do směru x a v jeho základní sadě měníme jednotlivé parametry.

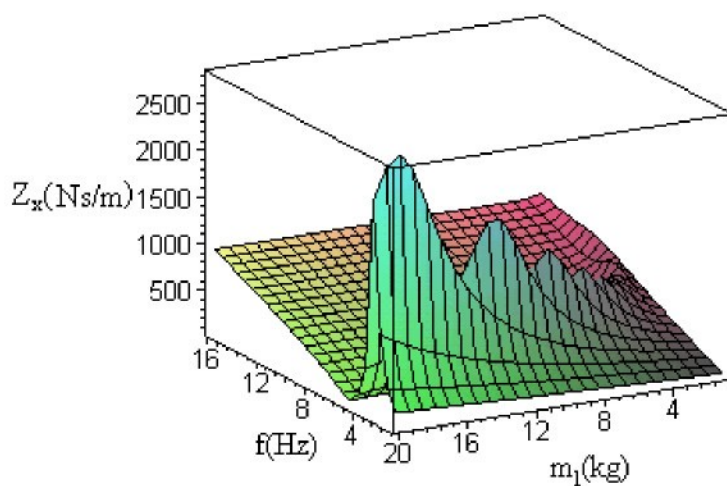
Na obr. 8.3.20 je názorně vidět změna křivky impedance, měníme-li velikost tuhosti pružiny k_1 . Také se ukazuje, že koeficient tuhosti pružiny má velký vliv na tvar impedance křivky. Pro tento případ se použitelné hodnoty tohoto koeficientu pohybují od 3000 do 10000. Na obr. 8.3.21 je vidět, že koeficient tlumení má vliv na křivku impedance jen do hodnot 200, poté je již impedance na koeficientu tlumení téměř nezávislá.



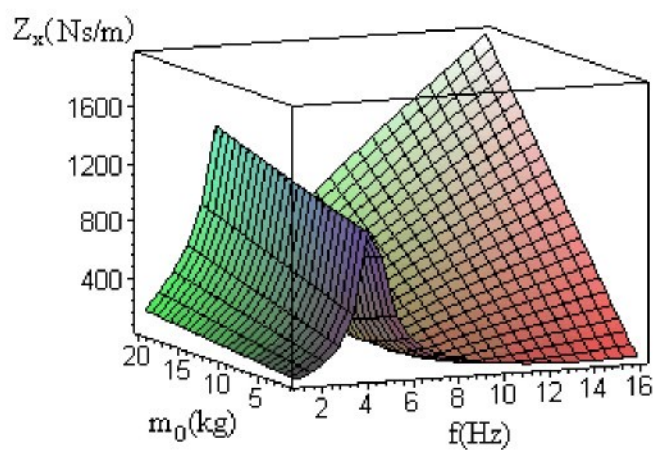
Obr. 8.3.20: Změna křivky impedance měníme-li hodnotu konstanty tuhosti pružiny k_1



