



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

**Ústav automobilů, spalovacích
motorů a kolejových vozidel**

Svislé zatěžování experimentálního podvozku

Vertical loading of the experimental bogie

Bakalářská práce

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Jan Kalivoda Ph.D

Ondřej Cvrček

Praha 2016

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Cvrček** Jméno: **Ondřej** Osobní číslo: **408932**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce: **Svislé zatěžování experimentálního podvozku**

Název bakalářské práce anglicky: **Vertical loading of the experimental bogie**

Pokyny pro vypracování:
1. Seznamte se s experimentálním podvozkem pro kladkový stav ČVUT a navrhnete systém jeho svislého zatěžování. 2. Proveďte základní pevnostní kontrolu dílů. 3. Vytvořte sestavný výkres navrženého řešení.

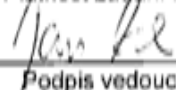
Seznam doporučené literatury:
[1] Bauer, P., Kalivoda, J.: Experimentální výzkum na kladkovém zkušebním stavu ČVUT, Nová železniční technika 2006/2.
[2] ŠVEJNOCH, V: Teorie kolejových vozidel [3] Jaschinski, A. et al.: The Application of roller rigs to railway vehicle dynamics, Vehicle System Dynamics 31 (1999) [4] Iwnicki, S.: Handbook of Railway Vehicle Dynamics, Taylor and Francis 2006, Chap. 14 Roller Rigs. [5] ŠVEJNOCH, V: Teorie kolejových vozidel [6] Odborné časopisy, fremní literatura, normy

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce: **Ing. Jan Kalivoda Ph.D.**

Jméno a pracoviště konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **18.04.2016** Termín odevzdání bakalářské práce: **30.06.2016**

Platnost zadání bakalářské práce: _____


 _____
Podpis vedoucí(ho) práce

 _____
Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

20.4.2016
Datum převzetí zadání

 _____
Podpis studenta(ky)



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Svislé zatěžování experimentálního podvozku“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jana Kalivody Ph.D s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 26. 6. 2016

Ondřej Cvrček

.....



Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval Ing. Janu Kalivodovi za odborné vedení, cenné rady a připomínky při tvorbě mé bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval své rodině a přítelkyni za podporu při studiu.



Anotační list

Jméno autora:	<i>Ondřej Cvrček</i>
Název BP:	<i>Svislé zatěžování experimentálního podvozku</i>
Anglický název:	Vertical loading of the experimental bogie
Rok:	2016
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	<i>Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel</i>
Vedoucí BP:	<i>Ing. Jan Kalivoda Ph.D</i>
Bibliografické údaje:	počet stran: 33
	počet obrázků: 23
	počet tabulek: 0
	počet příloh: 3
Klíčová slova:	svislé zatížení, experimentální podvozek, kladkový stav
Keywords:	vertical loading, experimental bogie, roller rig

Anotace:

Cílem této bakalářské práce je navrhnout konstrukční řešení systému svislého zatěžování nového experimentálního podvozku, který se používá pro simulace jízdy kolejového vozidla na Ústavu automobilů spalovacích motorů a kolejových vozidel ČVUT. Pro zadané maximální zatížení provést rozbor silových účinků na experimentální podvozek, zpracovat pevnostní a návrhové výpočty pro všechny důležité součásti a vytvořit sestavný výkres celé sestavy zatěžování.

Abstract:

The aim of this bachelors work is to design structural solution for system of vertical loading new experimental bogie, which is used for the simulation of railway vehicle ride at Dept. of Automobiles, Internal Combustion Engines and Railway Vehicles CTU. For the specified maximum loading analyze the forces acting on an experimental bogie, process design and strength calculations for all critical components and create the drawing of the whole loading assembly.



