



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní



INOVACE VIBROIZOLAČNÍHO MECHANISMU HYDRAULICKÉHO STOLU

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T010 – Inovační inženýrství
Autor práce: **Bc. Kamil Hübner**
Vedoucí práce: prof. Ing. Lubomír Pešík, CSc.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení: **Bc. Kamil HÜBNER**

Studijní program: **N2301 – Strojní inženýrství**
Obor: **3909T010 - Inovační inženýrství**

Zaměření **Inovace výrobků**

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje diplomová práce na téma:

Inovace vibroizolačního mechanismu hydraulického stolu

Zásady pro vypracování:

Inovujte stávající vibroizolační mechanismus hydraulického stolu v definované nosnosti 120 kg a statické výšce 250 mm až 600 mm. Kinematické buzení předpokládejte skokové a také smíšené harmonické s frekvencí 1 Hz až 5 Hz s amplitudou 3 mm až 20 mm simulující jízdu po nerovné vozovce. Hlavním inovačním záměrem je vyvinutí nového systému zavěšení pneumatické pružiny s minimalizací pasivních odporů a jeho zhodnocení s ohledem na vibroizolační účinnost. Při řešení minimalizujte zásahy do stávající konstrukce hydraulického stolu.

- 1) Rozbor stávajícího stavu konstrukce zařízení a řešerše
- 2) Stanovení inovačních příležitostí a inovačního záměru
- 3) Návrh pěti variant konstrukčních řešení
- 4) Kritéria hodnocení navržených konstrukčních řešení a výběr optimální varianty
- 5) Kinematický a silový rozbor navrženého mechanismu v návaznosti na jeho funkci
- 6) Konstrukce mechanismu a jeho pevnostní kontrola pro definovanou nosnost a zdvih
- 7) Výrobní dokumentace funkčního vzorku
- 8) Ekonomické zhodnocení inovace zařízení
- 9) Závěr

Forma zpracování diplomové práce:

- průvodní zpráva: cca 50 stran textu včetně obrázků
- grafické práce: výkresová dokumentace

Seznam literatury (uveďte doporučenou odbornou literaturu):

MAŠÍN, Ivan. *Inovační inženýrství: plánování a návrh inovovaného výrobku*. Vyd. 1. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2012, 178 s. ISBN 978-80-7372-852-6.

MAŠÍN, Ivan a Pavel JIRMAN. *Metody systematické kreativity*. Vyd. 1. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2012, 138 s. ISBN 978-80-7372-853-3.

PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010, 2 sv. (226, 236 s.). ISBN 978-80-7372-574-72.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

BRADSKÝ, Zdeněk a Rudolf VRZALA. *Mechanika*. 2. vyd. Liberec: Vysoká škola strojní a textilní v Liberci, 1986, 251 s.

RUBENA a.s. [online]. 2008 [cit. 2013-12-01]. Dostupné z: <http://www.rubena.eu/>

Air Spring Documents [online]. 2009 [cit. 2013-12-01]. Dostupné z: <https://sites.google.com/site/dunlopsystems/air-spring-documents>

BUŠOV, Bohuslav, Pavel JIRMAN a Vladimír DOSTÁL. *Tvorba a řešení inovačních zadání(HA+ARIZ)*. 1. vyd. Brno: Indus TRIZ International, 1996, 161 s.

WILLIAMS, John A. *Engineering tribology*. New York: Cambridge University Press, 2005, 488 s. ISBN 0-521-60988-7.

PEŠÍK, Lubomír. *Projektování pneumatických vibroizolačních systémů: Design of pneumatic vibroisolation systems*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 1998, 91 s.

PEŠÍK, Lubomír a Fritz Jochen SCHMIDT. *Minimization of machine vibrations*. Vyd. 1. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010, 64 s. ISBN 978-80-7372-594-5.

Vedoucí diplomové práce: **Prof. Ing. Lubomír Pešík, CSc.**

Konzultant diplomové práce: **Roman Netrefa**


Prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry




Doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.
děkan fakulty

V Liberci dne 10.1.2014

Prohlášení

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

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

Poděkování

Rád bych upřímně poděkoval svému vedoucímu prof. Ing. Lubomíru Pešíkovi, CSc. za vedení této diplomové práce, cenné rady, doporučení a věcné připomínky.

Chtěl bych také poděkovat Zbyňkovi Jersákovi, Josefu Malecovi a Bc. Vojtovi Hanzlíkovi za pomoc při realizaci prototypu.

Nakonec bych chtěl poděkovat Bc. Davidu Tauchmannovi za pomoc při řešení softwarových záležitostí.

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá inovací vibroizolačního mechanismu, který byl navržen pro hydraulický stůl HYDRO – COMFORT. Tento stůl vyrábí a distribuuje firma Progres Servis Sibřina spol. s r.o. Slouží k převozu pacientů v sanitce. Tato práce je řešena pomocí metod inovačního inženýrství. Jsou provedeny jak analytické výpočty mechaniky, tak simulace v softwaru Creo. Konkrétně se jedná o statické, kinematické a dynamické simulace. Dále je provedena i metoda konečných prvků. Výstupem práce je vyvinutí dvou nových systémů zavěšení pneumatické pružiny, které jsou založeny na pákových mechanismech. Navíc je vyroben prototyp navrženého řešení.

Klíčová slova

hydraulický stůl, vibroizolační mechanismus, pneumatická pružina, TRIZ, Creo

Abstract

This diploma thesis deals with innovation of the vibration isolation mechanism that was designed for the hydraulic table HYDRO – COMFORT. This table is manufactured and distributed by the company Progres Servis Sibřina spol. s r.o. It is used for transportation of patients in ambulance. Methods of innovation engineering are used to solve the problem. Analytical calculations are carried out as well as simulations in software Creo. These are specifically static, kinematic and dynamic simulations. Finite element method is also applied. Result of this thesis is the construction of two new suspension systems that include hydraulic springs. The suspension is based on lever mechanisms. Moreover the prototype is manufactured.

Keywords

hydraulic table, vibration isolation mechanism , pneumatic spring, TRIZ, Creo

Obsah

1	Úvod.....	12
2	Stávající konstrukce	14
3	Plánování inovace	16
3.1	Benchmarking.....	16
3.1.1	STEM.....	16
3.2	Průzkum známých řešení.....	17
3.2.1	Nízkofrekvenční pneumatické odpružení pro sanitní nosítka	17
3.2.2	Patentový průzkum	18
3.3	Identifikace inovačních příležitostí	19
3.4	Inovační záměr	20
3.5	Harmonogram.....	20
3.6	Inovační prohlášení	20
4	Generování konceptů	22
4.1	Potřeby zákazníka.....	22
4.2	Inovační vektory	22
4.3	Metodika TRIZ.....	23
4.3.1	Modelování funkcí.....	23
4.3.2	Soupis zadání	24
4.3.3	Svinování	25
4.3.4	Řešení zadání	26
4.3.5	Řešení technického rozporu.....	27
4.4	Morfologická matice	28
4.5	Koncept A.....	28
4.6	Koncept B	29
4.7	Koncept C	29
4.8	Koncept D.....	30
4.9	Koncept E	31
4.10	Výběr konceptu	32
5	Výpočet a optimalizace parametrů	34
5.1	Kinematický rozbor	34
5.2	Metoda uvolňování	34
5.3	Metoda virtuálních prací.....	36



5.4	Statické simulace	38
5.5	Měření tuhostí pneumatické pružiny	39
5.6	Určení dynamických parametrů	42
5.7	Dynamické simulace	44
6	Konstrukce	48
6.1	Popis konstrukce.....	48
6.1.1	Vibroizolační mechanismus 1.....	48
6.1.2	Vibroizolační mechanismus 2.....	50
6.2	Metoda DFM	52
6.3	FMEA-K.....	53
6.4	Simulace MKP.....	55
6.5	Prototyp	58
7	Ekonomické zhodnocení.....	59
7.1	Hodnotová analýza	59
7.2	Vyčíslení nákladů	59
8	Závěr	61
	Přílohy.....	64
A	Seznam inovačních příležitostí	65
B	Harmonogram DP	65
C	Inovační vektory	65
D	Metodika TRIZ	66
E	Morfologická matice.....	66
F	Metoda uvolňování	67
G	Metoda virtuálních prací	67
H	Výsledky dynamických simulací	67
I	Výkresová dokumentace.....	69
J	FMEA-K	69
K	Výsledky MKP	69
L	Snímky prototypu	72
M	Hodnotová analýza	73
N	Příložené CD.....	73



Seznam obrázků

Obr. 2.1: Kinematické schéma stávajícího řešení.....	14
Obr. 2.2: Konstrukce stávajícího řešení [1]	15
Obr. 3.1: Stůl EDEN [3]	16
Obr. 3.2: Stůl PIUMA [4]	17
Obr. 3.3: Pneumaticky odpružený stůl pro nosítka [5].....	18
Obr. 3.4: Vibroizolační zařízení pro nosítka v sanitním vozidle [7]	19
Obr. 3.5: Zařízení omezující rotaci nápravy a systém zavěšení listové pružiny [8].....	19
Obr. 4.1: Koncept A.....	29
Obr. 4.2: Koncept B.....	29
Obr. 4.3: Koncept C.....	30
Obr. 4.4: Koncept D.....	31
Obr. 4.5: Koncept E	32
Obr. 4.6: Výsledný koncept	33
Obr. 5.1: Metoda uvolňování pro statickou výšku 600 mm	35
Obr. 5.2: Metoda virtuálních prací pro mechanismus 1	37
Obr. 5.3: Metoda virtuálních prací pro mechanismus 2	37
Obr. 5.4: Model pro simulace v Creo (statická výška 600 mm).....	38
Obr. 5.5: Měření tuhostí pneumatické pružiny	40
Obr. 5.6: Dvuhmotový dynamický systém	43
Obr. 6.1: Hydraulický stůl s vibroizolačními mechanismy	48
Obr. 6.2: Vibroizolační mechanismus 1	49
Obr. 6.3: Vibroizolační mechanismus 2	51
Obr. 6.4: Rozložení napětí páky vibroizolačního mechanismu 1	57
Obr. 6.5: Hydraulický stůl s prototypy vibroizolačních mechanismů	58
Obr. 9.1: Morfologická matice	66
Obr. 9.2: Rozložení posunutí páky vibroizolačního mechanismu 1	69
Obr. 9.3: Rozložení napětí páky vibroizolačního mechanismu 2	70
Obr. 9.4: Rozložení posunutí páky vibroizolačního mechanismu 2	70
Obr. 9.5: Rozložení napětí podstavce pružiny	71
Obr. 9.6: Rozložení posunutí podstavce pružiny	71
Obr. 9.7: Vibroizolační mechanismus 1	72
Obr. 9.8: Vibroizolační mechanismus 2	72



Seznam tabulek

Tab. 3.1: Inovační prohlášení.....	21
Tab. 4.1: Rozhodovací tabulka pro detailní hodnocení konceptů.....	32
Tab. 5.1: Výsledky metody uvolňování	36
Tab. 5.2: Výsledky metody virtuálních prací.....	38
Tab. 5.3: Porovnání metod výpočtu	39
Tab. 7.1: Vyčíslení nákladů inovace.....	60
Tab. 9.1: Seznam inovačních příležitostí	65

Seznam grafů

Graf 5.1: Charakteristika pružiny Dunlop $4\frac{1}{2}'' \times 2$ při zatížení silou F_{p2p}	41
Graf 5.2: Průběhy výchylek pro buzení s frekvencí 3 Hz a amplitudou 5 mm	45
Graf 5.3: Průběhy zrychlení pro buzení s frekvencí 3 Hz a amplitudou 5 mm	46
Graf 5.4: Amplitudová frekvenční charakteristika pro buzení s amplitudou 10 mm	47
Graf 9.1: Průběhy výchylek pro buzení s frekvencí 5 Hz a amplitudou 3 mm	67
Graf 9.2: Průběhy zrychlení pro buzení s frekvencí 5 Hz a amplitudou 3 mm	67
Graf 9.3: Průběhy výchylek pro skokové buzení s maximem 10 mm.....	68
Graf 9.4: Průběhy zrychlení pro skokové buzení s maximem 10 mm.....	68



Seznam symbolů

i	[°]	počet stupňů volnosti
n	[-]	počet těles
r	[-]	počet rotačních vazeb
p	[-]	počet posuvných vazeb
v	[-]	počet valivých vazeb
o	[-]	počet obecných vazeb
F_{p1}	[N]	zatížení pneumatické pružiny v mechanismu 1
F_{p2}	[N]	zatížení pneumatické pružiny v mechanismu 2
R_c	[N]	reakce ložiska v mechanismu 1
R_f	[N]	reakce ložiska v mechanismu 2
dy	[mm]	virtuální posunutí
G_9	[N]	tíha plošiny s nosítky a pacientem
M_2	[N mm]	moment naklápěcího ramene
M_3	[N mm]	moment vibroizolačního ramene
$d\varphi$	[°]	virtuální pootočení ramen
dy_{p1}	[mm]	virtuální posunutí pružiny v mechanismu 1
i_1	[-]	převod mezi pružinou a plošinou v mechanismu 1
s_1	[mm]	výška ramen
s_2	[mm]	délka ramen
$d\psi$	[°]	virtuální pootočení plošiny
dy_{p2}	[mm]	virtuální posunutí pružiny v mechanismu 2
i_2	[-]	převod mezi pružinou a plošinou v mechanismu 2
l_4	[mm]	délka plošiny, která je měřena mezi konci ramen
F_{max}	[N]	maximální zatížení pružiny
S_0	[mm ²]	efektivní plocha pružiny
p_{p0}	[MPa]	přetlak v pružině ve statické výšce
F_{p1p}	[N]	zatížení pružiny v přepravní poloze v mechanismu 1



F_{p2p}	[N]	zatížení pružiny v přepravní poloze v mechanismu 2
k_{1p}	[N mm ⁻¹]	tuhost pružiny v přepravní poloze v mechanismu 1
k_{2p}	[N mm ⁻¹]	tuhost pružiny v přepravní poloze v mechanismu 2
k'_{1p}	[N mm ⁻¹]	tuhost pružiny s tlakovou nádobou v přepravní poloze v mech. 1
k'_{2p}	[N mm ⁻¹]	tuhost pružiny s tlakovou nádobou v přepravní poloze v mech. 2
i_{1p}	[-]	převod mezi pružinou a plošinou v přepravní poloze v mechanismu 1
k_{1s}	[N mm ⁻¹]	tuhost středu plošiny v přepravní poloze pro mechanismus 1
k_{2r}	[N mm ⁻¹]	tuhost v místě vedení v přepravní poloze pro mechanismus 2
l_1	[mm]	vzdálenost mezi osou otáčení páky a pružinou v mechanismu 2
l_2	[mm]	délka páky mechanismu 2
l_3	[mm]	vzdálenost středu plošiny od konce vibroizolačního ramene
k_{2s}	[N mm ⁻¹]	tuhost středu plošiny v přepravní poloze pro mechanismus 2
m_{r1}	[kg]	redukovaná hmotnost ramen
m_9	[kg]	hmotnost plošiny s nosítky a pacientem
v_y	[m s ⁻¹]	rychlost svislého posuvného pohybu
ω	[rad s ⁻¹]	úhlová rychlost ramen
J_2	[kg mm ²]	moment setrvačnosti naklápěcího ramene
J_3	[kg mm ²]	moment setrvačnosti vibroizolačního ramene
$f_{1,2}$	[Hz]	vlastní frekvence hydraulického stolu
b	[N s mm ⁻¹]	součinitel tlumení tlumiče Suspa 011 00 378



1 Úvod

V současné době jsou nedílnou součástí sanitních vozů speciální stoly pod nosítka. Tyto stoly zajišťují snadné a rychlé naložení a vyložení pacientů. Dále ulehčují posádce péči o pacienty v sanitním voze, protože je lze polohovat podle potřebného lékařského úkonu. V neposlední řadě zajistí pohodlný a bezpečný transport pacientů, jelikož samotný systém odpružení náprav sanitky nedostačuje pro pacienta. Firma Progres Servis Sibřina spol. s r.o. se mimo jiné zabývá vývojem těchto zařízení.

Tato firma zadala Technické univerzitě v Liberci projekt ohledně vibroizolace hydraulického stolu HYDRO – COMFORT. V rámci diplomové práce [1], která navazovala na diplomovou práci [2], se na TUL navrhl a zrealizoval vibroizolační mechanismus, který je založen na pneumatické pružině. Konstrukce byla provedena v softwaru Solidworks 2010 Premium. Funkce tohoto mechanismu je bohužel omezena kvůli pasivním odporům a vysoké komplexitě.

Cílem této diplomové práce je inovovat stávající vibroizolační mechanismus, tak aby byla dodržena předepsaná kritéria. Mechanismus nesmí omezovat statickou výšku hydraulického stolu, která je v rozsahu 250 mm až 600 mm. Tato vzdálenost je měřena mezi podlahou sanitky a plošinou hydraulického stolu. Při vibroizolaci musí mít hydraulický stůl nosnost 120 kg, která představuje pouze hmotnost přepravovaného pacienta. K této hodnotě se tedy musí ještě uvažovat hmotnost nosítek. Hlavním inovačním záměrem je vyvinutí nového systému zavěšení pneumatické pružiny. Při jeho návrhu musí být minimalizovány pasivní odpory. Konstrukce hydraulického stolu nesmí být zásadně modifikována. Vibroizolační mechanismus musí jít dodatečně namontovat do neodpruženého hydraulického stolu. Hydraulický stůl musí nakonec vykazovat vysokou vibroizolační účinnost při různých druzích kinematického buzení. Konkrétně se musí ověřit skokové buzení a také harmonické buzení s frekvencí 1 Hz až 5 Hz s amplitudou 3 mm až 20 mm.

K řešení dané problematiky se bude postupovat podle metod inovačního inženýrství. Nejprve bude studována a popsána stávající konstrukce hydraulického stolu a především samotný vibroizolační mechanismus. Rešerše bude provedena v rámci benchmarkingu a průzkumu známých řešení. Po zpracování inovačních



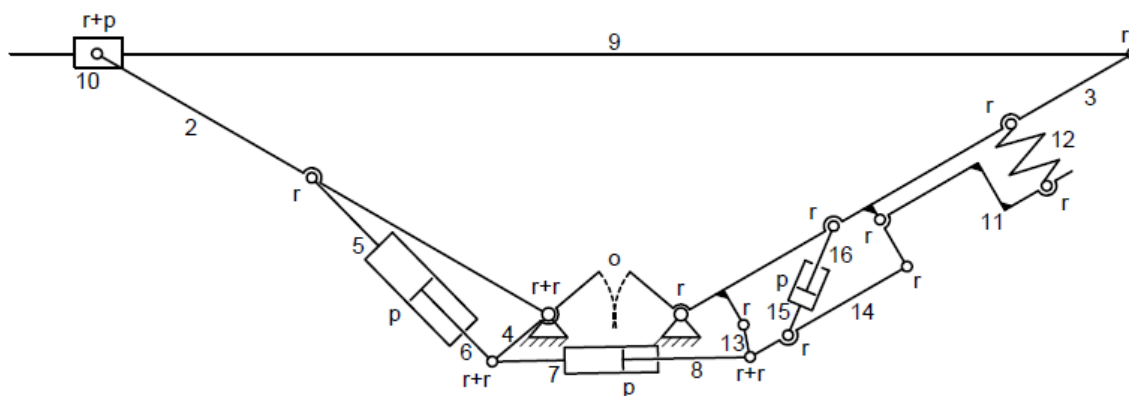
příležitostí, inovačního záměru a harmonogramu diplomové práce bude sepsáno inovační prohlášení.

Pro generování pěti konceptů budou využity získané poznatky z předešlých metod, nástrojů TRIZ a morfologické matice. Výsledný koncept se zvolí na základě rozhodovací tabulky. Poté bude vypracována výpočtová část diplomové práce. Výpočty budou provedeny v softwaru Mathcad 14. Aplikuje se metoda uvolňování a metoda virtuálních prací. Pomocí experimentálního měření, výpočtů a dynamických simulací budou určeny potřebné technické parametry. Konstrukční řešení zvoleného konceptu se provede v softwaru Creo Parametric 2.0. Konstrukce bude optimalizována pomocí metody FMEA a MKP. Na základě výkresové dokumentace bude vyroben prototyp vibroizolačních mechanismů. Nakonec bude inovace ekonomicky zhodnocena.



2 Stávající konstrukce

Z důvodu ochrany informací společnosti Progres Servis Sibřina spol. s r.o. nejsou v této práci uvedeny některé technické údaje hydraulického stolu HYDRO – COMFORT. Je tedy zejména proveden slovní popis konstrukce. Mezi základní části stolu patří hlavní nosič, naklápěcí rameno, vibroizolační rameno a plošina (viz obr. 2.1 a obr. 2.2). Obě ramena jsou otočně uložena na hlavním nosiči a navzájem spojena ozubeným segmentem. Plošina je rotačně uložena na vibroizolačním rameni. Na naklápěcím rameni je uložena rotačně a zároveň posuvně pomocí vedení. Dva lineární hydromotory umožňují polohovatelnost plošiny. Spodní píst polohuje plošinu vertikálně. Boční píst dovoluje naklopení plošiny. Změna polohy je řízena elektronicky pomocí ovládání, které je obvykle umístěno na straně stolu. Posádka sanitky tak může nastavit nejvhodnější polohu plošiny s pacientem pro potřebný lékařský úkon. Plošině je dále umožněno částečné vyjetí po vedení ze sanitního vozu, což značně ulehčí naložení a vyložení nosítek s pacientem. Rotační vazby zmíněných dílců jsou opatřeny kuličkovými popřípadě jehlovými ložisky. Konstrukce stolu bez vibroizolačního mechanismu proto vykazuje nízké pasivní odpory. Podrobnější popis konstrukce stolu s názornými ukázkami je případně uveden v diplomových prací [1] a [2].

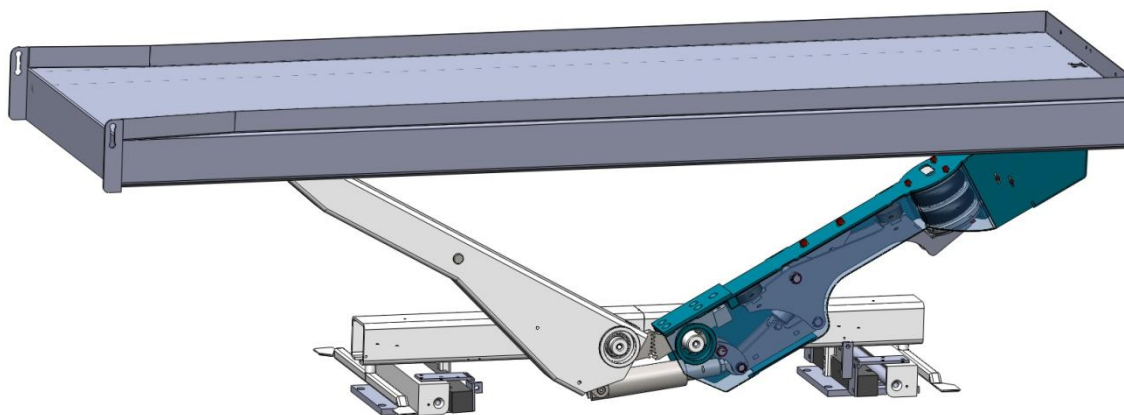


Obr. 2.1: Kinematické schéma stávajícího řešení

popis kinematického schématu:

1 – hlavní nosič (rám)	9 – plošina
2 – naklápěcí rameno	10 – vedení
3 – vibroizolační rameno	11 – páka
4 – otočný ozubený segment	12 – pružina
5 – boční válec hydromotoru	13 – kolíčka

- | | |
|------------------------------|--------------------|
| 6 – boční píst hydromotoru | 14 – táhlo |
| 7 – spodní válec hydromotoru | 15 – válec tlumiče |
| 8 – spodní píst hydromotoru | 16 – píst tlumiče |



Obr. 2.2: Konstrukce stávajícího řešení [1]

Vibroizolační mechanismus je složen z pneumatické pružiny Dunlop $4\frac{1}{2}'' \times 2$, tlumiče s označením Suspa 011 00 378 a systému zavěšení pružiny (viz obr. 2.1 a obr. 2.2). Celý mechanismus je výhodně umístěn uvnitř vibroizolačního ramene. Konstrukce stolu musela být kvůli vibroizolaci upravena minimálně. Mechanismus může být dodatečně namontován do již vyrobeného neodpruženého stolu.