Obr. 8.3.21: Změna křivky impedance měníme-li hodnotu konstanty tlumiče b_1



Obr. 8.3.22: Změna křivky impedance měníme-li hodnotu hmotnosti m_1

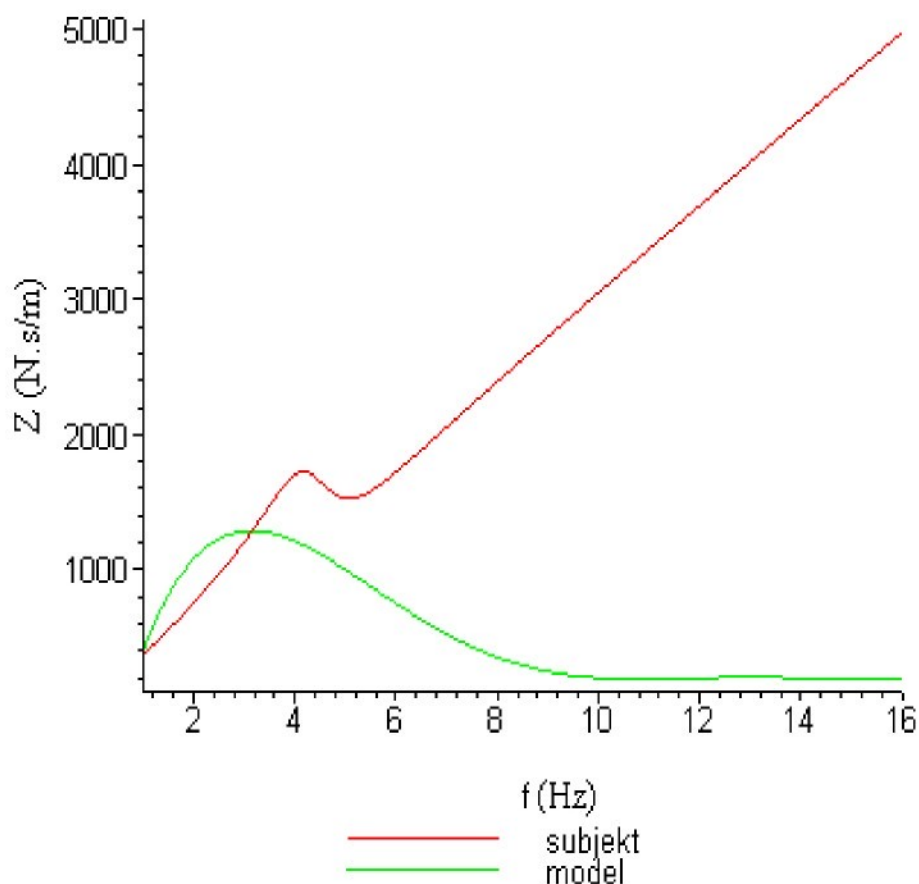


Obr. 8.3.23: Změna křivky impedance měníme-li hodnotu hmotnosti m_0

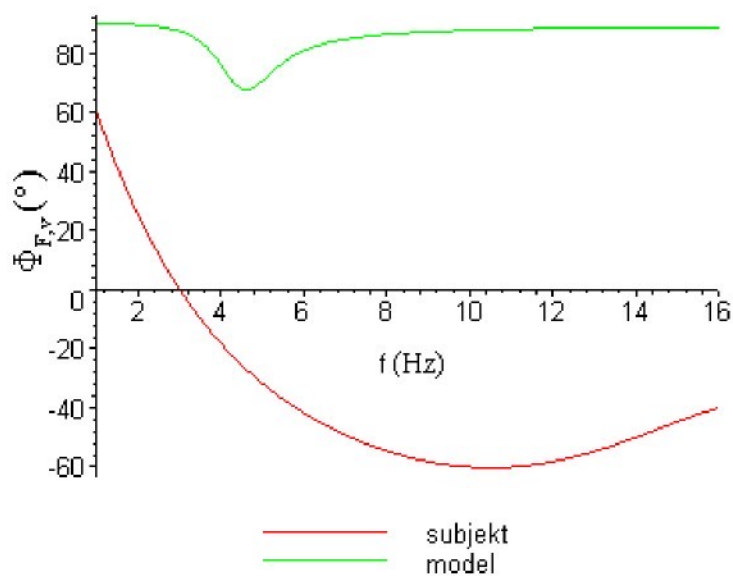
Na obr. 8.3.22 je názorně vidět, že velikost hmoty m_1 má vliv na křivku impedance jen v oblasti maximálních hodnot kolem 4 Hz, dále už je její vliv poměrně malý. Použitelné

hodnoty jsou v oblasti 1 až 10 kg. Na obr. 8.3.23 je vidět, že největší vliv na křivku impedance tak, aby aproximovala zvolenou křivku impedance, má hmotnost m_0 . Aby tento model byl realizovatelný, bylo by nutné zvolit m_0 kolem 10 kg. To ovšem zvyšuje hodnoty impedance od frekvence 7 Hz. Aby křivka impedance pro tento model naopak co nejlépe aproximovala zvolenou křivku impedance, bylo by nejvhodnější zvolit m_0 kolem 1 kg. To jsou protichůdné požadavky, které nelze splnit, proto je nutné očekávat, že zvedne-li se hmotnost m_0 na 50 kg, což by odpovídalo uspořádání matematického modelu dle obr. 8.3.1, bude křivka impedance oproti zvolené křivce silně deformovaná. Míra deformace bude ukázána na následujících obrázcích pro $m_0=50$ kg, jinak jsou parametry modelů stejné.