Seznam použitých veličin

symbol	název/definice veličiny	jednotka
F_y	příčná síla	[N]
F_{ymax}	celková příčná síla	[N]
F_z	svislá síla	[N]
F_{za}	axiální složka svislé síly při natočení	[N]
F_{zr}	radiální složka svislé síly při natočení	[N]
R_{Az}	svislá reakce v bodě A	[N]
R_{Bz}	svislá reakce v bodě B	[N]
F_a	axiální síla (ložisko)	[N]
F_r	radiální síla (ložisko)	[N]
F_x	podélná síla (příčně působící na lineární vedení)	[N]
P_i	dynamické ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
P_{lv}	dynamické ekvivalentní zatížení lineárního vedení	[N]
P_o	statické ekvivalentní zatížení	[N]
C_{dyni}	dynamická únosnost	[N]
C_o	statická únosnost	[N]
V_c	celkový objem závaží	[m ³]
V_i	objem jednoho závaží	[m ³]
m	celková hmotnost závaží	[kg]
ρ_o	hustota oceli	[kg·m ⁻³]
i	počet závaží	[1]
a_{max}	maximální příčné zrychlení	[m·s ⁻²]
g	gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
T	perioda	[s]
ω	úhlová rychlost	[rad·s ⁻¹]
t	čas	[s]
y_{max}	maximální výchylka závaží	[mm]
\dot{y}	rychlost závaží	[ms ⁻¹]
\ddot{y}	zrychlení závaží	[ms ⁻²]
l_{min}	minimální délka hřídele	[mm]
d_z	vnitřní průměr závaží	[mm]
D_z	vnější průměr závaží	[mm]
h_z	výška závaží	[mm]
a, b	délkové rozměry	[mm]
d_t	vnitřní průměr trubky	[mm]
D_t	vnější průměr trubky	[mm]



D_l	ložiskový průměr trubky	[mm]
D_p	průměr přírubové části trubky	[mm]
b_p	výška přírubové části trubky	[mm]
b_d	šířka desky	[mm]
h_d	výška desky	[mm]
X	koeficient radiální síly	[1]
Y	koeficient axiální síly	[1]
α	úhel natočení kladkového stavu	[°]
σ_{do}	dovolené ohybové napětí	[N·mm ⁻²]
τ	smykové napětí	[N·mm ⁻²]
p	tlakové napětí	[N·mm ⁻²]
W_o	průřezový modul v ohybu	[mm ³]
e	součinitel pro porovnání axiální a radiální síly	[1]
L_h	životnost	[hod]
k	bezpečnost vztažená vůči dovolenému ohybovému napětí	[1]
f	statický bezpečnostní faktor (lin. vedení)	[1]
s	dynamický bezpečnostní faktor (ložiska)	[1]
s_o	statický bezpečnostní faktor (ložiska)	[1]
M_{omax}	Maximální ohybový moment	[N·mm]