Princip funkce lze popsat pomocí kinematického schématu (viz obr. 2.1). Systém zavěšení pružiny je ve své podstatě čtyřkloubový mechanismus. Spodní píst je rotačně spojen s kolíbkou, což přidalo hydraulickému stolu další stupeň volnosti. Síla od spodního pístu hydromotoru se tak přenesе prostřednictvím kolíbkы na táhlo. Táhlо přitom stlačí tlumič a zároveň vychýlí páku. Ta nakonec stlačuje pneumatickou pružinu, která zajistí vibroizolaci hydraulického stolu.

Pneumatická pružina je umístěna v horní části ramene. Může být proto použita pružina s menší únosností. Převod mezi pružinou a plošinou se pohybuje v rozmezí 0,68 až 0,79 podle nastavení polohy stolu [1]. Mechanismus je vybaven pneumatickým řízením nastavení výšky plošiny (ventilem), který umožňuje měnit tuhost soustavy a nastavitelným tlumičem, kterým lze nastavit hodnotu útlumu soustavy [1].

Mechanismus je složen z velkého počtu dílů. To komplikuje nejen výrobu, ale i montáž. Kvůli zachování nízké ceny jsou rotační vazby realizované pouze čepy bez ložisek. Díry jsou vypáleny přímo laserem. Z těchto důvodů v mechanismu nadměrně působí pasivní odpory, které omezují jeho vibroizolační účinnost.

3 Plánování inovace

3.1 Benchmarking

Na začátku inovačního procesu je nutné provést studium a porovnávání konkurenčních výrobků. Mezi ně patří stoly pro přepravní nosítka v sanitních vozidlech. Vzhledem k řešené problematice je vhodné se zaměřit výhradně na ty stoly, které disponují vibroizolací. Jako vhodný zdroj informací slouží webové stránky výrobců, popřípadě jejich katalogy. Výsledkem průzkumu je velké množství tuzemských i zahraničních výrobců nabízejících stoly pro nosítka. Avšak pouze malá část z nich nabízí odpružené stoly, které lze přitom polohovat. Polohování je z převážné většiny hydraulické a princip vibroizolace je založen na pneumatice. Možnosti polohování jsou pro tyto stoly podobné. Zástavbové rozměry stolů jsou také podobné, protože musí být uzpůsobeny pro běžně používaná nosítka. Všeobecná koncepce stolu HYDRO – COMFORT se tedy shoduje s převážnou většinou konkurenčních výrobků. V následující podkapitole jsou uvedeny dva stoly společnosti STEM. Stoly jsou výrobcem bohužel pouze stručně charakterizovány a jejich ceny nejsou uvedeny.

3.1.1 STEM

STEM je přední společnost v Evropě, která se zabývá výrobou a vývojem odpružených stolů pro nosítka. Tato firma nabízí celkem dva modely. První je hydropneumatically odpružený stůl EDEN (viz obr. 3.1), jehož hydropneumatický systém zavěšení s dusíkovou náplní se automaticky nastaví podle váhy pacienta. Mechanismus s 15 kuličkovými ložisky je schopný tlumit nežádoucí vibrace. Výrobce bohužel nezveřejňuje bližší dokumentaci vibroizolačního mechanismu. Hmotnost stolu je 140 kg. Statická výška se pohybuje v rozmezí 330 mm až 558 mm. Maximální nosnost stolu je 300 kg. [3]



Obr. 3.1: Stůl EDEN [3]

Druhý model nabízený firmou STEM je hydropneumatický stůl PIUMA (viz obr. 3.2). Konstrukce systému zavěšení je založena na otočných ramenech. Polohování a odpružení zajišťuje hydropneumatický válec. Mechanismus garantuje maximální tlumení všech vertikálních složek vibrací během transportu pacienta. Hmotnost stolu je 125 kg. Statická výška se pohybuje v rozmezí 340 mm až 490 mm. Maximální nosnost stolu je 250 kg. [4]



Obr. 3.2: Stůl PIUMA [4]

Oba stoly jsou založeny na podobném principu pružení hydropneumatickým válcem. Vibroizolační mechanismus musí zároveň zajišťovat odpružení i polohovat stůl. Tuto koncepci se již snažila realizovat společnost Progres Servis Sibřina spol. s r.o., ale bohužel neúspěšně. Je to zapříčiněno především způsobem uložení obou lineárních hydromotorů, na které tak působí vysoké zatížení. Všeobecně je navíc tato koncepce vibroizolace složitá na řízení a cenově náročnější než stávající řešení, které je předmětem inovace této práce.

3.2 Průzkum známých řešení

V rámci rešerše je nutné ověřit, zda daná nebo podobná problematika není již řešena. Vibroizolační mechanismus stolu HYDRO – COMFORT je v současné době řešen pouze v této práci. Avšak na téma vibroizolace pacientů při přepravě sanitkou je k dispozici mnoho odborných prací a příspěvků. K řešené problematice v rámci této diplomové práce se nejvíce uplatní disertační práce [5] a studium patentů.

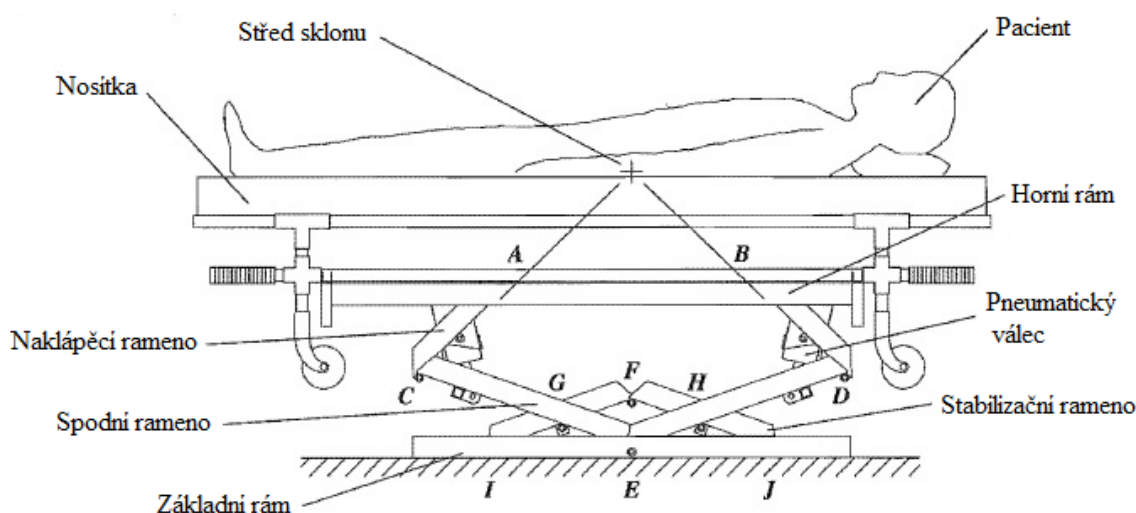
3.2.1 Nízkofrekvenční pneumatické odpružení pro sanitní nosítka

Disertační práce pod názvem Nízkofrekvenční pneumatické odpružení pro sanitní nosítka se zabývá komplexně problematikou přepravy pacientů v sanitkách. V práci je popsán návrh a provedení pneumaticky odpruženého stolu (viz obr. 3.3). Je navržen



originální vibroizolační mechanismus. Jsou zde také uvedeny výsledky lineárních a nelineárních analýz, které charakterizují vlastnosti systému zavěšení. [5]

Pneumatické válce, které jsou spojeny s pomocnými zásobníky stlačeného vzduchu, jsou použity jako pružiny. Vlastní frekvence stolu se pohybuje okolo 0,46 Hz a nezávisí na zatížení. Tlumení je provedeno omezením proudění mezi válci a zásobníky. V práci jsou uskutečněny zkušební testy s různými kombinacemi hmotností pacientů, tlumení a buzení. Navíc jsou zde uvedeny výsledky testů v terénu. Vibroizolační mechanismus poskytuje odpružení nad 1 Hz a redukuje efektivní hodnotu zrychlení o 45 % až 60 %. Mechanismus tak poskytuje potenciál ke snižování vibrací přenášených na pacienta za přijatelnou cenu, ačkoliv jsou nutná vylepšení pro uvedení prototypu na trh. [5]



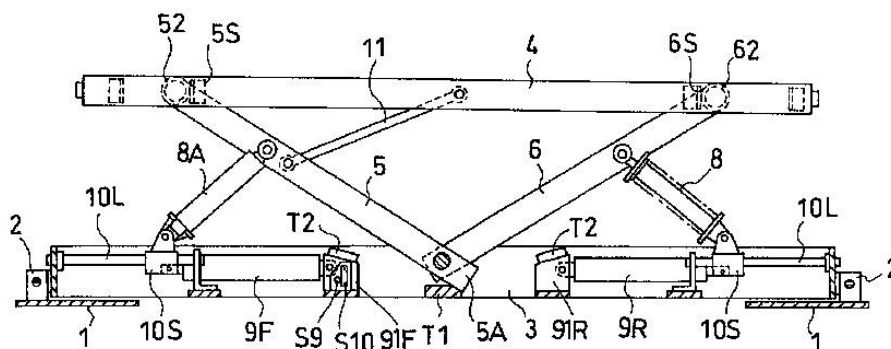
Obr. 3.3: Pneumaticky odpružený stůl pro nosítka [5]

3.2.2 Patentový průzkum

Patentový průzkum byl proveden v Evropské patentové databázi Espacenet. Tato databáze nabízí bezplatný přístup k více než 80 miliónům celosvětovým patentovým dokumentům [6]. Obsahuje informace o vynálezech a technickém vývoji od roku 1836 po současnost [6]. Při vyhledávání byla zadávána klíčová slova tak, aby byly nalezeny i patenty z jiných oblastí, které by mohly mít souvislost s daným tématem. Prozkoumány byly především stoly pro nosítka v sanitních vozidlech, které umožňují vibroizolaci. Dále byly vyhledány patenty různých druhů pružin, zejména pneumatických. Byly prohledány různé systémy zavěšení pružin, např. u osobních aut, přívěsů a motocyklů. V neposlední řadě byly prostudovány různé rovinné mechanismy, např. klapky letadel a hydraulická ramena. Níže jsou stručně popsány nejvhodnější patenty.

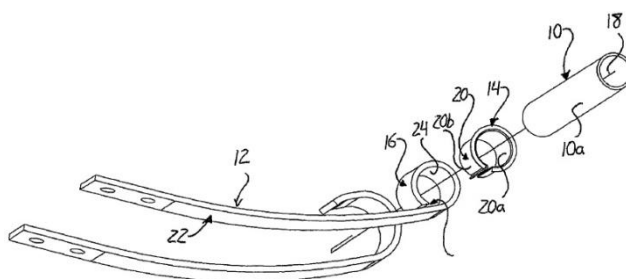


Patent pod číslem publikace JPH1119130 se jmenuje Vibroizolační zařízení pro nosítka v sanitním vozidle (viz obr. 3.4). Zařízení se skládá z plošiny 4, která je uzpůsobena pro nosítka. Je uchycena pomocí dvou ramen 5 a 6 uspořádaných do tvaru písmene „V“. Vedení pružiny 8 a tlumič 8A jsou v horní části rotačně spojeny s rameny. Ve spodní části jsou připojeny k posuvným částem 10S. Toto uspořádání umožňuje vibroizolaci zařízení. Plošina lze polohovat pomocí hydraulických válců 9F a 9R. [7]



Obr. 3.4: Vibroizolační zařízení pro nosítka v sanitním vozidle [7]

Patent pod číslem publikace CA2686020 se jmenuje Zařízení omezující rotaci nápravy a systém zavěšení listové pružiny (viz obr. 3.5). Tento patent je vynalezen původně pro přívěsy. Zařízení omezující rotaci je upevněno k trubce nápravy 10. Je složeno z pouzdra 14, které má na okraji stěnu a podélně jazýček. Konec listové pružiny 12 je upraven do tvaru oka 16 a nasunut na pouzdro. Při pružení nápravy pouzdro s jazýčkem rotuje. Rotace nápravy se zablokuje, jakmile se jazýček dotkne konce oka pružiny. [8]



Obr. 3.5: Zařízení omezující rotaci nápravy a systém zavěšení listové pružiny [8]

3.3 Identifikace inovačních příležitostí

V této fázi inovačního procesu jsou využity mimo jiné již provedené metody. Jedná se o analýzu stávajícího řešení, benchmarking a průzkum známých řešení. Inovační příležitosti jsou v této práci založeny na dílčím zlepšení existujícího výrobku (jedná se



o modifikaci některých charakteristik – udržuje současné trhy) [9]. Seznam inovačních příležitostí je uveden v přehledné tabulce a seříděn do několika skupin (viz tab. 9.1).

V první skupině se jedná o vylepšení vibroizolace. K dispozici je mnoho patentů, které zlepšují charakteristiky pneumatické pružiny. Zejména se jedná o regulaci tuhosti a zvýšení tlumení pružiny. Mimo jiné se pneumatická pružina může nahradit pneumatickým pístem nebo hydropneumatickou pružinou. V systému zavěšení pružiny je vhodné využít při generování konceptů zmíněné mechanismy a prvky. V seznamu jsou dále uvedeny jednotlivé možnosti snížení pasivních odporů, protože to je jeden z hlavních cílů inovace. Vzhledem k nákladům jsou výhodná kluzná pouzdra a uložení s většími vůlemi. V poslední skupině jsou uvedeny všeobecné parametry, kterých lze dosáhnout při inovaci stávajícího řešení.

3.4 Inovační záměr

Inovujte stávající vibroizolační mechanismus hydraulického stolu v definované nosnosti a statické výšce. Kinematické buzení předpokládejte skokové a také harmonické simulující jízdu po nerovné vozovce. Vytvořte nový systém zavěšení pneumatické pružiny s minimalizací pasivních odporů. Při řešení minimalizujte zásahy do stávající konstrukce hydraulického stolu.

3.5 Harmonogram

K této diplomové práci byl vytvořen projekt v softwaru Microsoft Project 2003. Jednotlivé úkoly odpovídají obsahu diplomové práce. U každého úkolu je definována doba zahájení a trvání. Jsou k nim také přiřazeny lidské zdroje. Harmonogram slouží k rovnoměrnému rozvržení jednotlivých úkolů a k splnění projektu v daném termínu. Výstupem ze softwaru je Ganttův diagram. Během zpracovávání diplomové práce prošel řadou změn. Finální verze diagramu je součástí přílohy B.

3.6 Inovační prohlášení

Na základě předešlých kroků bylo sepsáno inovační prohlášení (viz tab. 3.1). Jedná se o dokument, který sumarizuje směry, které by měly být sledovány ve fázi vývoje výrobku [9].



Tab. 3.1: Inovační prohlášení

Výrobová vize
Vibroizolační mechanismus hydraulického stolu s menšími pasivními odpory oproti stávajícímu řešení.
Klíčové obchodní cíle
Zavést kusovou výrobu vibroizolačního mechanismu. Poskytnout zákazníkům hydraulický stůl s vyšší vibroizolační účinností.
Primární (cílový) trh
zdravotnická záchranná služba, nemocnice
Podružné trhy
horská záchranná služba, vojenská záchranná služba, soukromé subjekty zajišťující dopravní zdravotní službu
Předpoklady a omezení
minimalizovat zásahy do konstrukce stolu, použít pneumatické odpružení, cena do 30 000 Kč
Účastníci inovačního procesu
Bc. Kamil Hübner, Prof. Ing. Lubomír Pešík, CSc., Zbyněk Jersák, Josef Malec, Jan Dušánek



4 Generování konceptů

4.1 Potřeby zákazníka

Výrobky je nutné navrhovat tak, aby splnily požadavky zákazníků. Identifikace zákaznických potřeb je proto nedílnou součástí inovačního procesu. V diplomové práci [1] již byly prostřednictvím interview prozkoumány. Poté byla provedena jejich interpretace. Interpretované potřeby byly uspořádány do afinního diagramu. Byla určena relativní významnost jednotlivých potřeb. Možnost seřízení, snadné ovládání, jistá míra automatizace, možnost dodatečné montáže a pohodlí pacienta získaly vysoký podíl relativní významnosti.

V [1] byla provedena metoda QFD. Je plánovacím nástrojem, který zajišťuje, že „zákazníkův hlas“ je zahrnut již ve fázi návrhu a plánování produktu [9]. QFD se koncentruje na nejdůležitější kvalitativní charakteristiky (parametry), které musí (potřebují) být vylepšeny a poskytuje také mechanismus pro úkolování v jednotlivých oblastech, zejména však tam, kde by zlepšení mohlo zvýšit konkurenceschopnost a zvýšit podíl firmy na trhu [9]. Výsledkem QFD bylo určení významností a cílových hodnot jednotlivých technických charakteristik výrobku. Mezi charakteristiky s nejmenší významností patřily pevnost materiálu, třída ochrany elektrické izolace a hmotnost vibroizolačního mechanismu. Naopak nejvýznamnější vyšly maximální hodnota vlastní frekvence, rozsah kmitání a doba nastavení výšky pružiny.

4.2 Inovační vektory

Inovační vektory slouží k názornému zobrazení jednotlivých směrů možných řešení. Pro analýzu byla zvolena funkce „vychýlit těleso“ (viz příloha C), protože je to jedna z hlavních funkcí systému zavěšení a zároveň i pružiny. Podle fyzikálního principu byly stanoveny jednotlivé směry (pneumaticky, hydraulicky a mechanicky). Vychýlení tělesa mechanicky bylo podrobněji rozděleno. K jednotlivým směrům byly přidány konkrétní aplikace z různých oborů. Dodatečně byly přidány vhodné patenty, které byly zjištěny při patentovém průzkumu.

Detailně bylo zkoumáno velké množství strojních součástí, mechanismů a strojů. Byly studovány např. zvedáky, různé systémy zavěšení, pracovní plošiny, hydraulická ramena, různé druhy pružin atd. Při zpracování inovačních vektorů bylo objeveno velké množství mechanismů a řešení, které lze úspěšně aplikovat a převést do konceptu.



4.3 Metodika TRIZ

Metoda TRIZ (Theory of Inventive Problem Solving, tvorba a řešení inovačních zadání) vznikla studiem patentů a zobecňováním úspěšných postupů řešení. Bylo zjištěno, že silná invenční řešení jsou dosahována poměrně malým počtem objektivně používaných řešitelských postupů. Poznání těchto postupů zvyšuje jak efektivitu studia techniky, tak zdokonalování techniky v praxi. Systémová metoda TRIZ vede uživatele od nejasné problémové situace, přes detailní rozbor systému ke správné formulaci zadání inovačních úloh, až k návrhům variant řešení. [10]

4.3.1 Modelování funkcí

Princip modelování objektivní reality je využít v metodě TRIZ jako základní myšlenkový postup [10]. V modelu lze zjednodušit složité vztahy reálných objektů a převést je na abstraktní modely, které jsou pochopitelné [10]. Modelové řešení lze pak převést na specifické řešení a navržení konceptu řešení s vyšším inovačním potenciálem [10]. Jako technický systém byl při modelování funkcí uvažován pouze vibroizolační mechanismus, protože jedním z požadavků zadání je minimalizovat zásahy do stávající konstrukce hydraulického stolu a umožnit dodatečnou montáž mechanismu. Polohovací mechanismus byl začleněn do nadsystému, jelikož umožňuje vibroizolačnímu mechanismu funkci. Za cílový objekt bylo zvoleno vibroizolační rameno.

Stávající vibroizolační mechanismus je složen z velkého počtu součástí. Do analýzy nebyly zahrnuty všechny součásti, protože by tato metoda byla komplikovaná a časově náročná. Především by nebyl jasně popsán princip funkce mechanismu a snadno by se přehlédly inovační řešení. Nepodstatné díly jako čepy, rozpěrky, pojistné kroužky, podložky a matice byly proto vyloučeny z analýzy. Některé členy mechanismu (kolíbka, táhlo, páka a dorazy) jsou složeny z více dílů, ale pro analýzu je bylo vhodné sloučit do samostatných komponentů. Pružina a tlumič tvoří kompletní kupovanou sestavu, proto jsou opět sloučeny do samostatných komponentů.

Jednotlivé vazby mezi uvažovanými komponenty byly zaznamenány do tabulky vazeb (viz příloha D), která usnadňuje jejich určování a redukuje možnost jejich opomenutí. Na základě této tabulky byl sestaven model struktury. Model struktury vyjasňuje vzájemné působení a vazby mezi komponenty (prvky) [10]. Formálně se jedná o spojení jednotlivých komponent čárami v grafu [10].



Podle modelu struktury byl vytvořen úplný model funkcí (viz příloha D). Ten zachycuje chování celého systému pomocí vykonávaných funkcí. Získané působení a vazby systému v rámci modelu struktury byly převedeny na funkce tak, že jeden prvek systému působí na druhý. Znázornění je provedeno orientovanými vazbami se šipkami. [10]

Jednotlivé funkce jsou v knize [10] rozděleny:

- podle významu (hlavní, základní, pomocné)
- podle charakteru (užitečné, škodlivé)
- podle stupně plnění parametru (nedostatečný, normální, nadbytečný)

Mezi škodlivé funkce patří tření mezi povrchy čepů a děr jednotlivých dílů, protože nejsou použity kluzná pouzdra ani ložiska. Dále je příliš deformována kolíbká a páka. Mezi nedostatečné funkce patří především stlačování tlumiče Suspa a pružiny. Důsledkem toho vznikají nedostatečné funkce tlumit kmitání a snížit vibrace. Příčinnou nedostatečného stlačování jsou škodlivé vazby tření a zároveň požadavek pro vhodný převod mezi zmíněnými díly a plošinou. V systému je jedna nadbytečná funkce „držet dorazy“. Dorazy jsou totiž spojeny s pákou pomocí šroubových spojů s podložkami. Toto spojení není vhodné, protože není zapotřebí demontáž těchto součástí.

4.3.2 Soupis zadání

Modelování funkcí bylo provedeno z důvodu pochopení technického systému v jeho struktuře, plnění funkcí a jejich důsledků a také sestavení zadání pro zdokonalení technického systému [10]. Zadání bylo sepsáno podle vzoru v knize [10].

- Zadání na likvidaci škodlivých funkcí a jejich důsledků:

Snížit tření mezi komponenty, které je znázorněno v úplném modelu funkcí.
Redukovat deformaci kolíbký a páky.

- Zadání na posílení funkcí s nedostatečným plněním:

Táhlo a páka jsou dostatečně vychylovány. Tlumič a pružina jsou dostatečně stlačovány. Tlumič dostatečně tlumí kmitání. Pružina dostatečně snižuje vibrace.

- Zadání na oslabení funkcí se zbytečným plněním:

Změnit druh spojení dorazů.



4.3.3 Svinování

Ideální (nepřítomné) prvky není potřeba vyrábět, montovat, měnit, udržovat, likvidovat, neprodukují nežádoucí efekty, nezabírají místo, ani nejsou poruchové, ani se neopotřebují. Proto je velmi lákavé mít takových prvků ve zdokonalovaném systému co nejvíce. K tomu je potřeba reálně existující prvky technického systému nahradit ideálními prvky. Budeme-li vycházet z pojmu ideálnosti, pak tato náhrada bude vypadat následovně: prvek technického systému bude odstraněn a stanoví se úloha, aby funkce, dříve uskutečňována tímto prvkem, byla uskutečňována technickým systémem bez přítomnosti odstraňovaného prvku. Pokud budeme řešit takto postavenou úlohu, potom výsledkem může být „eliminace“ prvku, jehož funkce však budou dále plněny a zajišťovány. [10]

Prvek technického systému lze podle [10] odstranit, jestliže:

- a) neexistuje objekt odstraňovaného prvku
- b) funkci odstraňovaného prvku plní sám objekt funkce vůči sobě
- c) funkci odstraňovaného prvku plní zbývající prvky technického systému nebo nadsystému.