Model pro směr x:

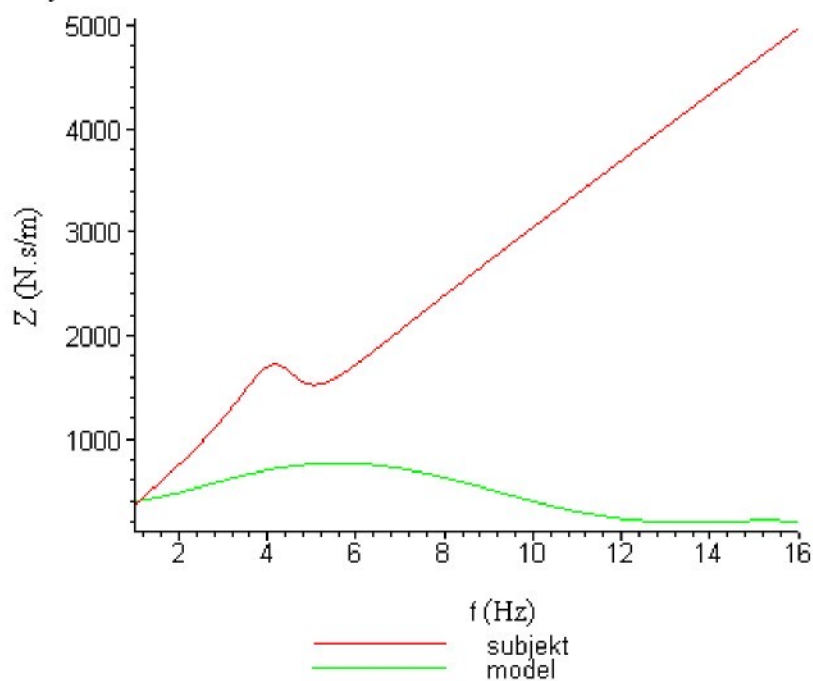


Obr. 8.3.24: Změna křivky impedance modelu do směru x, je-li hmota $m_0=50$ kg

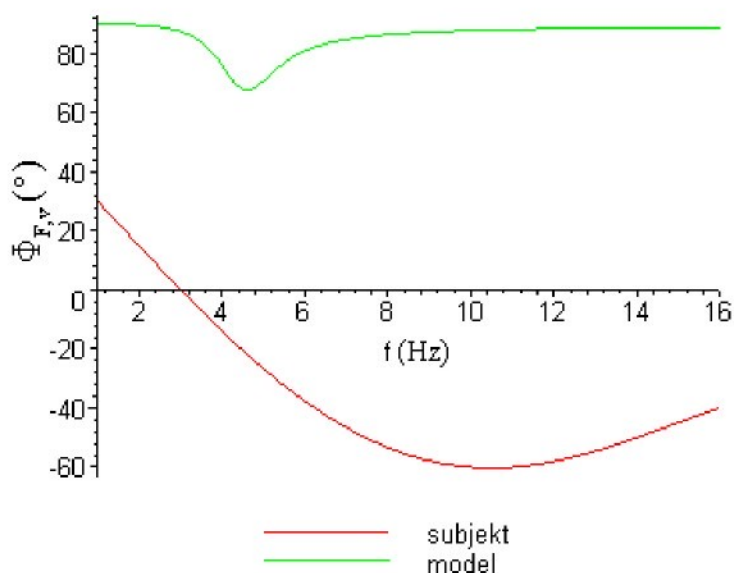


Obr. 8.3.25: Změna křivky fáze modelu do směru x, je-li hmota $m_0 = 50 \text{ kg}$

Model pro směr y:



Obr. 8.3.26: Změna křivky impedance modelu do směru y, je-li hmota $m_0 = 50 \text{ kg}$



Obr. 8.3.27: Změna křivky fáze modelu do směru y , je-li hmota $m_0 = 50$ kg

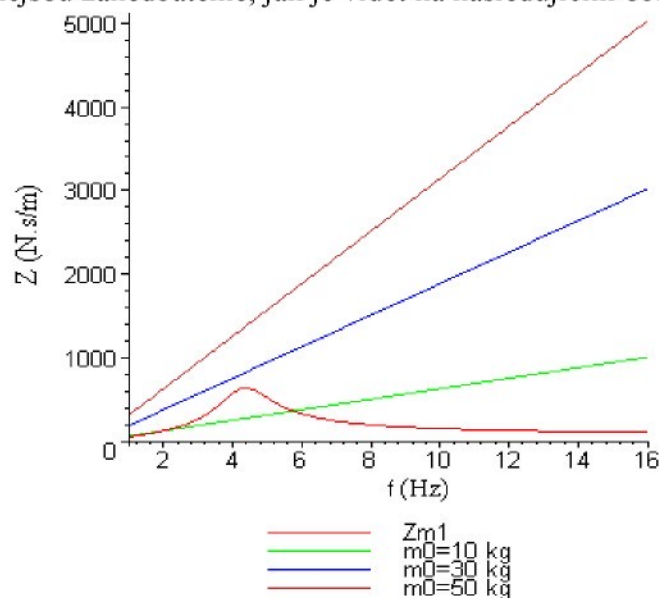
Závěr:

