



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

KONSTRUKCE ANTIVIBRAČNÍ PLOŠINY PRO LABORATORNÍ VÁHU

DESIGN OF THE ANTI-VIBRATION PLATFORM FOR LABORATORY SCALE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jakub Michalica

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Košťál, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Jakub Michalica**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. David Košťál, Ph.D.**
Akademický rok: 2021/22

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

Konstrukce antivibrační plošiny pro laboratorní váhu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Přesné laboratorní váhy s přesností pod 1 mg jsou zařízení velmi citlivá na vibrace. Jakýkoliv zdroj vibrací z okolí přenášený do váhy může ovlivnit přesnost měření či v extrému poškodit mechanismus váhy.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Cíle bakalářské práce:

Hlavním cíle je návrh a konstrukce pasivního antivibračního stolu, který sníží vibrace přenášející se ze stolu do tělesa váhy.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- rešerše existujících řešení pro pasivní izolaci vibrací v průmyslu,
- návrh alespoň 3 různých konceptů možného řešení stolku pro konkrétní váhu,
- volba finálního konceptu, detailní konstrukce zařízení.

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

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

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

<http://www.ustavkonstruovani.cz/texty/bakalarske-studium-ukonceni/>

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, Ch.R., BUDYNAS, R.G.: Konstruování strojních součástí. Překlad 7. vydání, VUTIUM, Brno 2010, 1186 s, ISBN 978-80-214-2629-0.

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

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá konstrukcí pasivní antivibrační platformy pro laboratorní váhu. V první části práce jsou rozebrány často používané prvky pro izolaci vibrací. Následuje návrh tří konceptů možného řešení této platformy a jejich popis. Je proveden výpočet a volba vhodných izolátorů pro zvolené řešení, rozbor problémů a úprav vzniklých při montáži a měření antivibračních vlastností hotové platformy. V závěru je celá platforma zhodnocena a porovnána, zda vyhovuje požadovaným parametrům.

KLÍČOVÁ SLOVA

vibrace, izolace, tlumení, pasivní, platforma

ABSTRACT

The bachelor thesis deals with the design of passive antivibration platform for laboratory weighing machine. In the first part of the work are listed some common isolation solution. Next is design of three possible solution concepts of this platform and their description. The calculations for possible isolators, analysis of deficiencies of the design and their solutions and measurements of the final antivibration characteristics of the finished piece are made. In the end the platform is compared if it satisfies required parameters.

KEYWORDS

vibrations, isolation, damping, passive, platform

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Citace tištěné práce:

MICHALICA, Jakub. *Konstrukce antivibrační plošiny pro laboratorní váhu*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/137304>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce David Košťál.

Citace elektronického zdroje:

MICHALICA, Jakub. *Konstrukce antivibrační plošiny pro laboratorní váhu* [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/137304>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce David Košťál.

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji svému vedoucímu Ing. Davidu Košťálovi Ph.D. za rady, věcné připomínky a vstřícnost při zpracování bakalářské práce a její následné realizaci.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Davida Košťála Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

TITULNÍ STRANA	1
ZADÁNÍ ZÁVĚREČNÉ PRÁCE	3
ABSTRAKT	5
KLÍČOVÁ SLOVA	5
ABSTRACT	5
KEYWORDS	5
BIBLIOGRAFICKÁ CITACE	7
PODĚKOVÁNÍ	9
PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE	9
OBSAH11	
1 ÚVOD	13
2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
2.1 Teorie izolace vibrací	14
2.2 Základní charakteristiky	14
2.3 Izolátor vs tlumič	15
2.4 Základní modely izolátorů	16
2.4.1 Pevně spojený viskózní tlumič	19
2.5 Druhy pasivních izolátorů vibrací	20
2.5.1 Elastomerové izolátory	20
2.5.2 Druhy zatížení elastomerových izolátorů	24
2.5.3 Ocelové pružiny	26
2.5.4 Pneumatické (vzduchové) pružiny	28
2.5.5 Lanové izolátory vibrací	28
2.5.6 Granitové desky	29
3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	31
3.1 Analýza problému	31
3.2 Cíl práce	32

4	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	33
4.1	Koncept č. 1	33
4.2	Koncept č. 2	34
4.3	Koncept č. 3	36
5	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	37
5.1	Základní rozměry platformy	37
5.2	Přídavné závaží	37
5.3	Volba izolátoru	38
5.3.1	Výběr lanových izolátorů	39
5.3.2	Výběr elastomerových izolátorů	43
5.4	Získání hodnoty izolace	45
5.5	Porovnání vhodných izolátorů	47
5.6	Upevnění izolátorů	49
5.7	Výsledná cena konceptu	49
5.8	Problémy konceptu a úpravy provedené při sestavování	50
5.9	Měření vlastností upravené platformy	54
5.9.1	Popis průběhu měření	55
5.9.2	Zhodnocení měřených hodnot	56
6	DISKUZE	58
7	ZÁVĚR	59
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	60
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	64
9.1	Seznam použitých fyzikálních veličin	64
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	66
11	SEZNAM TABULEK	68
12	SEZNAM PŘÍLOH	69

1 ÚVOD

V jakémkoli pracovním prostředí se vyskytují vibrace. Tyto vibrace mohou být způsobeny nejen vybavením a přístroji přímo v místnosti, zařízeními umístěnými v jiných patrech, průjezdem vlaků nebo nákladních automobilů poblíž budovy, pohybem osob po neizolovaných podlahách, ale také neopatrnou manipulací s těžšími předměty poblíž citlivých zařízení.

Jedním z přístrojů, na který mají tyto vibrace neblahý vliv jsou laboratorní váhy. Chvění z okolí má za důsledek nižší přesnost měření projevující se nestálou (proměnlivou) naměřenou hodnotou. Dlouhodobé vystavení vibracím a silnějším rázům může mít za následek trvalé poškození jemných interních mechanismů. Takto poškozená váha již následně nemusí měřit v toleranci předepsané výrobcem. Tyto vibrace lze ovšem tlumit.

Tlumení vibrací je možné provádět aktivně nebo pasivně. Aktivní tlumení je prováděno za pomoci elektronických komponent (senzory, ovladače), které měří vibrace a následnou izolaci provádí pomocí aktivních tlumičů rázů. Tento druh tlumení je velice účinný a jeho využití je hlavně v odvětvích kde přesnost je velice vysokou prioritou (lékařství, optika, výroba čipů a procesorů), ale i v automobilovém průmyslu. Nevýhodou jsou ovšem vysoké náklady, kde cena jednoho tlumiče sahá do desítek tisíc korun.

Pasivní izolace vibrací je naopak mnohem levnější a jednodušší. Toto tlumení je prováděno za pomoci pružin, elastomerů nebo vzduchových měchů a pružin. Ačkoli míra tlumení není tak vysoká jako u aktivních členů, pasivní tlumiče jsou díky své jednoduchosti vysoce spolehlivé a dokážou pracovat v mnohem více znečištěném prostředí což je dělá vhodnými kandidáty pro izolaci vibrací pro např. armádní vozidla nebo potravinářský průmysl.

Při výběru antivibračního stolu pro laboratorní váhu ve školním prostředí není jediným rozhodujícím parametrem množství utlumených vibrací. Dalšími důležitými faktory jsou hlavně cena, která by neměla přesáhnout cenu samotné váhy, a také rozměry stolu. Rozměry jsou důležité proto, aby se co nejvíce zamezilo pokládání a manipulaci s předměty v nejbližším okolí váhy, protože takto způsobené vibrace by bylo velice obtížné tlumit.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Teorie izolace vibrací

Hlavním zaměřením izolace vibrací je snížení vibračních účinků na stroj nebo strukturu, se kterou je stroj spojen. Izolátor vibrací může být ve své nejjednodušší podobě popsán jako pružný člen spojující zařízení se základy. Funkce izolátoru je snížení velikosti pohybu přenesené z vibrujících základů do stroje nebo snížení velikosti síly přenesené ze stroje do základů [1].

2.2 Základní charakteristiky

Vlastní frekvence

Vlastní frekvence f_n je vlastnost daného tělesa (soustavy). Je to frekvence, při které má těleso sklony oscilovat, pokud není zatíženo žádnou externí silou. Jestliže ovšem na systém působí síla o frekvenci stejné nebo blízké přirozené frekvenci poté amplituda kmitů mnohonásobně vzroste, tento jev se nazývá rezonance [2].

Velikost vlastní frekvence je dána tuhostí pružiny k a hmotností tělesa m kterým je pružina zatížena [3].

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Absolutní přenos

Přenos je míra snížení přenášené síly nebo pohybu získané použitým izolátorem. Pokud jsou zdrojem vibrací základy, potom je přenos poměr vibrační amplitudy stroje ku vibrační amplitudě základů. V případě že jsou vibrace způsobovány strojem je přenos poměr amplitudy základů ku amplitudě zdroje [1].

Poměr tlumení

Poměr tlumení ζ je poměr tlumení tlumiče c a kritického tlumení c_c celé soustavy. Kde k je tuhost pružiny a m hmotnost izolované soustavy nebo objektu.

$$c_c = 2 \cdot \sqrt{k \cdot m}$$
$$\zeta = \frac{c}{c_c}$$

Pro účely izolace vibrací chceme aby $\zeta > 1$ a jednalo se tak o nadkritické tlumení.

Pohybová odezva

Pohybová odezva je poměr amplitudy výchylky stroje ku podílu budící síly podělené statickou tuhostí izolátoru. Pokud na stroj působí budící síla, potom výsledný pohyb vytváří o prostorové požadavky pro izolátor, tzn. izolátor musí mít vůli o minimální velikosti stejné jako je pohyb stroje [1].

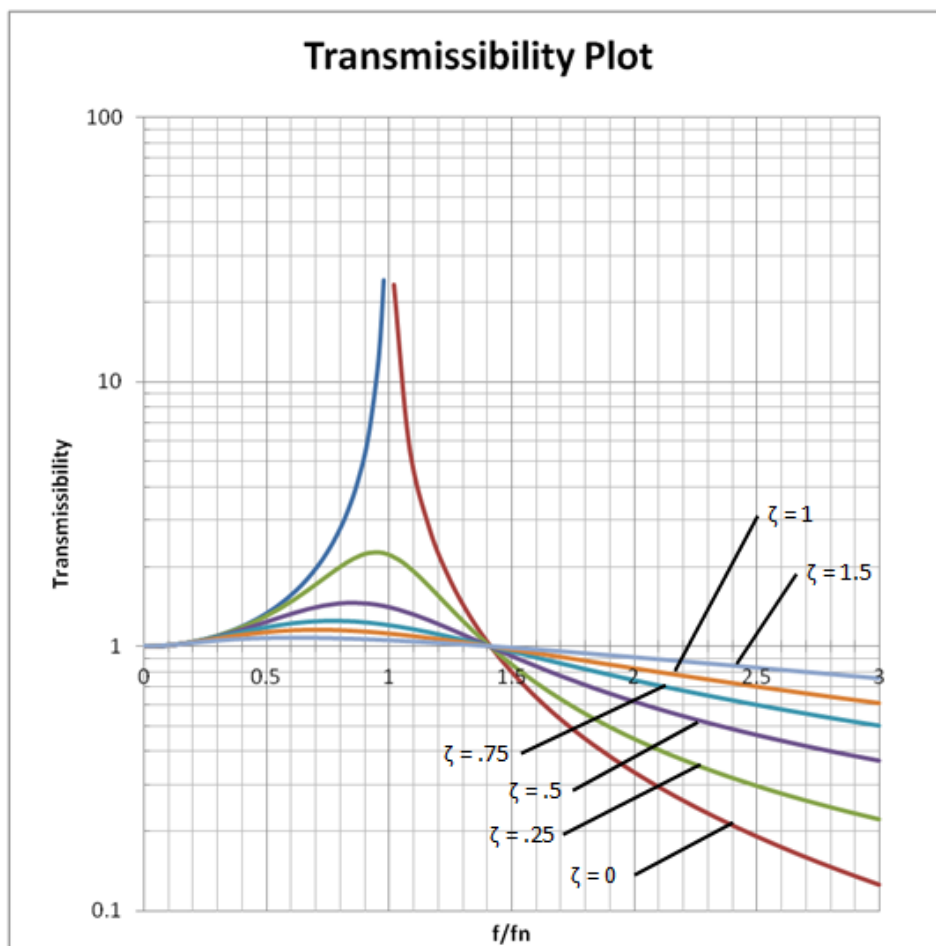
2.3 Izolátor vs tlumič

Tlumič

Tlumič vibrací slouží k absorpci nebo přeměně vibrační energie na energii jiného druhu a tím pádem snižuje množství vibrací přenesených na izolovaný objekt.

Izolátor

Izolátor vibrací je součást nebo zařízení, které zabraňuje přenosu energie a zamezuje jejímu vstupu do izolovaného objektu [4]. Většina izolátorů již disponuje vlastním tlumením, ale jsou případy kdy tlumení naopak škodí při izolaci vibrací. Jak je možno vidět v křivce přenosu na obr. 2-1 s rostoucím poměrem tlumení ζ se zpomaluje izolace vibrací v oblasti tlumení.



Obr. 2-1 Závislost přenosu na poměru tlumení [5]

2.4 Základní modely izolátorů

Důležitými vlastnostmi izolátorů je jejich nosnost na schopnost disipace energie. Pro určité typy izolátorů může nosnost i disipaci energie zajišťovat jediný člen např. přírodní nebo syntetická guma. U jiných izolátorů, jako jsou třeba kovové pružiny, může pružnému nosnému elementu chybět dostatečné tlumení. V takovémto případě je do soustavy dodán speciální prvek čistě za účelem disipace energie tzv. tlumič. Pro účely analýzy jsou pružina a tlumič považovány jako dva samostatné prvky. Obecně jsou pružiny uvažovány jako lineární a nehmotné.

Pevně spojený viskózní tlumič

Viskózní tlumič c je pevně spojen mezi strojem a jeho základem, jak je vidět v obr. 2-2 (A). Charakteristickou vlastností tlumiče je přenášená síla F_c , která je závislá na relativní rychlosti $\dot{\delta}$ skrze tlumič, $F_c = c \cdot \dot{\delta}$. Tento tlumič se občas označuje jako lineární tlumič

Pevně spojený Coulombovský tlumič

Tento systém je popsán v obr. 2-2 (B). Síla F_f , kterou působí tlumič na hmotu systému je konstantní, nezávislá na poloze nebo rychlosti, ale vždy působí proti směru relativní rychlosti skrze tlumič. Z fyzikálního hlediska je Coulombovské tření dosažitelné z relativního pohybu dvou po sobě navzájem klouzajících členů, které jsou k sobě přitlačovány konstantní silou.

Pružně spojený viskózní tlumič

Tento systém je popsán v obr. 2-2 (C). Viskózní tlumič c je sériově spojen s pružinou o tuhosti k_1 . Nosnost pružiny k je svázána s tlumením pružiny k_1 parametrem $N = k_1 / k$. Tento typ tlumiče se občas označuje jako viskoelastický systém.

Pružně spojený Coulombovský tlumič

Tento systém je popsán v obr. 2-2 (D). Třecí člen může přenášet pouze sílu vyvolanou v tlumící pružině k_1 . Při prokluzu tlumiče je síla F_f nezávislá na velikosti rychlosti skrz tlumič, ale vždy působí proti směru jejího pohybu [1].