Při svinování bylo provedeno několik možných kombinací postupu. Nakonec byla zvolena nejoptimálnější varianta. Táhlo bylo určeno jako vhodný komponent pro začátek svinování. Konkrétně se zaměřilo na funkci „táhlo vychyluje páku“. Důvodem pro výběr této komponenty bylo několik skutečností. Táhlo se nachází v kinematickém schématu (viz obr. 2.1) mezi ostatními díly mechanismu. Táhlo vykonává totožnou funkci „vychýlit“, kterou vykonávají i ostatní komponenty přímo v technickém systému. Proto by mohl být zvolen jiný nositel funkce.

Podle [10] byly stanoveny následující možnosti:

- a) není páka
- b) páka vychyluje sama sebe
- c) polohovací mechanismus vychyluje páku.

Možnost c) byla vybrána jako nejvhodnější. Realizována byla úpravou konstrukce páky, u které byla prodloužena ramena. Polohovací mechanismus (konkrétně spodní píst) a páka tak byly rotačně spojeny čepem (viz obr. 4.3). Vytvořil se tak čtyřkloubový mechanismus, který nahradil předešlý čtyřkloubový mechanismus tvořený kolíbkou,



táhlem a pákou. Úplný model funkcí byl výrazně zjednodušen. Byly vyloučeny komponenty kolíbk a táhlo, což ve skutečnosti znamená mnohem více součástí, jelikož byla analýza zjednodušena.

Vlivem vyloučení táhla chybí funkci „táhlo stlačuje tlumič Suspa“ její nositel. Páka může být nositelem této funkce. Čep tlumiče by byl uložen v nově navržené díře v páce. Tato možnost lze samozřejmě využít, ale byla zjištěna lepší varianta. Funkce „táhlo stlačuje tlumič Suspa“ v technickém systému slouží výhradně pro realizaci funkce „tlumič Suspa tlumí kmitání vibroizolačního ramene“. Pokud se změní její nositel, může se vyloučit funkce „táhlo stlačuje tlumič Suspa“ a ostatní komponenty s ní související. Možnosti zjednodušení podle [10] jsou:

- a) není vibroizolační rameno
- b) vibroizolační rameno tlumí samo své kmitání
- c) pružina tlumí kmitání vibroizolačního ramene.

Možnost c) byla vybrána jako nejvhodnější. Možná řešení byla již uvedena v seznamu inovačních příležitostí (viz tab. 9.1). Jedná se například o hydropneumatickou pružinu. Možných řešení je samozřejmě více, touto problematikou se zabývá velké množství patentů. Eventuální řešení je i v již zmíněné disertační práci [5]. Aplikací jednoho z těchto řešení se vyloučí ve skutečnosti velké množství součástí.

4.3.4 Řešení zadání

- Likvidace škodlivých funkcí a jejich důsledků: Již při svinování bylo odstraněno několik škodlivých funkcí tření. Zbytek byl minimalizován přidáním kluzných pouzder. Deformace kolíbk již nemusí být řešena, protože byl tento komponent vyloučen z technického systému. Deformace páky bude řešena podrobně pomocí MKP v samostatné kapitole.
- Posílení funkcí s nedostatečným plněním: Vyloučením komponentů při svinování se již několik funkcí s nedostatečným plněním odstranilo. Snížením tření byly posíleny funkce „páka stlačuje pružinu“ a „pružina snižuje vibrace“. Návrhem nového tlumení byla posílena funkce „tlumit kmitání“.



- Oslabení funkcí se zbytečným plněním: Funkce „páka drží dorazy“ byla oslabena změnou druhu spojení a zajištění. Matice byly nahrazeny závity přímo v dírách páky. Zajištění bylo provedeno lepidlem.

4.3.5 Řešení technického rozporu

Technický rozpor vzniká mezi několika technickými systémy nebo částmi jednoho systému. Zlepšením jedné části systému se nepřípustně zhoršuje jiná část systému a naopak. K řešení se používají speciální postupy na odstranění technických rozporů. Analýza mnoha tisíců patentů ukázala, že při vši mnohotvárnosti technických rozporů se většina z nich řeší omezeným počtem opakujících se principů. V současné době je odhaleno 40 základních principů, které mohou být použity na řešení invenčních úloh zformulovaných na úrovni technického rozporu. [10]

V tomto kroku byly řešeny různé kombinace zadání. Nakonec byl zcela využit výsledek řešení jednoho typu zadání, který zde bude popsán (viz příloha D). Za hlavní cíl bylo podle zadání diplomové práce stanoveno snížit pasivní odpory s ohledem na funkci vibroizolace. Z tabulky eliminace technických rozporů (viz [10]) byl vybrán parametr ve sloupci s názvem „spolehlivost“, který je nutný změnit. Dále byl určen známý způsob jeho zlepšení. Spolehlivost se všeobecně zlepší zvětšením přesnosti výroby. Zároveň se tak ale zhorší parametr „složitost zařízení“, který byl vybrán ze seznamu parametrů v řádku tabulky. Na průsečíku zmíněných parametrů byly určeny invenční principy pod čísly 1, 13 a 35. Tyto principy určují obecné směry, které je nutné interpretovat. Výsledkem bylo nalezení vhodného řešení vycházejícího z principu drobení pod číslem 1.

Princip drobení podle [10] mimo jiné naznačuje rozdělit objekt na nezávislé části. Tento obecný směr byl interpretován tak, že bylo rozděleno vibroizolační rameno. K interpretaci rovněž pomohla disertační práce [5], kde je rameno také složeno ze dvou samostatných částí. Konkrétně byla z ramene oddělena pouze vrchní trubka vedení. Z trubky byl pomocí dalších dílů vytvořen pákový mechanismus, který byl rotačně spojen opět s ramenem. Vytvořil se tak další stupeň volnosti, který byl využit pro stlačování pneumatické pružiny. Na tomto základě později vznikl nový koncept vibroizolačního mechanismu (viz obr. 4.5).



4.4 Morfologická matice

Jedná se o kombinační metodu vhodnou pro složitější problémy, u nichž lze obsáhlým způsobem popsat velké množství variant budoucího řešení v závislosti na konkrétních kombinacích jednotlivých parametrů [10]. Z tohoto důvodu byla tato metoda využita pro generování jednotlivých konceptů. Nejprve byly převzaty funkce vibroizolačního mechanismu z úplného modelu funkcí vypracovaného v rámci metodiky TRIZ. Uvažovaly se pouze nejdůležitější funkce. Některé byly upraveny, tak aby byly vhodné pro tuto metodu. Byl tak vytvořen seznam funkcí, který byl sepsán do sloupce morfologické matice (viz obr. 9.1). Jednotlivé funkce byly uspořádány podle jejich vykonávání od vstupu po výstup mechanismu.

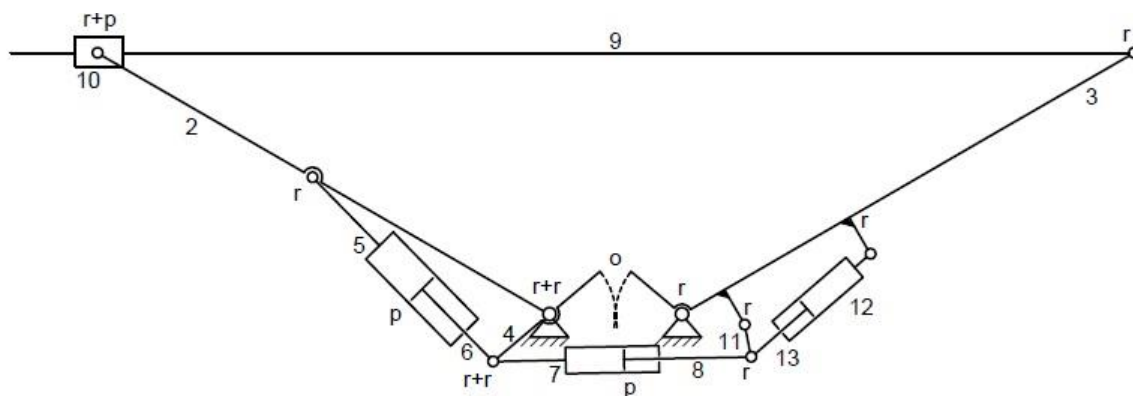
Ke každé funkci byly do řádku sepsány možnosti řešení, které byly zjištěny při benchmarkingu, průzkumu známých řešení, identifikaci inovačních příležitostí a tvorbě inovačních vektorů. Tím byla připravena morfologická matice a mohly být zkoumány jednotlivé kombinace řešení. Vzniklé kombinace byly ověřeny vytvořením kinematických schémat. Nakonec bylo vybráno pět kombinací, které byly zakresleny přímo do morfologické matice pomocí bodů spojených úsečkami. Takto bylo vytvořeno pět konceptů vibroizolačního mechanismu.

4.5 Koncept A

Koncept A vznikl z poznatků získaných z disertační práce [5] a patentu [7] (viz obr. 3.4). Princip vibroizolace je založen na pneumatickém válci. Případně může být použito vedení pro pneumatickou pružinu. Tlumení kmitání je dosaženo omezením proudění vzduchu. Pneumatický válec 12 je sériově připojen k hydraulickým válcům (viz obr. 4.1). Stupeň volnosti pro stlačování pneumatického válce je vytvořen rotací kolíčky 11, která je uložena v kluzném pouzdru.

Výhody konceptu A jsou minimální úpravy v konstrukci hydraulického stolu a využití části stávajícího vibroizolačního mechanismu. Pasivní odpory jsou značně redukovány, protože je mechanismus jednoduchý. Mezi nevýhody patří vysoké náklady na pneumatický válec popřípadě na vedení pro pneumatickou pružinu. Dále způsob tlumení, který je složitý na realizaci, vysoké silové namáhání mechanismu a nevýhodný převod mezi pneumatickým válcem a plošinou, který se mění v závislosti na zdvihu plošiny.



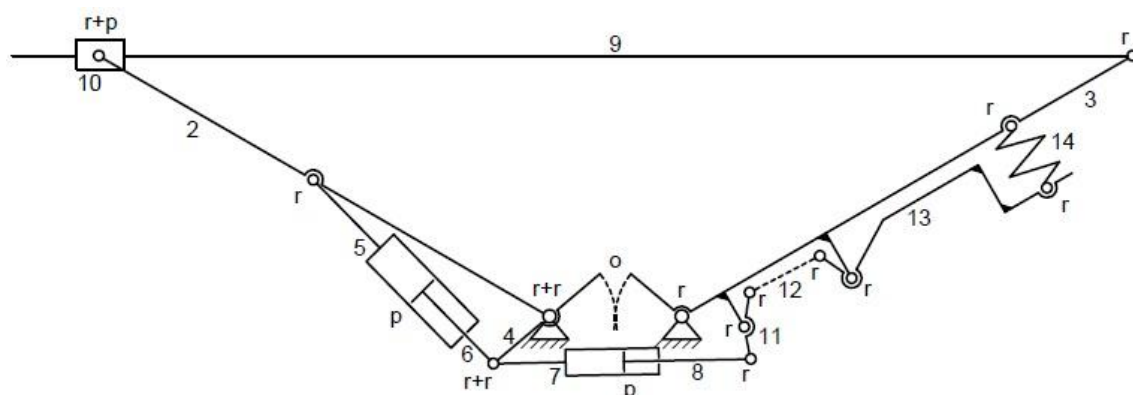


Obr. 4.1: Koncept A

4.6 Koncept B

Koncept B využívá ke snížení vibrací pneumatickou pružinu 14 (viz obr. 4.2). Typ pružiny a její umístění se shoduje se stávajícím řešením. Tlumení je stejně jako u konceptu A dosaženo omezením proudění vzduchu. Systém zavěšení pružiny je založen na dvou pákových mechanismech 11 a 13, které jsou spojeny ocelovým lankem 12. Kvůli požadavku snížení pasivních odporů jsou páky uloženy v jehlových ložiskách.

Výhodami konceptu B jsou využití stávající pneumatické pružiny a nižší pasivní odpory oproti konceptu A. Umístění pneumatické pružiny zajišťuje nižší silové namáhání a výhodný převod, který ale opět není konstantní. Mechanismus se skládá z velkého počtu dílů. Páky musí být přesně vyrobeny, kvůli drahým jehlovým ložiskům. Způsob tlumení je složitý na realizaci podobně jako u konceptu A. Spojení ocelovým lankem je problematické kvůli únosnosti, uchycení a kontrole.



Obr. 4.2: Koncept B

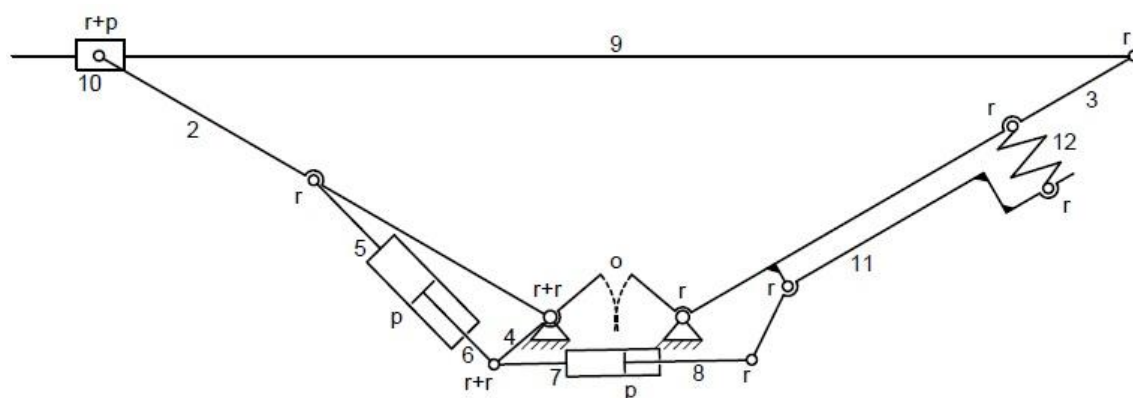
4.7 Koncept C

Koncept C je vytvořen z metodiky TRIZ (viz příloha D). Princip konstrukce je podobný finálnímu mechanismu v [2]. Stávající systém zavěšení pneumatické pružiny



je značně zjednodušen. Řešení je založeno na skutečnosti, že není nutné navrhovat nový čtyřkloubový mechanismus (viz obr. 2.1), když se již z části nachází v nadsystému hydraulického stolu. Vytvoří ho členy 4, 7, 8 a 11 (viz obr. 4.3), které umožní soustavě další stupeň volnosti pro stlačování pneumatické pružiny. Konstrukční úpravou pružiny je dosaženo tlumení spočívající na stlačování kapaliny.

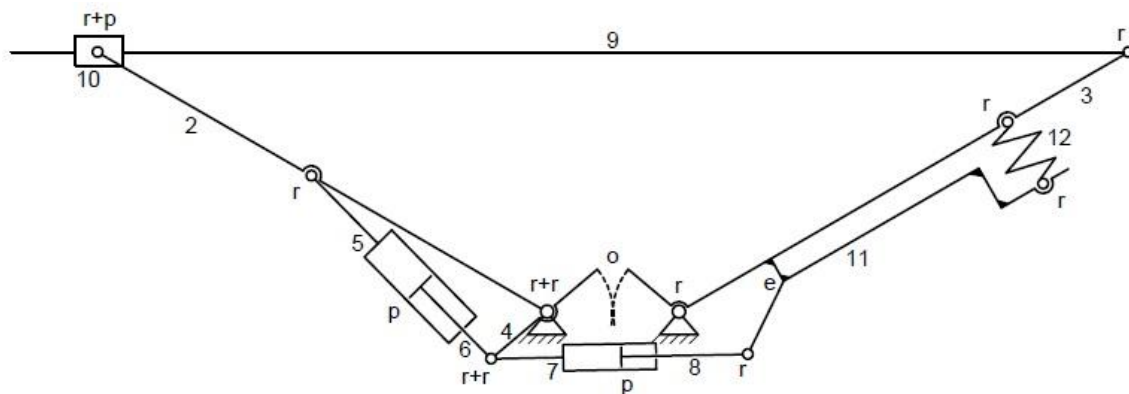
Hlavními výhodami této varianty jsou jednoduchost řešení a minimální konstrukční úpravy hydraulického stolu. Použitím kluzných pouzder jsou sníženy pasivní odpory. Nižší silové namáhání a výhodný převod jsou umožněny umístěním pružiny v horní části ramene. Převod mechanismu ale opět závisí na zdvihu plošiny (stejně jako u stávajícího řešení). Složitá je pouze přestavba pneumatické pružiny kvůli tlumení. Deformace páky může způsobovat problémy a omezovat funkci vibroizolace.



Obr. 4.3: Koncept C

4.8 Koncept D

Toto řešení vychází z konceptu C. Hlavním cílem je ještě více snížit pasivní odpory. Snížení je dosaženo využitím patentu [8] (viz obr. 3.5). Páka 11 je spojena listovou pružinou s vibroizolačním ramenem 3 (viz obr. 4.4). Listová pružina musí být speciálně upravena pro tuto aplikaci, takže je toto řešení složitější, než koncept C. Problematické je dimenzování listové pružiny s ohledem na funkci vibroizolace, protože je vystavena různým zátěžím. Ostatní výhody a nevýhody jsou shodné s konceptem C.

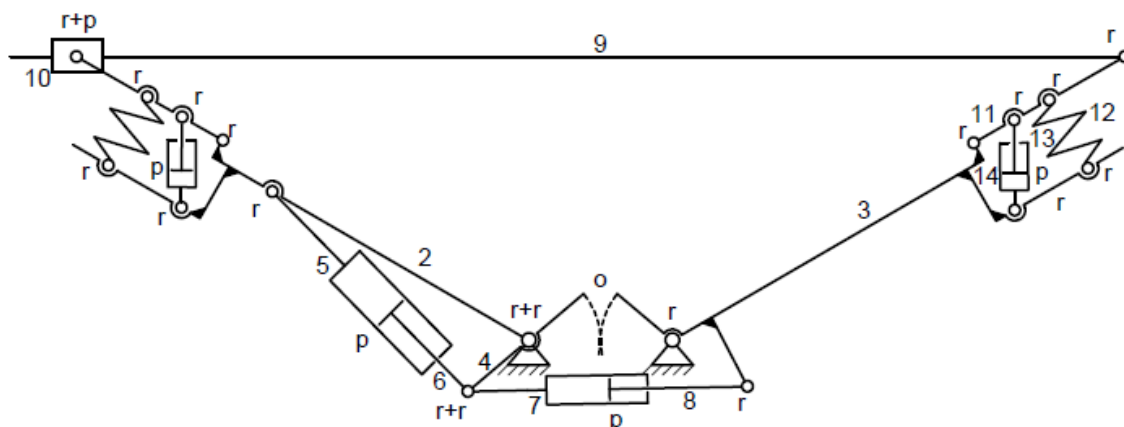


Obr. 4.4: Koncept D

4.9 Koncept E

Koncept E vznikl na základě analýzy technického rozporu v metodice TRIZ, kde byl využit princip drobení (viz kapitolu 4.3.5). V konceptu byl využit stejný typ pružiny 12 a tlumiče 14 jako ve stávajícím řešení (viz obr. 4.5). Systémem zavěšení pneumatické pružiny je pákový mechanismus 11. V konceptu jsou navrženy dva totožné mechanismy v obou ramenech, které jsou uloženy v kluzných pouzdrech. Může být použit i pouze jeden mechanismus, plošina 9 by však nebyla zcela odpružena.

Při vibroizolaci se pohybuje pouze plošina a pákové mechanismy, které stlačují pružiny a tlumiče. Ostatní členy hydraulického stolu mezi sebou nerealizují pohyb. Vliv pasivních odporů obou ramen a celého polohovacího mechanismu hydraulického stolu je tak eliminován. Navíc je zatížení členů vibroizolačního mechanismu oproti předešlým konceptům několikanásobně menší. Další nespornou výhodou je téměř konstantní převod v závislosti na zdvihu plošiny. Nevýhodou jsou nutné konstrukční úpravy ramen, které jsou ale snadno realizovatelné běžnými technologiemi. Varianta je poněkud složitější, protože jsou využity dva mechanismy. Mechanismy jsou ale totožné a konstrukčně jednoduché.



Obr. 4.5: Koncept E

4.10 Výběr konceptu

Pro rozhodování mezi koncepty byla stanovena jednotlivá kritéria, která byla sepsána do prvního sloupce rozhodovací tabulky (viz tab. 4.1). Kritériím byla přidělena relativní váha. Nejdůležitějšími kritérii byla funkce vibroizolace a pasivní odpory. Do řádku tabulky byly vepsány jednotlivé koncepty, kterým se přidělily hodnoty v rozmezí 1 až 5 ke každému kritériu. Vyšší hodnota znamenala lepší splnění daného kritéria. Nakonec bylo určeno výsledné pořadí konceptů.

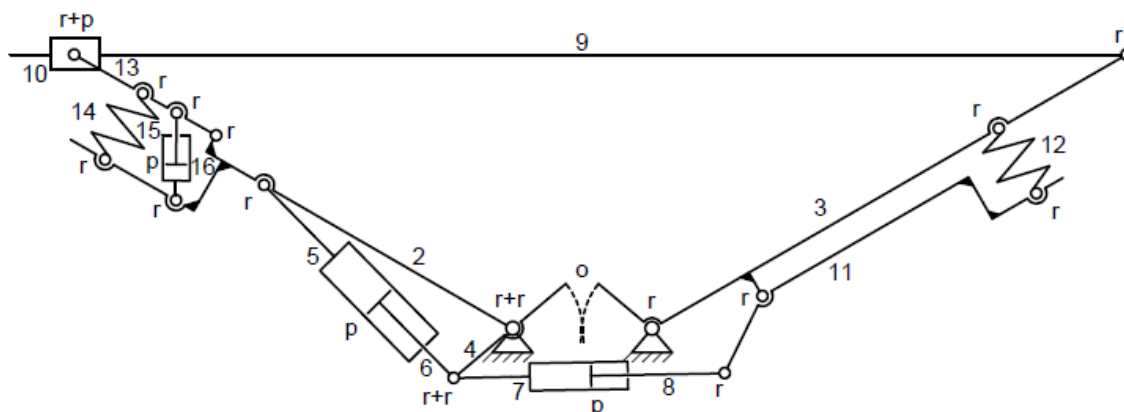
Tab. 4.1: Rozhodovací tabulka pro detailní hodnocení konceptů

Kritérium	váha	Koncepty									
		A		B		C		D		E	
		hodnota	vážená hodnota	hodnota	vážená hodnota	hodnota	vážená hodnota	hodnota	vážená hodnota	hodnota	vážená hodnota
funkce vibroizolace	30 %	3	0,9	3	0,9	4	1,2	4	1,2	5	1,5
pasivní odpory	20 %	3	0,6	3	0,6	4	0,8	5	1	5	1
cena	15 %	2	0,3	1	0,15	3	0,45	2	0,3	3	0,45
komplexita	15 %	4	0,6	1	0,15	5	0,75	3	0,45	3	0,45
konstrukční úpravy	10 %	5	0,5	3	0,3	4	0,4	4	0,4	1	0,1
namáhání	10 %	2	0,2	1	0,1	2	0,2	2	0,2	4	0,4
Součet		3,1		2,2		3,8		3,55		3,9	
Pořadí		4.		5.		2.		3.		1.	
Další postup		ne		ne		komb. s E		ne		komb. s C	

V pořadí první vyšel koncept E těsně před konceptem C. Vzhledem k této skutečnosti bylo rozhodnuto tyto koncepty zkombinovat (viz obr. 4.6). Koncept C téměř zcela využije stávající konstrukci vibroizolačního ramene. V práci nebude řešeno tlumení pomocí kapaliny v pružině, využije se pouze stávající pneumatická pružina.