Na obr. 8.3.24 až 8.3.27 je názorně vidět, že pokud by byl použit matematický model dle obr. 8.3.1, lze pak do horizontálních směrů považovat jeho vlastnosti za velmi špatné. Proto je nutné buď do jednotlivých směrů používat samostatné matematické modely (zatěžové moduly), nebo změnit matematický model tak, aby se choval podle uvedených požadavků. To však bez dalších měření impedančních křivek není možné, protože výše uvedené křivky jsou jediné dostupné, které bylo možné získat ze zahraniční literatury. Dle těchto křivek není možné navrhnout matematický model podle navrženého uspořádání (obr.8.3.1).

Proto dalším krokem by mělo být ověření těchto naměřených křivek vlastními měřeními a poté znovu provést návrh parametrů matematického modulu nahrazujícího lidské tělo pro multivibrační zatěžování sedaček. Pokud se prokáže, že výše uvedené naměřené charakteristiky jsou ve shodě s dalšími naměřenými charakteristikami, pak bude nutné navrhnout jiný matematický model zatěžovacího modulu, který může být realizován klasickým řešením, hmota, pružina, tlumič, nebo realizován pomocí akčních dynamických členů (řízený elektrodynamický válec). Toto řešení by bylo pravděpodobně nejlepší.

Pro návrh nové konstrukce jsou důležité požadavky vzešlé z výše uvedených výpočtů:

Model pro vibrační buzení v ose z má již dané parametry, které jsou vyhovující. S těmito parametry je však nutné počítat i pro horizontální směry budících vibrací. Protože k silovým účinkům do os x a y je nutné započítat také síly vzniklé od hmotnosti m_0 , která reprezentuje hmotu m_z a které nejsou zanedbatelné, jak je vidět na následujícím obrázku.



Obr. 8.3.28: Porovnání křivek impedance pro různé hmotnosti m_0 s křivkou impedance modelu do směru x

Na obr. 8.3.28 je vidět porovnání křivky impedance pro model ve směru x pro hmotnost m_1 (Z_{m1}) a pro různé velikosti m_0 . Vztah pro impedanci hmotnosti m_0 je následující:

$$Z_{m0} = |m_0 \cdot a_{bx,y} / v_{bx,y}| \quad (8.2)$$

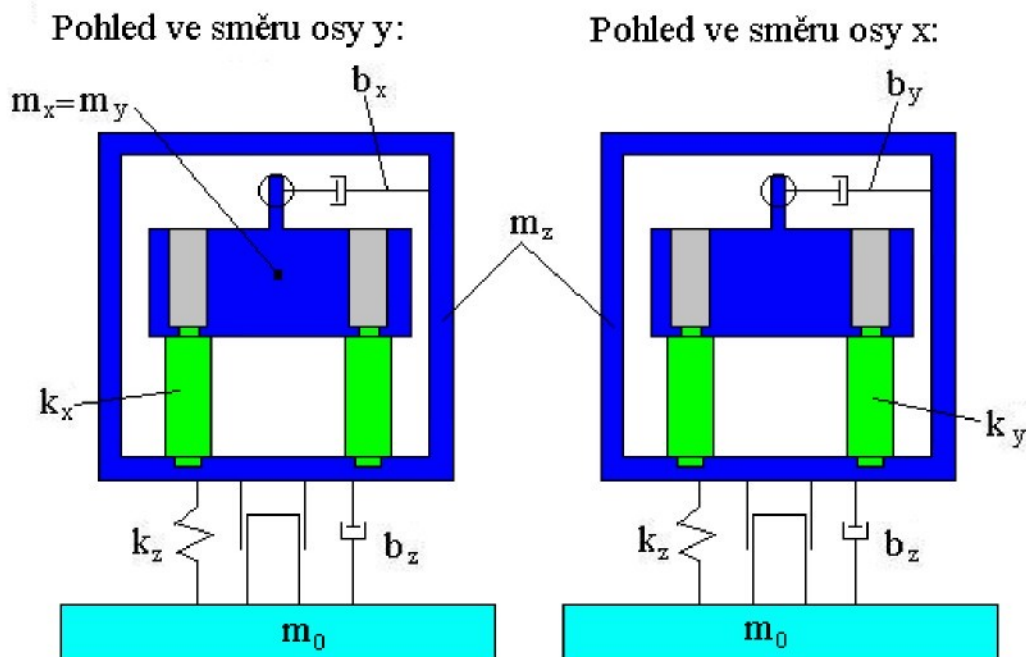
Z toho vyplývá, že při navrhování parametrů matematického modelu lidského těla pro horizontální směry vibrací je nutné požadovat, aby m_0 byla co nejmenší. To je nejdůležitější požadavek.