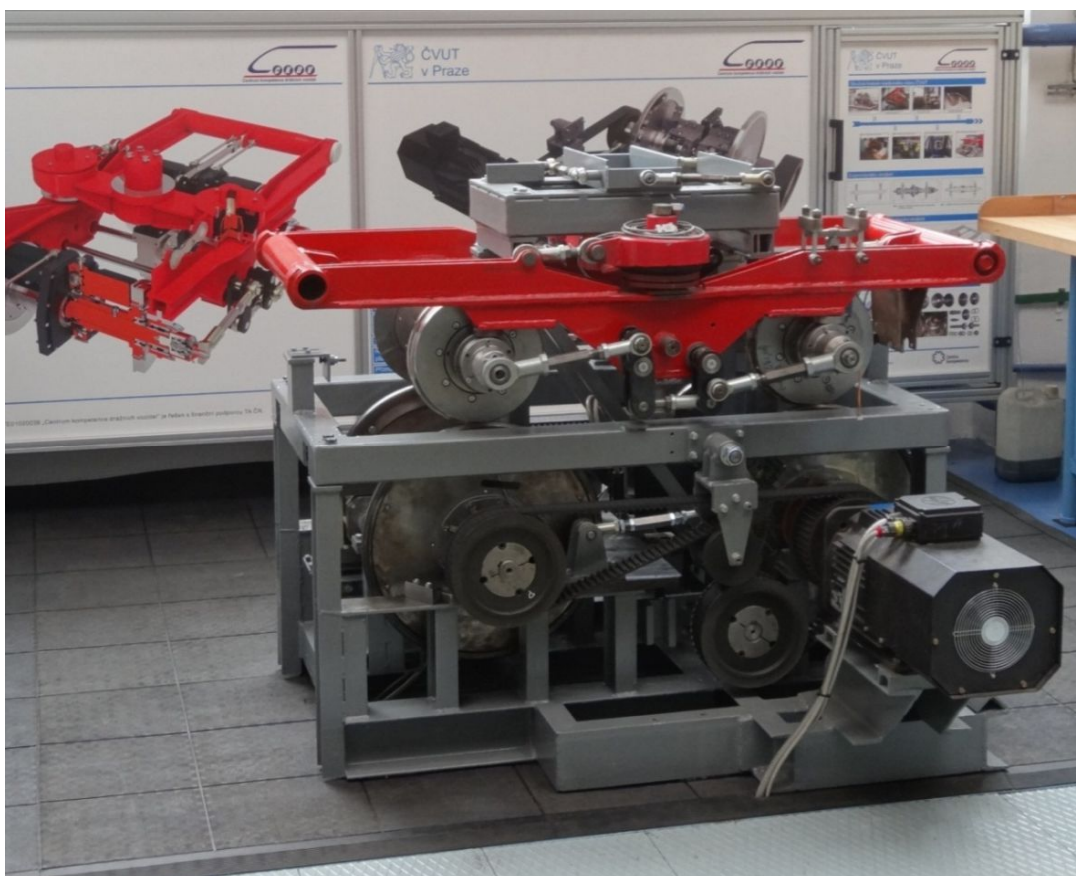


Obsah

1	Původní kladkový stav	1
1.1	Způsob zatěžování	2
1.2	Nový experimentální podvozek	3
2	Zadaní bakalářské práce.....	4
3	Navrhované řešení.....	5
4	Zatížení.....	6
4.1	Svislé zatížení (osa z)	6
4.2	Harmonický pohyb (osa y).....	6
4.3	Příčné zatížení (osa y).....	9
4.4	Závaží.....	10
4.5	Reakce pro lineární vedení.....	11
5	Pevnostní a návrhové výpočty	12
5.1	Hřídel.....	12
5.2	Ložiska	13
5.3	Trubka	15
5.4	Deska	18
5.5	Lineární vedení.....	19
6	Zajištění polohy	21
7	Závěr.....	22
	Seznam použité literatury.....	24
	Seznam použitých katalogů	24
	Seznam grafů.....	24
	Seznam obrázků	25
	Seznam příloh.....	25

1 Původní kladkový stav

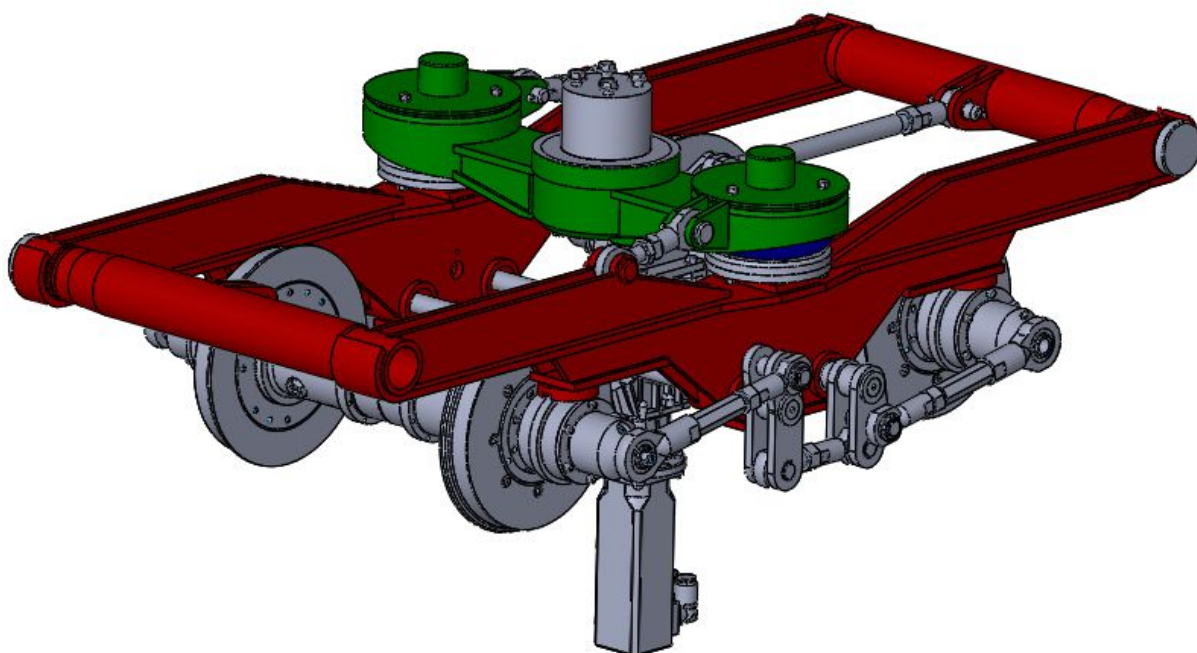
Tato verze kladkového stavu vznikla v druhé polovině 90. let, kdy byl kompletně přestavěn původní jednonápravový kladkový stav. Byl prodloužen základní rám, přidána druhá náprava a doplněna také druhá dvojice kladek. Následoval další asi dvacetiletý vývoj, který obsahoval mnoho konstrukčních úprav a přidávání měřicích zařízení (obr. 1.1). K základnímu rámu kladkového stavu, který je tvořen válcovanými profily, jsou připevněny ložiskové skříně pro zadní dvojici kladek. Přední dvojice je připevněna k rámu přes speciální otočnou desku, která umožňuje natočení kladek kolem geometrické svislé osy celého kladkového stavu k simulování zakřivení trati při průjezdu obloukem. Každá strana stavu má svůj vlastní motor pohánějící jak přední, tak zadní kladky (obr. 1.1). Toto uspořádání umožňuje simulovat rozdílnou dráhu kolejnice na vnitřní a vnější straně při průjezdu obloukem.