Tlumení zajistí koncept E, který bude realizován pouze v naklápěcím rameni. Takto se otestují oba koncepty zároveň. Ve výsledku firma Progres Servis Sibřina spol. s r.o. může využít tři varianty řešení a to koncept C, koncept E nebo jejich kombinaci.



Obr. 4.6: Výsledný koncept

5 Výpočet a optimalizace parametrů

5.1 Kinematický rozbor

Kinematickým rozbořem byla vypočtena pohyblivost výsledného konceptu pro dva různé režimy. Pohyblivost rovinné soustavy těles vzhledem k základnímu rámu je dána součtem stupňů volnosti volných těles tvořících soustavu (mimo rám), sníženým o celkový počet vazebních parametrů všech vazeb soustavy [11]. Výpočet byl proveden Grüblerovou vazbovou závislostí (1).

$$i = 3(n - 1) - 2(r + p + v) - o \quad (1)$$

První režim odpovídá polohování hydraulického stolu. Hydraulickým pístům 6 a 8 je umožněn posuvný pohyb vzhledem k hydraulickým válcům 5 a 7 (viz obr. 4.6). Pneumatické pružiny jsou regulovány ve statické výšce, proto jsou uvažovány jako tuhé členy spojeny rotačními vazbami s ostatními díly. Do vztahu (1) se dosadí počet těles $n = 16$, počet rotačních vazeb $r = 17$, počet posuvných vazeb $p = 4$, počet valivých vazeb $v = 0$ a počet obecných vazeb $o = 1$. Výsledkem je počet stupňů volnosti $i = 2^\circ$. Odpovídají vertikálnímu polohování a naklápění plošiny.

Druhý režim nastane při vibroizolaci hydraulického stolu. Hydraulické písty 6 a 8 jsou zablokovány. Lineární hydromotory jsou pro výpočet uvažovány jako tuhé členy. Pneumatické pružiny jsou naopak uvažovány jako dva členy, které jsou spojeny posuvnou vazbou. Dosazení i výsledek jsou totožné jako u předešlého režimu. V tomto případě se však jedná o stupně volnosti nezbytné pro stlačování obou pneumatických pružin, které umožní vibroizolaci hydraulického stolu.

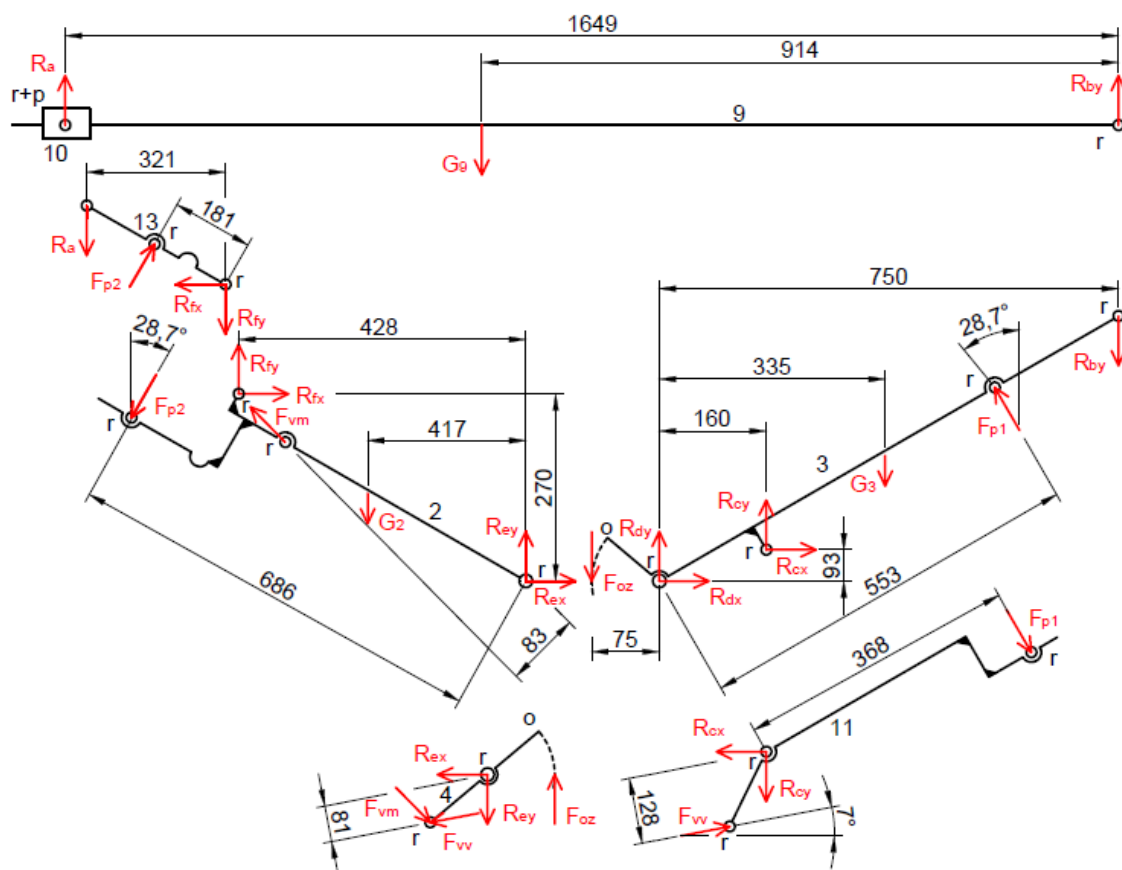
5.2 Metoda uvolňování

Obecnou metodou početního řešení soustav těles, pohyblivých i nepohyblivých, je metoda uvolňování. Tato metoda vychází z úvahy, že při rovnováze soustavy těles je v rovnováze každý její člen. Podstatou je vzájemné rozpojení jednotlivých členů mezi sebou a od rámu. Působení rozpojených vazeb se nahradí složkami odpovídajících vnitřních a vnějších reakčních silových účinků (silami, silovými dvojicemi) s nutností respektovat přitom princip akce a reakce. Uvolněné členy zůstávají zatíženy vnějšími i vnitřními akčními účinky. [11]



Rozbor silových účinků byl proveden pro nejnižší statickou výšku 250 mm i nejvyšší statickou výšku 600 mm, aby bylo zjištěno maximální zatížení členů soustavy. Pro výpočet byla soustava se dvěma stupni volnosti uvedena do rovnováhy přidáním sil předpětí v pneumatických pružinách. Pro další postup byla stávající konstrukce stolu přemodelována v softwaru Creo Parametric 2.0.

Hydraulický stůl je uzpůsobený pro různá nosítka. Jejich rozměry a hmotnost byly zjištěny z katalogů výrobců. Běžná délka nosítek je 1 970 mm, šířka 550 mm a hmotnost 25 kg. Hmotnost pacienta je podle zadání 120 kg. Výška pacienta byla zvolena 1 750 mm. Zatížení je tedy složeno z hmotnosti nosítek a pacienta. Závaží představující nosítka a pacienta byly vymodelovány v Creo. V softwaru byly určeny hmotnosti a těžiště členů 2, 3 a 9 (viz obr. 5.1). Hmotnosti ostatních členů byly pro výpočet zanedbány, protože jsou nesrovnatelně menší. Ke členu 9 byly zahrnuty nosítka i pacient. Bylo provedeno uvolnění jednotlivých těles soustavy, ze kterého byly sestaveny rovnice rovnováhy. Celý výpočet byl proveden v softwaru Mathcad 14 a kvůli svému rozsahu byl začleněn do přílohy F.



Obr. 5.1: Metoda uvolňování pro statickou výšku 600 mm



Nejdůležitějšími vypočtenými silami jsou zatížení pneumatických pružin (F_{p1} , F_{p2}) a reakce ložisek (R_c , R_f) (viz tab. 5.1). Zatížení konceptu C (mechanismus 1) je výrazně větší oproti konceptu E (mechanismus 2). To se samozřejmě projeví i na velikosti pasivních odporů. Z výsledků dále vyplývá téměř konstantní převod u konceptu E, jelikož se zatížení pružiny při změně statické výšky změnilo pouze o 15 N.

Tab. 5.1: Výsledky metody uvolňování

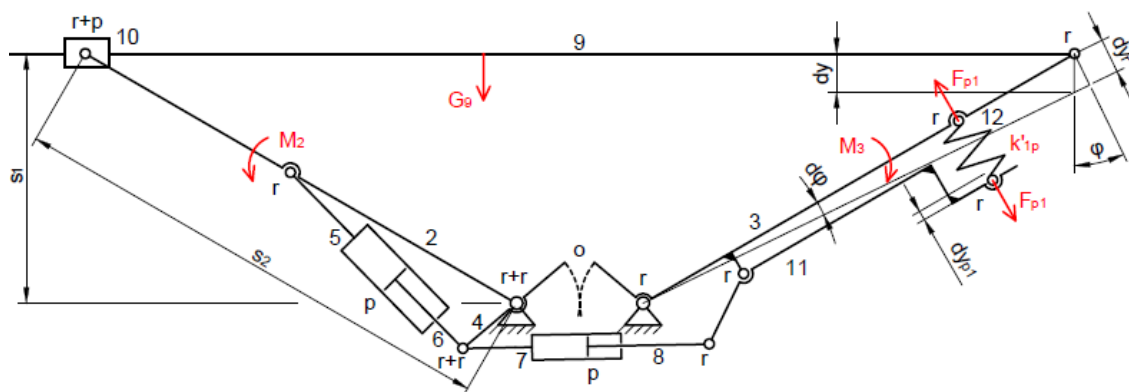
statická výška [mm]	F_{p1} [N]	F_{p2} [N]	R_c [N]	R_f [N]
250	2 689	2 091	10 890	1 054
600	4 096	2 106	13 820	1 208

5.3 Metoda virtuálních prací

Mechanická práce vykonaná rovnovážnou soustavou sil, působících na obecný hmotný útvar při myšleném, vazbami umožněném pomalém pohybu působitů jednotlivých sil, je nulová [11]. Tato věta vyjadřuje tzv. princip virtuálních prací, který byl využit pro řešenou problematiku [11]. Touto metodou bylo opět vypočítáno zatížení pružin pro dolní i horní polohu. Mohly tak být překontrolovány výsledky z metody uvolňování. Z metody virtuálních prací bude vycházet výpočet tuhosti plošiny, což byl hlavní důvod jejího použití. Oba mechanismy byly řešeny odděleně. Celý výpočet byl začleněn do přílohy G. V této kapitole je pouze stručně popsán princip metody a výsledky.

Spolu s mechanismem 1 vykonává pohyb i celý polohovací mechanismus stolu. Stejně jako u metody uvolňování byly uvažovány pouze hmotnosti členů 2, 3 a 9 (viz obr. 5.2). Při virtuálním posunutí dy konají práci síly G_9 , F_{p1} a momenty M_2 , M_3 . Podle virtuálních prací byla sestavena rovnice (2). Výsledná rovnice (3) byla získána vyjádřením F_{p1} a dosazením geometrických závislostí a vztahu pro převod i_1 .



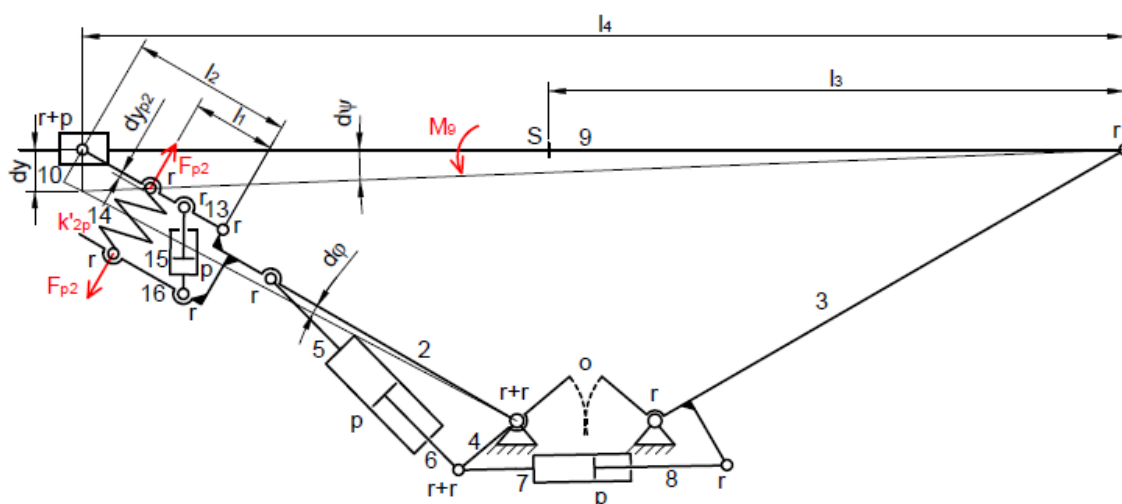


Obr. 5.2: Metoda virtuálních prací pro mechanismus 1

$$G_9 dy + (M_2 + M_3) d\varphi = F_{p1} dy_{p1} \quad (2)$$

$$F_{p1} = \frac{G_9}{i_1} + \frac{(M_2 + M_3) \cos \left(\sin^{-1} \left(\frac{s_1}{s_2} \right) \right)}{i_1 s_2} \quad (3)$$

U mechanismu 2 vykonává pohyb spolu s mechanismem pouze plošina. Výpočet se tak oproti předešlému mechanismu značně zjednoduší. Při virtuálním pootočení o $d\psi$ koná práci síla F_{p2} a moment M_9 (viz obr. 5.3). Podle virtuálních prací byla sestavena rovnice (4). Výsledná rovnice (5) byla získána vyjádřením F_{p2} a dosazením geometrických závislostí a vztahu pro převod i_2 .



Obr. 5.3: Metoda virtuálních prací pro mechanismus 2

$$M_9 d\psi = F_{p2} dy_{p2} \quad (4)$$

$$F_{p2} = \frac{M_9}{l_4 i_2} \quad (5)$$

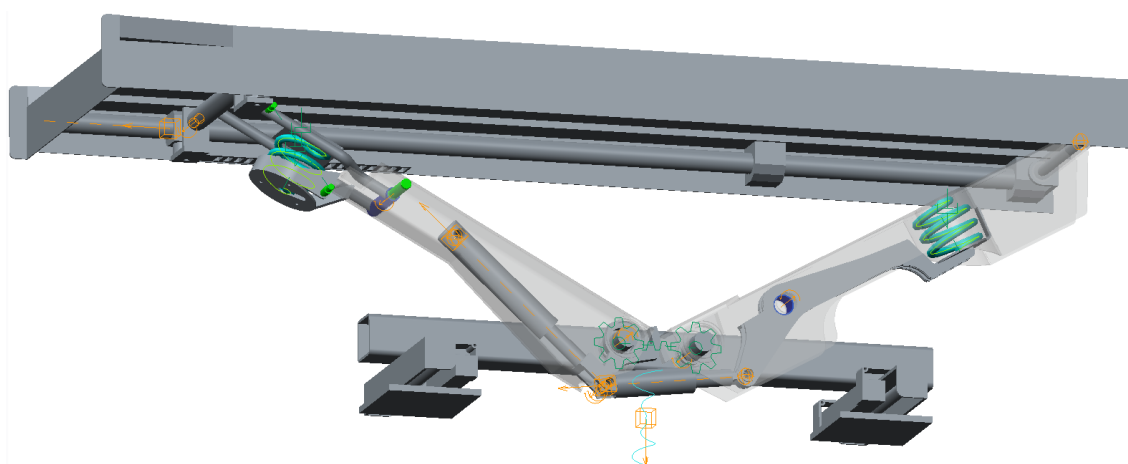
Pro výpočet bylo nezbytné zjistit převody mechanismů. Ty byly určeny v modulu Mechanism, který je součástí Creo, prostřednictvím kinematických analýz. Hodnoty převodů (viz tab. 5.2) potvrzují předešlá tvrzení při popisu konceptů. Zatížení pružin jsou podobná jako u metody uvolňování.

Tab. 5.2: Výsledky metody virtuálních prací

statická výška [mm]	i_1 [-]	i_2 [-]	F_{p1} [N]	F_{p2} [N]
250	0,84	0,5	2 739	2 081
600	0,53	0,55	4 020	2 147

5.4 Statické simulace

Výsledné řešení bylo analyzováno i pomocí výpočetní techniky. Zatížení bylo shodné s předešlými metodami. Oba mechanismy se v Creo zjednodušeně vymodelovaly pro účely simulací. Model hydraulického stolu byl spojen pomocí kinematických vazeb. Jelikož byla problematika analyzována v prostoru, mohlo se pouze vycházet z již sestaveného 2D kinematického schématu (viz obr. 4.6). Při tvorbě sestavy byly použity rotační, posuvné, válcové a sférické vazby. V Creo jsou znázorněny značkami oranžové barvy (viz obr. 5.4). Ramena jsou zobrazena průhledně, aby byly viditelné ostatní členy stolu. Pro kontrolu byl v softwaru zjištěn počet stupňů volnosti soustavy. Při zablokování posuvných vazeb lineárních hydromotorů byly určeny dva stupně volnosti. Tato hodnota odpovídá předešlému početnímu řešení (viz kapitulu 5.1).



Obr. 5.4: Model pro simulace v Creo (statická výška 600 mm)

Pružiny byly nadefinovány s předpětím. Statickou simulací byly vypočteny všechny silové účinky působící v soustavě. Nakonec byly výsledky vybraných veličin porovnány oproti předešlým metodám (viz tab. 5.3). Všechny hodnoty se liší maximálně o 10 %.



Maximální odchylka metody uvolňování a principu virtuálních prací jsou 2 %. Všechny hodnoty statické simulace vyšly vyšší v porovnání s předešlými metodami. Je to zapříčiněno tím, že se v analytických metodách uvažovaly pouze díly s nejvyšší hmotností. Dalším důvodem je způsob zatížení silovými účinky, který byl určen v těžišti jednotlivých členů.

Tab. 5.3: Porovnání metod výpočtu

statická výška [mm]	statická analýza				metoda uvolňování				virtuální práce	
	F_{p1} [N]	F_{p2} [N]	R_c [N]	R_f [N]	F_{p1} [N]	F_{p2} [N]	R_c [N]	R_f [N]	F_{p1} [N]	F_{p2} [N]
250	2 941	2 234	12 151	1 110	2 689	2 091	10 890	1 054	2 739	2 081
600	4 325	2 232	14 631	1 273	4 096	2 106	13 820	1 208	4 020	2 147
	F_{p1} [%]	F_{p2} [%]	R_c [%]	R_f [%]	F_{p1} [%]	F_{p2} [%]	R_c [%]	R_f [%]	F_{p1} [%]	F_{p2} [%]
250	100%	100%	100%	100%	91%	94%	90%	95%	93%	93%
600	100%	100%	100%	100%	95%	94%	94%	95%	93%	96%

Pro oba mechanismy byla navržena pneumatická pružina Dunlop $4\frac{1}{2}'' \times 2$, která je použita i u stávajícího řešení. Z katalogu výrobce [12] byly zjištěny potřebné údaje pro kontrolu únosnosti pružiny. Dosazením maximálního zatížení pružiny $F_{max} = 4\,325\text{ N}$ a efektivní plochy $S_0 = 6\,700\text{ mm}^2$ do rovnice (6) byl vypočten přetlak v pružině $p_{p0} = 0,65\text{ MPa}$. Výrobce udává pro statickou výšku maximální pracovní přetlak $0,7\text{ MPa}$. Tento požadavek je splněn.

$$p_{p0} = \frac{F_{max}}{S_0} \quad (6)$$

Funkce vibroizolace stolu bude zkoušena při běžných podmínkách. Hmotnost pacienta je uvažována 70 kg a výška $1\,750\text{ mm}$. Stůl je zvednut do statické výšky 400 mm , při které se může přepravovat pacient a navíc se tato výška nachází cca uprostřed rozmezí zdvihu stolu. Výpočet sil je proveden pouze statickou analýzou. Výsledkem jsou zatížení pružin v přepravní poloze $F_{p1p} = 2\,762\text{ N}$ a $F_{p2p} = 1\,749\text{ N}$. Tyto hodnoty budou použity pro určení tuhostí pružiny.

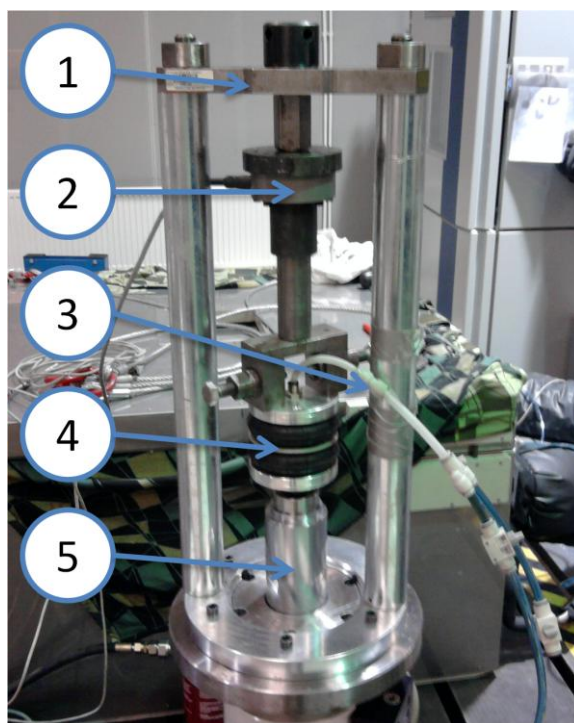
5.5 Měření tuhostí pneumatické pružiny

Pro účely dynamických analýz je nezbytné určit tuhosti pneumatické pružiny. Pružiny bezprostředně ovlivňují chování mechanického systému při přímočarém



i rotačním pohybu objektu [13]. Pneumatické pružiny jsou konstrukční prvky s obecně nelineárními zatěžovacími charakteristikami [14]. Zjišťují se laboratorním měřením, proto byla pružina testována v laboratoři aplikované mechaniky na TUL. Měření bylo provedeno pouze za cílem určit tuhosti pneumatické pružiny, protože ostatní charakteristiky nejsou potřebné. Měření se tak značně zjednodušilo.

Pneumatická pružina byla umístěna do rámu lineárního hydromotoru (viz obr. 5.5). Pružina byla spojena pomocí pneumatických hadic s kompresorem. Uzavírací kohout byl umístěn ve vzdálenosti 300 mm od výstupu pneumatické pružiny. Tato vzdálenost ovlivňuje objem přídavného vzduchu a tím i tuhost pružiny. Do pružiny se přivedl tlak, tak aby se zachovala statická výška 100 mm a pružina přenášela osově zatížení odpovídající síle F_{p1p} . Poté byla pružina zatěžována sinusovým buzením o frekvenci 3 Hz a amplitudě 10 mm. Doba jedné zkoušky trvala 10 sekund. Tuhost pružiny ve statické poloze nijak nezávisí na frekvenci buzení a jeho amplitudě, proto byly hodnoty náhodně zvoleny.