(A) RIGIDLY CONNECTED VISCOUS DAMPER	(B) RIGIDLY CONNECTED COULOMB DAMPER	(C) ELASTICALLY CONNECTED VISCOUS DAMPER	(D) ELASTICALLY CONNECTED COULOMB DAMPER
EXCITATION			
$u = u_0 \sin \omega t$ $F = F_0 \sin \omega t$	$u = u_0 \sin \omega t^*$ OR $\ddot{u} = \ddot{u}_0 \sin \omega t^*$ $F = F_0 \sin \omega t$	$u = u_0 \sin \omega t$ $F = F_0 \sin \omega t$	$u = u_0 \sin \omega t^*$ OR $\ddot{u} = \ddot{u}_0 \sin \omega t^*$ $F = F_0 \sin \omega t$
RESPONSE			
$x = x_0 \sin(\omega t + \theta^{\dagger})$ OR $\delta = \delta_0 \sin(\omega t + \theta^{\dagger})$ WHERE $\delta = x - u$ $F_T = (F_T)_0 \sin(\omega t + \theta^{\dagger})$	$x = x_0 \sin(\omega t + \theta^{\dagger})$ OR $\delta = \delta_0 \sin(\omega t + \theta^{\dagger})$ WHERE $\delta = x - u$ $F_T = (F_T)_0 \sin(\omega t + \theta^{\dagger})$	$x = x_0 \sin(\omega t + \theta^{\dagger})$ OR $\delta = \delta_0 \sin(\omega t + \theta^{\dagger})$ WHERE $\delta = x - u$ $F_T = (F_T)_0 \sin(\omega t + \theta^{\dagger})$	$x = x_0 \sin(\omega t + \theta^{\dagger})$ OR $\delta = \delta_0 \sin(\omega t + \theta^{\dagger})$ WHERE $\delta = x - u$ $F_T = (F_T)_0 \sin(\omega t + \theta^{\dagger})$
FREQUENCY PARAMETERS			
$\omega_0 = \sqrt{k/m} \quad (c = 0)$	$\omega_0 = \sqrt{k/m} \quad (F_f = 0)$	$\omega_0 = \sqrt{k/m} \quad (c = 0)$ $\omega_{\infty} = \sqrt{(N+1) \frac{k}{m}} \quad (c = \infty)$	$\omega_0 = \sqrt{k/m} \quad (F_f = 0)$ $\omega_{\infty} = \sqrt{(N+1) \frac{k}{m}} \quad (F_f = \infty)$
DAMPING PARAMETERS			
$c_c = 2\sqrt{km}$ $\zeta = c/c_c$	$\eta = \frac{F_f}{ku_0}$ $\xi = \frac{F_f}{m\ddot{u}_0}$ $\xi_F = \frac{F_f}{F_0}$	$c_c = 2\sqrt{km}$ $\zeta = c/c_c$	$\eta = \frac{F_f}{ku_0}$ $\xi = \frac{F_f}{m\ddot{u}_0}$ $\xi_F = \frac{F_f}{F_0}$

* PHYSICALLY, THESE FORMS OF EXCITATION ARE IDENTICAL. THEY ARE EXPRESSED IN TWO DIFFERENT MATHEMATICAL FORMS FOR CONVENIENCE IN DEFINING THE DAMPING PARAMETER FOR COULOMB DAMPING.

† IN VIBRATION ISOLATION, ONLY THE MAGNITUDE OF THE RESPONSE IS OF INTEREST; THUS, THE PHASE ANGLE USUALLY IS NEGLECTED.

Obr. 2-2 Druhy idealizovaných izolátorů vibrací [1]

2.4.1 Pevně spojený viskózní tlumič

Absolutní přenosová křivka pro pevně spojený viskózní tlumič je popsána rovnicí:

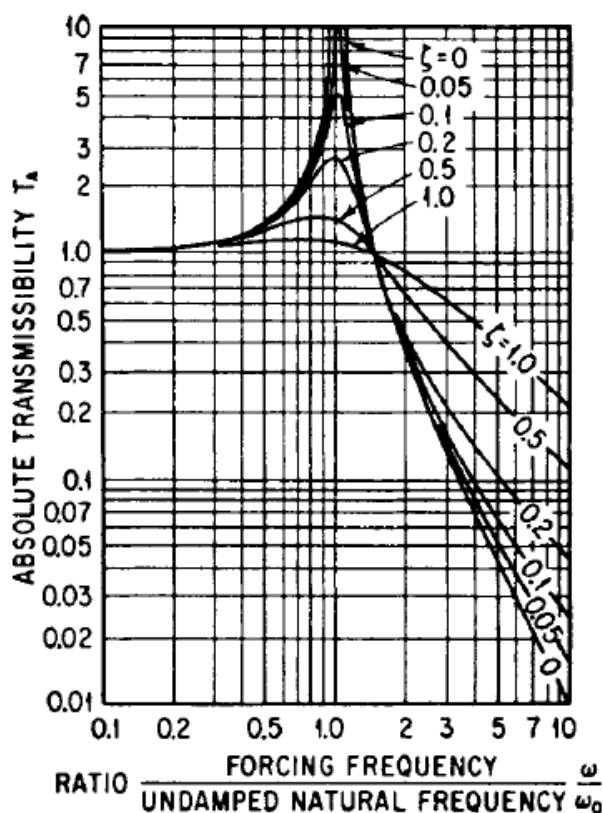
$$T_A = \frac{x_0}{u_0} = \frac{F_T}{F_0} = \sqrt{\frac{1 + \left(2 \cdot \zeta \cdot \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \left(2 \cdot \zeta \cdot \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}}$$

Proměnné jsou popsány v na obrázku 2-2A. Poměr ω/ω_0 vyjadřuje poměr úhlových frekvencí v $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$, ale je možné je nahradit i přímo poměrem frekvencí budící ku přirozené frekvenci v Hz, f/f_n .

Tvary absolutních přenosových křivek pro různá tlumení jsou zobrazeny v obrázku 2-4. Se zvyšujícím se tlumením se přenos v rezonanci snižuje, ale naopak ve vyšších hodnotách budící frekvence ω se zvyšuje (tzn. snížení vibrací není tak dobré). Z toho vyplývá, že vysoká hodnota tlumení není vždy dobrá, protože může mít za následek špatnou izolaci vibrací ve vysokofrekvenční oblasti.

Maximální hodnota absolutního přenosu vibrací v rezonanci je čistě funkce tlumení závislá na kritickém tlumení. Pro lehce tlumené systémy (tj. $\zeta < 0,1$) je maximální absolutní přenos:

$$T_{max} = \frac{1}{2 \cdot \zeta} \quad [1]$$



Obr. 2-3 Absolutní přenos pro pevně spojený, viskózně tlumený izolační systém popsány v obr. 2-2

2.5 Druhy pasivních izolátorů vibrací

Pasivní izolátory vibrací jsou komerčně dostupné v mnoha rozdílných tvarech, velikostech a s rozdílnými charakteristikami. Jejich charakteristiky jsou závislé nejen na materiálu, ze kterého je vyroben samotný tlumič, ale i na konfiguraci a celkové konstrukci izolátoru.

2.5.1 Elastomerové izolátory

Elastomer je přírodní kaučuk nebo jakýkoli polymer s pružnými vlastnostmi podobnými těm u přírodního kaučuku. Tyto materiály jsou široce používané v izolátorech, protože mohou být jednoduše tvarovány do mnoha požadovaných tvarů a poskytují velkou řadu různých tuhostí.

Elastomerové izolátory jsou superiorní oproti ostatním druhům izolátorů v tom, že pro dané množství pružnosti, výchylky, akumulace a disipace energie, vyžadují menší množství místa, jsou lehčí a také mohou být tvarovány do mnoha různých tvarů obecně levněji než jiné druhy izolátorů.

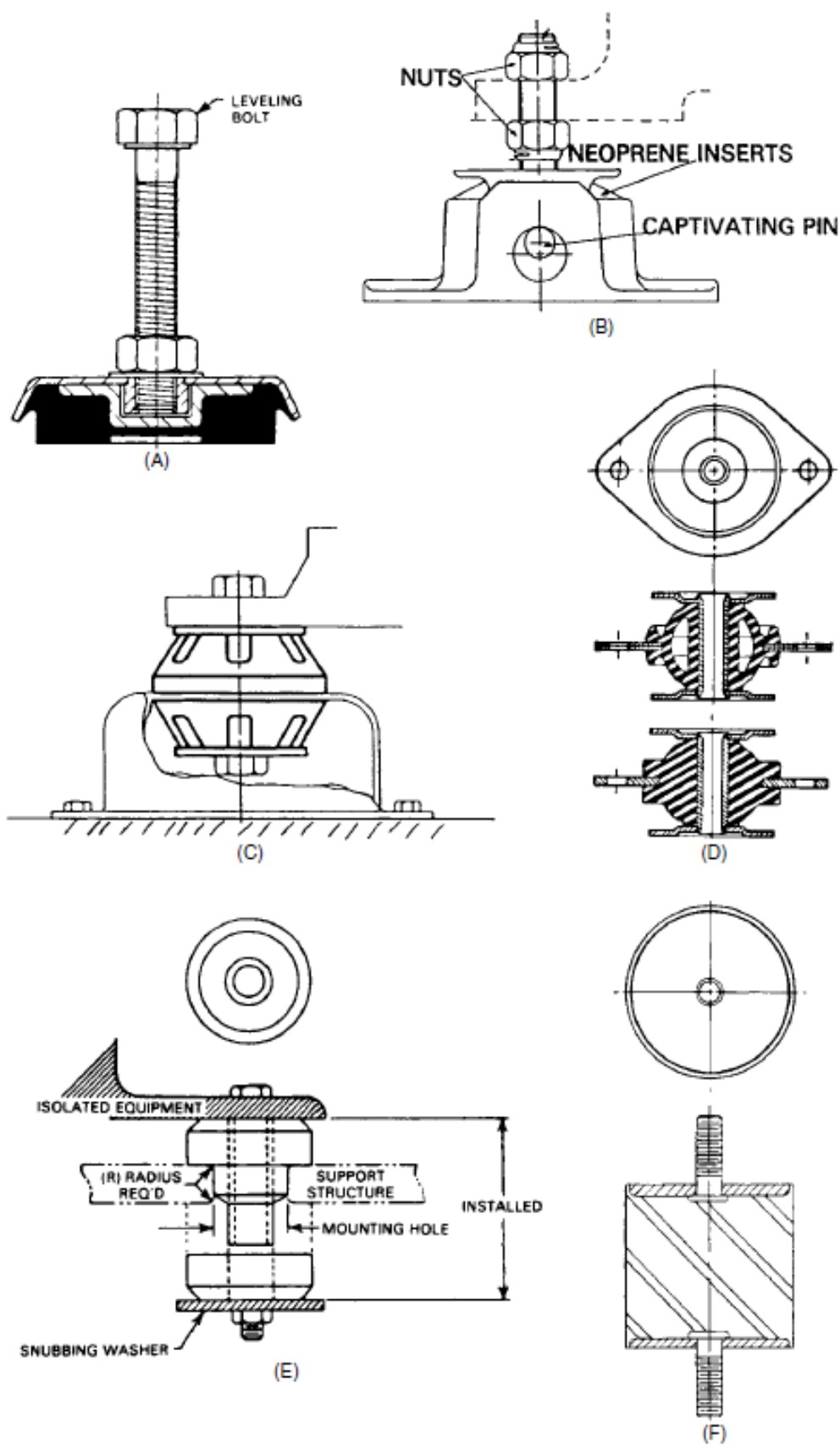
Elastomery mají mimořádnou protažitelnost a schopnost deformace. Mohou být použity při prodloužení až přibližně 300 procent s maximálním prodloužením některých elastomerů až 1000 procent.

Jejich skvělá kapacita pro uchování energie jim dovoluje odolávat vysokým napětím a při uvolnění nastane téměř úplné zotavení ze všech deformací. Vrozené tlumení elastomerů je užitečné k prevenci nadměrné amplitudy vibrací v rezonanci (amplituda je mnohem nižší než při použití ocelových pružin).

Ze všech různých druhů elastomerů představuje přírodní kaučuk asi nejpříznivější kombinaci mechanických vlastností, jeho použití je však omezeno nízkou odolností proti působení uhlovodíků, ozonu a vysoké teplotě okolního prostředí. Neopren a Buna-N (nitrilová pryž) vykazují mnohem lepší odolnosti vůči uhlovodíkům a ozonu, Buna-N má navíc velice uspokojující vlastnosti při vysokých teplotách okolního prostředí. Buna-S je dobrá univerzální guma pro použití k izolaci vibrací.

Silikonová pryž je drahý elastomer, ale je velice stabilní a poskytuje efektivní izolaci ve velkém rozmezí teplot (-54 °C až 177 °C). V porovnání, využití neoprenu je omezeno pouze na teploty mezi -40 °C až 93 °C. Horní teplotní limit závisí na vlastnostech dané sloučeniny, stupni degradace způsobené vystavením vysokým teplotám a délce trvání tohoto vystavení. Například silikon je možno vystavit mnohem vyšším teplotám než 149 °C na několik hodin. Vynikající odolnost silikonu vydržet extrémní teploty je ovšem poněkud vyvážena jeho nízkou pevností a špatnou odolností proti trhlinám a abrazivnímu opotřebení.

Izolátory vyrobené z elastomerů mají komplexní chování vyplývající z jejich viskoelastické povahy (někde mezi pevnou látkou a tekutinou), neurčité meze kluzu a díky tomu že se jejich fyzikální vlastnosti mění s časem, teplotou a prostředím. Například pryž je skoro nestlačitelný, z čehož vyplývá že tuhost pryžové pružiny v tlaku závisí z velké části na ploše dovolující boční expanzi. Naopak tuhost takovéto pružiny ve stříhu je v podstatě nezávislá na tvaru pružného členu. Tuhost v tlaku můžeme zhruba uvažovat jako 5krát větší než tuhost ve stříhu daného členu.



Obr. 2-4 Schéma několika běžných elastomerových izolátorů

Únava a předčasné selhání

Bez ohledu na tvar vykazují kovy i elastomery únavové poškození z důvodu opakovaného zatěžování. Na rozdíl od kovů elastomery nejsou náchylné ke katastrofickým selháním způsobeným únavou materiálu. Únavové poškození začíná jako trhлина v bodě největšího cyklického zatížení ve stříhu (což je většinou na vnějším okraji, tudíž viditelné v mnoha případech) a postupně se šíří celým tělem elastomeru. Následkem je postupné snižování tuhosti, které lze většinou zachytit dříve, než dojde ke kompletnímu selhání.

Většina elastomerových izolátorů by se neměla dlouhodobě vystavovat velkým statickým zátěžím. Obecně by neměli být nepřetržitě zatíženi více než 10 až 15 procent v tlaku, nebo 25 až 50 procent ve stříhu.

Pro elastomery krystalizující za vysokých tlaků (neopren, přírodní kaučuk) je únavová životnost značně prodloužena, pokud zatížení je čistě pozitivní nebo čistě negativní a nikdy neprochází nulou. Správným předpětím můžeme zajistit, že při dynamickém zatížení výchylka neprojde nulou. U kovových vložek by se neměli být v kontaktu s elastomerem žádné ostré hrany z důvodu koncentrace napětí.

Vázané a volné izolátory

U vázaného izolátoru jsou kovové vložky spojeny s elastomerem na všech nosných plochách. Naopak u nevázaného se elastomer přímo dotýká nosné struktury. Vázané izolátory jsou dražší z důvodu chemické přípravy potřebné k vytvoření vazby s kovem, která musí být silnější než samotný elastomer. Navzdory tomu jsou upřednostňovány, protože mohou být více namáhány a s vyšším zatížením poskytují vyšší pružinovou konstantu a větší kapacitu pro uložení pružné energie.

Vázané izolátory mohou být navrženy tak, aby poskytly správné rozložení zatížení v tahu, tlaku, stříhu nebo pro kombinované zatížení. Toho je dosaženo spojením vložek na všechny nosné plochy, díky čemuž dosáhneme rovnoměrného rozložení napětí po celém elastomeru. Naopak nevázané izolátory mají často problém rovnoměrně rozložit napětí, a to má za následek místa s koncentrací napětí a snížení životnosti izolátoru.