Další požadavek je, aby koeficienty tlumení byly velmi malé. Také i koeficienty tuhosti pružin by měly být menší než pro model v ose z.

8.3.3 Návrh konstrukční realizace modelu zatěžovacího modulu pro multivibrační buzení

Jako základ pro konstrukci tohoto matematického modelu byl zvolen jednohmotový model, ale s úpravami hmoty tak, aby byl použitelný pro matematický model. Tento model je použitelný především pro vibrační buzení v ose z. Pro vibrační buzení v osách x a y jsou jeho vlastnosti špatné, jak vyplývá z předešlé kapitoly. Proto je tento konstrukční návrh jen předběžný a bude nutné jej pravděpodobně časem změnit.

Nyní si uvedeme obrázek pro názornou ilustraci.



Obr. 8.3.29: Návrh konstrukce zatěžovacího modulu pro multivibrační buzení

Na tomto obrázku je názorně vidět, že koncepce jednohmotového modelu je zachována, ale v hmotě m_z je vložena hmota $m_{x,y}$ na tyčích nahrazujících pružiny. Protože tuhost pružin je do směru x a y stejná, lze použít tyče kruhového průřezu. Na hmotě $m_{x,y}$ jsou do příslušných směrů umístěny tlumiče spojené s touto hmotou a rámem hmoty m_z . Hmota m_z je tvořena hmotou $m_{x,y}$, hmotou tyčí, tlumičů a rámu hmoty m_z .

Pokud budeme chtít počet hmot zvýšit, lze to provést velmi snadno a pokud budeme chtít změnit tuhosti pružin, nebo tlumiče, jednoduše je vyměníme za požadované.

Kapitola 9

Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout matematický model pro lidské tělo je-li vystaveno multivibračnímu buzení. Dále bylo úkolem stanovit kritéria hodnocení dynamického chování lidského těla pro multivibrační buzení založených na výkonu.

V této práci předcházelo vytvoření matematického modelu lidského těla pro multivibrační buzení, osvětlení problematiky měření dynamických charakteristik lidského těla, matematických modelů a realizace těchto modelů pro jeden směr budících vibrací. Protože, bez toho, aniž bychom do této problematiky pronikli pro jeden směr budících vibrací, nemůžeme navrhovat matem. model lidského těla pro multivibrační buzení.

První úkol:

- Pro jeden směr budících vibrací byly porovnány matematické modely lidského těla, jejich fyzických realizací a porovnání jejich vlastností, předností a byly zvoleny nejvhodnější varianty těchto modulů, aby co nejlépe aproximovaly příslušné dynamické charakteristiky lidského těla. To vytvořilo základ, co se týče konstrukce a parametrů matematického modelu lidského těla pro multivibrační buzení lidského těla.

Druhý úkol:

- Nastíněny byly maximální velikosti vibrací při multivibračním buzení a také byly nastíněny jaké kombinace budících vibrací lze použít. Také byly stanoveny maximální amplitudy budících vibrací pro translaci i rotaci.

Třetí úkol:

- Byly vytvořeny matematické základy pro hodnocení vibrací pomocí výkonu, který prochází lidským tělem.
- Následovalo srovnání disipovaného výkonu pro model a měřený subjekt. Zde byla zjištěna relativně dobrá shoda mezi naměřenými výsledky pro matematický model a lidské tělo.