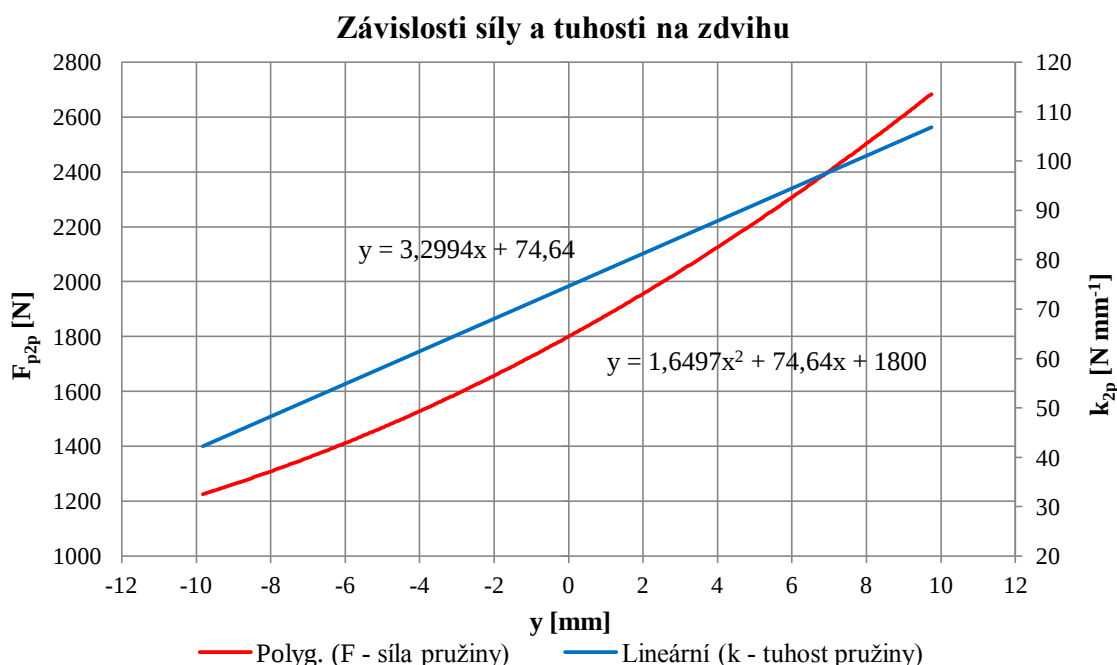


Obr. 5.5: Měření tuhostí pneumatické pružiny

popis měření:

1 – rám, 2 – siloměr, 3 – pneumatické hadice, 4 – pneumatická pružina, 5 – lineární hydromotor

Měřicí a záznamové zařízení zaznamenávalo synchronně v čase sílu a zdvih pneumatické pružiny. Získaná data byla poté zpracována. Z naměřených hodnot se vybral časový úsek odpovídající zdvihu -10 mm až $+10\text{ mm}$. Poté se sestrojila závislost síly pružiny na zdvihu ve vybraném intervalu (viz graf 5.1). Naměřené body byly proloženy polynomičkou funkce druhého stupně. Byla určena rovnice regrese. Tuhost byla vypočtena derivací síly podle zdvihu. Poté se získala další rovnice regrese, která znázorňuje tuhost v závislosti na zdvihu. Stejným postupem se získaly ostatní závislosti tuhostí pro jednotlivá zatížení.



Graf 5.1: Charakteristika pružiny Dunlop $4\frac{1}{2}'' \times 2$ při zatížení silou F_{p2p}

Všeobecně existuje snaha o zjednodušování výpočtů tím, že charakteristiky pryžových a vzduchových pružin jsou v okolí pracovní polohy a za předpokladu malých amplitud linearizovány [13]. Potom lze použít konstantní tuhost [13]. Z grafů proto byly odečteny tuhosti ve statické výšce pružiny $k_{1p} = 103,3\text{ N mm}^{-1}$ a $k_{2p} = 74,6\text{ N mm}^{-1}$, které byly definovány v parametrech simulací.

Při výpočtu vlastních frekvencí a dynamických simulací byly tyto tuhosti nedostačující. K pružinám musely být připojeny přídavné tlakové nádoby, které snížily jejich tuhosti. Pro první pružinu se použila tlaková nádoba vytvořená přímo v rameni z předešlé diplomové práce [1]. Pro druhou pružinu se vyrobila vlastní 1l tlaková nádoba. Měření tuhostí pružin bylo opakováno. Vyrobená tlaková nádoba byla zapojena



2 000 mm od pružiny, jelikož se kvůli zástavbovým rozměrům musí umístit mimo hydraulický stůl.

Sestrojené silové charakteristiky byly vlivem tlakových nádob téměř lineární. Ze získaných grafů se odečetly tuhosti $k'_{1p} = 59,3 \text{ N mm}^{-1}$ a $k'_{2p} = 41,9 \text{ N mm}^{-1}$. Hodnoty těchto tuhostí byly již dostačující pro zajištění funkce vibroizolace. Jejich velikosti by mohly být ještě sníženy použitím tlakových nádob s větším objemem. Na jednu stranu by vzrostly náklady, ale na straně druhé by byl zajištěn větší komfort pro pacienta.

5.6 Určení dynamických parametrů

Chování dynamických soustav je ovlivněno nejen budícími silami a momenty, ale také dynamickými parametry samotné soustavy. To znamená, že velmi důležitou roli hrají velikosti hmotových a setrvačných účinků součástí, tuhosti pružin a jiných pružných elementů, tlumení pohyblivých spojů, případně k tomu účelu použitých speciálních součástí. [13]

Hmotové a setrvačné účinky jednotlivých součástí hydraulického stolu nemohly být upraveny, protože jedním z požadavků zadání bylo zachovat původní konstrukci. Při simulacích se pouze optimalizovaly hmotové a setrvačné účinky nově navržených součástí, ze kterých jsou složeny vibroizolační mechanismy. Důležitým parametrem stolu je tuhost plošiny. Byla určena v geometrickém středu plošiny. Pro její výpočet byl využit princip virtuálních prací odděleně pro oba vibroizolační mechanismy.

Pro vibroizolační mechanismus 1 (viz obr. 5.2) byl sepsán vztah (7), ve kterém byl zanedbán vliv momentů ramen. Rovnice se dále upravila tak, aby se za poměr virtuálních posunutí dosadil převod $i_{1p} = 0,63$, který byl zjištěn kinematickou simulací v Creo. Ze vztahu (9) byla vypočtena tuhost plošiny $k_{1s} = 23,5 \text{ N mm}^{-1}$.

$$dG_9 dy = dF_{p1} dy_{p1} \quad (7)$$

$$\frac{dG_9}{dy} \frac{dy}{dy} = \frac{dF_{p1}}{dy_{p1}} \frac{dy_{p1}}{dy} \quad (8)$$

$$k_{1s} = k'_{1p} i_{1p}^2 \quad (9)$$

Pro vibroizolační mechanismus 2 (viz obr. 5.3) byly použity obecné vztahy pro výpočet tuhosti pákového mechanismu s pružinou. Nejprve se určila vztahem (10) tuhost v místě vedení k_{2r} , která se dosadila do rovnice (11). V Creo byly změřeny

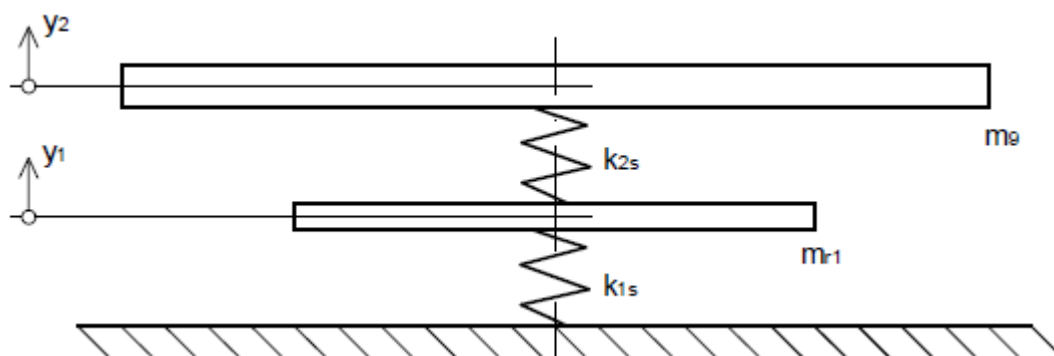


vzdálenosti $l_1 = 181,5$ mm, $l_2 = 363$ mm, $l_3 = 944$ mm a $l_4 = 1\,820$ mm. Mohla tak být vypočtena tuhost ve středu plošiny $k_{2s} = 38,9$ N mm⁻¹.

$$k_{2r} = k'_{2p} \left(\frac{l_1}{l_2} \right)^2 \quad (10)$$

$$k_{2s} = k'_{2p} \left(\frac{l_1 l_4}{l_2 l_3} \right)^2 \quad (11)$$

Pro výpočet vlastní frekvence byl vytvořen matematický model hydraulického stolu (viz obr. 5.6). Jedná se o dvoumotový dynamický systém se dvěma stupni volnosti. První hmotu m_{r1} představují ramena spolu s vibroizolačními mechanismy. Druhá hmota $m_9 = 168,4$ kg je složena z hmotnosti plošiny, pacienta a nosítek. Jelikož ramena nevykonávají svislý posuvný pohyb, musí být jejich hmotové charakteristiky redukovány. Na základě rovnosti kinetických energií byla sestavena rovnice (12). Mezi rychlostí svislého posuvného pohybu v_y a úhlovou rychlostí ramen ω byl určen vztah (13). V Creo byly zjištěny momenty setrvačnosti ramen $J_2 = 4\,654\,867$ kg mm² a $J_3 = 4\,488\,148$ kg mm² spolu s geometrickými rozměry $s_2 = 868,4$ mm a $s_1 = 238,3$ mm (viz obr. 5.2). Po úpravách a dosazení byla z rovnice (14) vypočtena redukovaná hmotnost $m_{r1} = 13,1$ kg.



Obr. 5.6: Dvoumotový dynamický systém

$$\frac{1}{2} m_{r1} v_y^2 = \frac{1}{2} J_2 \omega^2 + \frac{1}{2} J_3 \omega^2 \quad (12)$$

$$v_y = \omega s_2 \cos \left(\sin^{-1} \left(\frac{s_1}{s_2} \right) \right) \quad (13)$$

$$m_{r1} = (J_2 + J_3) \left[\frac{1}{s_2 \cos \left(\sin^{-1} \left(\frac{s_1}{s_2} \right) \right)} \right]^2 \quad (14)$$



Při výpočtu vlastní frekvence bylo zanedbáno tlumení soustavy, protože hodnotu vlastních frekvencí všeobecně příliš neovlivňuje. Postup výpočtu spočíval v sestavení pohybových rovnic obou hmot podle d'Alebertova principu. Poté se upravily do maticového zápisu. Vztah (15) pro výpočet vlastních frekvencí byl převzat z [13]. Získal se z podmínky, kdy se determinant matice musel rovnat nule. Dosazením byly vypočteny dvě hodnoty vlastních frekvencí $f_1 = 11,2$ Hz a $f_2 = 1,5$ Hz, jelikož se jedná o soustavu se dvěma stupni volnosti.

$$f_{1,2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{k_{1s} + k_{2s}}{m_{r1}} + \frac{k_{2s}}{m_9} \right) \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{k_{1s} + k_{2s}}{m_{r1}} + \frac{k_{2s}}{m_9} \right)^2 - \frac{k_{1s}k_{2s}}{m_{r1}m_9}}} \quad (15)$$

V mechanických soustavách lze najít v zásadě dva druhy vnějšího tlumení. První skupina existuje nezávisle na vůli konstruktéra v důsledku fyzikálního tření v ložiskách a ve vedení. Druhá skupina vnějšího tlumení vstupuje do systému cíleně prostřednictvím tlumičů, které pracují na základě viskozity plynů a kapalin a umožňujících kmitání mechanických soustav intenzivně ovlivňovat nebo řídit. [13]

V mechanismu 2 byl použit hydraulický tlumič ze stávajícího řešení. Jeho označení je Suspa 011 00 378. Při relativně malých amplitudách kmitavého pohybu objektu je součinitel tlumení b konstantní [13]. Určení jeho velikosti se provádí většinou experimentálně [13]. Měření bylo již uskutečněno v diplomové práci [1]. Součinitel tlumení se pohybuje okolo hodnoty $b = 2,5$ N s mm⁻¹ [1]. Tlumič je navíc vybaven páčkou, kterou lze regulovat hodnotu tlumení.

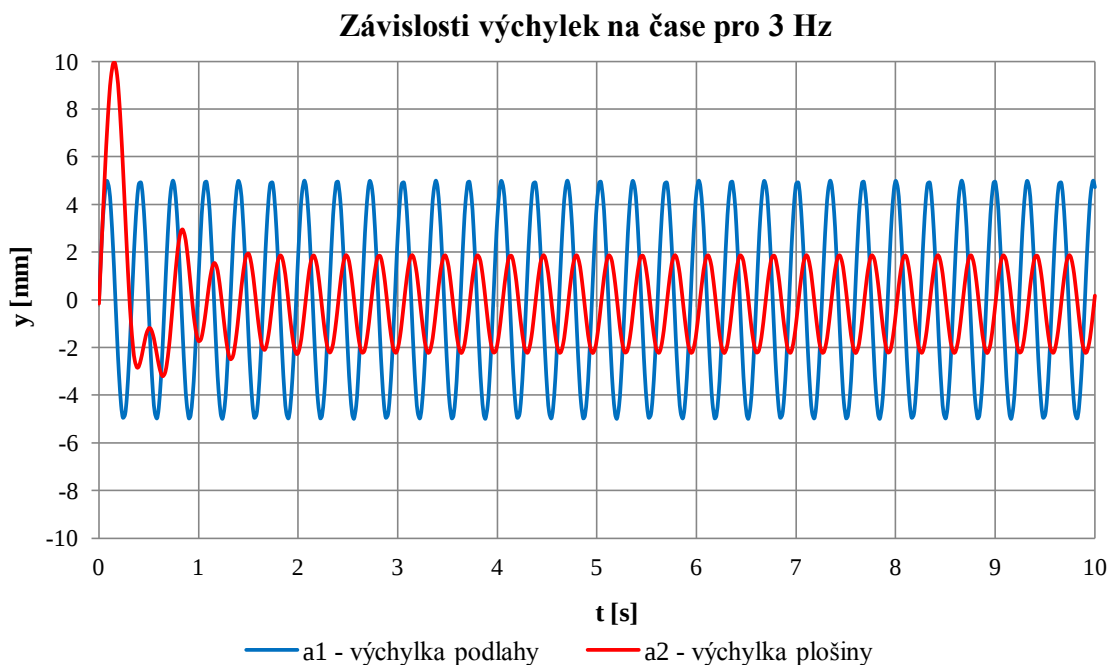
5.7 Dynamické simulace

Modul Mechanism v Creo byl rovněž použit pro dynamické simulace, které simulují chování systému v reálných podmínkách provozu. Tento konstrukční nástroj značně ulehčí fázi návrhu konstrukce a zároveň minimalizuje komplikace u prototypu. Simulační model vycházel z již vytvořeného modelu při statické analýze. Musely se především definovat dynamické parametry a buzení. Tuhosti pružin byly nastaveny podle experimentálně zjištěných hodnot z kapitoly 5.5. Součinitel tlumení tlumiče byl definován na hodnotu z předešlé kapitoly. Navíc se uvažovalo i tlumení pneumatických pružin. Hlavní nosič (rám) byl uložen posuvnou vazbou, aby mohl vykonávat pohyb ve vertikálním směru. V této vazbě se vytvořila kinematická buzení soustavy.



Při simulacích byly testovány typy buzení ze zadání, které představují nerovnosti vozovky při přepravě pacienta. U obou mechanismů byly optimalizovány polohy os otáčení pák a délky jejich ramen. Cílem bylo dosáhnout výhodných převodů. Volil se kompromis mezi zatížením a snížením tuhosti. U obou pružin musel být převod navržen tak, aby vyhovoval v celém rozsahu možného polohování stolu. U pružiny v mechanismu 1 to činilo problémy, protože se převod znatelně mění v závislosti na zdvihu.

Periodická buzení patří mezi nejčastější případy praxe [13]. Pro simulace bylo nejprve zvoleno sinusové buzení. Jedno z použitých buzení bylo o frekvenci 3 Hz a amplitudě 5 mm (viz graf 5.2). V grafu jsou znázorněny závislosti výchylek podlahy a plošiny na čase. Ze začátku měření plošina vykazuje větší výchylky. Soustava se přibližně po 1 sekundě ustálí na konstantní amplitudě. Toto je typické chování dynamických soustav. Vibroizolační mechanismy sníží velikost amplitudy buzení po 1 sekundě přibližně o 64 %.

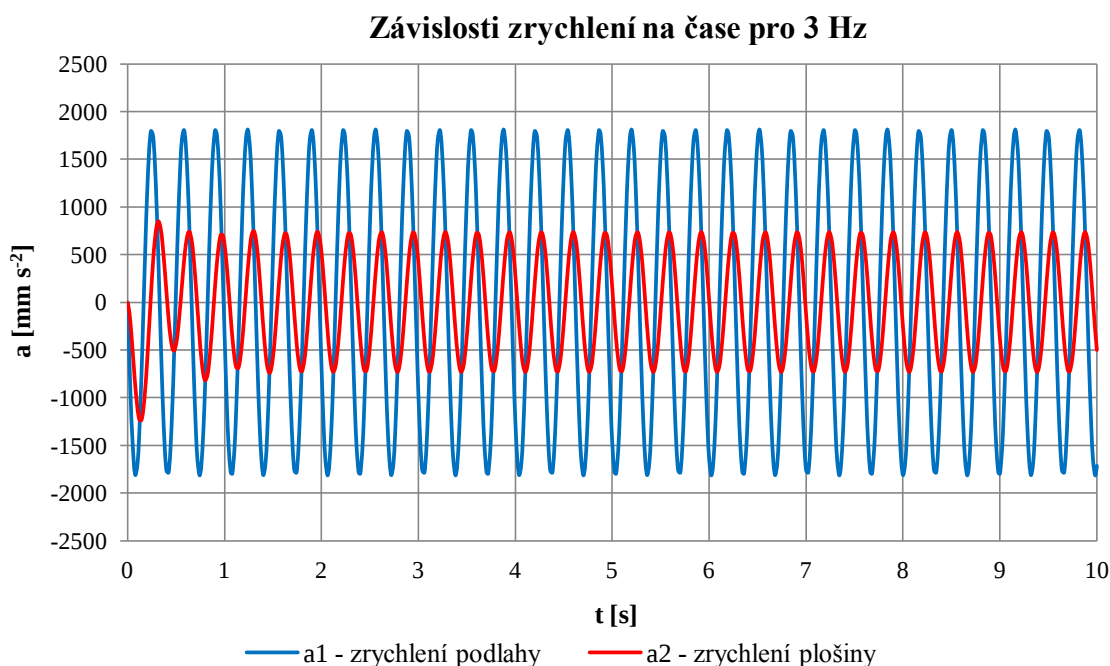


Graf 5.2: Průběhy výchylek pro buzení s frekvencí 3 Hz a amplitudou 5 mm

V simulacích bylo navíc sledováno i zrychlení podlahy a plošiny. Vysoká hodnota má na pacienta negativní vliv. Ve výsledcích (viz graf 5.3) lze vidět jistou analogii s grafy pro výchylku. Grafy opět potvrzují vysokou účinnost vibroizolace. Amplituda zrychlení je snížena cca o 59 %. Grafy pro harmonické buzení s frekvencí 5 Hz



a amplitudou 3 mm jsou součástí přílohy H (viz graf 9.1 a graf 9.2). Výsledky jsou obdobné jako pro předchozí buzení.



Graf 5.3: Průběhy zrychlení pro buzení s frekvencí 3 Hz a amplitudou 5 mm

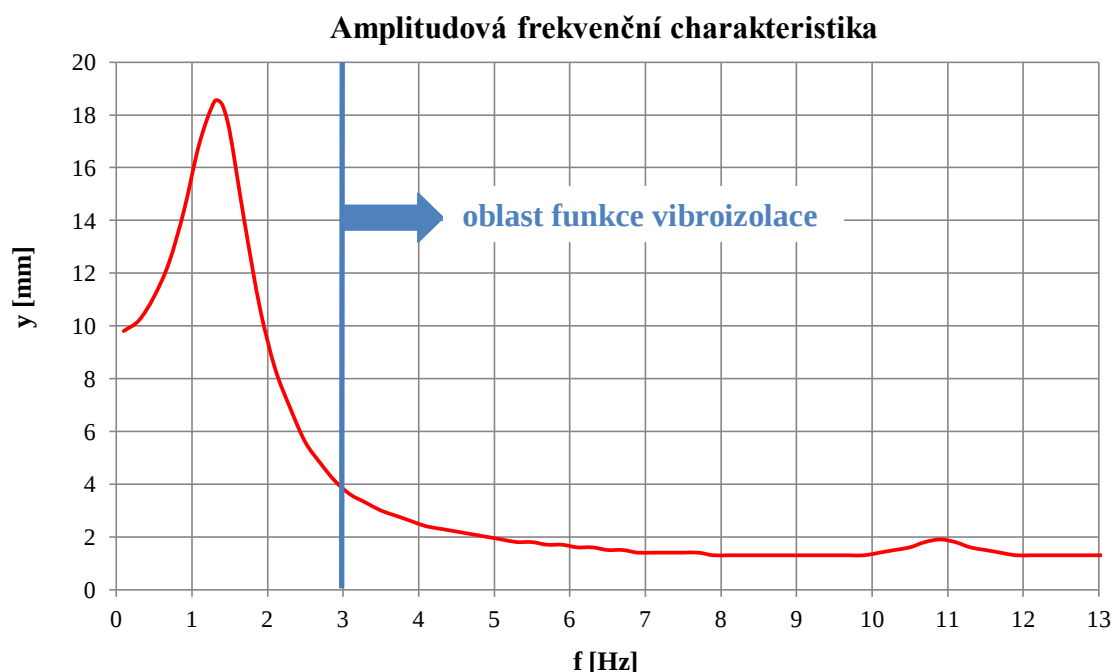
V zadání diplomové práce není přesně specifikováno skokové buzení. V modulu Mechanism byla vytvořena funkce kinematického buzení, která představuje symetrický skok na hodnotu 10 mm za dobu 0,2 s (viz Graf 9.3). Výchylka plošiny je téměř utlumena po 1 sekundě a maximální hodnota výchylky je snížena přibližně o 37 %. Maximální hodnota zrychlení je snížena cca o 74 % (viz Graf 9.4).

V bakalářské práci [15] je popsáno negativní působení vibrací na pacienta při převozu sanitkou. Lidský organismus je především citlivý na vibrace, které působí v oblastech jeho vlastních frekvencí. Tato citlivost se ještě zvýší, pokud je organismus poraněn. Zmíněná bakalářská práce zahrnuje tabulku, ve které jsou uvedeny vlastní frekvence jednotlivých částí těla a orgánů. Např. vlastní frekvence celého těla člověka ležícího na zádech se nachází v rozmezí 3 Hz až 4 Hz a vlastní frekvence hlavy vzhledem k tělu je v rozmezí 20 Hz až 30 Hz. [15]

Z předchozího odstavce vyplývá, že je nezbytné zkoumat celkové dynamické chování hydraulického stolu s inovovanými vibroizolačními mechanismy. Soustava byla vystavena postupně harmonickým buzení s amplitudou 10 mm a frekvencí 0,1 Hz až 13 Hz. Frekvence byla postupně zvyšována s krokem 0,2 Hz. Pro každý signál se určila velikost amplitudy středu plošiny. Z těchto dat byla sestrojena amplitudová



frekvenční charakteristika soustavy (viz graf 5.4). Z grafu je patrná oblast vlastní frekvence (rezonance), která nastává při 1,3 Hz. Tato hodnota je o něco menší než analyticky vypočtená, jelikož se při těchto výpočtech zanedbalo tlumení soustavy. To samé platí pro druhou vlastní frekvenci, která je téměř utlumená. Graf potvrzuje, že zvláště v rezonanci má tlumení soustavy velký význam, protože umožňuje účinně snižovat amplitudu výchylky [13]. Pro frekvence buzení vyšší než 3 Hz je velikost amplitudy snížena o cca 83 %. Vibroizolační mechanismy tak účinně umožňují vibroizolaci plošiny především pro tyto frekvence buzení.