Velký rozdíl mezi vázaným a nevázaným elastomerem je chování při zatížení. Pokud je elastomer stlačen jeho objem zůstává stejný a mění se jeho tvar, tzv. vyboulí se. U vázaného izolátoru se materiál nemůže pohybovat v místě spojení elastomeru a kovu a jeho charakteristika zůstává stejná bez ohledu na znečištění prostředí. Toto ale není pravda pro nevázaný izolátor. Pokud jsou všechny povrchy čisté a suché potom je mezi vázaným a nevázaným elastomerem v podstatě nulový rozdíl. Ovšem při znečištění kontaktních ploch, například olejem či pískem, se schopnost elastomeru deformovat se mnohonásobně zvýší, díky tomu získá jinou deformační charakteristiku a může dojít k jeho selhání.

Tlumení

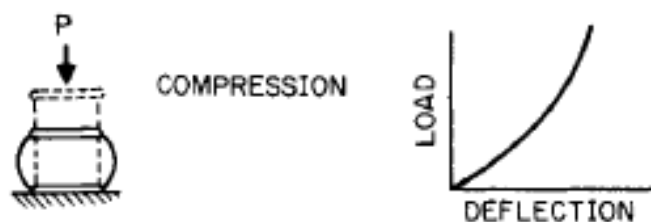
Tlumení je do určité míry přítomno ve všech pružných materiálech: Tlumení se u elastomerů velice liší, některé jsou schopny uschovat a vrátit energii s účinností až 95 procent, zatímco jiné, určené pro vysoké tlumení, mají účinnost pouze 30 procent. Velikost tlumení se zvyšuje s klesající teplotou a pokud je izolátor dlouhodobě udržován při nízké teplotě může jeho tlumení narůst až o 300 procent.

Pro náhodné vibrace, kde je těžké předpovědět povahu buzení, chceme, aby úroveň tlumení byla relativně vysoká. Velikost tlumení je nejdůležitější pro rezonanční frekvence, kde může značně snížit amplitudu kmitání. Rezonanční amplituda ovšem nenastává okamžitě a je za potřeby určité množství času pro její nárůst. U proměnlivé budící frekvence (například startování motoru stroje) je proto možné, že se nestihne vybudovat plná rezonanční amplituda. Tento je podstatný především pro izolátory s nižším tlumením.

2.5.2 Druhy zatížení elastomerových izolátorů

Tlak

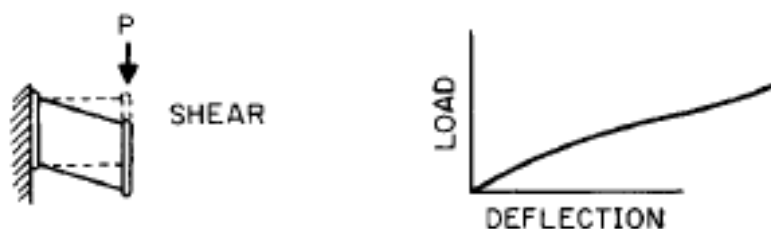
Takto zatížený elastomer má nelineární progresivní charakteristiku. Toto zatížení je neúčinnější pro jednoduché volné izolátory a pro případy kde je za potřeby postupné omezení pohybu. Tlakové se často používá, protože poskytuje nízkou počáteční tuhost pro izolaci vibrací a relativně vysokou konečnou tuhost pro omezení dynamické výchylky rázu. Tento druh namáhání je, díky své progresivní charakteristice, nejméně vhodný pro ukládání energie, a proto není doporučeno jej používat tam, kde je tlumení síly nebo přenos zrychlení hlavním zaměřením [5].



Obr. 2-5 Charakteristika elastomeru v tlaku [5]

Střih

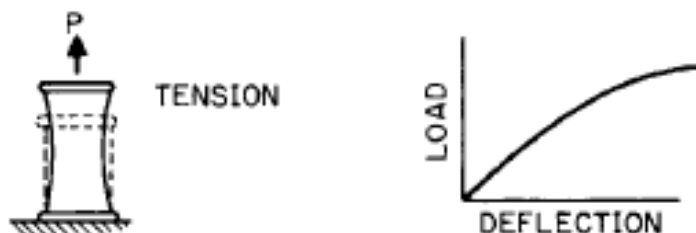
Elastomerový izolátor zatížený na střih má téměř lineární charakteristiku. Tento druh zatížení preferován při izolaci vibrací, protože poskytuje konstantní frekvenční odezvu pro malé i velké dynamické namáhání. Střihové zatížení je také vhodné pro tlumení rázů, díky jeho lepší schopnosti uchovávat energii v porovnání s tlakovým zatížením. Musí se ovšem zajistit, aby předpokládané dynamické zatížení nepřekročilo limit elastomeru nebo aby nedošlo k nečekanému dosednutí podporovaného zařízení [5].



Obr. 2-6 Charakteristika elastomeru ve stříhu [5]

Tah

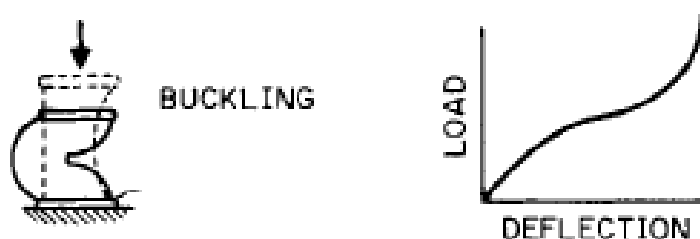
Elastomery zatížené tahem se vyznačují degresivní charakteristikou díky, které mají lepší schopnost uchovávat energii než elastomery v tahu nebo stříhu. Z tohoto důvodu se občas používá při tlumení vibrací. Velkou nevýhodou tohoto zatížení jsou však výsledná zatížení působící na spoj kovu s elastomerem, která mohou zapříčinit předčasné selhání materiálu [5].



Obr. 2-7 Charakteristika elastomeru v tahu [5]

Vzpěr

Vzpěr nastane v případě, kdy zatěžující síla způsobí zvlnění nebo prohnutí elastomeru. Charakteristika tohoto zatížení může být využita k využití výhod jak degresivní (počáteční část křivky), tak progresivní (druhá část křivky) charakteristiky. Vzpěrové zatížení tak poskytuje vysokou kapacitu pro akumulaci energie, která je výhodná k izolování rázů a pro omezení pohybu při vysokých přechodných dynamických zatíženích. Tato charakteristiku poskytují některé elastomerové pěny a speciálně navržené izolátory. Ovšem i u jednoduchého tlakového izolátoru může dojít ke vzpěru, pokud jeho štíhlostní poměr přesáhne 1,6 (poměr nestlačené výšky ku šířce) [5].



Obr. 2-8 Charakteristika elastomeru ve vzpěru [5]

Kombinovaná zatížení

Výše zmíněné druhy zatížení mohou být použity i ve vzájemné kombinaci. Charakteristika takto zatíženého izolátoru je potom kombinací jednotlivých charakteristik. Například tlakový izolátor instalován pod úhlem. Za těchto podmínek se chová jako spojení tlaku a stříhu, pokud je zatížen silou působící svisle dolů. Při zatížení silou působící svisle vzhůru se naopak chová jako kombinace tahu a stříhu.

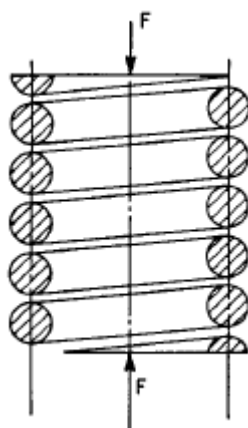
2.5.3 Ocelové pružiny

Ocelové pružiny jsou často používány tam kde jsou potřeba velké statické výchylky, v prostředí, které zamezuje použití elastomerových izolátorů nebo tam, kde hraje důležitou roly nízká cena.

Obvykle používané druhy pružin pro tlumení rázů a vibrací jsou: šroubové pružiny, kroužkové pružiny, talířové pružiny, listové pružiny a kuželové pásové (evolutní) pružiny.

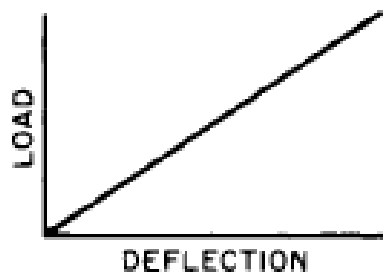
Šroubové pružiny

Šroubové pružiny jsou vyrobeny z drátu stočeného do šroubovice a zatížení působí v ose šroubovice.



Obr. 2-9 Řez šroubovou pružinou, která je zatížena silou F [5]

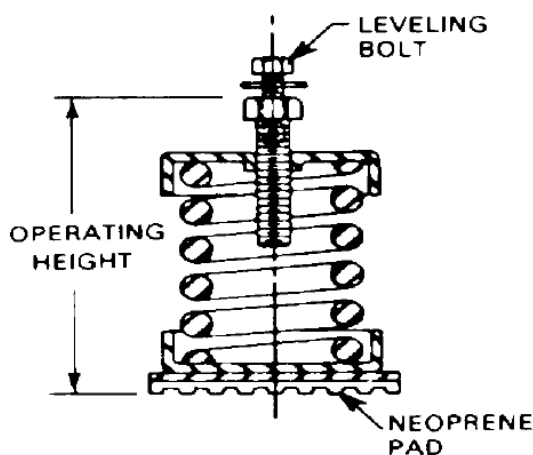
Válcové šroubové pružiny se vyznačují jejich lineární charakteristikou zatížení, jak je ukázáno na obr. 2-10. Toto je nejjednodušší a nejpoužívanější druh akumulace energie u pružin. Akumulovaná energie je vyjádřena plochou pod křivkou charakteristiky.



Obr. 2-10 Lineární charakteristika válcové šroubové pružiny. Vertikální osa vyjadřuje zatížení a horizontální výchylku pružiny [5].

Výhodou šroubových pružin je jejich nízká cena, kompaktnost a efektivní využití materiálu. Pružiny tohoto druhu, které mají při plném zatížení nízkou vlastní frekvenci jsou také dostupné. Například je celkem běžné, aby takováto pružina měla vlastní frekvenci nízko až 2 Hz, ovšem statická výchylka je v takovém případě zhruba 61 mm. Pro takto velké statické výchylky je potřeba aby byla pružina dostatečně odolná proti ztrátě stability (vzpěru) jinak dojde k překlolení upevněného zařízení. Z tohoto důvodu je nutné, aby zatěžující síla působila v ose pružiny. Pro danou přirozenou frekvenci je odolnost vůči vzpěru dána poměrem průměru šroubovice ku pracovní výšce pružiny. Stabilitu pružiny je také možno zajistit použitím pouzdra, které zamezuje boční pohyb.

Šroubové pružiny poskytují velmi nízké tlumení, což má při rezonanci za následek přenos o hodnotě 100 nebo vyšší. V podstatě přenášejí vysokofrekvenční vibrační energii, a proto jsou špatné izolátory vibrací, pokud nejsou v kombinaci s elastomerem, který poskytne požadované tlumení vysokofrekvenčních vibrací [5].

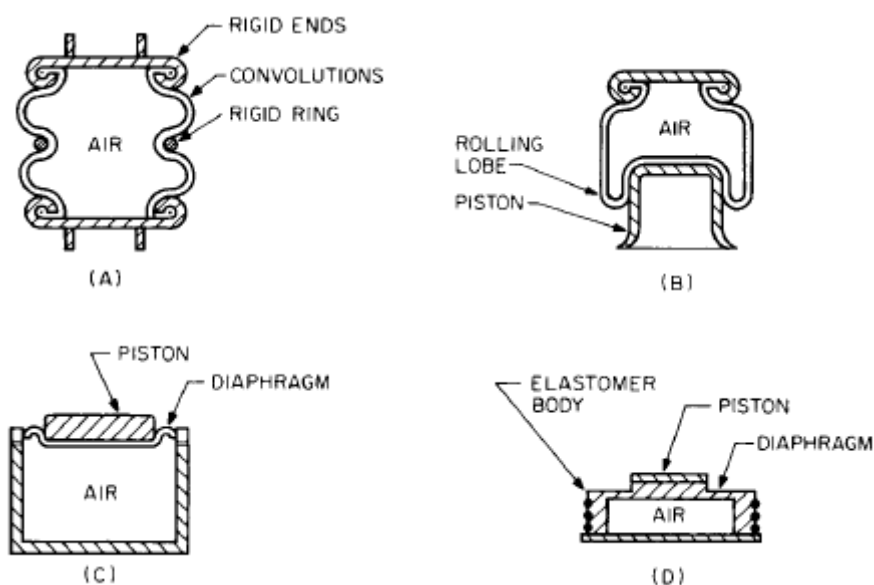


Obr. 2-11 Pružinový tlumič s neoprenovou podložkou pro upevnění stroje [5]

2.5.4 Pneumatické (vzduchové) pružiny

Tento druh pružin využívá plynu (nejčastěji vzduchu), jako pružný element. Nevyžadují velké statické výchylky, a to z toho důvodu, že vzduch může být stlačen kompresorem na hodnotu, která je vhodná pro udržení izolované zátěže, a přitom si zachovat nízkou tuhost pro izolaci vibrací. Schopnost akumulace energie plynu je v poměru ku váze mnohem větší, než u ostatních materiálů jako jsou kov nebo pryž. Tato výhoda je ovšem podstatně snížena potřebou udržet vzduchotěsnost izolátoru. Dále mohou být v závislosti na konstrukci náchylné na změny teplot, poškození ostrými objekty

Tento druh izolátoru může díky potenciálu pro akumulaci energie u plynů dosahovat až 10krát lepších izolačních vlastností než izolátory vyrobené z kovu nebo pryže. Používají se velice často tam kde je potřeba izolace nízkofrekvenčních vibrací bez toho, aniž by bylo nutné použít aktivní izolační systém [5].



Obr. 2-12 Čtyři druhy pneumatických izolátorů pracujících na principu uzavření plinu v pryžové nádobě [5]

2.5.5 Lanové izolátory vibrací

Lanový izolátor se skládá z ocelového lana, které je upnuto mezi dvě ocelové tyče. Nejčastěji jsou vyráběny jako spirálové nebo polycal provedení. Hlavní částí tohoto izolátoru je tedy ocelové lano, jehož jednotlivé prameny jsou ve vzájemném kontaktu a vzájemně o sebe třou. Vlastní tlumení je tedy způsobeno třením vzájemně propletených drátů a jedná se tedy Coulombovské tlumení [6].



Obr. 2-13 Spirálový lanový tlumič [7]



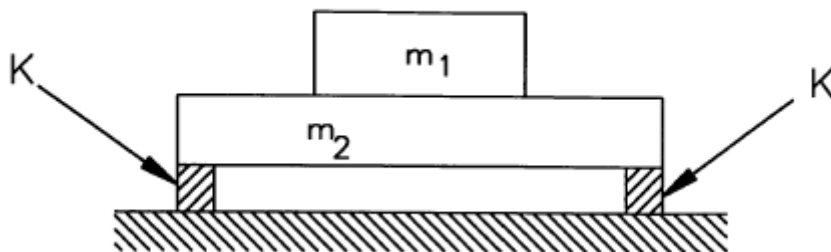
Obr. 2-14 Lanový tlumič polycal [8]

Hlavní výhodou lanových izolátorů je především velká teplotní odolnost ($-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ až $+250\text{ }^{\circ}\text{C}$), nízká výrobní cena a odolnost vůči okolnímu prostředí, například soli, prachu a radiaci [6]. Díky jejich vysoké odolnosti jsou používány v mnoha odvětvích, přes námořní a leteckou dopravu až po lékařský průmysl nebo ochranu elektronických zařízení.