- Byla dána výchozí definice pro počítání disipovaného výkonu z naměřených dat a zjištěn přibližný vztah mezi absorbovaným a disipovaným výkonem.
- Pro hodnocení vlivů vibrací na lidské tělo je nejlepší disipovaný výkon, protože jeho hodnoty jsou závislé na velikosti budících vibrací, a to je pro posuzování vibrací nejvhodnější. Jako nejvhodnější definice disipovaného výkonu se jeví dle 3.9. Je vhodná i pro numerické zpracování naměřených hodnot. Výpočet absorbovaného výkonu dle 3.8 je nepřesný, protože hodnoty fáze do něj vstupující jsou při vyhodnocování naměřených průběhů měřeny nepřesně a mají jen informativní charakter.

Čtvrtý úkol:

- Byly porovnány různé typy dynamických charakteristik lidského těla, srovnány jejich výhody a nevýhody použití pro navrhování matematických modelů dynamické odezvy lidského těla na budící vibrace.
- Byly uvedeny naměřené impedanční charakteristiky ze dvou experimentů provedených v roce 2003 a 2004.
- Pro navrhování matematických modelů dynamického chování lidského těla jsou nejvhodnější impedance a efektivní hmotnost.
- Při návrhu matematického modelu pro multivibrační buzení byly napřed ukázány možnosti jak navrhnout parametry tohoto modelu pro budící vibrace v jednom směru.
- Byla navržena koncepce matematického modelu lidského těla založená na jednohmotovém modelu (pro různé směry budících vibrací).
- Byl vytvořen předběžný návrh konstrukce zatěžovacího modulu pro multivibrační zatěžování sedaček.

V tomto závěru nelze shrnout všechny podstatné závěry vycházející z této práce, protože jejich výčet by zaplnil mnoho stránek a navíc by byly vytržené ze souvislosti, které čtenář pochopí jen při čtení příslušné kapitoly, proto odkazuji na závěry uvedené v jednotlivých kapitolách.

Jako celkový závěr bych označil tu skutečnost, že se podařilo vyhovět cílům práce uvedeným v kapitole 2.

Literatura

- [1] ČSN ISO 7626-1 Vibrace a rázy - Experimentální určování mechanické pohyblivosti-
Část 1: Základní definice snímače.
- [2] ČSN ISO 7626-2 Vibrace a rázy - Experimentální určování mechanické pohyblivosti-
Část 2: Měření pomocí translačního buzení v jednom bodě s připojeným vibrátorem.
- [3] EN ISO 13090-1 Vibrace a rázy - Pokyny pro bezpečnostní hlediska zkoušek a
pokusů na lidech - Část 1: Expozice celkovým vibracím a opakovaným rázům.
- [4] ČSN ISO 2631-1 Vibrace a rázy - Hodnocení expozice člověka celkovým
vibracím - Část 1: Všeobecné požadavky.
- [5] ČSN ISO 10326-1 Vibrace - Laboratorní metoda hodnocení vibrací vozidlových
sedadel - Část 1: Základní požadavky.
- [6] ČSN ISO 5982 - 2002 Vibrace a rázy - Vstupní mechanická impedance lidského těla.
- [7] ČSN ISO 5982 - 1981 Vibrace a rázy - Vstupní mechanická impedance lidského těla.
- [7] ČSN ISO 8041 Vibrace působící na člověka - měřicí přístroje.
- [8] ČSN ISO 8041- změna Vibrace působící na člověka - měřicí přístroje.
- [9] Døssing, O. Zkoušení mechanických soustav - Část1: Měření pohyblivosti,
B&K, listopad 1988.
- [10] Schnorrenberg, W. Spektrumanalyse : Theorie und praxis, Vogel, 1990
- [11] Broch, J.T. Messungen von Mechanischen Schwingungen und Stößen, B&K,
September 1970.
- [12] Soukup, J. Identifikace soustav, SNTL Praha 1990
- [13] Holmlund, P., Lundström, R., Lindberg, L., Mechanical impedance of human body
in vertical direction, Applied Ergonomics 31 (2000), 415-422.
- [14] Cho, Y., Yoon, Y-S., 2001. Biomechanical model of human on seat with backrest
for evaluating ride quality, International Journal of Industrial Ergonomics 27
(2001), 331-345.
- [15] Tregoubov, V.P., 1999. Problems of mechanical model identification for human
body under vibration, Mechanism and Machine Theory 35 (2000), 491-504.