Graf 5.4: Amplitudová frekvenční charakteristika pro buzení s amplitudou 10 mm

6 Konstrukce

6.1 Popis konstrukce

Na základě předešlých kapitol byla vymodelována v Creo detailní konstrukce obou vibroizolačních mechanismů a ramen (viz obr. 6.1). Ostatní díly stolu nebylo nutné v Creo detailně modelovat, protože nejsou nijak modifikovány. V hlavní sestavě stolu tak byly použity modely vytvořené pro simulace. Detailní konstrukce ostatních dílů je popřípadě k dispozici v softwaru Solidworks 2010 Premium, která je součástí příloh diplomové práce [1]. Ze sestav vibroizolačních mechanismů se vyhotovila kompletní výkresová dokumentace. Níže bude slovně popsána navržená konstrukce. Uvedené názvy součástí lze v případě nejasnosti vyhledat v kusovníku výkresů (viz příloha I).

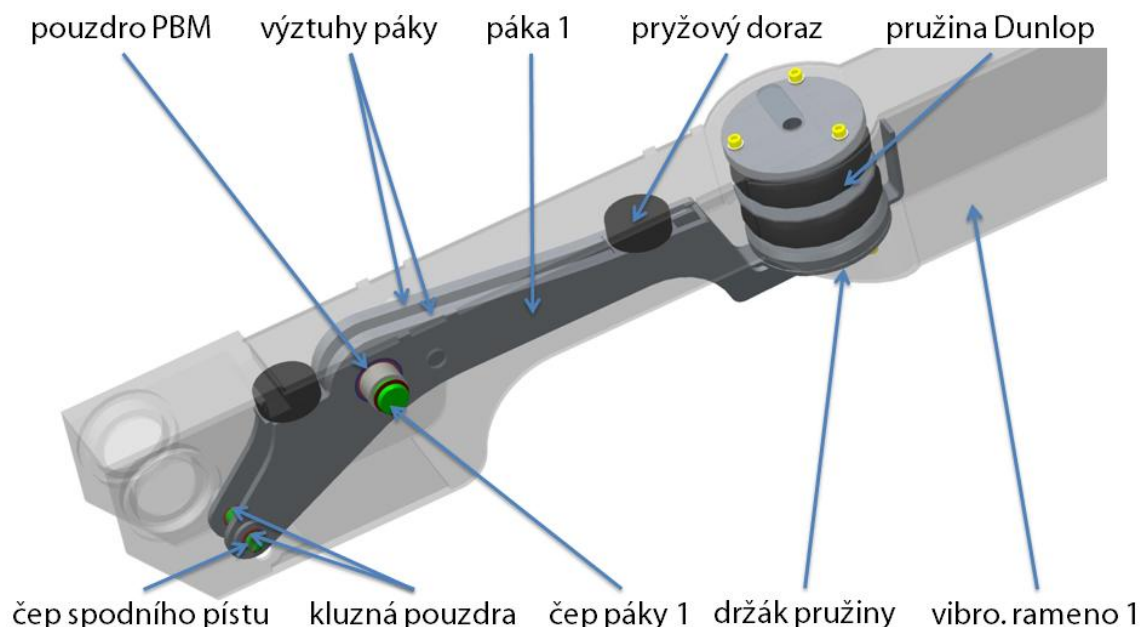


Obr. 6.1: Hydraulický stůl s vibroizolačními mechanismy

6.1.1 Vibroizolační mechanismus 1

Při konstrukci vibroizolačního mechanismu 1 (viz obr. 6.2) se vycházelo z již vytvořených modelů pro simulace. Byly tak dány polohy os děr v páce a umístění pružiny. Páka byla navržena jako svařenec. Stejně jako ve stávajícím řešení byla ramena páky vytvořena z plechů, které se vyrobí vypalováním laserem. Mohl tak být navržen optimální tvar, který nebude finančně náročný na výrobu. Konkrétně byly navrženy dva totožné plechy páky s tloušťkou 6 mm, které jsou navzájem vzdáleny o 24 mm. Po vyhodnocení MKP byly k těmto plechům přidány výztuhy páky o stejné tloušťce. Tvar těchto dílů se musel upravit tak, aby nenastaly v žádné poloze stolu kolize s ostatními díly. Spodní část páky u pružiny musela být přizpůsobena tak, aby v dolní poloze plošiny nenastala kolize s hlavním nosičem (rámem).





Obr. 6.2: Vibroizolační mechanismus 1

K páce je na konci přivařen držák pružiny. Jedná se o podobný díl, který je použit ve stávajícím mechanismu. Ohnutá část slouží k přesnému vymezení polohy pomocí dvou drážek při svařování s plechy páky. Usnadní se tak výroba a zpevní konstrukce. Pružina je k držáku spojena třemi šrouby M6 s vnitřním šestihranem a třemi podložkami. Ve víku pružiny byly již od výrobce vyvrtány díry pro tyto šrouby. U obou ramen páky jsou na horní straně přivařeny držáky dorazů. Jejich poloha je stejně jako u držáku pružiny vymezena dvěma drážkami.

Pryžové dorazy jsou přišroubovány k držákům a pojištěny lepidlem proti uvolnění. Tyto díly se opět využily ze stávajícího řešení. Vymezují rotaci páky a tím omezují rozsah stlačování a odlehčování pružiny. Zabraňují tak destrukci pružiny. Výrobce podle katalogu [12] předepisuje pro pružinu minimální výšku 65 mm a maximální výšku 145 mm. Z kinematických analýz se zjistilo, že dorazy umožňují pružině minimální výšku cca 74 mm a maximální výšku cca 126 mm. Návrh tak splňuje požadavky výrobce a zároveň je toto rozmezí dostačující pro funkci vibroizolace. Výrobce podle katalogu [12] dále předepisuje maximální možný úhel 15° mezi víky pružiny. Při maximálním stlačení pružiny na doraz byl naměřen přibližně úhel 4° , stejná hodnota se zjistila i při odlehčení pružiny. Oba tyto úhly splňují požadavek. Vlnovec pružiny je ze standardní pryže. Její pracovní teplota je podle [12] v rozmezí -30°C až $+70^\circ\text{C}$, které vyhovuje pro danou aplikaci.

Plechý pák jsou s výztuhami přivařeny k trubce čepu. Vnější osazení trubky vymezuje polohy a usnadňuje svařování. Na trubku je nalisováno pouzdro PBM 253535. Jedná se o kluzné pouzdro od firmy SKF. Podle katalogu [16] patří do kategorie univerzálních ložisek z masivního bronzu. Při nízkých rychlostech vzdoruje rázovému zatížení i vibracím [16]. Umožňuje použití hřídele s hrubě opracovaným povrchem [16]. Tato vlastnost znatelně snižuje výrobní náklady. Ložisko je vhodné především pro kývavé pohyby kolem osy [16]. Toto použití je splněno, protože páka vykonává při vibroizolaci přesně tento pohyb. Součinitel tření ložiska s mazivem je v rozmezí 0,08 až 0,15 [16].

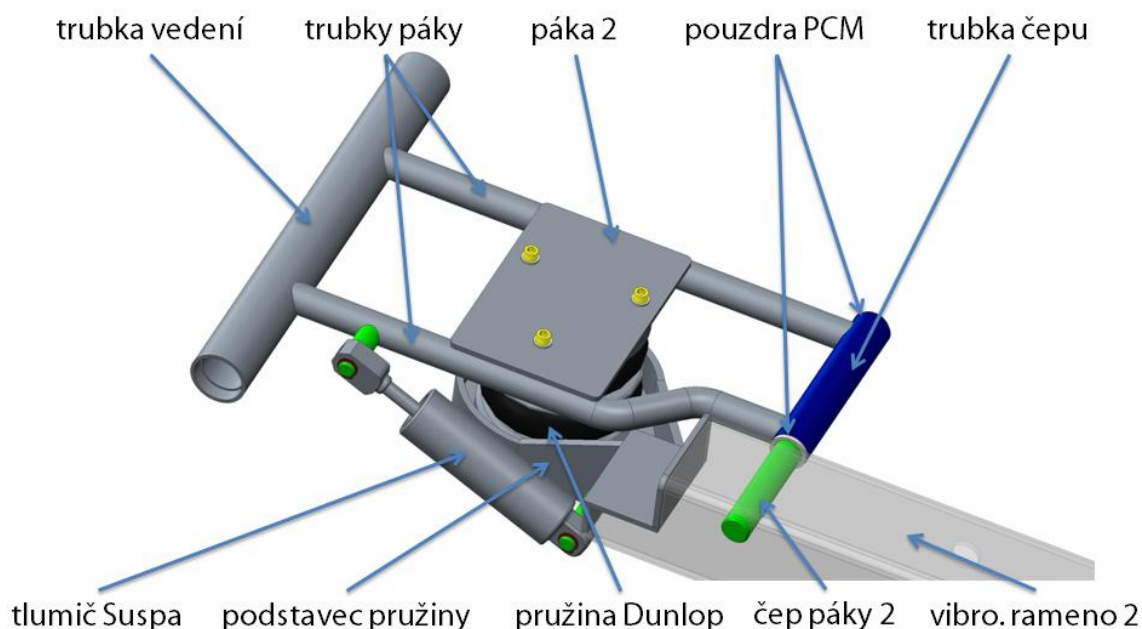
Pouzdro PBM je uloženo na čepu páky. Z jedné strany je axiálně vymezeno osazením a z druhé strany rozpěrkou. Čep páky je vsazen do děr ve vibroizolačním rameni. Axiální zajištění je realizováno osazením a z druhé strany pojistným kroužkem. Se spodním pístem je rameno páky spojeno pomocí čepu, který je axiálně vymezen pojistnými kroužky. Čep je uložen ve dvou kluzných pouzdrech z bronzu, která jsou nalisována v plechách páky. Tato pouzdra mají podobné vlastnosti jako pouzdra zmíněná v předchozím odstavci, byly však vyrobeny na zakázku, protože v katalogu [16] není nabízena vhodná délka pouzder.

Kvůli vibroizolačnímu mechanismu 1 je stávající konstrukce vibroizolačního ramene upravena minimálně. Pružina má v inovovaném řešení stejné umístění. Zástavbový prostor o $\varnothing$ 130 mm pro pružinu tak nemusí být upravován. Podle katalogu [12] je pro pružinu předepsán doporučený zástavbový prostor o $\varnothing$ 140 mm. Jelikož není využit celý zdvih pružiny, je navržený průměr dostatečný. V rameni se musí vyvrtat dvě sousedé díry o rozdílných průměrech, do kterých se vloží čep páky.

6.1.2 Vibroizolační mechanismus 2

Při konstrukci druhého mechanismu (viz obr. 6.3) se opět vycházelo z již vytvořených modelů pro simulace. Byly tak dány polohy os děr v páce. Umístění pružiny a tlumiče Suspa bylo určeno pouze dvěma souřadnicemi. Třetí souřadnice měřená rovnoběžně s osami děr v páce mohla být upravena. Roviny symetrie naklápěcího ramene a plošiny nesplývají. Vibroizolační mechanismus je proto umístěn mimo naklápěcí rameno, tak aby byla pružina umístěna v rovině symetrie plošiny. Dosáhne se tím symetrického zatížení mechanismu.





Obr. 6.3: Vibroizolační mechanismus 2

Páka je navržena opět jako svařenec. Pro konstrukci páky se využila část naklápěcího ramene. Konkrétně se jedná o trubku vedení, která byla od ramene oddělena. Ta tvoří konec páky. Naklápěcí rameno bylo zkráceno, protože již není spojeno s plošinou. Začátek páky tvoří trubka čepu. Rameno páky je vytvořeno spojením začátku a konce dalšími dvěma trubkami páky. Zakončení těchto trubek je kruhové pro snadné přivaření. Vzdálenost mezi trubkami musí být dostatečná, aby nebyla omezena funkce pružiny. Trubka blíže k naklápěcímu ramenu musela být vyhnuta, aby se zabránilo kolizi s naklápěcím ramenem a pružině se umožnil dostatečný zástavbový prostor o $\varnothing$ 130 mm. Tento průměr byl zvolen ze stejných důvodů jako pro vibroizolační mechanismus 1. Na trubky páky je přivařen plech, který slouží k připevnění víka pružiny. Ke spojení jsou použity stejné šrouby a podložky jako u prvního mechanismu.

Do trubky čepu jsou nalisovány dvě pouzdra PCM 202330. Jedná se o kluzná pouzdra od firmy SKF. Podle katalogu [16] patří do kategorie ložisek s dlouhou životností z kompozitu PTFE. Mezi jejich výhody patří provoz bez údržby, velmi nízké tření a vysoká únosnost [16]. Součinitel tření se nachází v rozmezí 0,03 až 0,08 [16]. Hlavním důvodem pro návrh těchto pouzder je jejich nízká nákupní cena. Páka je nasunuta na čep, který je přivařen k naklápěcímu ramenu. Axiální vymezení páky je zajištěno pojistným kroužkem a podložkou.

Spodní víko pružiny je spojeno šrouby k podstavci pružiny. Ten je složen z plechu kruhového tvaru, krytu z trubky a dvou bočních plechů, které jsou přivařeny k naklápěcímu ramenu. Délka naklápěcího ramene je uzpůsobena pro přivaření podstavce. Vzniklý otvor v rameni je zakrytován plechy. Tlumič Suspa je umístěn ve vzniklém prostoru po zkrácení naklápěcího ramene. Je připojen k dvěma čepům a zajištěn pojistnými kroužky. Čep válce tlumiče je přivařen k podstavci pružiny, zatímco čep pístu tlumiče je přivařen k trubce páky. Tlumič Suspa tak působí paralelně s pružinou.

Pryžový doraz je přišroubován přímo do horního víka pružiny. Proti uvolnění je pojištěn lepidlem. Doraz má stejnou funkci jako u vibroizolačního mechanismu 1. Podle kinematických analýz doraz dovoluje pružině minimální výšku cca 81 mm. Maximální úhel vychýlení páky je přitom 6° . Pro funkci vibroizolace a podle katalogu [12] jsou tyto údaje vyhovující. Nakonec byly zkontrolovány kolize mechanismu ve všech polohách stolu. Nejvíce problematické místo je v dolní poloze stolu. V této poloze se úpravami konstrukce zabránilo kolizi naklápěcího ramene s plošinou při maximálním stlačení pružiny. Dále se zamezilo kolizi mezi trubicí čepu a hlavním nosičem (rámem). Zároveň přitom byla navržena maximální možná délka páky.

6.2 Metoda DFM

V rámci diplomové práce budou vyrobeny funkční prototypy vibroizolačních mechanismů. Z tohoto důvodu bylo aplikováno konstruování s ohledem na výrobu (DFM). Dodržováním principů metody DFM (Design for Manufacturing) lze významně přispět k dosažení nízkých výrobních nákladů [9].

Při konstrukci byly navrhovány standardní polotovary a materiály podle Strojnických tabulek [17]. Čepy byly navrženy z tyčí kruhových válcovaných zatepla podle normy ČSN 42 5510. Pro všechny čepy byla zvolena konstrukční ocel 11 523, protože je vhodná pro svařování. Trubky čepů byly navrženy z trubky ocelové bezešvé tvářené za tepla podle normy ČSN 42 5715. Materiál byl zvolen opět 11 523. Trubky ocelové závitové běžné podle normy ČSN 42 5710 z materiálu 11 343 byly předepsány ostatním trubkám. Polotovary byly zvoleny bez závitů a nátrubků.

Ve výkresové dokumentaci se použily převážně netolerované rozměry, aby se snížily výrobní náklady. Tolerance byly předepsány především pro uložení čepů v dírách, jelikož se jedná o funkční rozměry. Při inovaci se analyzovaly i alternativní



metody výroby dílů. Kryt pružiny u vibroizolačního mechanismu 2 byl původně navržen z plechu, který se na dané rozměry zakrouží. Tato technologie není příliš dostupná, proto byl kryt navržen z trubky, která se obrobí na dané rozměry. Svařenec trubky páky byl původně navržen jako ohýbaný díl. Spolehlivá technologie na ohýbání trubek není opět dostupná v běžné dílně, proto byla trubka navržena jako svařenec.

6.3 FMEA-K

Metoda FMEA (Failure Mode and Effects Analysis) tj. analýza projevů a důsledků poruch je velmi užitečnou metodou pro analýzu spolehlivosti. Představuje systematickou kontrolu produktu nebo procesu, jeho funkcí, způsobů a projevů poruch, příčin těchto poruch a jejich následků. Během fáze konstruování může být daleko detailnější kvantitativní metoda FMEA využita pro různé aktivity týkající se spolehlivosti produktu. Takovýto druh analýzy FMEA může sloužit jako velmi dobrý základ pro revizi konstrukčního řešení, která je prováděna v rámci systémové analýzy konstrukčního řešení týmem, jehož členové mají různou úroveň znalostí a zkušeností. Tyto druhy FMEA nazýváme FMEA-konstrukční (FMEA-K). [9]

Po dokončení konstrukce obou vibroizolačních mechanismů bylo naplánováno provést revizi řešení pomocí metody FMEA-K. Ta se provedla formou workshopu v týmu čtyř lidí. Členy týmu byli autor diplomové práce, Josef Malec, Zbyněk Jersák a Jan Dušánek. Josef Malec je zaměstnán jako strojírenský dělník ve firmě, která se zabývá především výrobou potrubí a tlakových hadic. Navíc se zabývá opravou aut a prodejem náhradních dílů stejně jako Zbyněk Jersák. Jan Dušánek je konstruktér v energetickém průmyslu. Zejména navrhuje ocelové konstrukce. Tým tak byl sestaven z lidí, kteří mají různou úroveň znalostí a zkušeností ze strojírenství.

Za výrobky pro analýzu byly vybrány sestavy vibroizolačních ramen, které zahrnují navržené mechanismy. Podle [9] se vytvořily pro každé rameno dva formuláře FMEA-K. Na formulářích byly předem připraveny seznamy jednotlivých součástí. Členům týmu se při workshopu nejprve vysvětlily principy metody FMEA-K. Poté bylo prezentováno konstrukční řešení celého hydraulického stolu. Prostřednictvím notebooku a výkresové dokumentace se vysvětlila funkce jednotlivých součástí, důraz byl zejména kladen na navržené mechanismy. Jakmile všichni členové týmu porozuměli dané problematice, přistoupilo se k vyplňování formuláře FMEA-K. Pro součásti v seznamu byly stanoveny místa poruch, možné způsoby poruch, možné důsledky poruch, možné



příčiny poruch a běžné kontroly (viz příloha J). Návrhy jednotlivých členů týmu se okamžitě upravovaly, tak aby odpovídaly podobě typových slov pro FMEA. Vycházelo se z příkladů typových slov v knize [9].

Tým vyhodnotil současný stav pro každou poruchu. Faktorům „výskyt“, „závažnost“ a „detekce“ se přidělily body podle hodnotících tabulek v knize [9]. Součinem zmíněných faktorů byly vypočítány riziková čísla. Za mezní velikost rizikového čísla byla považována hodnota 100. U poruch s vyššími rizikovými čísly se v týmu stanovila doporučená nápravná opatření. Po jejich zapsání do formuláře byl ukončen první workshop. Autor diplomové práce poté postupně provedl doporučená opatření.

U vibroizolačního ramene 1 bylo navrženo několik doporučených opatření. Tým zjistil možnou kolizi spodní výztuhy vibroizolačního ramene se spodním pístem. Kinematickou simulací se tato domněnka potvrdila při větším vychýlení páky. Ve výztuze byla proto vytvořena drážka. Dále byla během workshopu zjištěna možná zvýšená deformace páky, která by omezovala funkci vibroizolace. Navrhlo se prověřit simulací deformace, podrobněji je tento problém popsán v další kapitole. U plechu páky byly identifikovány montážní problémy s trubicí čepu. Možnými příčinami byly nedodržené průměry děr v plechách páky a vnější průměry trubky čepu. Ve výkresové dokumentaci se těmto rozměrům předepsaly větší tolerance, aby součásti mohly být snadno smontovány a svařeny.

Další možný způsob poruchy byl „páka drhne“, který způsoboval několik možných důsledků poruchy. Nejhorší důsledek poruchy byl „omezení vibroizolace“, u kterého se stanovily dvě příčiny přesahující kritickou mez. První byla nesouost děr, které bylo zabráněno změnou pracovního postupu. Konkrétně byly díry vyvrtány až po svaření a navíc se jim předepsala geometrická tolerance rovnoběžnosti. Druhá možná příčina poruchy byla tolerance uložení, která se upravila ve výkresové dokumentaci. Konkrétně se předepsalo uložení s velkou vůlí. Jako poslední přijaté opatření vibroizolačního ramene 1 byla úprava rozměrů páky. Důvodem byl zvýšený tlak ve vlnovci pružiny, který by mohl způsobit trhlinu. Tato problematika je uvedena při výpočtu zatížení pružin (viz kapitolu 5.4).

Při analýze vibroizolačního ramene 2 byla identifikována možná kolize krytu ramene s pákou. Kinematickou simulací se zjistilo, že páka při stlačování pružiny narazí



na kryt ramene dříve, než narazí doraz na víko pružiny. Umístění dorazu bylo provedeno správně, proto se upravila poloha krytu ramene. Větší deformace podstavce pružiny a páky by mohla omezovat funkci vibroizolace. Tato problematika je řešena v následující kapitole. U možného způsobu poruchy páky mechanismu 2 byly provedeny obdobná opatření jako u páky mechanismu 1.

Možný způsob poruchy „tlumič Suspa drhne“ byl způsoben několika příčinami. Kritické byly nesouosost a tolerance. Nesouososti se zabránilo změnou pracovního postupu. Čepy pro uložení tlumiče byly svařeny až při konečné montáži mechanismů. Druhou příčinou jsou tolerance. Tolerance uložení tlumiče nelze měnit, protože se jedná o nakupovaný díl. Ve výkresové dokumentaci proto byly upraveny tolerance čepů tak, aby byla v uložení velká vůle. Po realizaci přijatých opatření proběhl druhý workshop se stejnými členy týmu. Stejně jako současný stav se tentokrát hodnotil výsledný stav. Výpočtem rizikových čísel bylo zjištěno, že žádné nepřekračuje mezní velikost 100. Lze tak konstatovat, že metodou FMEA-K se docílilo zvýšení spolehlivosti konstrukčního řešení.

6.4 Simulace MKP

Navržená konstrukce byla dimenzována a zkontrolována prostřednictvím metody konečných prvků (MKP). Konkrétně se využil modul Simulate v Creo. Simulace byly provedeny pouze pro nejvíce namáhané díly, mezi které patří obě páky a podstavec pružiny. K jejich identifikaci mimo jiné přispěla metoda FMEA-K. Pevnostní kontrola mohla být provedena i pro čepy, které jsou rovněž vystaveny velkému zatížení. Při jejich návrhu však byly využity zkušenosti ze stávajícího řešení a již zjištěné silové namáhání, takže se mohly vyloučit z této metody.

Zatížení hydraulického stolu závisí zejména na statické výšce plošiny, druhu buzení od vozovky a hmotnosti přepravovaného pacienta a nosítek. Pro stanovení zdvihu a zatížení plošiny se využily již provedené statické simulace (viz kapitolu 5.4). Z nich bylo zjištěno, že páka vibroizolačního mechanismu 1 je nejvíce namáhána v horní poloze plošiny. Síly u druhé páky a podstavce pružiny jsou v krajních polohách téměř shodné. Vlivem geometrie stolu jsou však tyto díly více namáhány ve spodní poloze plošiny. Buzení bylo zvoleno harmonické s frekvencí 2 Hz a amplitudou 10 mm. Tato frekvence byla zvolena, protože se nachází blízko oblasti rezonance, kdy soustava vykazuje vysoké výchylky a tím i vysoké silové působení. Amplituda odpovídá cca



střední hodnotě ze zadání diplomové práce. Obdobně se jako v kapitole 5.7 provedly dynamické simulace. Ze zjištěných silových průběhů byly cca po pěti sekundách odečteny maximální hodnoty, které namáhají kontrolované součásti. Tímto postupem byly zjištěny zatěžující síly, které odpovídají nepříznivým podmínkám provozu hydraulického stolu z dlouhodobého hlediska.