2.5.6 Granitové desky

Granit neboli česky žula je velice rozšířená hrubozrnná magmatická hornina. Má dlouhou historii využití ať v mnoha odvětvích od stavebnictví, přes strojírenství, až po sochařství. Mezi vlastnosti žuly patří její rozměrová stálost, tuhost a dobrá vibrační charakteristika. Díky tomu se ve strojírenství a vědeckých odvětvích používá jako deska stolů pro vytvoření základní roviny nebo pro uložení citlivých zařízení jako jsou mikroskopy nebo váhy [9].

Použití pouze kovových nebo elastomerových pružin pro tlumení jemných vibrací (< 5 Hz) může vést k velkému poměru výšky ku šířce což může mít za následek prohnutí tlumiče (tlumič bude moc tenký s nízkou odolností ve vzpěru) [3]. Pokud ovšem mezi tlumič a tlumené zařízení o hmotnosti m_1 vložíme žulovou desku o hmotnosti $m_2 \gg m_1$, tak ta nám umožní použít tlumiče s menším poměrem výšky ku šířce, který zlepší odolnost tlumičů ve vzpěru. Dalšími výhodami jsou poté snížení statické a dynamické výchylky soustavy a díky přirozeným vlastnostem žuly zlepšení tlumení výše zmíněných nízkofrekvenčních vibrací [10].



Obr. 2-15 Diagram použití žulového bloku m_2 pro tlumení zařízení m_1 [10]

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Analýza problému

Jak bylo již zmíněno v každém prostředí se vyskytují vibrace z různých zdroj. Pro tuto bakalářskou práci jsou nejdůležitějšími zdroji lidská chůze a neopatrná manipulace s předměty v okolí. Neopatrná manipulace označuje hlavně rázy do stolu způsobené pokládáním tvrdých a těžkých předmětů, jako jsou například skleněné lahve pro skladování různých tekutin v laboratořích.

Tyto vibrace mají neblahý vliv na citlivá laboratorní zařízení jako například přesné váhy. Analytická váha KERN ABJ 320-4NM, nacházející se v laboratoři tribologického ústavu ÚK má přesnost jednoho dílku až 0,1 mg. Při takto vysoké citlivosti mohou být výsledky měření jednoduše zkresleny a také je potřeba, aby bylo měření prováděno proškolenou osobou a nedošlo tak k poškození citlivého měřicího systému.



Obr. 3-1 Analytická váha KERN ABE-N [11]

3.2 Cíl práce

Cílem této práce je sestavit „levnou“ pasivně antivibrační platformu, která sníží přenos vibrací způsobených lidskou chůzí ze země do těla váhy.

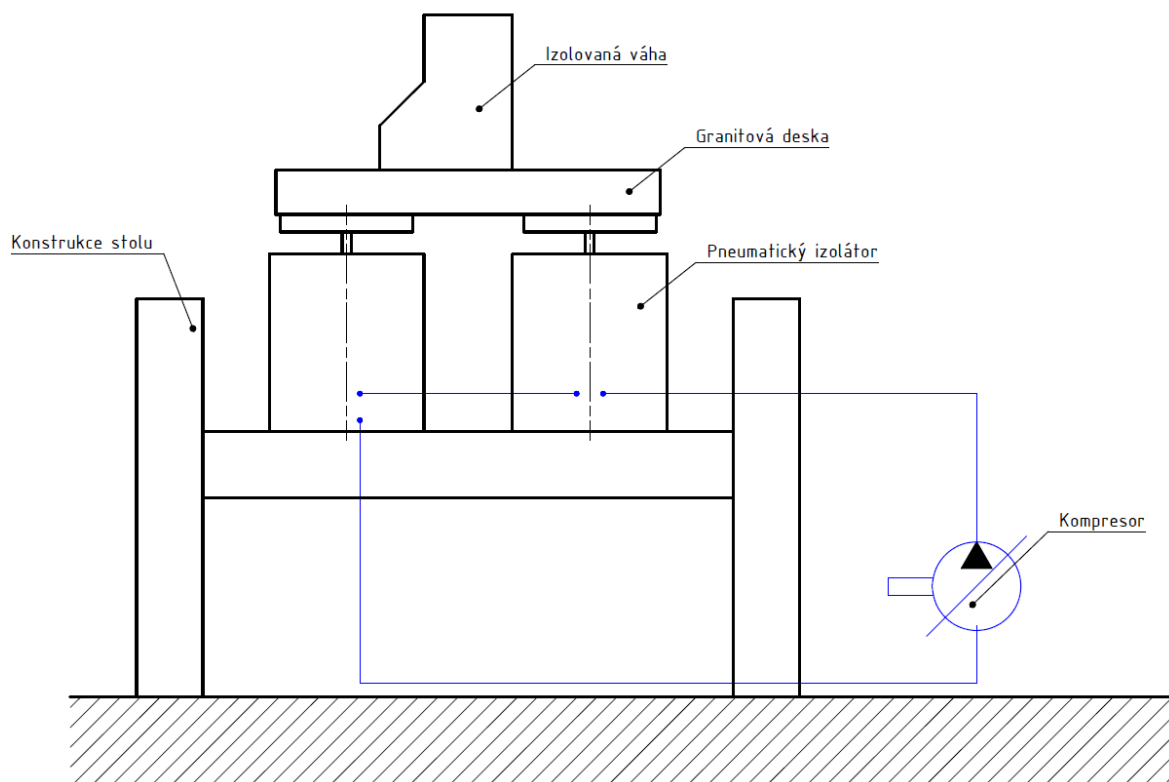
Dílní cíle bakalářské práce:

- Návrh alespoň tří různých konceptů antivibrační platformy
- Volba finálního konceptu a detailní konstrukce
- Celková cena platformy nesmí přesáhnout cenu izolované váhy (41 019 Kč [11])

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

4.1 Koncept č. 1

Prvním konceptem možného řešení antivibračního stolu je sestavit konstrukci z hliníkových profilů a použít pneumatické izolátory. Tento druh izolátorů je velmi často využíván v praxi pro mnoho různých druhů měřicích nebo výrobních přístrojů. Velkou výhodou jsou výborné tlumící vlastnosti a možnost regulace tuhosti izolátorů. Velké nevýhody jsou ovšem cena a také potřeba přívodu vzduchu do kterých by vyžadovala například použití kompresoru.



Obr. 4-1 Schéma konceptu č. 1

4.2 Koncept č. 2

Stejně jako návrh 1 tento koncept je samostatně stojící stůl sestavený z hliníkových profilů. Izolace vibrací je zajištěna čtyřmi šroubovými lanovými izolátory umístěnými pod úhlem 45° podél každé strany stolu. Toto umístění zajistí nejen rovnoměrné rozložení sil na izolátory, ale také zamezí pohybu v horizontálním směru. Plocha stolu je tvořena granitovou deskou, která je za pomoci plechové „vany“ zasazena do rámu složeného z hliníkových profilů. Plech držící desku je vybaven lemovanými ohyby, které slouží jako madla. Díky tomu je možno nejdříve upevnit na izolátory lehký hliníkový rám a až poté do něj vložit podstatně těžší granitovou desku.



Obr. 4-2 Sestava desky stolu s izolátory

Zbytek konstrukce je tvořen pouze jednoduchým rámem se stavěcími nohama s pryžovými podložkami, které chrání podlahu před poškozením.

Nevýhodou tohoto konceptu je obtížnější vystředění izolátorů a jejich nosných profilů. Jako další nevýhodu je možno považovat nemožnost modifikace pro jiný druh izolátoru bez nutnosti kompletní změny rozměrů venkovního rámu. Rozměry tohoto rámu jsou totiž přímo vázány na použité izolátory díky tomu, že jsou uloženy pod úhlem a chovají se tak jako přepony pravoúhlého trojúhelníku.

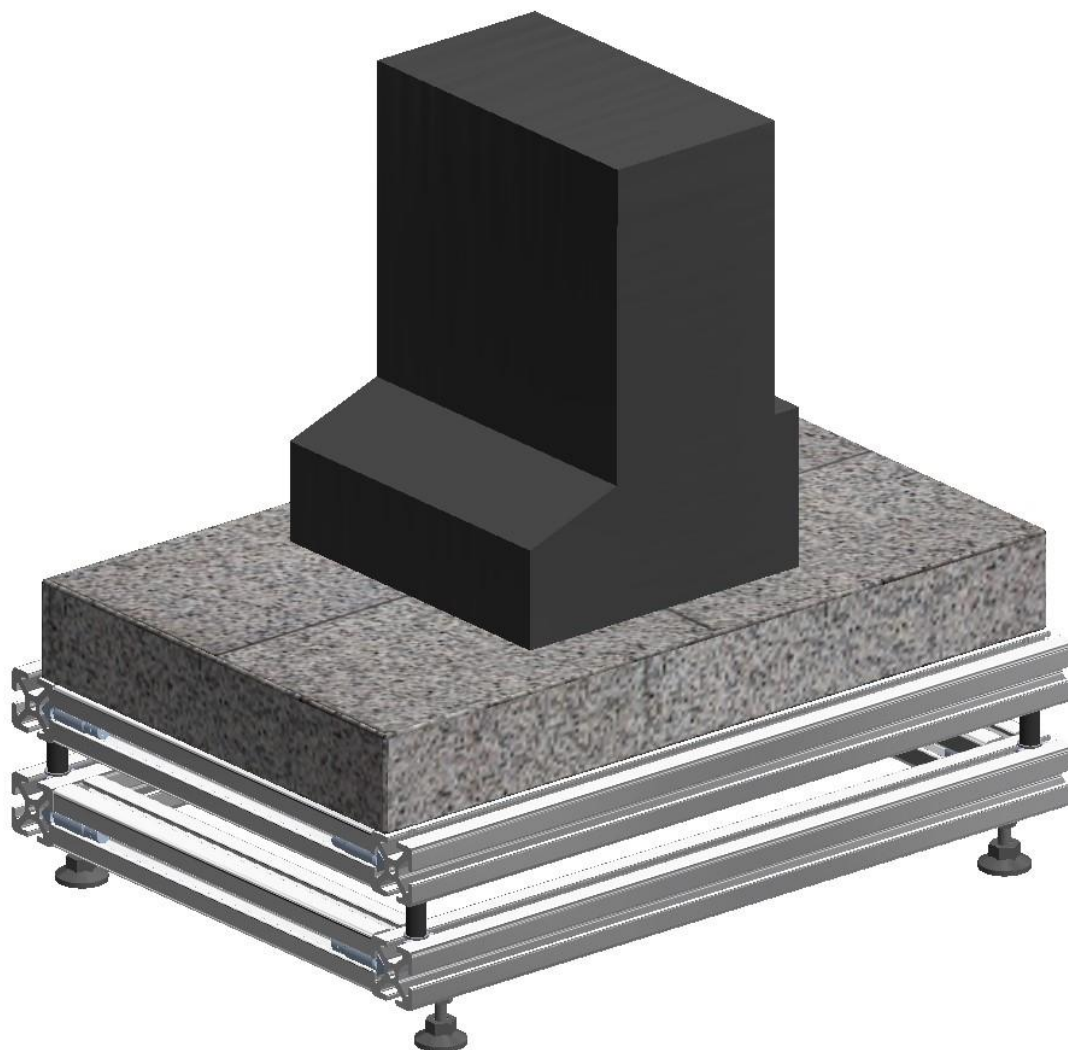


Obr. 4-3 Celková sestava konceptu č. 2

4.3 Koncept č. 3

Na rozdíl od dvou předchozích, tento koncept není samostatný stůl, ale platforma, která se umístí na již existující pracovní prostor. Díky tomu je ovšem nutno zajistit, aby výška tohoto řešení nepřekážela pohodlné manipulaci s váhou a také, aby půdorys byl co nejmenší. Tyto dvě omezení vylučují použití jak pneumatických, tak pod úhlem uložených lanových izolátorů. Ve finále bylo zvoleno několik lanových izolátorů a jeden pryžový silentblok jako možné řešení tlumení vibrací, všechny zatížené tlakově. Jejich porovnání je uvedeno v následující kapitole.

Nicméně je nutno zmínit že cena izolátorů nepřesahuje cenu těch v konceptu 2, následně se ušetří i na použitém materiálu vzhledem ke zmenšení rozměrů celé konstrukce z čehož vyplývá, že se jedná o nejlevnější řešení z těchto tří. Další výhodou je již zmíněný menší půdorys, a protože je téměř stejný jako půdorys desky, na které váha již sedí není nutno vymezovat žádný jiný speciální prostor.



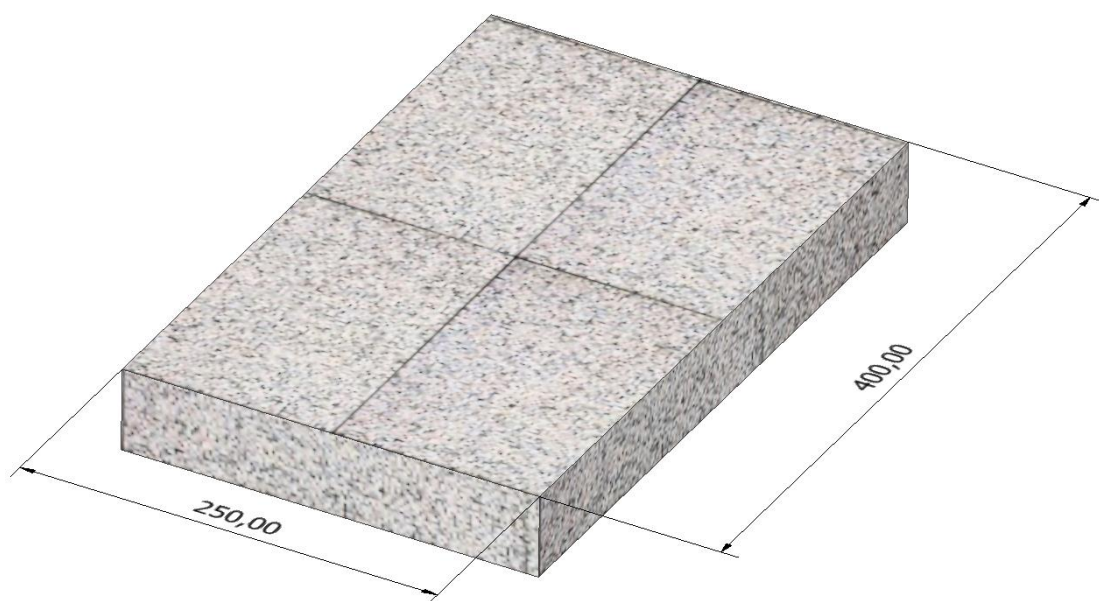
Obr. 4-4 Koncept 3

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

5.1 Základní rozměry platformy

Vzhledem k tomu, že platforma bude umístěna na již existující stůl je potřeba udržet rozměry co kompaktní, aby nezabírala moc místa a nezavazela při manipulaci s váhou. Další výhodou menších rozměrů je i to, že vzhledem k nedostatku místa na platformě poté co na ni bude umístěna váha, nebude nikdo mít tendenci si na ni odkládat věci při práci s váhou. Pokud by totiž došlo ke vzniku rázu přímo na platformě je celá její konstrukce zbytečná a takto vzniklé vibrace není možno od váhy izolovat.

Z těchto důvodů byly jako finální rozměry půdorysu platformy zvoleny 290 mm × 400 mm. Tyto rozměry téměř totožné s rozměry granitové měřicí desky, která slouží jako momentální antivibrační ochrana.