- [16] Lins, W., S.: Human vibration response measurement. Document control data, R&D, US Army, 1972.
- [17] R. Lundström, P. Holmlund, 1998, Absorption of energy during whole-body vibration exposure, *Journal of Sound and Vibration* (1998) 215(4), 789-799.
- [18] P. Holmlund, R. Lundstrom, Mechanical impedance of the human body in the horizontal direction, *Journal of Sound and Vibration* (1998) 215(4), 801 -812
- [19] L.wei and M. J. Griffin, Mathematical models for the apparent mass of the seated human body exposed to vertical vibration, *Journal of Sound and Vibration* (1998) 215(5), 885-874
- [20] Zápisy z jednání CEN/TC231/WG9
- [21] G. S. Paddan and M. J. Griffin, Evaluation of whole-body vibration in vehicles, *Journal of Sound and Vibration* (2002) 253(1), 195-213
- [22] P.-E. Boileau, S. Rakheja, Whole-body vertical biodynamic response characteristics of the seated vehicle driver Measurement and model development, *International Journal of Industrial Ergonomics* 22 (1998) 449- 472
- [23] N.J. Mansfield, R. Lundstrom, The apparent mass of the human body exposed to non-orthogonal horizontal vibration, N.J. Mansfield, R. Lundstrom, *Journal of Biomechanics* 32 (1999) 1269-1278
- [24] S.D. Smith, Modeling differences in the vibration response characteristics of the human body *Journal of Biomechanics* 33 (2000) 1513-1516, Technical note
- [25] DIN45676
- [26] Mitsunori Kubo, Fumio Terauchi, Hiroyuki Aoki, Yoshiyuki Matsuoka, An investigation into a synthetic vibration model for humans: An investigation into a mechanical vibration human model constructed according to the relations between the physical, psychological and physiological reactions of humans exposed to vibration, *International Journal of Industrial Ergonomics* 27 (2001) 219-232
- [27] Technické zprávy vzniklé na HDL v letech 2000-2005
- [28] N. J. Mansfield, P. Holmlund AND R. Lundstrom, Apparent mass and absorbed power during exposure to whole-body vibration and repeated shocks, *Journal of Sound and vibration* (1998) 248(3), 427-440

- [29] V. Zeman, Z. Hlaváč, Kmitání mechanických soustav, ZČU Plzeň, ISBN 80-7082-563-4
- [30] N. J. Mansfield, M. J. Griffin, Effect of magnitude of vertical whole-body vibration on absorbed power for the seated human body, *Journal of Sound and Vibration* (1998) 215(4) 813-825
- [31] Barbara Hinz, Ralph Bluthner, Gerhard Menzel, Sebastian Rutzelb, Helmut Seidel, Horst Peter Wolfelb, Apparent mass of seated men Determination with single- and multi-axis excitations at different magnitudes,, *Journal of Sound and Vibration* (2006) 298, 788-809
- [32] P. Holmlund, R. Lundstrom, Mechanical impedance of the sitting human body in single-axis compared to multi-axis whole-body vibration exposure, *Clinical Biomechanics* 16 supplement no.1(2001) S101-S110

Příloha č.1.

Program pro výpočet fáze určený pro software zpracovávající data:

Výpočet byl vytvořen v programovacím prostředí programu Diadem 8.1 od National Instruments Inc.

Hlavička programu

```
{ ..... }
{ .... New Autosequence. }
{ .... Recording date: 18.10.2005 }
{ .... Recording time: 10:12:10 }
{ .... Author      : pytlík }
{ .... Comment    : }
{ ..... }
```

Výpočet obalových křivek:

Vypočtené hodnoty z minim se poté přičtou k průběhům rychlosti a síly, aby se jejich průběhy posunuly do kladných hodnot.

```
CHNENVELOPES('gen_X_channel','v1','X_EnvlCurve_Max','Y_EnvlCurve_Max','X_EnvlCurve_Min','Y_EnvlCurve_Min',100); { ... X,Y,E,E,E,E,DXPEAK }
CHNENVELOPES('gen_X_channel','v2','X_EnvlCurve_Max','Y_EnvlCurve_Max','X_EnvlCurve_Min','Y_EnvlCurve_Min',100); { ... X,Y,E,E,E,E,DXPEAK }
CHNENVELOPES('gen_X_channel','v3','X_EnvlCurve_Max','Y_EnvlCurve_Max','X_EnvlCurve_Min','Y_EnvlCurve_Min',100); { ... X,Y,E,E,E,E,DXPEAK }
CHNENVELOPES('gen_X_channel','F1','X_EnvlCurve_Max','Y_EnvlCurve_Max','X_EnvlCurve_Min','Y_EnvlCurve_Min',100); { ... X,Y,E,E,E,E,DXPEAK }
CHNENVELOPES('gen_X_channel','F2','X_EnvlCurve_Max','Y_EnvlCurve_Max','X_EnvlCurve_Min','Y_EnvlCurve_Min',100); { ... X,Y,E,E,E,E,DXPEAK }
CHNENVELOPES('gen_X_channel','F3','X_EnvlCurve_Max','Y_EnvlCurve_Max','X_EnvlCurve_Min','Y_EnvlCurve_Min',100); { ... X,Y,E,E,E,E,DXPEAK }
```