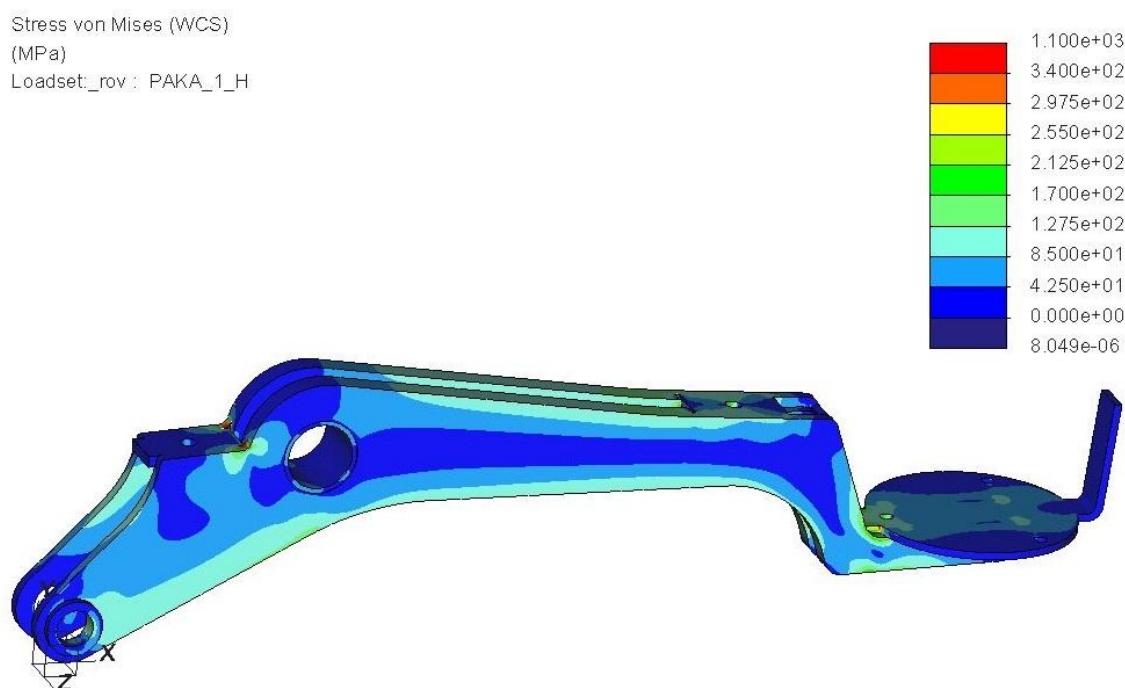
Již při tvorbě sestav kontrolovaných dílů byla předpokládána simulace MKP. Do sestav proto byly zahrnuty pouze díly, které tvoří svařence. Svary se pro MKP obecně nemodelují. Jednotlivé součásti se navzájem spojily prostřednictvím pevných vazeb. Pouze mezi trubkami a plechem páky mechanismu 2 musely být vymodelovány svarové housenky, protože byl mezi těmito díly přímkový dotyk. Za materiál se všem dílům přiřadila ocel. Poté byly definovány okrajové podmínky. Síly byly definovány vzhledem k ploše, na kterou působí. Podstavec pružiny byl v prostoru zavazben jako vetknutí. U obou pák se vazby realizovaly dvěma odlišnými způsoby. Jako první byl využit přístup, který se obecně používá v mechanice. Páky tak byly zavazbeny jako nosník s převislým koncem, na kterém působila síla od pružiny. Ve druhém způsobu se použily rotační vazby, které byly definovány v osách otáčení pák. V nastavení těchto vazeb byla pákám zabráněna rotace i axiální posuv. V tomto případě byly v modelu definovány dvě silové zatížení. Výsledky u obou způsobů vyhovovaly. V práci je dále popsán pouze druhý způsob.

Vygenerovaná síť konečných prvků byla optimalizována, tak aby řešení dosahovalo konvergence do 5 % pro posunutí hran a energii napjatosti elementů. Vypočtené hodnoty se také zkontrolovaly pomocí zobrazení stupně polynomu. Při všech simulacích byla dosažena konvergence řešení maximálně do osmého stupně polynomu. Vygenerované sítě tak byly dostatečné, protože maximální hodnota stupně polynomu pro výpočet je devět. Podle záznamu z průběhu výpočtu se zjistilo, že se v modelu vyskytují singularity. Sestava totiž obsahuje nezaoblené hrany, jelikož se jedná o svařenec. V těchto místech může být vysoká koncentrace napětí. Ve výsledcích se to projevilo vysokou hodnotou maximálního vypočteného napětí, která by však ve skutečnosti nevznikla.

Druh napětí byl zvolen podle hypotézy HMM. Maximální hodnota stupnice se pro páky nastavila podle nejnížší meze kluzu dílu v sestavě. U posunutí byla zobrazena absolutní hodnota. Při dimenzování páky vibroizolačního mechanismu 1 byly do



sestavy navrženy dvě výztuhy. Hlavním důvodem bylo snížit posunutí páky. U jednotlivých dílů se také optimalizoval tvar a velikosti zaoblení. U průběhu napětí optimalizované páky byla v legendě definována maximální hodnota 340 MPa (viz obr. 6.4). Z průběhu je patrné, že většina modelu nepřesahuje hodnotu napětí 255 MPa. Z rozložení posunutí (viz obr. 9.2) byla zjištěna maximální hodnota 2,7 mm. Pro funkci vibroizolace je důležité posunutí držáku pružiny v místě připevnění víka pružiny, které nabývá maximální hodnoty cca 2,5 mm. Zjištěné hodnoty napětí a posunutí páky jsou vyhovující.



Obr. 6.4: Rozložení napětí páky vibroizolačního mechanismu 1

U páky mechanismu 2 se prostřednictvím MKP optimalizoval tvar jednotlivých dílů tak, aby napětí nepřekročilo dovolenou mez (viz obr. 9.3). Dovolená mez byla na stupnici nastavena na hodnotu 180 MPa podle materiálu trubek. Z výsledků je opět patrné, že většina modelu nepřesahovala hodnotu 157 MPa. Maximální hodnota posunutí 2,7 mm byla naměřena v místě trubky vedení (viz obr. 9.4). Dosažené hodnoty ze simulací jsou opět vyhovující.

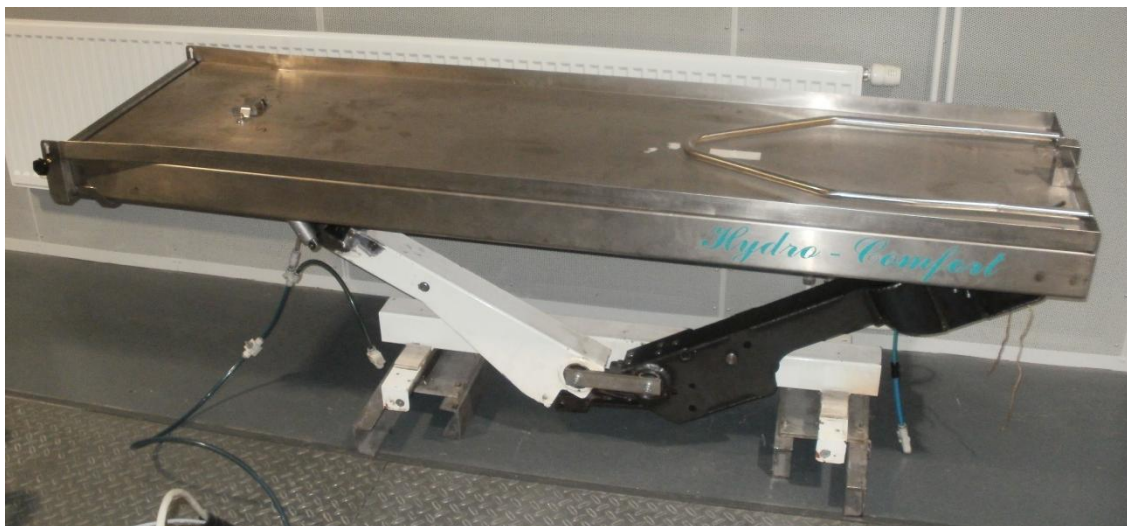
U podstavce pružiny byly podle výsledků simulací upraveny tloušťky krytu z trubky a bočních plechů. Také se optimalizoval jejich tvar. Minimální hodnotu meze kluzu 180 MPa měl kryt z trubky. Mez kluzu ostatních dílů byla 333 MPa. Podle výsledného průběhu napětí kryt z trubky nepřesahuje hodnotu 166 MPa (viz obr. 9.5). Důležité je tedy napětí v bočních plechách, proto byla maximální hodnota stupnice nastavena na

333 MPa. Napětí v bočních plechách přesahuje tuto mez pouze v místech koncentrace napětí. Navíc jsou v těchto místech předepsány svary, které obecně vykazují vyšší pevnost než základní materiál. Většina povrchu plechů nepřesáhla hodnotu napětí 249 MPa. Posunutí dosahovalo maximální hodnoty 1,5 mm (viz obr. 9.6). Výsledné průběhy u optimalizované konstrukce jsou opět vyhovující.

6.5 Prototyp

Podle výkresové dokumentace byl vyroben prototyp vibroizolačních mechanismů, který byl namontován do sestavy hydraulického stolu (viz obr. 6.5). Snímky samostatných vibroizolačních mechanismů byly začleněny do přílohy L. Při výrobě se využily zejména technologie vypalování laserem, soustružení, frézování, vrtání a svařování. U složitých plechových dílů byly kótovány pouze nejdůležitější rozměry, protože firma na vypálení plechů vyžadovala hlavně data ve formátu DXF, která sloužila pro řízení výrobního stroje. Výkresy sloužily pouze pro kontrolu hlavních rozměrů a předepsání materiálu. U výkresů obráběných dílů byly použity tolerance a drsnosti povrchu, kterých lze dosáhnout bez použití technologie broušení.

Při realizaci prototypu byla ověřena vyrobiteľnost a smontovatelnost navržených dílů. Výrobu prototypu bylo možné poptat v běžné strojírenské firmě, která se zabývá zakázkovou výrobou. Prototyp byl vyráběn v několika fázích. Na jeho výrobě se tak včetně autora diplomové práce podílela katedra Částí a mechanismů strojů a společnosti KOVOSPOL a.s. a Jikon – nástrojárna s.r.o. Montáž hydraulického stolu proběhla v laboratoři aplikované mechaniky.



Obr. 6.5: Hydraulický stůl s prototypy vibroizolačních mechanismů

7 Ekonomické zhodnocení

7.1 Hodnotová analýza

Ke stanovení nákladů pro zajištění jednotlivých funkcí technického systému se použila hodnotová analýza. Stejně jako FMEA byla provedena formou workshopu se stejným týmem. Vibroizolační ramena byla analyzována odděleně. Nejprve se týmu vysvětlil princip hodnotové analýzy. Poté byly týmem analyzovány funkce technického systému (viz příloha M). Zahrnuly se pouze hlavní komponenty a jejich nejdůležitější funkce. Za základní funkci bylo zvoleno snížit vibrace.

Tým poté začal vyplňovat matici nákladů. Nejprve se vycházelo z analýzy funkcí. Určení výrobních nákladů bylo týmem stanoveno na základě faktur a odpracovaného času. Pro obě ramena byly uvažovány pouze náklady na přestavbu již stávajících ramen v hydraulickém stole. Oba mechanismy mají společný zásobník vzduchu a prvky řízení pneumatiky, proto byly tyto komponenty započítány do obou analýz pouze z poloviny. Pro jednotlivé elementy tým určil procentuální podíl výrobních nákladů k zajištění jejich funkcí.

Výsledkem analýzy bylo určení výrobních nákladů nutných pro zajištění jednotlivých funkcí technického systému. Pro vibroizolační rameno 1 byly vypočítány nejvyšší výrobní náklady pro funkce „snížit vibrace“ (26,5 %), „regulovat vzduch“ (17,9 %) a „přenést sílu“ (9,5 %). U vibroizolačního ramene 2 to byly funkce „snížit vibrace“ (28,1 %), „tlumit kmitání“ (27,7 %) a „regulovat vzduch“ (10,8 %).

7.2 Vyčíslení nákladů

Jedním z bodů zadání je provést ekonomické zhodnocení inovace. Náklady na oba vibroizolační mechanismy byly vyčísleny zvlášť (viz tab. 7.1). Do tabulky byly přehledně uvedeny náklady včetně DPH na jednotlivé činnosti. Uvažovaly se celkové náklady na přestavbu neodpruženého hydraulického stolu. Náklady na činnosti a díly, které jsou využity z předešlého řešení vibroizolace, byly určeny podle ekonomického zhodnocení v diplomové práci [1]. Ostatní náklady byly určeny podle faktur a vynaložené práce při výrobě prototypu. Do nakupovaných dílů se zahrnuly náklady na pouzdra, dorazy, pneumatické pružiny, tlumič, pneumatické prvky a normalizované součásti. Náklady na vibroizolační rameno 2 jsou oproti prvnímu ramenu vyšší



o 5 360 Kč. Tato suma odpovídá přibližně pořizovací ceně tlumiče Suspa, který stojí 5 173 Kč.

Tab. 7.1: Vyčíslení nákladů inovace

	náklady [Kč]	
	vibroizolační rameno 1	vibroizolační rameno 2
vypalování plechů	790	350
nakupované díly	6 335	11 260
obrábění	1 020	1 395
svařování a povrchová úprava	1 800	2 300
montáž	500	500
Σ nákladů	10 445	15 805
Σ celkových nákladů	26 250	

Náklady na řešení vycházející z kombinace konceptů C a E jsou tedy 26 250 Kč. Pokud by se realizoval pouze koncept C i s tlumením, náklady na výrobu by byly přibližně 19 045 Kč. V případě samotného konceptu E s totožnými vibroizolačními mechanismy v obou ramenech by byly náklady cca 28 449 Kč.



8 Závěr

Řešení diplomové práce vycházelo ze zásad pro vypracování, které jsou uvedeny v zadání. Nejprve byl proveden rozbor konstrukce hydraulického stolu. Detailněji byl popsán vibroizolační mechanismus, který je předmětem inovace. Rešerše byla zpracována při benchmarkingu a průzkumu známých řešení. Benchmarking se orientoval na konkurenční odpružené hydraulické stoly, které jsou na trhu nabízeny k prodeji. Nejvhodnější konkurenční výrobky byly stručně popsány a porovnány s hydraulickým stolem HYDRO – COMFORT. Průzkum známých řešení byl zaměřen nejen na vibroizolaci, ale rovněž na jiné oblasti, jejichž studiem by se dospělo k inovativním řešení. Byla nalezena disertační práce [5], ve které je zkonstruován odpružený stůl pod nosítka. Princip jeho konstrukce pomohl k vytvoření konceptu E. Známa řešení byla také hledána prostřednictvím patentové databáze Espacenet. Při vyhledávání byla použita různá klíčová slova, aby byly opět prozkoumány různé obory. Patenty [7] a [8] přispěly k vyhotovení konceptů.

Při zpracovávání rešerše se také identifikovaly inovační příležitosti, které byly roztrženy v přehledné tabulce. Poté byl sepsán inovační záměr a inovační prohlášení. Vize výrobku byla vibroizolační mechanismus s menšími pasivními odpory oproti stávajícímu řešení. Pro funkci „vychýlit těleso“ byly sestrojeny inovační vektory, které se využily při generování konceptů. Původní vibroizolační mechanismus byl analyzován pomocí vybraných nástrojů metodiky TRIZ. Sestavil se jeho úplný model funkcí, který byl následně předmětem svinování. Svinováním byl navržen nový úplný model funkcí, na jehož základě vznikl koncept C. Technický rozpor z kapitoly 4.3.5 se vyřešil „principem drobení“. Výstupem byl návrh konceptu E. Na základě poznatků získaných z předešlých kroků se sestavila morfologická matice, která usnadnila návrh pěti variant konstrukčních řešení. Výběr finálního konceptu byl proveden podle rozhodovací tabulky. Výsledná varianta byla vytvořena jako kombinace konceptů C a E.

Kinematickým rozbořem se mimo jiné ověřily dva stupně volnosti, které jsou nutné pro funkci vibroizolace. Statické výpočty byly provedeny při maximálním zatížení pro krajní polohy hydraulického stolu (250 mm a 600 mm) metodami uvolňování a virtuálních prací. Výpočty sloužily k ověření statických analýz v softwaru Creo, ve kterém byly vytvořeny simulační modely vibroizolačních mechanismů. Zkoumáno bylo rovněž zatížení pacientem o hmotnosti 70 kg ve statické výšce 400 mm, které se zvolilo



pro hodnocení vibroizolace. Ze zjištěných sil byly experimentálně stanoveny tuhosti pneumatických pružin s tlakovými nádobami. Podle maximální síly byl překontrolován tlak ve zvolené pneumatické pružině Dunlop $4\frac{1}{2}'' \times 2$. Vlastní frekvence byly vypočteny podle dvouhmotového dynamického systému, na který se hydraulický stůl redukoval. V Creo se provedly dynamické simulace pro různé druhy buzení. Byla sestrojena amplitudová frekvenční charakteristika soustavy. Grafy potvrdily vysokou vibroizolační schopnost mechanismů.

Na základě simulačních modelů mechanismů se navrhla detailní konstrukce. Byla vyhotovena kompletní výkresová dokumentace. Revize konstrukce proběhla v týmu metodou FMEA-K. Přijala se různá opatření, kterými se zvýšila spolehlivost mechanismů. Konstrukce byla pevnostně zkontrolována a optimalizována prostřednictvím MKP. V rámci diplomové práce byl vyroben prototyp mechanismů, který byl namontován do hydraulického stolu. Nakonec byla inovace zhodnocena z ekonomického hlediska. Provedla se hodnotová analýza a vyčíslení nákladů.

Všechny cíle zadání jsou splněny. V diplomové práci jsou navrženy dva nové systémy zavěšení pneumatické pružiny. Oba systémy zavěšení vykazují nižší pasivní odpory oproti původnímu řešení. Navíc splňují podmínku minimalizace zásahů do vlastní konstrukce hydraulického stolu. Diplomová práce je zpracována tak, aby se firmě Progres Servis Sibřina spol. s r.o. mohly nabídnout celkem tři možnosti řešení vibroizolace. Firma si tak může zvolit řešení vycházející z konceptu C, konceptu E nebo jejich kombinace.



Použitá literatura

- [1] KOHL, Ondřej. *Pružicí podstavec sanitního lehátka s integrovaným tlumením*. Liberec, 2011. 54 s. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci. Vedoucí práce Lubomír Pešík.
- [2] BAREŠ, Josef. *Polohovací stůl sanitního lehátka s integrovaným pneumatickým vibroizolačním systémem*. Liberec, 2010. 65 s. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci. Vedoucí práce Lubomír Pešík.
- [3] Eden. *Stem emergency system* [online]. 2012 [cit. 2014-04-03]. Dostupné z: <http://www.stem.it/pages/products/shock-absorbing-stretcher-supports/eden.aspx>
- [4] Piuma. *Stem emergency system* [online]. 2012 [cit. 2014-04-03]. Dostupné z: <http://www.stem.it/pages/products/shock-absorbing-stretcher-supports/piuma.aspx>
- [5] HENDERSON, R.J. *A low frequency pneumatic suspension for an ambulance stretcher* [online]. Christchurch, 1997 [cit. 2014-04-03]. 307 s. Dostupné z: http://ir.canterbury.ac.nz/bitstream/10092/6034/1/henderson_thesis.pdf. A Thesis Submitted for the Degree of Doctor of Philosophy. University of Canterbury.
- [6] Espacenet. *EPO* [online]. 2011 [cit. 2014-04-03]. Dostupné z: <http://www.epo.org/searching/free/espacenet.html>
- [7] SHIRAI, Hiroaki a Tomikazu YAMASHITA. *Vibration Proofing device for stretcher in ambulance car* [patent]. Japanese Patent, JPH1119130. Uděleno 1999-01-26. Dostupné z: http://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/biblio?CC=JP&NR=H1119130A&KC=A&FT=D&ND=3&date=19990126&DB=EPODOC&locale=en_EP
- [8] GLASS, Michael F. *Device for limiting rotation of an axle in a leaf spring eye and suspension system featuring same* [patent]. Canadian Patent, CA2686020. Uděleno 2010-05-24. Dostupné z: http://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/originalDocument?CC=CA&NR=2686020A1&KC=A1&FT=D&ND=3&date=20100524&DB=EPODOC&locale=en_EP



- [9] MAŠÍN, Ivan. *Inovační inženýrství: plánování a návrh inovovaného výrobku*. Vyd. 1. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2012, 178 s. ISBN 978-80-7372-852-6.
- [10] MAŠÍN, Ivan a Pavel JIRMAN. *Metody systematické kreativity*. Vyd. 1. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2012, 138 s. ISBN 978-80-7372-853-3.
- [11] VRZALA, Rudolf a Iva PETŘÍKOVÁ. *Mechanika I: (statika)*. Vyd. 1. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2009/2010, 238 s. ISBN 978-80-7372-570-9.
- [12] *Dunlop Air Bellows*. England, 2012. Dostupné z: <http://www.dunlopsystems.com/documents/Bellows%20Catalogue%20-%20February%202012.pdf>
- [13] PEŠÍK, Lubomír a Fritz Jochen SCHMIDT. *Minimization of machine vibrations*. Vyd. 1. Zittau: Hochschule Zittau/Görlitz, 2010, 64 s. ISBN 978-80-7372-594-5.
- [14] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010, 2 sv. (226, 236 s.). ISBN 978-80-7372-574-72.
- [15] KLEGRAEFE, Nicole. *Force plate reliability and dynamics for ambulance vibration suppression* [online]. Worcester, 2010 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: http://www.wpi.edu/Pubs/E-project/Available/E-project-042810-110012/unrestricted/Force_Plate_MQP_Final_2010.pdf. A Major Qualifying Project Report. Worcester Polytechnic Institute.
- [16] *Kluzná pouzdra SKF*. Švédsko, 2000. Dostupné z: <http://www.loziskavilim.cz/files/KluznaPouzdraSKF.pdf>
- [17] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-736-1011-6.



Přílohy

A Seznam inovačních příležitostí

Tab. 9.1: Seznam inovačních příležitostí

Charakteristiky	Inovační příležitosti
vibroizolace	pneumatická pružina s regulací tuhosti pomocí rozdílu tlaků
	pneumatická pružina s regulací tuhosti pomocí pístu
	pneumatický píst
	hydropneumatická pružina
	tlumení omezením proudění vzduchu
	zvýšení vibroizolační účinnosti
systém zavěšení	pákový mechanismus
	nůžkový mechanismus
	ocelové lanko
	vačkový mechanismus
	zkrutná tyč
	objímková pružina
	řetězový převod
	řemenový převod
pasivní odpory	listová pružina
	kluzná pouzdra z bronzu
	kluzná pouzdra z kompozitu
	kuličková ložiska
	jehlová ložiska
ostatní	uložení se značnou vůlí
	snížení doby montáže
	snížení ceny
	snížení doby údržby
	minimalizace úprav pro dodatečnou montáž mechanismu
	snížení hmotnosti

B Harmonogram DP

Kvůli rozsahu je vložen do boxu pro diplomovou práci.

C Inovační vektory

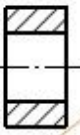
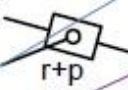
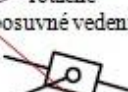
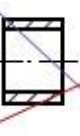
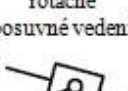
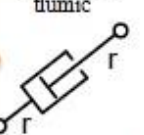
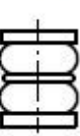
Kvůli rozsahu jsou vloženy do boxu pro diplomovou práci.