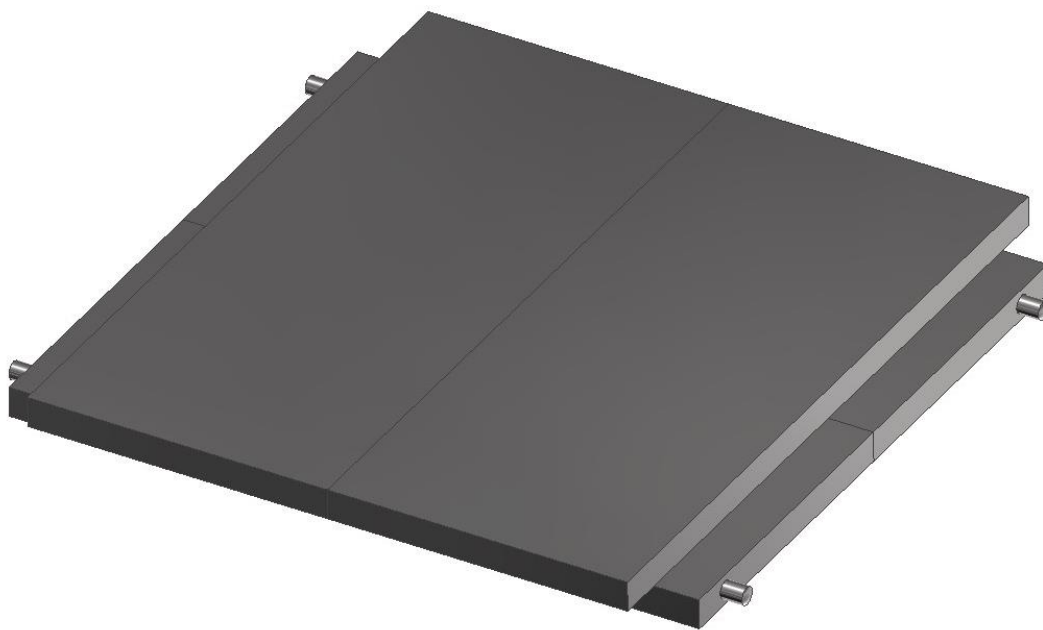


Obr. 5-1 Rozměry granitové měřicí desky

5.2 Přídavné závaží

Zvýšením hmotnosti izolované soustavy narostou i její antivibrační schopnosti, protože se sníží její přirozená frekvence a dochází tak k dřívějšímu přechodu do izolační oblasti přenosové křivky. Další výhodou je možnost použití izolátorů s větší tuhostí, které jsou obecně dostupnější. Proto bylo do návrhu zahrnuto i přídavné závaží.

Toto závaží je složeno ze čtyř kusů nerezové oceli o rozměrech 230 mm × 100 mm × 10 mm. Do dvou polotovarů jsou vyvrtány díry pro umístění kolíků a následně jsou zbylé dva polotovary přilepeny dvousložkovým epoxidem. Závaží je poté vsunuto pomocí kolíků do drážky profilu a umístěno symetricky vůči oběma koncům. Hmotnost závaží $m_{závaží} = 7,3$ kg



Obr. 5-2 Přídavné závaží pro zlepšení izolace vibrací

5.3 Volba izolátoru

Izolátory pro platformu jsou voleny na základě tří hlavních faktorů. Prvním je hodnota izolace vibrací při dané minimální budící frekvenci, druhý je cena tlumiče a třetí rychlost dodání.

Hodnota izolace je získána sestrojením přenosové křivky a zjištěním hodnoty absolutního přenosu vibrací T_A pro danou budící frekvenci. Izolace vibrací I je poté rovna:

$$I = (1 - T_A) \cdot 100 \%$$

Samotný tvar křivky je ovlivněn celkovou tuhostí k všech izolátorů, hmotností m izolovaného prvku a koeficientem tlumení c . Nízkou tuhostí a vysokou hmotností lze dosáhnout nízké přirozené frekvence, tím pádem i lepší izolace vibrací. Poslední faktor ovlivňující hodnotu přenosu je budící frekvence f_b .

První je určena hodnota f_b . Jako hlavní zdroj vibrací je považována lidská chůze a dle výzkumné zprávy, kterou napsal Daniel H. Cress se vibrace způsobené lidskou chůzí šíří prostředím v rozmezí frekvencí mezi 20 Hz až 90 Hz. Přesná hodnota frekvence je potom závislá přímo na prostředí [12]. Takže hodnota budících vibrací je uvažována jako $f = 20$ Hz. Minimální hodnota je uvažována z toho důvodu, že má za následek menší hodnotu f/f_n a ocitneme se tak blíže rezonanční oblasti, kde je izolace vibrací horší než při vyšších hodnotách.

Hmotnost izolované soustavy m je součet hmotností všech součástí uložených na izolátorech:

$$\begin{aligned} m &= m_{profil} + m_{vaha} + m_{deska} + m_{spoj} + m_{zavazi} \\ &= 1,59 \text{ kg} + 6,82 \text{ kg} + 20 \text{ kg} + 0,72 \text{ kg} + 7,3 \text{ kg} = 36,43 \text{ kg} \end{aligned}$$

Kde m_{profil} je hmotnost všech hliníkových profilů [13], m_{vaha} hmotnost váhy plus její maximální váživost [14], m_{deska} hmotnost granitové měřicí desky [15], m_{spoj} hmotnost spojovacího materiálu pro profily [13].

Dále je potřeba zvolit jaký druh izolátorů bude použit k izolaci platformy. U tohoto koncepční řešení jsem se rozhodl pro izolátory elastomerové nebo lanové. Lanové, protože to byly jediné izolátory vyhovující pro koncept 2. Elastomerové z toho důvodu, že se jedná o cenově velice dostupné řešení a pro naše použití v laboratoři není potřeba uvažovat žádné speciální požadavky jako například odolnost proti chemikáliím nebo vysokým teplotám.

5.3.1 Výběr lanových izolátorů

Nejdříve je potřeba spočítat maximální možnou tuhost izolátoru. Tento výpočet je proveden dle katalogu firmy Enidine, která vyrábí tyto izolátory. Nejdříve je určena přirozená frekvence potřebná pro dosažení 80 % izolace:

$$f_{n80} = \frac{f_b}{3,0} = \frac{20 \text{ Hz}}{3,0} = 6,667 \text{ Hz}$$

Zatížení na jeden izolátor, kde n je počet izolátorů:

$$F_n = \frac{F}{n} = \frac{m \cdot g}{n} = \frac{36,43 \text{ kg} \cdot g}{4} = 89,34 \text{ N}$$

Tuhost pro jeden izolátor je vyjádřena ze vzorce pro přirozenou frekvenci:

$$k_{L80n} = \frac{F_n \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_{n80})^2}{g} = \frac{89,43 \text{ N} \cdot (2 \cdot \pi \cdot 6,667 \text{ Hz})^2}{g} = 15\,996,9 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Celková tuhost pro všechny izolátory:

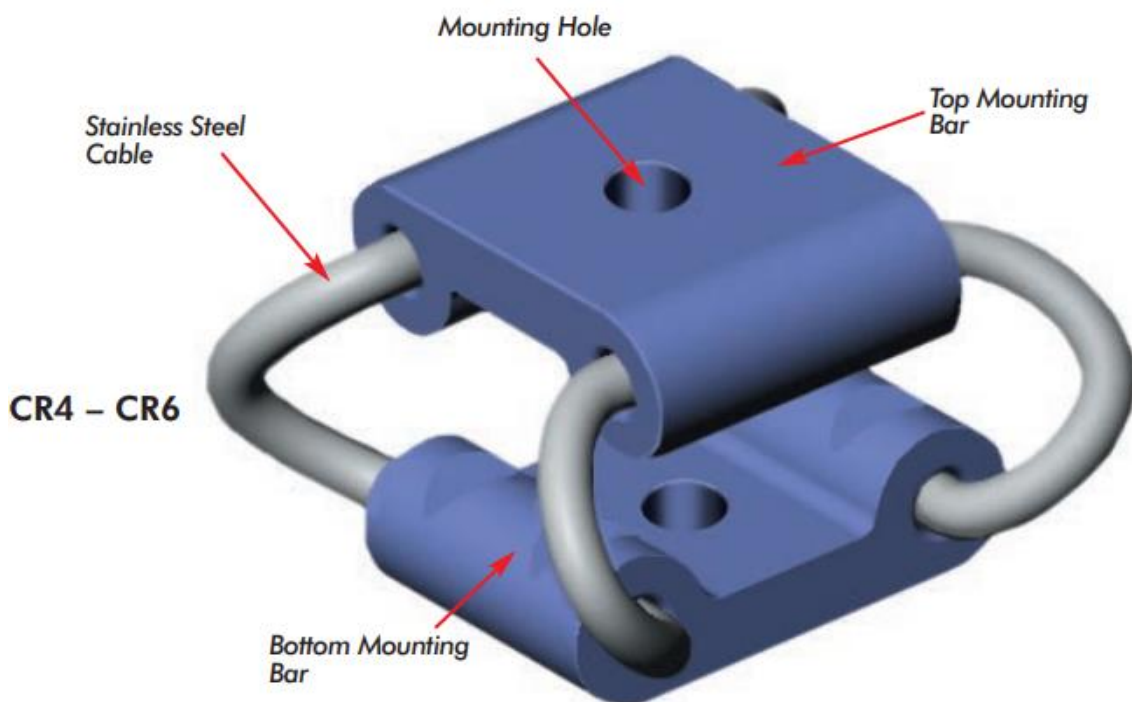
$$k_{L80} = k_{L80n} \cdot n = 15\,996,9 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \cdot 4 = 63\,987,6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} [16]$$

V případě izolátorů Enidine poté stačí jednoduše najít v katalogu izolátor s vibrační tuhostí K_V nižší než vypočtená tuhost pro jeden izolátor. Pro použití více než čtyř izolátorů je potřeba přepočítat hodnotu k_{L80n} nebo se řídit podle celkové tuhosti k_{L80} .

Z katalogu Enidine vyhovělo parametrům použití šesti izolátorů CR6-400 s tuhostí jednoho izolátoru $k_{CR6-400} = 7,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$.

Curve	Model	Max Static Load Lbs. (N)	Max Deflection in. (mm)	Kv (vibration) Lbs./in. (kN/m)	Ks (shock) Lbs./in. (kN/m)
1	CR6-100	32 (142)	0.87 (22,1)	180 (32)	90 (16)
2	CR6-200	21 (93)	1.16 (29,5)	115 (20)	55 (9,6)
3	CR6-300	15 (67)	1.48 (37,6)	85 (15)	30 (5,3)
4	CR6-400	8.0 (36)	2.03 (51,6)	45 (7,9)	15 (2,6)

Obr. 5-3 Parametry izolátoru CR6-400 [16]



Obr. 5-4 Izolátor CR6 [16]

Dalším výrobcem lanových izolátorů je francouzská firma Socitec a výběr izolátorů probíhá stejným způsobem. Nejdříve je potřeba si vybrat izolátor s vhodnou maximální tuhostí, ovšem tato tuhost je při maximálním zatížení izolátoru a pro přesnou hodnotu pro dané zatížení je potřeba kontaktovat zákaznickou podporu, od které poté lze získat hodnoty všech parametrů a také CAD modely vybraných izolátorů.

Z jejich nabídky vyhovují parametrům izolátory HH8-50 a MP9-230. Stlačení izolátorů pro zatěžující sílu F_n jsou $x_{HH8} = 7,97 \text{ mm}$ [17] a $x_{MP9} = 5,84 \text{ mm}$ [17]. Jejich tuhosti jsou potom:

$$k_{HH8} = \frac{F_n}{x_{HH8}} = \frac{89,43 \text{ N}}{7,97 \text{ mm}} = 11,220 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} = 11\,220 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$k_{MP9} = \frac{F_n}{x_{MP9}} = \frac{89,43 \text{ N}}{5,84 \text{ mm}} = 15,313 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} = 15\,313 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Pro všechny uvedené lanové izolátory je uvažována hodnota koeficientu tlumení $c = 50 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$. Tato hodnota odpovídá vlastnostem oběma izolátorů firmy Socitec [17], ovšem pro izolátor CR6-400 nebyla tato hodnota k dispozici, takže je uvažována jako totožná s izolátory MP9-230 a HH8-50.



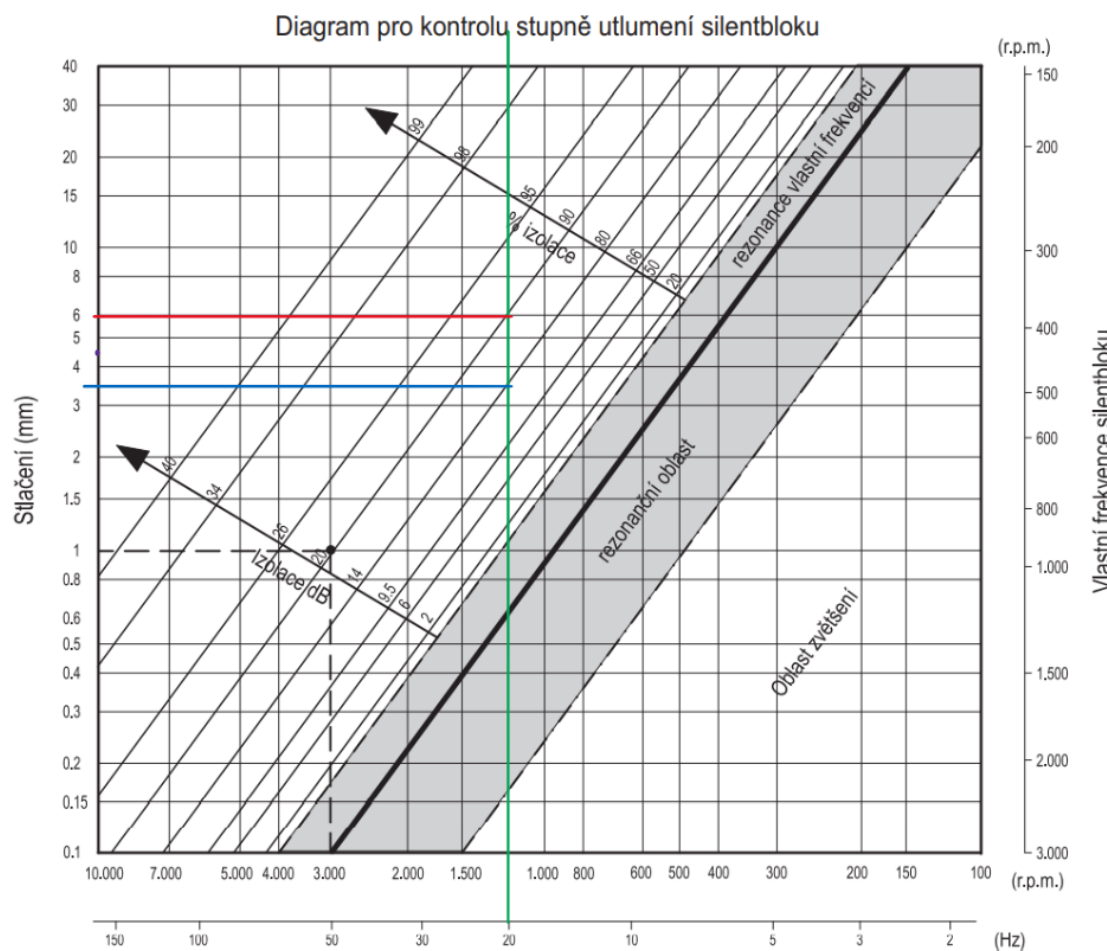
Obr. 5-5 Izolátor HH8 [18]



Obr. 5-6 Izolátor MP9

5.3.2 Výběr elastomerových izolátorů

Na rozdíl od lanových izolátorů se elastomerové vybírají pomocí grafu poskytnutého výrobcem, v tomto případě je z katalogu firmy Elesa+Ganter. Z tohoto grafu se určí potřebné stlačení izolátoru pro požadované procento izolace. Na obr. 5-7 je zobrazeno odečtení hodnoty stlačení pro budící frekvenci 20 Hz (zelená čára) a 80 % (modrá čára) nebo 90 % (červená čára) izolace.