Odstranění nepotřebných průběhů obalových křivek:

```
CHNDELETE('8-9');           { ... CLPSOURCE }
CHNDELETE('10-11');         { ... CLPSOURCE }
CHNDELETE('12-13');         { ... CLPSOURCE }
CHNDELETE('14-15');         { ... CLPSOURCE }
CHNDELETE('16-17');         { ... CLPSOURCE }
CHNDELETE('18-19');         { ... CLPSOURCE }
CHNDELETE('20');            { ... CLPSOURCE }
CHNDELETE('21');            { ... CLPSOURCE }
CHNDELETE('22');            { ... CLPSOURCE }
CHNDELETE('23');            { ... CLPSOURCE }
CHNDELETE('24');            { ... CLPSOURCE }
CHNDELETE('25');            { ... CLPSOURCE }
```

Součet průběhů síly a rychlosti a jejich příslušných obalových křivek pro minima:

```
ch(2)      := ch(2)+ch(8);
ch(3)      := ch(3)+ch(9);
ch(4)      := ch(4)+ch(10);
ch(5)      := ch(5)+ch(11);
ch(6)      := ch(6)+ch(12);
ch(7)      := ch(7)+ch(13);
```

Pronásobení průběhů síly a rychlosti časem(kanál č.1.)

```
vt1        := ch(2)*ch(1);
vt2        := ch(3)*ch(1);
vt3        := ch(4)*ch(1);
Ft1        := ch(5)*ch(1);
Ft2        := ch(6)*ch(1);
Ft3        := ch(7)*ch(1);
```

Integrace průběhů síly, rychlosti a průběhů přenásobených časem

```
ch(32)=CHNINTEGRATE('gen_X_channel','v1','Y_integral'); { ... X,Y,E }
ch(33)=CHNINTEGRATE('gen_X_channel','v2','Y_integral'); { ... X,Y,E }
ch(34)=CHNINTEGRATE('gen_X_channel','v3','Y_integral'); { ... X,Y,E }
ch(35)=CHNINTEGRATE('gen_X_channel','F1','Y_integral'); { ... X,Y,E }
ch(36)=CHNINTEGRATE('gen_X_channel','F2','Y_integral'); { ... X,Y,E }
ch(37)=CHNINTEGRATE('gen_X_channel','F3','Y_integral'); { ... X,Y,E }
ch(38)=CHNINTEGRATE('gen_X_channel','vt1','Y_integral'); { ... X,Y,E }
ch(39)=CHNINTEGRATE('gen_X_channel','vt2','Y_integral'); { ... X,Y,E }
ch(40)=CHNINTEGRATE('gen_X_channel','vt3','Y_integral'); { ... X,Y,E }
ch(41)=CHNINTEGRATE('gen_X_channel','Ft1','Y_integral'); { ... X,Y,E }
ch(42)=CHNINTEGRATE('gen_X_channel','Ft2','Y_integral'); { ... X,Y,E }
ch(43)=CHNINTEGRATE('gen_X_channel','Ft3','Y_integral'); { ... X,Y,E }
```

Podíl příslušných integrovaných průběhů síly a rychlosti dle vzorců Ft/F a vt/v:

```
ch(44)      := ch(38)/ch(32);
ch(45)      := ch(39)/ch(33);
ch(46)      := ch(40)/ch(34);
ch(47)      := ch(41)/ch(35);
ch(48)      := ch(42)/ch(36);
ch(49)      := ch(43)/ch(37);
```

Zprůměrování jednotlivých podílů

```
ch(50)      := (ch(44)+ch(45)+ch(46))/3;
ch(51)      := (ch(47)+ch(48)+ch(49))/3;
```

Výpočet fáze:

```
F:=(ch(50)-ch(51))*360*f;
```