D Metodika TRIZ

Kvůli rozsahu je vložena do boxu pro diplomovou práci.

E Morfologická matice

	funkce	možnosti řešení				
a	umožnit rotaci	pouzdro 	kluzné pouzdro 	jehlové ložisko 	zkrutná tyč 	listová pružina 
b	vychýlit těleso	páka 	lanko 	rotačně posuvné vedení 	kolíbka 	
c	vychýlit těleso	páka 	lanko 	rotačně posuvné vedení 	kolíbka 	
d	umožnit rotaci	pouzdro 	kluzné pouzdro 	jehlové ložisko 	zkrutná tyč 	listová pružina 
e	vychýlit těleso	páka 	lanko 	rotačně posuvné vedení 	kolíbka 	
f	tlumit kmitání	hydraulický tlumič 	omezení proudění vzduchu 			
g	snížit vibrace	pneumatická pružina 	hydropneumatická pružina 	pneumatický válec 		
		■ Koncept A ● Koncept B ▲ Koncept C ■ Koncept D ● Koncept E				

Obr. 9.1: Morfologická matice



F Metoda uvolňování

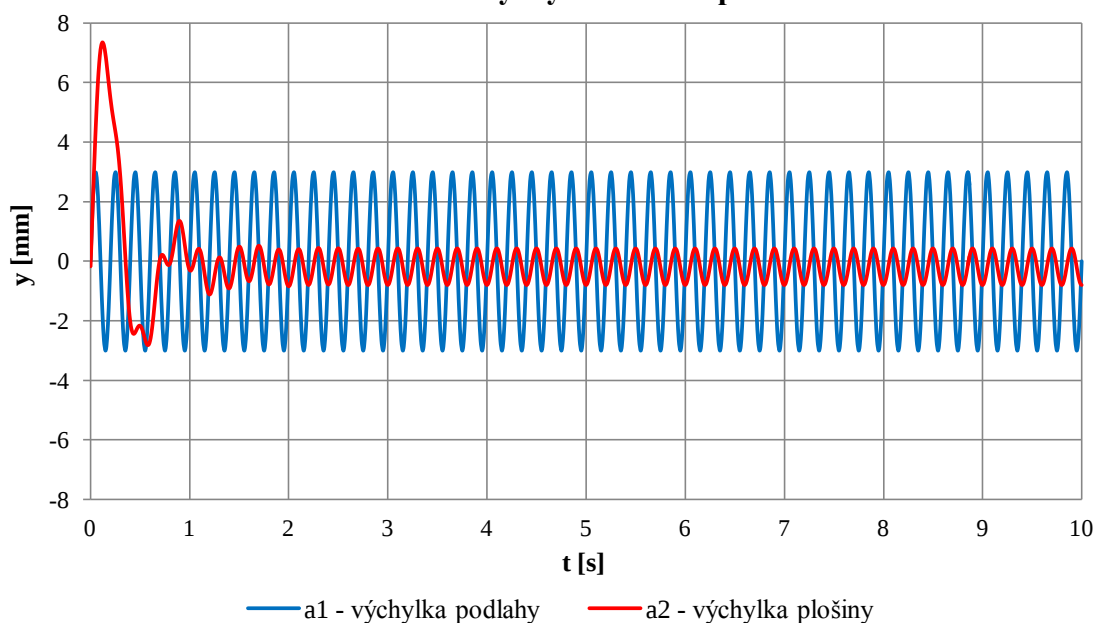
Kvůli rozsahu je vložena do boxu pro diplomovou práci.

G Metoda virtuálních prací

Kvůli rozsahu je vložena do boxu pro diplomovou práci.

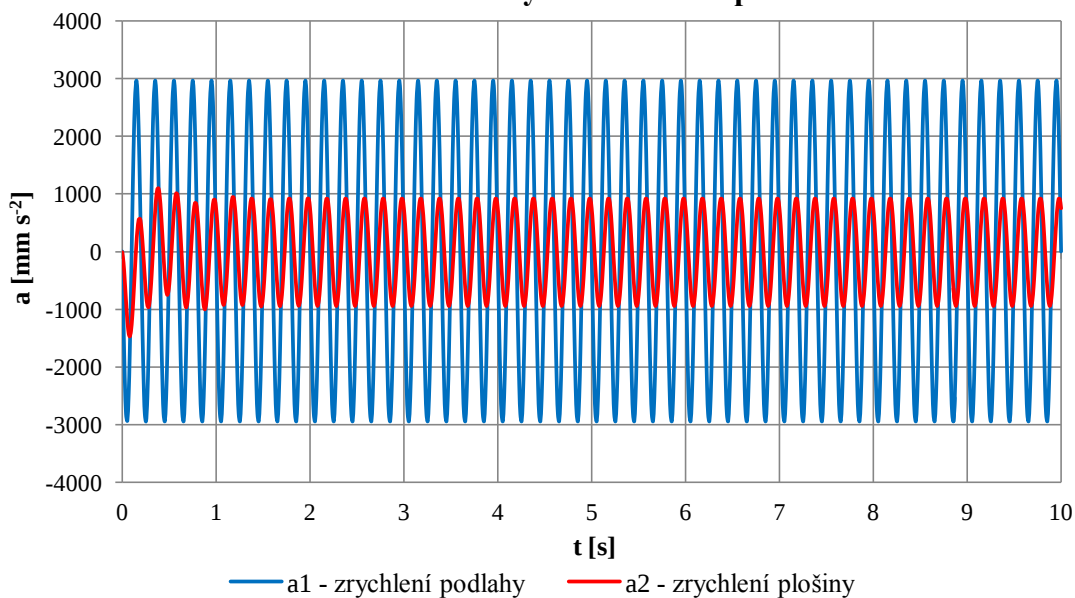
H Výsledky dynamických simulací

Závislosti výchylek na čase pro 5 Hz



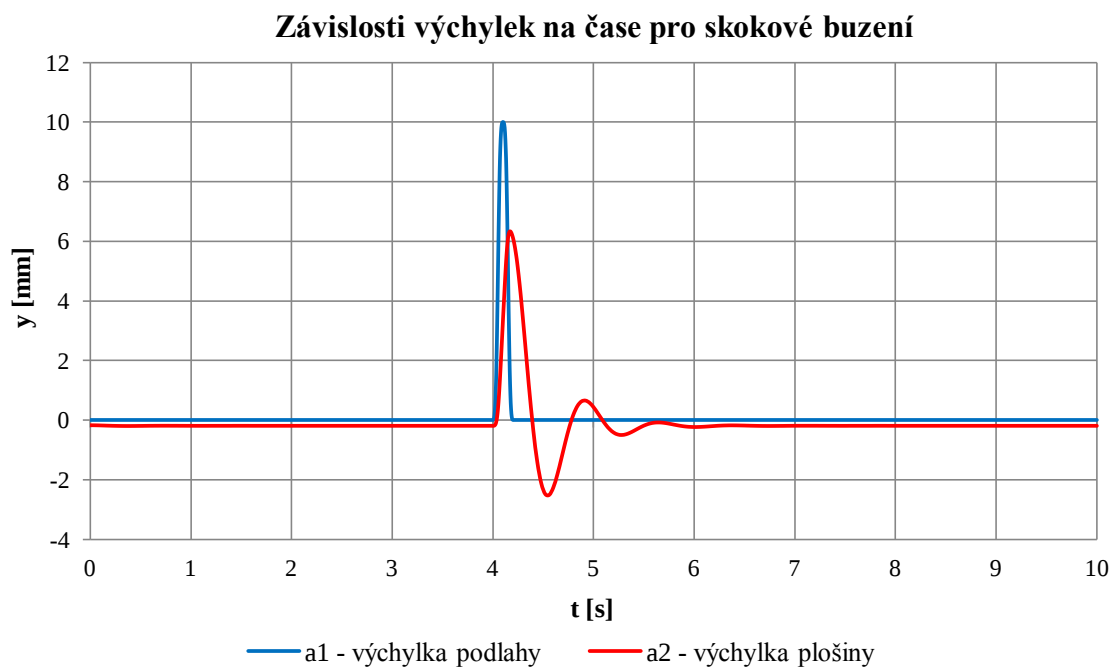
Graf 9.1: Průběhy výchylek pro buzení s frekvencí 5 Hz a amplitudou 3 mm

Závislosti zrychlení na čase pro 5 Hz

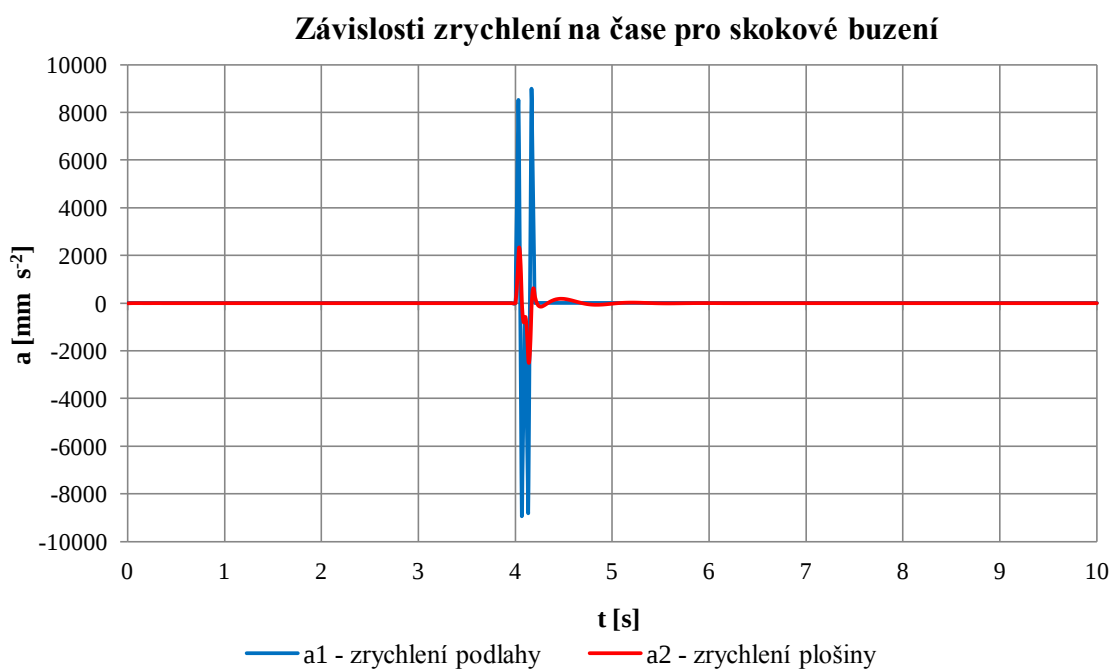


Graf 9.2: Průběhy zrychlení pro buzení s frekvencí 5 Hz a amplitudou 3 mm





Graf 9.3: Průběhy výchylek pro skokové buzení s maximem 10 mm



Graf 9.4: Průběhy zrychlení pro skokové buzení s maximem 10 mm

I Výkresová dokumentace

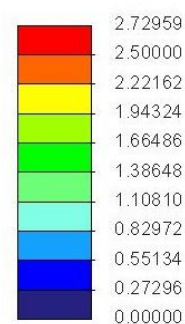
Hlavní výkresy sestav jsou vloženy do boxu pro diplomovou práci. Kvůli rozsahu jsou ostatní výkresy pouze na CD.

J FMEA-K

Kvůli rozsahu je vložena do boxu pro diplomovou práci.

K Výsledky MKP

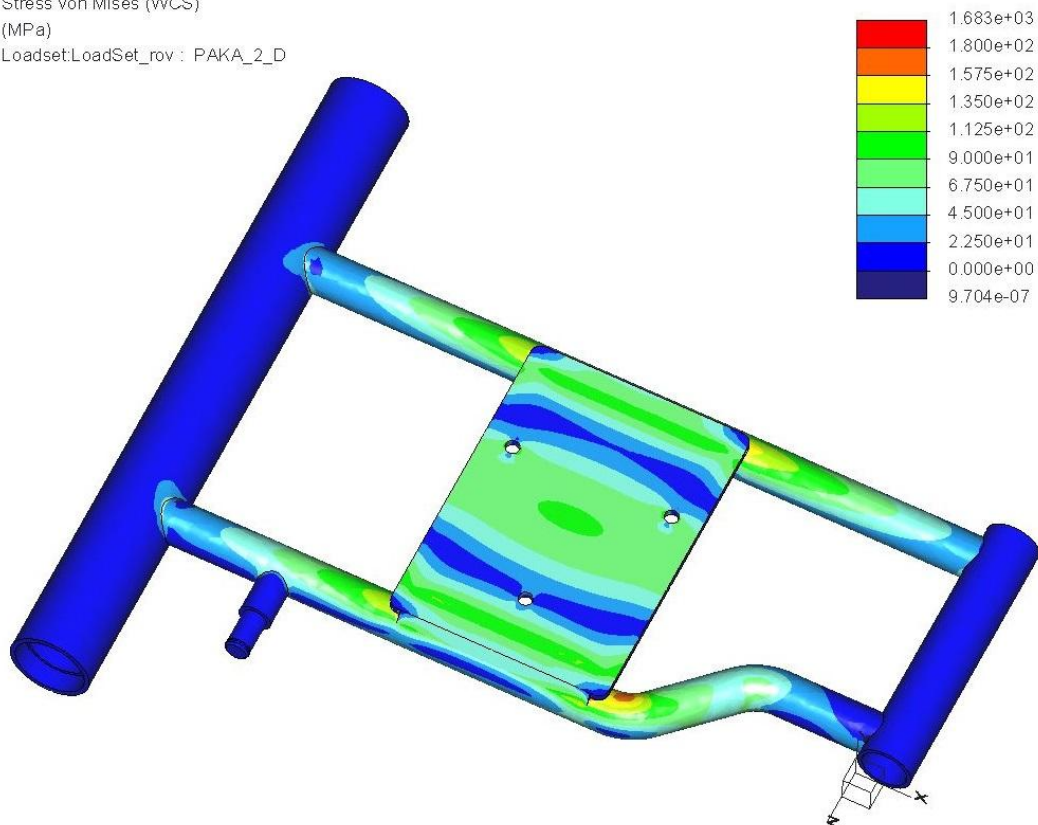
Displacement Mag (WCS)
 (mm)
 Max Disp: 2.7296E+00
 Loadset:_rov : PAKA_1_H



Obr. 9.2: Rozložení posunutí páky vibroizolačního mechanismu 1

Stress von Mises (WCS)
 (MPa)

Loadset:LoadSet_rov : PAKA_2_D

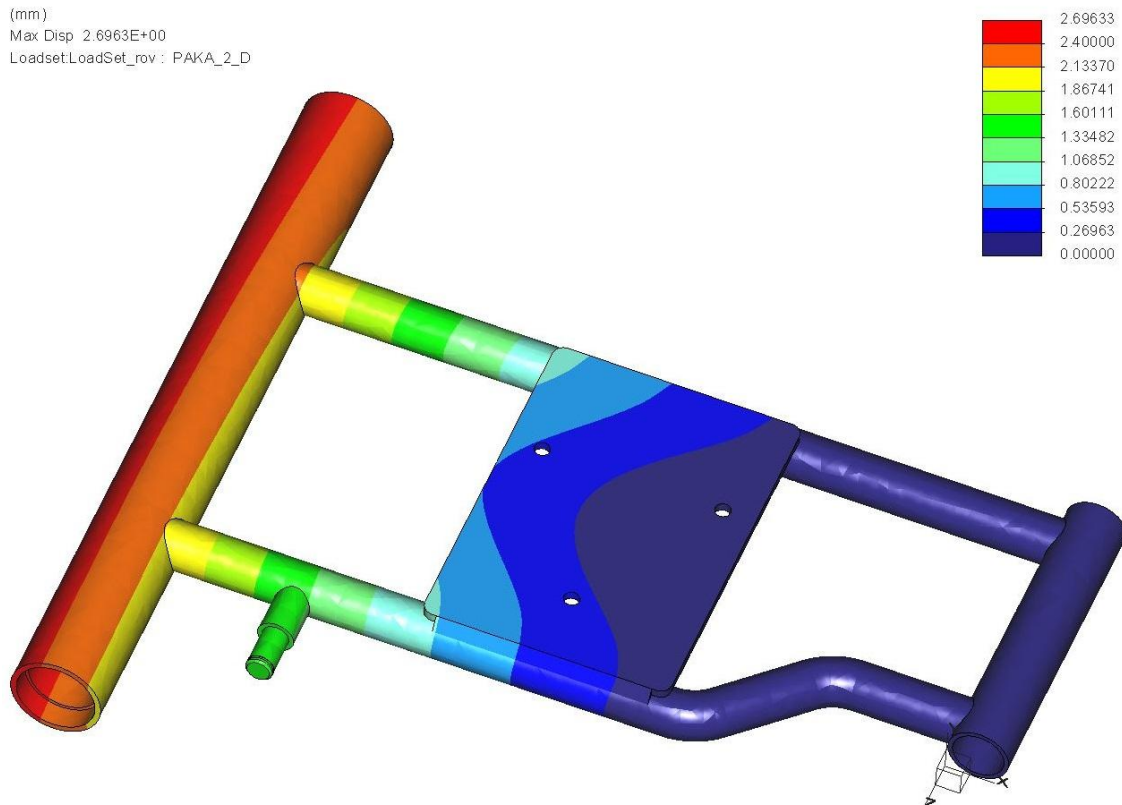


Obr. 9.3: Rozložení napětí páky vibroizolačního mechanismu 2

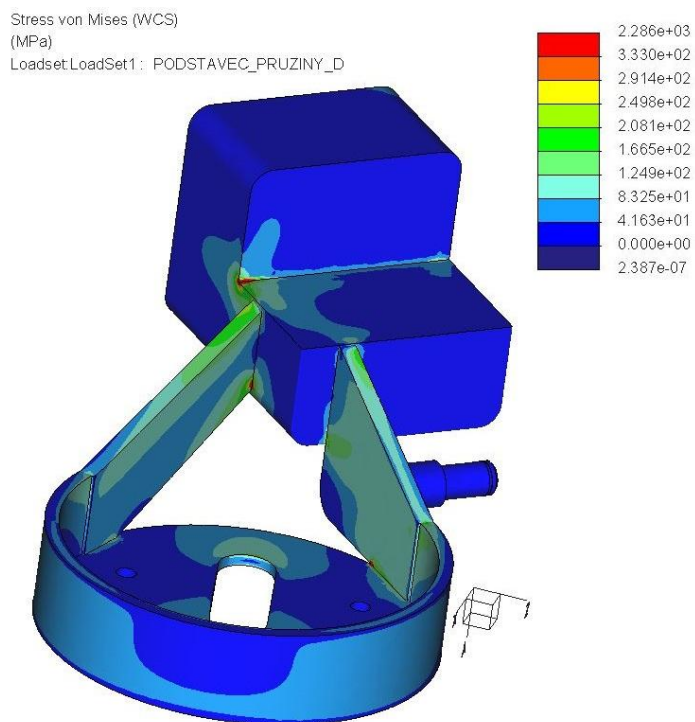
Displacement Mag (WCS)
 (mm)

Max Disp 2.6963E+00

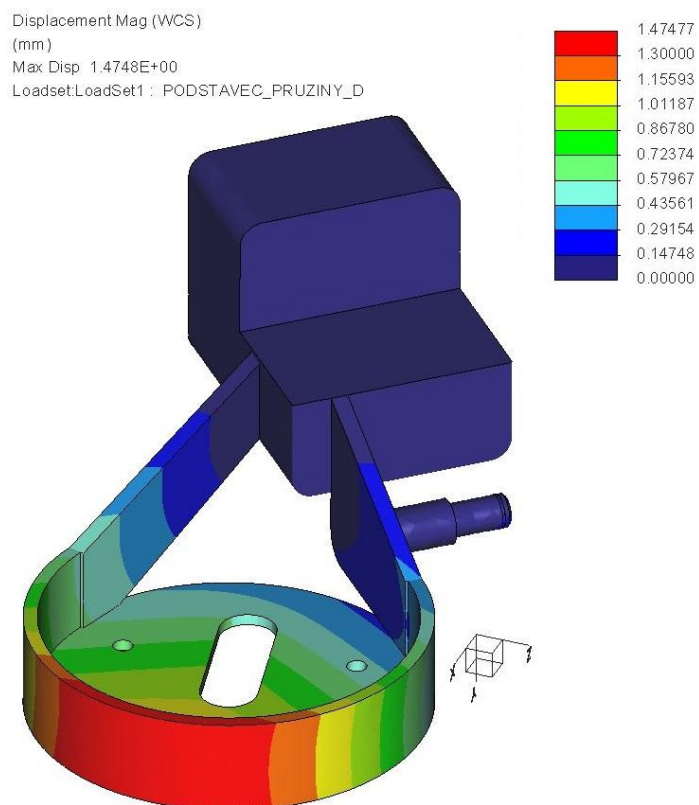
Loadset:LoadSet_rov : PAKA_2_D



Obr. 9.4: Rozložení posunutí páky vibroizolačního mechanismu 2

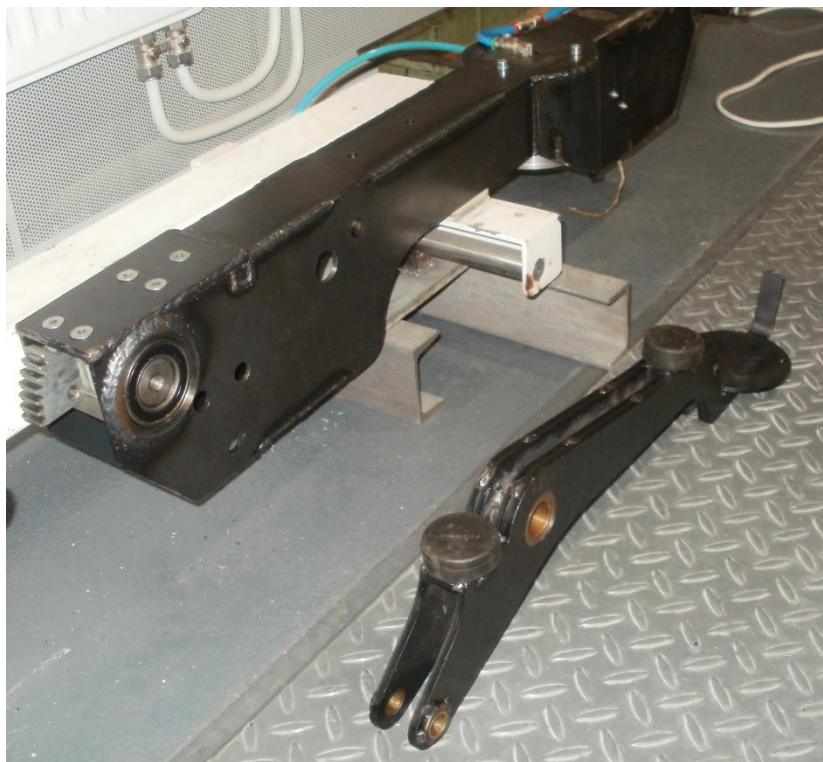


Obr. 9.5: Rozložení napětí podstavce pružiny



Obr. 9.6: Rozložení posunutí podstavce pružiny

L Snímky prototypu



Obr. 9.7: Vibroizolační mechanismus 1



Obr. 9.8: Vibroizolační mechanismus 2

M Hodnotová analýza

Kvůli rozsahu je vložena do boxu pro diplomovou práci.

N Přiložené CD

Obsah CD:

- text diplomové práce
 - diplomova_prace_2014_Kamil_Hubner.pdf
 - diplomova_prace_2014_Kamil_Hubner.docx
- přílohy diplomové práce
 - uspořádaný podle obsahu diplomové práce
- konstrukce
 - CAD model hydraulického stolu HYDRO – COMFORT s inovovanými vibroizolačními mechanismy
- video dynamických simulací