Obr. 5-7 Graf pro určení maximální tuhosti elastomerového izolátoru firmy Elesa+Ganter [19]

Pro 80 % izolace je tedy potřebné stlačení $x_{80} = 3,5$ mm. Celková tuhost izolátorů se určí pomocí obecného vzorce pro tuhost:

$$k_{E80} = \frac{F}{x_{80}} = \frac{m \cdot g}{x_{80}} = \frac{36,43 \text{ kg} \cdot g}{3,5 \text{ mm}} = 102,108 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} = 102\,108 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Maximální tuhost jednoho izolátoru je poté rovna celkové tuhosti dělené počtem izolátorů:

$$k_{E80n} = \frac{k_{E80}}{n} = \frac{102\,108}{4} = 25\,527 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Tuhost pro 90 % izolaci je vypočítána stejným způsobem, pro hodnotu stlačení $x_{90} = 6$ mm:

$$k_{E90} = \frac{F}{x_{90}} = \frac{m \cdot g}{x_{90}} = \frac{36,43 \text{ kg} \cdot g}{6 \text{ mm}} = 59,563 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} = 59\,563 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$k_{E90n} = \frac{k_{E90}}{n} = \frac{59\,563}{4} = 14\,891 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Těmto vypočteným parametrům a působící síle nejlépe vyhovuje silentblok DVA.2-10-20-M4-10-55 s tuhostí $k_{DVA2} = 19 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$.

Model DVA.2 je zvolen z toho důvodu, že disponuje čepem s vnějším závitem na jedné straně a dírou s vnitřním závitem na straně druhé, které umožní jednoduchou instalaci. Čep se zašroubuje do profilové matice ve spodním rámu a do vnitřního závitu se zašroubuje šroub skrze vyvrtanou díru v profilu horního rámu.



Obr. 5-8 Pryžový silentblok typu DVA.2

5.4 Získání hodnoty izolace

Přesnou hodnotu izolace pro lanové izolátory získáme sestrojením přenosové křivky v grafické kalkulačce a odečtením hodnoty z grafu nebo přímo výpočtem dle vzorce. Hodnoty izolace v tab. 5-1 jsou všechny získány pomocí grafické kalkulačky, a to hlavně z důvodu pohodlnější práce a možnosti vizualizace křivky v reálném čase.

Výpočet a odečtení hodnot pro všechny lanové izolátory je proveden stejným způsobem, takže bude proveden pouze jeden ukázkový výpočet pro izolátor MP9-50.

Hodnota přenosu ze vzorce:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f_b = 2 \cdot \pi \cdot 20 \text{ Hz} = 125,663\,706 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot k_{MP9}}{m}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 15\,313 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}}{36,43 \text{ kg}}} = 41,004\,408 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\frac{\omega}{\omega_0} = \frac{125,663\,706 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}}{41,004\,408 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}} = 3,064\,639$$

$$\zeta = \frac{4 \cdot c}{c_c} = \frac{4 \cdot c}{2 \cdot \sqrt{4 \cdot k_{MP9} \cdot m}} = \frac{4 \cdot 50 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}}{2 \cdot \sqrt{4 \cdot 15\,313 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \cdot 36,43 \text{ kg}}} = 0,066\,944$$

$$T_{MP9v} = \sqrt{\frac{1 + \left(2 \cdot \zeta \cdot \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + \left(2 \cdot \zeta \cdot \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}}$$
$$= \sqrt{\frac{1 + (2 \cdot 0,066\,944 \cdot 3,064\,639)^2}{(1 - (3,064\,639)^2)^2 + (2 \cdot 0,066\,944 \cdot 3,064\,639)^2}} = 0,128\,65$$

Hodnota izolace pro izolátor MP9-50:

$$I_{MP9v} = (1 - T_{MP9v}) \cdot 100 \% = (1 - 0,128\,65) \cdot 100 \% \doteq 87,14 \%$$

Sestrojení grafu a odečet z něj byl vytvořen pomocí online grafické kalkulačky GeoGebra. Nejdříve byla sestrojena křivka z daných parametrů a poté nalezen průsečík pro požadovaný poměr budící a f_b / f_n , jehož souřadnice na svislé ose je hledaná hodnota T_{MP9g} .

Hodnota izolace se poté vypočítá stejně při výpočtu čistě ze vzorce:

$$I_{MP9g} = (1 - T_{MP9g}) \cdot 100 \% = (1 - 0,128\,648) \cdot 100 \% \doteq 87,14 \%$$

Jak lze vidět obě metody dosáhnou stejného výsledku o stejné přesnosti.



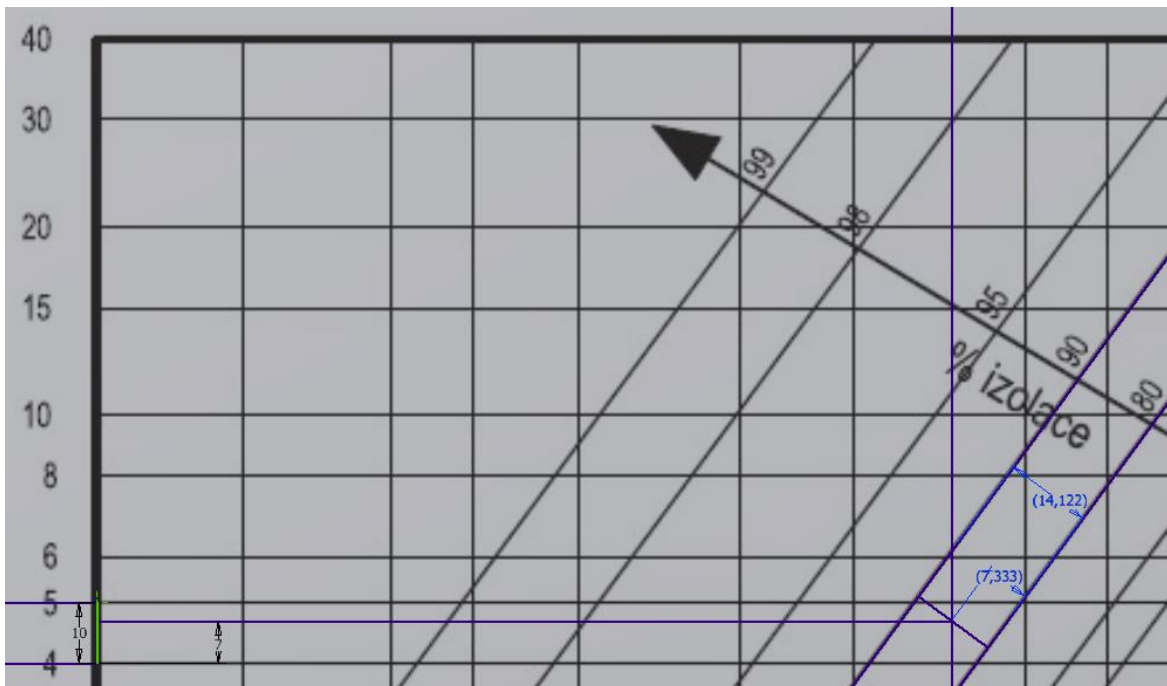
Obr. 5-9 Nalezení průsečíku přenosové křivky a poměru frekvencí

Určení přesné hodnoty izolace pro elastomerový izolátor je ovšem téměř nemožné vzhledem k neznámé hodnotě koeficientu tlumení, kterou nebylo možno získat ani od výrobce [20], nelze použít přenosovou rovnici. Jedinou možností je tedy aproximace z grafu pro určení maximální tuhosti, ovšem i před samotnou aproximací je vidět, že hodnota izolace se bude pohybovat mezi 80—90 %, protože hodnota $k_{E90n} < k_{DVA2} < k_{E80n}$.

Nejdříve je potřeba zjistit hodnotu stlačení izolátoru pro danou zátěž:

$$x_{DVA2} = \frac{F_n}{k_{DVA2}} = \frac{89,43 \text{ N}}{19 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}} = 4,7 \text{ mm}$$

Následně je z grafu pomocí programu Autodesk Inventor odečtena pozice průsečíku s rušivou frekvencí a také vzdálenost přímek označující 80 % a 90 % izolace (na obr. 5-10 vyznačeny modře).



Obr. 5-10 Odečtení hodnot z grafu pomocí programu Autodesk inventor

Pokud uvažujeme, že je růst izolace mezi jednotlivými přímkami lineární, potom je výsledná izolace:

$$I_{DVA2} \approx 80 \% + \frac{(90 \% - 80 \%) \cdot 7,333}{14,122} = 85,2 \%$$

5.5 Porovnání vhodných izolátorů

V tab. 5-1 je vidět porovnání všech vhodných izolátorů. Z této tabulky lze vidět, že elastomerový izolátor DVA.2-10-20-M4-10-55 sice nemá nejlepší izolační vlastnosti z uvedených možností, ale stále disponuje izolací přes 80 % a navíc je téměř 80krát levnější než druhá nejlevnější varianta izolátor MP9-50. Díky těmto parametrům byl zvolen jako finální izolační řešení.

Tab. 5-1 Porovnání vhodných izolátorů

Název	Výrobce	Typ	Počet	Tuhost jednoho izolátoru	Celková tuhost	Izolace	Cena	Rychlost dodání
				$N \cdot mm^{-1}$	$N \cdot mm^{-1}$	%	Kč	
CR6-400SM	Enidine	Lanový	6	7,900 [16]	47,400	86,56	9813 [27]	6—8 týdnů [27]
MP9-230	Socitec	Lanový	4	15,313	61,252	87,14	≈ 6066 [17]	2 týdny [17]
HH8-50	Socitec	Lanový	4	11,220	44,880	90,31	≈ 8982 [17]	2 týdny [17]
DVA.2-10-20- M4-10-55	Elesa+Ganter	Elastomerový	4	19,000 [21]	76,000	≈ 85,20	76 [21]	10 dní [21]

5.6 Upevnění izolátorů

Jak bylo již zmíněno v kapitole 5.2.2 pryžový silentblok DVA.2-10-20-M4-10-55 disponuje čepem a dírou se závitem. Oba tyto závity jsou o velikosti M4. Čep se zašroubuje do profilové matice umístěné ve spodním rámu, který tak není potřeba nijak obrábět ani upravovat. K hornímu rámu jsou silentbloky upevněny pomocí šroubů M4 × 30, pro jejichž umístění je potřeba vyvrtat díru skrz delší profily horního rámu.

Z každé strany silentbloku je také umístěna čtvercová, která zajišťuje rovnoměrnější rozložení sil v porovnání s tím, kdyby silentbloky dosedaly pouze na okraje drážky profilů.



Obr. 5-11 Uložení silentbloků na platformě

5.7 Výsledná cena konceptu

Do výpočtu výsledné ceny nejsou započítány ceny spojovacího materiálu (který není specifický pro hliníkové profily), granitové desky a podložek pro silentbloky, protože byly už k dispozici ve škole nebo jsou vyrobeny z již dostupných polotovarů ve škole.

Celková cena platformy bez problému splňuje zadaný požadavek, aby byla levnější než izolovaná váha.

Tab. 5-2 Celková cena objednávaných součástí

Název	Cena
	Kč
Izolátor DVA.2-10-20-M4-10-55	75,56 [21]
Hliníkové profily	6 057,48 [22]
Polotovar pro závaží	1 164,54 [23]
Polohovací nohy LX.25-SW13-AS-SST-M6x24	107,92 [24]
Celkem	7 404,87

5.8 Problémy konceptu a úpravy provedené při sestavování

Při sestavování platformy bylo zjištěno to, že teoreticky sice má velice dobré izolační vlastnosti, ale doopravdy takto nemůže fungovat. Při zatížení izolátorů zvoleným zatížením totiž dojde ke ztrátě stability, i by měli izolátory toto zatížení unést. Toto selhání je nejspíše způsobeno vznikem momentu díky nesymetrickému ustavení silentbloků, jejichž pozice není přesně vymezena, protože jsou uloženy na spodní straně v profilových maticích. Další možný faktor je potřeba omezení pohybu ve zbývajících dvou osách při tomto zatížení, ovšem na stránkách [21] ani v katalogu [19] výrobce není tato nutnost zmíněna. Granitová deska byla nahrazena plastovou deskou o tloušťce 15 mm. Jedná se o polystyrenovou desku, bohužel přesné označení plastu nebylo na ochranné folii desky uvedeno. Její hmotnost je pro další výpočty zanedbána.

Tento problém byl vyřešen snížením hmotnosti horní platformy odebráním přídavného závaží a nahrazení desky stolu. Nová hmotnost horního rámu je tedy:

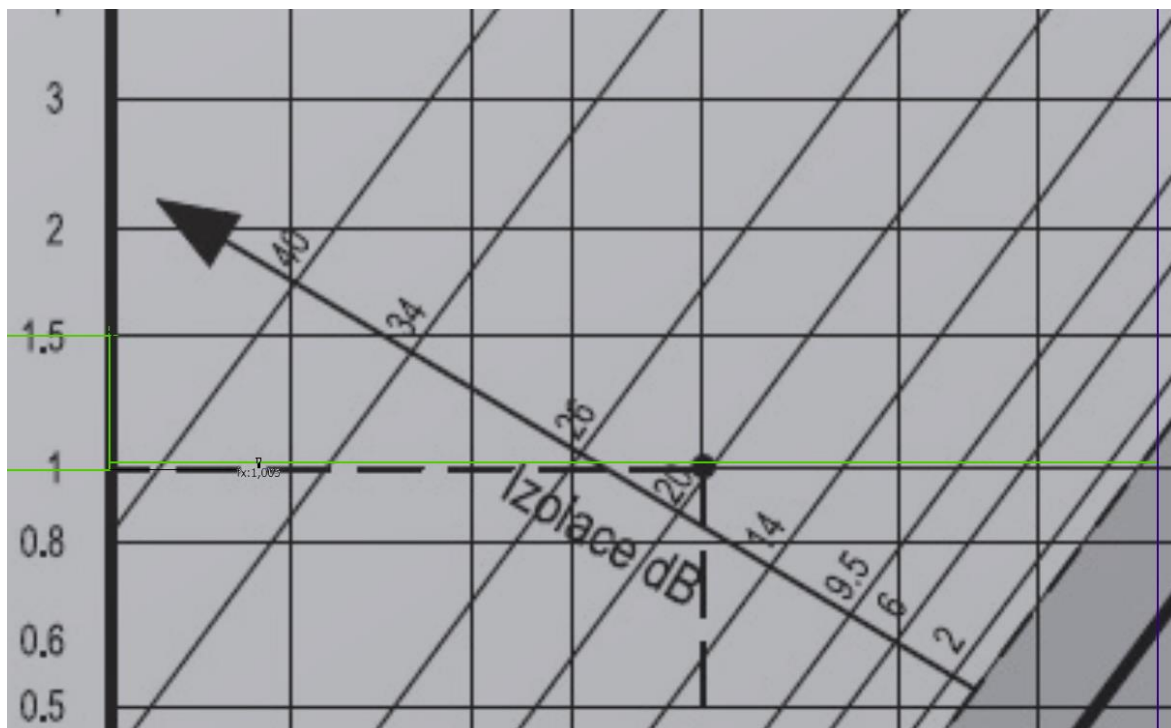
$$m_{new} = m_{profil} + m_{vaħa} + m_{spoj} = 1,59 \text{ kg} + 6,82 \text{ kg} + 0,72 \text{ kg} = 9,13 \text{ kg}$$

Aktuální zátěž na jeden izolátor a jeho stlačení:

$$F_{newn} = \frac{m_{akt} \cdot g}{4} = \frac{9,13 \text{ kg} \cdot g}{4} = 22,39 \text{ N}$$

$$x_{new} = \frac{F_{aktn}}{k_{DVA2}} = \frac{22,39 \text{ N}}{19 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}} = 1,18 \text{ mm}$$

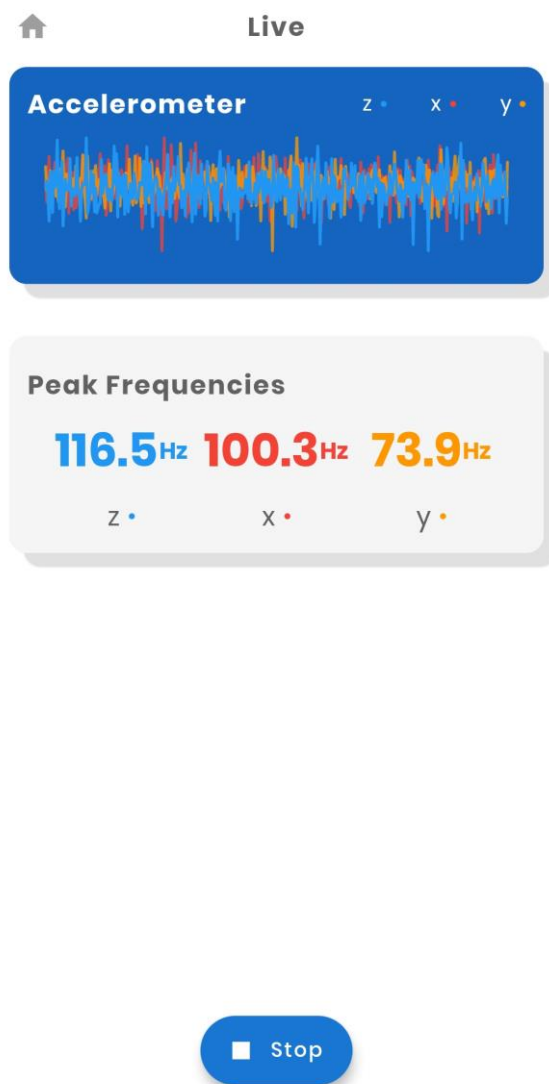
Po provedení aproximace z grafu lze vidět, že tato hodnota stlačení pro 20 Hz již zasahuje do šedé oblasti grafu která označuje amplifikační oblast.



Obr. 5-12 Aproximace izolačních vlastností nové platformy

Po konzultaci s vedoucím bylo rozhodnuto, že spíše než lidská chůze váhu ohrožuje neopatrná manipulace s předměty v jejím okolí, například vibrace způsobené položením těžkého předmětu na stůl.

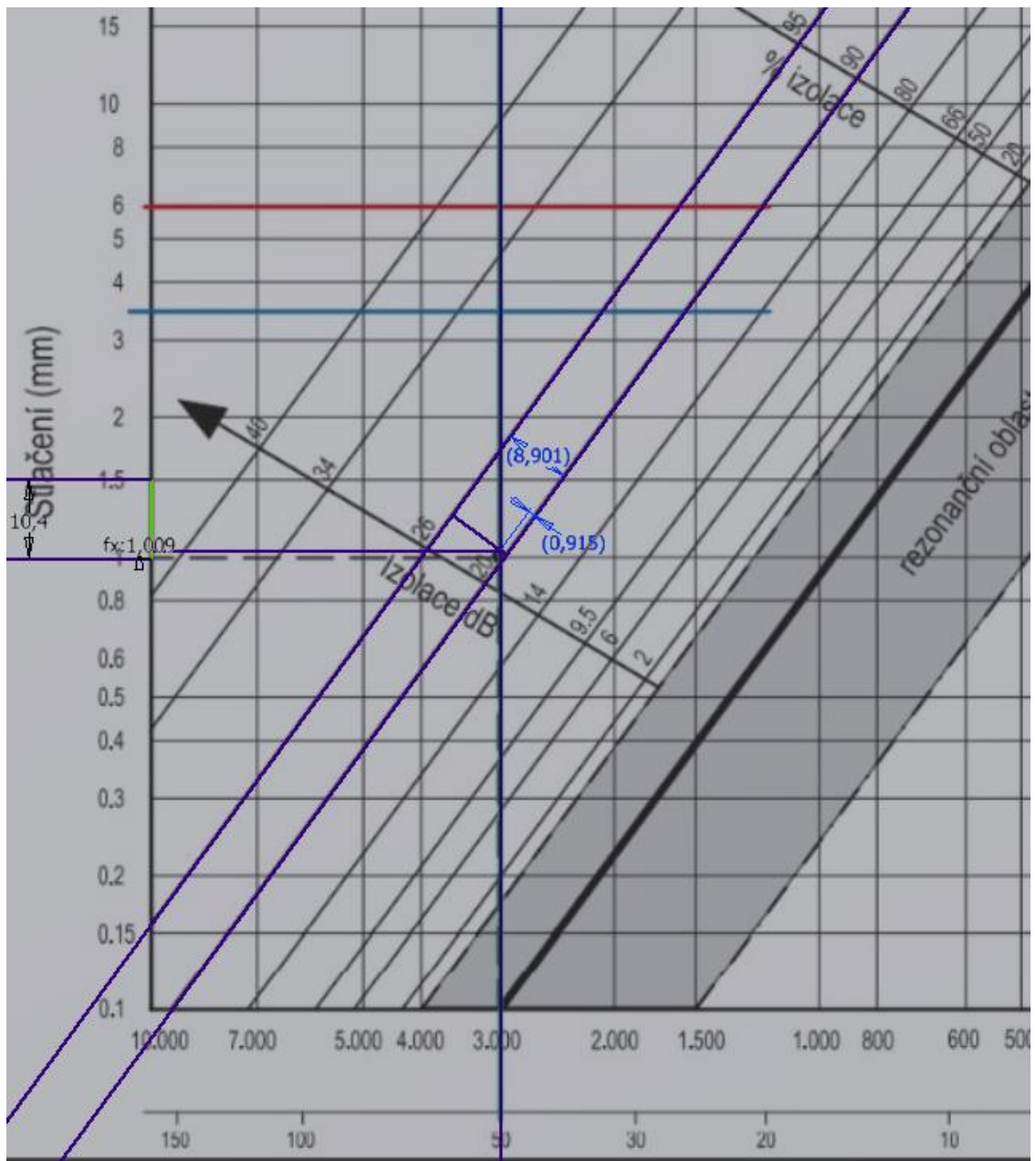
Pro odhadnutí nejnižší frekvence těchto vibrací byl použit mobilní telefon Xiaomi Redmi Note 8 Pro a aplikace Resonance – Vibration Analysis Tool [25], která poskytuje informace o frekvencích působících na telefon v reálném čase. Po provedení několika rychlých testů, které se sestavovaly z nárazů tělesa o hmotnosti 0,55 kg do desky stolu z různých výšek a různých vzdáleností od telefonu, frekvence vibrací neklesla níže než 50 Hz.



Obr. 5-13 Prostředí aplikace Resonance – Vibration Analysis Tool při měření v reálném čase

Po aproximaci dle obr. 5-14, za použití nové hodnoty budící frekvence a nového stlačení, byla přibližná hodnota izolace rovna:

$$I_{50} \approx 90 \% + \frac{(95 \% - 90 \%) \cdot 0,915}{8,901} = 90,5 \%$$



Obr. 5-14 Aproximace nových izolačních vlastností



Obr. 5-15 Finální verze antivibrační platformy

5.9 Měření vlastností upravené platformy

Pro zjištění a porovnání reálných izolačních vlastností platformy bylo provedeno celkem 22 testů. Při těchto testech bylo měřeno zrychlení na platformě a na granitové měřící desce, na které se doposud nacházela izolovaná váha, aby bylo možno srovnat nové se starým řešením. Zrychlení bylo měřeno opět pomocí akcelerometru mobilního telefonu Xiaomi Redmi Note 8 Pro a dvou aplikací, již zmíněné aplikace Resonance – Vibration Analysis Tool a aplikace Physics Toolbox Suite Pro [26]. Všechna naměřená data jsou k dispozici v přílohách test1, test2, test3, test4.

Tab. 5-3 Rozdělení provedených testů

Označení testu	Počet měření	Aplikace	Umístění telefonu
test1	5	Physics Toolbox	Granitová deska
test2	6	Resonance	Granitová deska
test3	5	Physics Toolbox	Platforma
test4	6	Resonance	Platforma

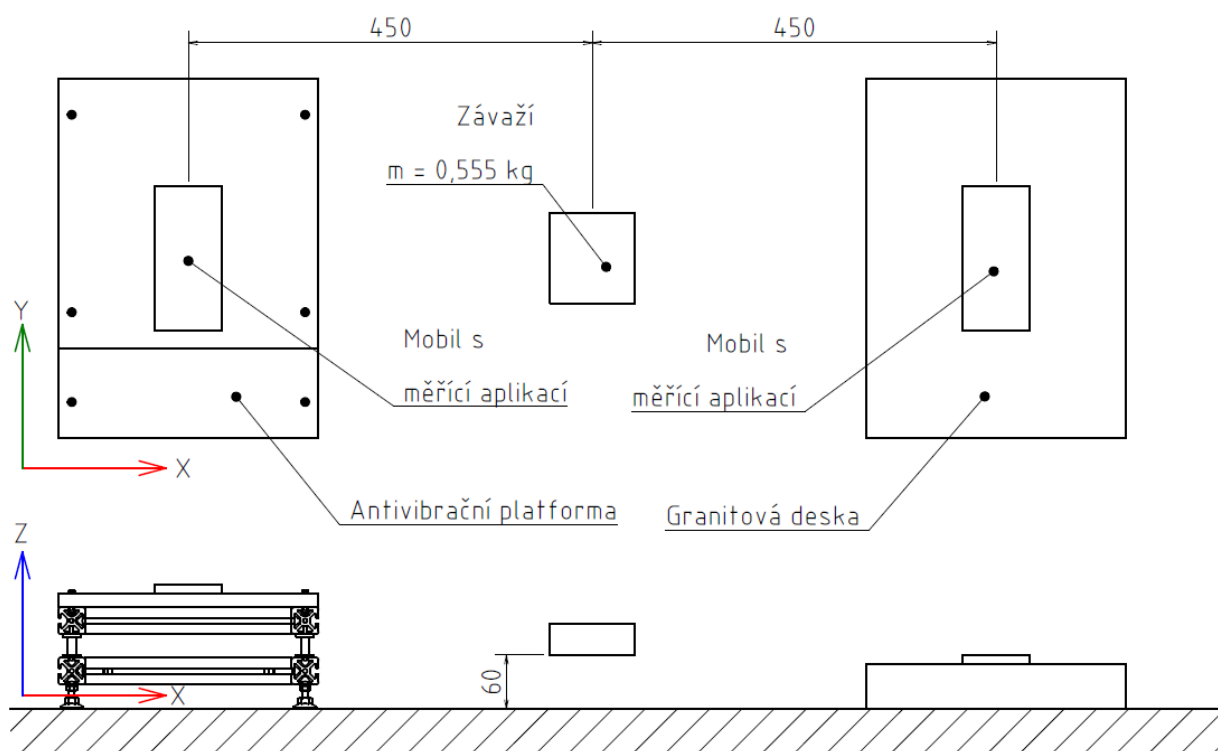
5.9.1 Popis průběhu měření

Granitová deska a platforma byly umístěny se středy ve vzdálenosti 900 mm a mezi ně bylo pouštěno závaží o hmotnosti 0,555 kg. Toto závaží je tvořeno dvěma starými frézami umístěnými v papírové krabici z důvodu, aby nedošlo k poškození stolu při nárazu. Závaží bylo spouštěno z výšky 60 mm. Z důvodu měření pouze jedním zařízením je každá hodnota naměřeného zrychlení samostatná a nelze tedy přímo porovnat hodnotu zrychlení pro jeden daný ráz na desce a platformě zároveň.

Pro simulaci váhy položené na platformě bylo použito vyřazené přídavné závaží, které má podobnou hmotnost a je tak možno provést měření izolačních vlastností platformy bez nutnosti vystavení citlivé váhy škodlivým vibracím.



Obr. 5-16 Závaží použité k tvorbě budícího rázu



Obr. 5-17 Schéma průběhu měření a směry os akcelerometru

5.9.2 Zhodnocení měřených hodnot

Tab. 5-4 obsahuje nejvyšší naměřené hodnoty celkového zrychlení pro dané měření. Celkové zrychlení je součtem absolutních hodnot zrychlení pro každou osu v daném čase a je to tedy maximální hodnota zrychlení pro daný okamžik.

Jak je již na první pohled vidět z hodnot pro měření test3, test4 upravená antivibrační platforma úspěšně snižuje množství, které se přeneso do těla váhy v porovnání se samostatnou granitovou deskou.

Nejnižší dosažená hodnota izolace je tak podíl nejvyššího přeneseného zrychlení na platformě ku nejnižšímu zrychlení na desce:

$$I_{min} = \left(1 - \frac{a_{test34}}{a_{test25}}\right) \cdot 100 \% = \left(1 - \frac{2,916 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}}{9,966 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}}\right) \cdot 100 \% = 70,74 \%$$

Tab. 5-4 Hodnoty nejvyšších celkových zrychlení naměřených při jednotlivých měřeních

Číslo měření	test1	test2	test3	test4
	m · s ⁻²	m · s ⁻²	m · s ⁻²	m · s ⁻²
1	12,294	15,668	1,581	1,958
2	12,599	12,758	2,167	1,940
3	12,009	14,623	2,66	2,063
4	10,968	14,301	2,916	2,209
5	14,819	9,966	1,566	1,532
6	—	12,577	—	1,866

6 DISKUZE

Cílem práce bylo navrhnutí a sestavení cenově dostupné antivibrační platformy nebo stolu, která bude použita pro ochranu laboratorní váhy před působením škodlivých vibrací a tím pádem i zlepšení přesnosti měření.

Navržená platforma je určena pro umístění na již existující pracovní plochu. Z toho důvodu je navržena tak, aby její délka a šířka byly co nejvíce podobné dosavadnímu antivibračnímu řešení a nezabírala tak příliš mnoho dalšího místa. To stejné platí i o výšce, kde by příliš vysoká platforma mohla způsobit nepohodlnou práci s váhou.

Dalším důležitým parametrem při konstrukci byla celková cena platformy, která nesměla přesáhnout pořizovací cenu laboratorní váhy. Tento parametr byl jednoduše splněn použitím elastomerových izolátorů, které svou cenou a množstvím druhů dostupných na trhu překonávají jakékoli jiné řešení a vzhledem k použití v čistém laboratorním prostředí nebylo potřeba uvažovat žádné možné ohrožení jejich funkčnosti.

I přes selhání navrženého řešení, zjištěném při montáži, bylo po úpravách dosaženo nejméně 70 % zlepšení antivibrační ochrany váhy. Platforma sice ztratila schopnost izolovat nejnižší frekvence způsobené lidskou chůzí, ale i přes to izoluje více než polovinu tohoto frekvenčního pásma (20—90 Hz). Jak bylo navíc ověřeno měřením, tak úspěšně izoluje vibrace způsobené rázy do stolu, které se mohou velice často vyskytovat při jejím používání a neopatrné manipulaci s předměty v okolí.

Jednou z možností znovuzískání ztracených antivibračních vlastností by bylo například zatížení horního rámu natolik, aby bylo možno použít jiný druh izolátoru, který není tak štíhlý, a u kterého by nedošlo ke ztrátě stability.

Výsledkem této bakalářské práce je tedy modulární antivibrační platforma jejíž kostra by se případně dala využít i jako základ pro ochranu jiných zařízení. Její použití by se dalo uvažovat například pro zařízení která si nevyžadují pořízení vysoce výkonného pneumatického antivibračního stolu, ale přesto by jim prospěla nějaké antivibrační ochrana.

7 ZÁVĚR

Hlavním cílem této bakalářské práce bylo navrhnout a vyrobit antivibrační platformu splňující zadané parametry. Byla provedena analýza antivibračních řešení dostupných na trhu. Podle ní byly navrženy tři koncepty a vybrán nejvhodnější návrh. Dále byl proveden konstrukční návrh spolu s výpočtem a výběrem několika možných vibračních izolátorů pro daný koncept a na základě porovnání ceny a účinnosti vybráno nejlepší řešení pro danou situaci.

Při montáži byly zjištěny značné nedostatky teoretického návrhu a platforma musela být upravena, tak aby se jí navrátila funkčnost. Funkčnost nové upravené platformy byla ověřena experimentálním měřením, kde se porovnávala účinnost stávajícího a nového řešení. Měření bylo provedeno za pomoci mobilního telefonu a aplikací na záznam dat z akcelerometru zařízení. Rušivé vibrace byly simulovány nárazem závaží o hmotnosti 0,555 kg do stolu z výšky 60 mm, což mělo simulovat neopatrnou manipulaci s předměty v okolí váhy, například prudké položení skleněné laboratorní láhve na desku stolu. Z naměřených dat bylo zjištěno, že i přes provedené úpravy platforma dosahuje nejméně o 70 % lepších antivibračních vlastností než granitová deska, která doposud sloužila jako antivibrační ochrana.

Z dat a poznatků zjištěných při návrhu, montáži a testování, by mělo být možno navrátit platformě původní vlastnosti popsané při návrhu. Bude ovšem potřeba znovu provést, jak výpočet a návrh izolátorů, tak i návrh zatížení horního rámu.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] CREDE, Charles a Jerome RUZICKA. Theory of Vibration Isolation. HARRIS, Cyril a Allan PIERSOL. *Harris' Shock and Vibration Handbook*. 5th edition. USA: McGraw-Hill, 2002, s. 982-1024, 1568 s. McGraw-Hill handbooks. ISBN 9780071508193.
- [2] Natural Frequency. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2020-12-01]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Natural_frequency
- [3] FRANKOVICH, David. The Basics of Vibration Isolation Using Elastomeric Materials. In: *E-A-R* [online]. Indianapolis, Indiana: Aearo Technologies LLC a 3M company, 2017 [cit. 2020-11-27]. Dostupné z: <https://earglobal.com/media/9885/basicsvibrationisolationelastomericmaterials.pdf>
- [4] Vibration isolation vs. vibration damping: The what and why. *Countervail* [online]. Greenville, USA, 2019 [cit. 2021-03-03]. Dostupné z: <https://countervailproducts.com/insights/blog/vibration-isolation-vs-vibration-damping-the-what-and-why>
- [5] RACCA, Romulus a Cyril HARRIS. Shock and Vibration Isolators and Isolation Systems. HARRIS, Cyril a Allan PIERSOL. *Harris' Shock and Vibration Handbook*. 5th edition. USA: McGraw-Hill, 2002, s. 1062-1102, 1568 s. McGraw-Hill handbooks. ISBN 9780071508193.
- [6] BALAJI, P, M RAHMAN, Leblouba MOUSSA a H LAU. Wire rope isolators for vibration isolation of equipment and structures – A review. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2015, **78**. ISSN 1757-899X. Dostupné z: doi:10.1088/1757-899X/78/1/012001
- [7] Wire rope isolators HELICAL. In: *Socitec* [online]. Francie: Socitech, 2018 [cit. 2021-03-03]. Dostupné z: <https://socitec.com/en/products/helical-wire-rope-isolators/>
- [8] Wire rope isolators POLYCAL. In: *Socitec* [online]. Francie: Socitech, 2018 [cit. 2021-03-03]. Dostupné z: <https://socitec.com/en/products/polycal-wire-rope-isolators/>

- [9] Granite: Engineering. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2020-12-01]. Dostupné z: <https://en.wikipedia.org/wiki/Granite#Engineering>
- [10] NELSON, F. C. *Vibration Isolation: A Review, I. Sinusoidal and Random Excitations*.] , 1-9. Dostupné z: doi:10.3233/SAV-1994-1508
- [11] Analytická váha KERN ABJ 320-4NM. *HEPNAR.cz* [online]. Podzimní 368, 460 01,] Liberec: PETR HEPNAR váhy a vážicí systémy, 2021 [cit. 2021-05-21]. Dostupné z: <https://www.hepnar.cz/analyticka-vaha-kern-abj-320-4nm-p526>
- [12] CRESS, Daniel H. *Terrain Considerations and Data Base Development for the Design and Testing of Devices to Detect Intruder-Induced Ground Motion*. Vicksburg MS, 1978. Výzkumná zpráva. U. S. Army Engineer Waterways Experiment Station.
- [13] *Stavebnicový systém MB item*. Generála Vlachého 305, 747 62 Mokré Lazce, Česká] republika: Haberkorn, 2019. Dostupné také z: <https://www.haberkorn.cz/download/detail/54/>
- [14] Analytical balance KERN ABJ 320-4NM with OIML verification certificate. *Scales measuring instruments* [online]. HARSCH GmbH, Mühlgasse 22, 78549, Spaichingen: HARSCH, 2021 [cit. 2021-05-18]. Dostupné z: <https://scales-measuring.com/en/abj/220-kern-abj-320-4nm-analytical-balance.html>
- [15] Kovonastroje - Granitová měřicí deska 400x250x50mm , přesnost DIN876/00 ,] Accurata. *Kovonastroje* [online]. Bohuslavice u Zlína 205, 763 51, Bohuslavice u Zlína: Kovonastroje [cit. 2021-05-18]. Dostupné z: <https://www.kovonastroje.cz/Meridla/Merici-desky-a-stoly/Granitove-desky/Granitova-merici-deska-400x250x50mm-presnost-DIN876-00-Accurata.html>
- [16] *Wire Rope Isolator Technologies*. 7 Center Drive, Orcharad Park, New York 14127,] USA: ITT Enidine, 2020. Dostupné také z: https://www.enidine.com/CorporateSite/media/itt/Resources/TechnicalData/WR-Catalog_2020.pdf?ext=.pdf
- [17] *Email*.]

- [18 Wire rope isolators HALF HELICAL. In: *Socitec* [online]. Francie: Socitech, 2018 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://socitec.com/en/products/half-helical-wire-rope-isolators/>
- [19 *Hlavní katalog 048*. Počernická 272/96, 108 00, Praha, Česká republika: Elesa+GANter CZ, 2019. Dostupné také z: https://www.elesa-ganter.cz/static/catalogues/files/EG_Catalogue_Cover_web_CZ.pdf
- [20 *Email 3*.
]
- [21 DVA.1 DVA.2 DVA.3. *Elesa+Ganter* [online]. Počernická 272/96, 108 00 Praha, Česká republika: Elesa+Ganter CZ, 2021 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://www.elesa-ganter.cz/cs/cze/Strojni-prvky--Silentbloky--DVA2#listtype=search&term=dva.2>
- [22 *Email 4*.
]
- [23 Ocel plochá válc. - EN 10058 - 1.4301: 100 x 10. *Inerez.cz* [online]. Kydlínovská 161/101, 500 02, Hradec Králové: 3Q Metal, 2021 [cit. 2021-05-21]. Dostupné z: <https://www.inerez.cz/ocel-plocha-valc-en-10058-1-4301-100-x-10-114416.html>
- [24 LX-SST. *Elesa+Ganter* [online]. Počernická 272/96, 108 00 Praha, Česká republika: Elesa+Ganter CZ, 2021 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://www.elesa-ganter.cz/cs/cze/Polohovaci-nohy--Polohovaci-nohy-s-pevnym-%C5%A1roubem--LX-AS-SST#listtype=search&term=LX.25-SW13-AS-SST-M6x24>
- [25 Resonance - Vibration Analysis Tool. *Google Play* [online]. Google, 2021 [cit. 2021-05-21]. Dostupné z: <https://play.google.com/store/apps/details?id=com.morganandwife.vibration>
- [26 Physics Toolbox Sensor Suite Pro. *Google Play* [online]. Google, 2021 [cit. 2021-05-21]. Dostupné z: <https://play.google.com/store/apps/details?id=net.vieyrasoftware.physicstoolboxsuitepro>
- [27 *Email 2*.
]

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

9.1 Seznam použitých fyzikálních veličin

f_n	přirozená frekvence
k	tuhost
m	hmotnost
c	koeficient tlumení
c_c	kritické tlumení
ζ	tlumící poměr
T_A	absolutní přenos
x_0	amplituda pohybové reakce
u_0	budící pohybová amplituda
F_T	silová reakční amplituda
F_0	budící silová amplituda
ω	úhlová frekvence
ω_0	přirozená úhlová frekvence
T_{max}	hodnota přenosu v rezonanci
m_{zavazi}	hmotnost přídavného závaží
I	hodnota izolace
m_{profil}	hmotnost hliníkových profilů
m_{vaha}	hmotnost váhy
m_{spoj}	hmotnost spojovacího materiálu pro hliníkové profily
m_{deska}	hmotnost granitové desky
f_b	budící frekvence
f_{n80}	přirozená frekvence pro izolaci 80 %

F_n	maximální, minimální
k_{L80n}, k_{E80n}	tuhost jednoho izolátoru pro 80 % izolace
k_{L80}, k_{E80}	celková tuhost izolátorů pro 80 % izolace
$k_{CR6-400}, k_{HH8}, k_{MP9}, k_{DVA2}$	tuhost pro specifického izolátoru
$x_{MP9}, x_{HH8}, x_{DVA2}$	stlačení specifického izolátoru
x_{80}	stlačení potřebné pro 80 % izolace
n	počet izolátorů
g	gravitační zrychlení
k_{E90}	celková tuhost potřebná pro 90 % izolace elastomerového izolátoru
k_{E90n}	tuhost potřebná pro 90 % izolace elastomerového izolátoru
x_{90}	stlačení potřebné pro 80 % izolace
T_{MP9v}	přenos vypočítaný ze vzorce pro izolátor MP9
I_{MP9v}	izolace vypočítaná ze vzorce pro izolátor MP9
T_{MP9g}	přenos odečtený z grafu pro izolátor MP9
I_{MP9g}	izolace zjištěná pomocí grafu pro izolátor MP9
I_{DVA2}	izolace izolátoru DVA.2
m_{new}	hodnota hmotnosti po úpravě platformy
F_{newn}	zatěžující síla na jeden izolátor po úpravě platformy
x_{new}	stlačení jednoho izolátoru po úpravě platformy
I_{50}	izolace při 50 Hz
I_{min}	minimální izolace získaná z měření
a_{test34}, a_{test25}	hodnota celkového zrychlení získaná při měření

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 2-1 Závislost přenosu na poměru tlumení [5]	16
Obr. 2-2 Druhy idealizovaných izolátorů vibrací [1]	18
Obr. 2-3 Absolutní přenos pro pevně spojený, viskózně tlumený izolační systém popsany v obr. 2-2	19
Obr. 2-4 Schéma několika běžných elastomerových izolátorů	22
Obr. 2-5 Charakteristika elastomeru v tlaku [5]	24
Obr. 2-6 Charakteristika elastomeru ve střihu [5].....	25
Obr. 2-7 Charakteristika elastomeru v tahu [5]	25
Obr. 2-8 Charakteristika elastomeru ve vzpěru [5]	25
Obr. 2-9 Řez šroubovou pružinou, která je zatížena silou F [5]	26
Obr. 2-10 Lineární charakteristika válcové šroubové pružiny. Vertikální osa vyjadřuje zatížení a horizontální výchylku pružiny [5].....	27
Obr. 2-11 Pružinový tlumič s neoprenovou podložkou pro upevnění stroje [5].....	27
Obr. 2-12 Čtyři druhy pneumatických izolátorů pracujících na principu uzavření plunu v pryžové nádobě [5].....	28
Obr. 2-13 Spirálový lanový tlumič [7]	29
Obr. 2-14 Lanový tlumič polycal [8]	29
Obr. 2-15 Diagram použití žulového bloku m_2 pro tlumení zařízení m_1 [10]	30
Obr. 3-1 Analytická váha KERN ABJ 320-4NM [11]	32
Obr. 4-1 Schéma konceptu č. 1	33
Obr. 4-2 Sestava desky stolu s izolátory.....	34
Obr. 4-3 Celková sestava konceptu č. 2	35
Obr. 4-4 Koncept 3.....	36
Obr. 5-1 Rozměry granitové měřicí desky.....	37
Obr. 5-2 Přídavné závaží pro zlepšení izolace vibrací.....	38
Obr. 5-3 Parametry izolátoru CR6-400 [16]	40
Obr. 5-4 Izolátor CR6 [16]	41
Obr. 5-5 Izolátor HH8 [18].....	42
Obr. 5-6 Izolátor MP9	42

Obr. 5-7 Graf pro určení maximální tuhosti elastomerového izolátoru firmy Eles+Ganter [19]	43
Obr. 5-8 Pryžový silentblok typu DVA.2.....	44
Obr. 5-9 Nalezení průsečíku přenosové křivky a poměru frekvencí	46
Obr. 5-10 Odečtení hodnot z grafu pomocí programu Autodesk inventor	47
Obr. 5-11 Uložení silentbloků na platformě	49
Obr. 5-12 Aproximace izolačních vlastností nové platformy.....	51
Obr. 5-13 Prostředí aplikace Resonance – Vibration Analysis Tool při měření v reálném čase	52
Obr. 5-14 Aproximace nových izolačních vlastností	53
Obr. 5-15 Finální verze antivibrační platformy.....	54
Obr. 5-16 Závaží použité k tvorbě budícího rázu	56
Obr. 5-17 Schéma průběhu měření a směry os akcelerometru	56

11 SEZNAM TABULEK

Tab. 5-1 Porovnání vhodných izolátorů	48
Tab. 5-2 Celková cena objednávaných součástí	50
Tab. 5-3 Rozdělení provedených testů	55
Tab. 5-4 Hodnoty nejvyšších celkových zrychlení naměřených při jednotlivých měřeních	57

12 SEZNAM PŘÍLOH

Schéma měření

test1

test2

test3

test4

01-0001 – Granitova deska – Výkres součásti

02-0000 – Antivibracni platforma – Výkres sestavení

02-0000-OLD – Antivibracni platforma – koncept – Výkres sestavení

02-0007 – Profil 6 30x30-230 – Výkres součásti

02-0008 – Profil 6 30x30-400 – 2 – Výkres součásti

02-0010 – Profil 6 30x30-400 – 1 – Výkres součásti

02-0014 – Nerez zavazi cast 1 – Výkres součásti

02-0015 – Nerez zavazi cast 2 – Výkres součásti

02-0016 – Deska stolu 1 – Výkres součásti

02-0017 – Deska stolu 2 – Výkres součásti

02-0018 – Podlozka silentbloku – Výkres součásti

02-1000 – Spodni ram – Výkres sestavení

02-2000 – Horni ram – Výkres sestavení

02-2000-OLD – Horni ram – koncept – Výkres sestavení

02-3000 – Nerez zavazi – Výkres sestavení

03-F-630-AFS Haberkon automatic fastening set 6 – Výkres součásti

03-F-660-ABS Angle bracket set 6 60x60 – Výkres součásti

03-F-Nut6-M4 Drazkova matice profil 6 M4 – Výkres součásti

03-F-Nut6-M6 Drazkova matice profil 6 M6 – Výkres součásti

03-L-EG25-AS-M6x24 Staveci noha M6x24 – Výkres součásti

DVA.2-10-20-M4-10-55 - Silentblok zavitový otvor a zavitovy cep – Výkres součásti

KERN ABJ 320-4NM - Analytická váha – Výkres součásti