Obr. 1.1 Nainstalovaný původní experimentální podvozek

1.1 Způsob zatěžování

Rám původního experimentálního podvozku je složen ze dvou svařenců, které jsou diagonálně kloubově spojeny (na obr. 1.1 červená barva). K rámu podvozku jsou připevněny ložiskové skříně s NU válečkovými ložisky, ve kterých jsou uloženy nápravy obou dvojkolí. Na rámu je také konstrukce pro svislé zatížení (zelená barva). Zde je svislé zatížení realizováno pomocí dvou vzduchových vlnovců (modrá barva), které jsou umístěny na středu levé i pravé části podvozku a tlakem vzduchu vyvozují zatížení. Další vlnovec je použit i na simulování zatížení v příčném směru. Tento způsob vyžaduje oddělené ovládání zatížení ve svislém a příčném směru. Příčný vlnovec vyvozuje pouze bodovou příčnou sílu, což neodpovídá reálné situaci a vytváří i další nežádoucí silové účinky. Z toho důvodu bude zatěžování realizováno zcela jiným způsobem.



Obr. 1.2 CAD model předešlého podvozku

1.2 Nový experimentální podvozek

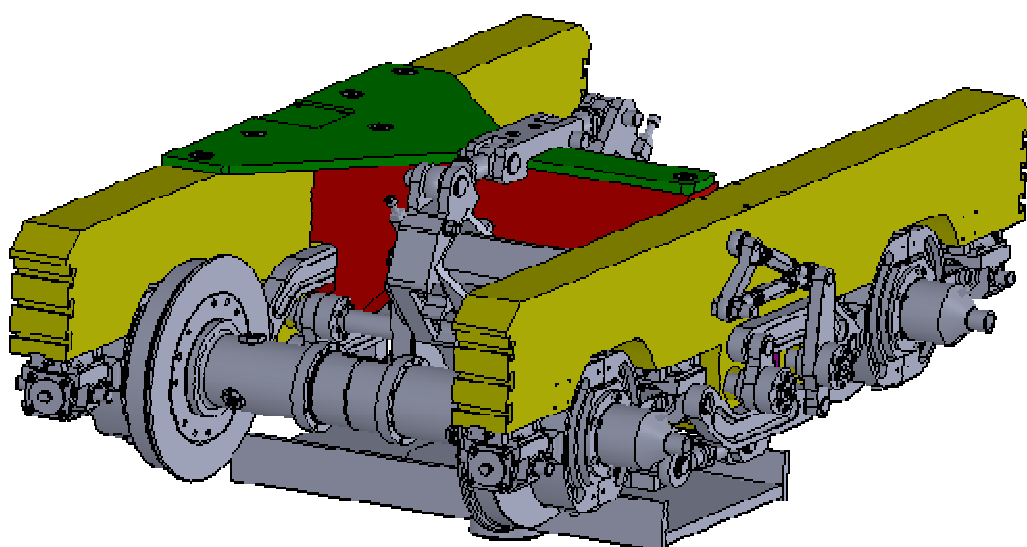
V současné době je v laboratořích ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel na Julisce nainstalovaný již nový experimentální podvozek. Tento podvozek byl nainstalován ke konci roku 2015. Rám je tvořen ze dvou podélníků (na obr. 2.1 žlutá barva) a jednoho příčnicku (červená barva). K rámu jsou připevněny ložiskové skříně, ve kterých jsou uloženy nápravy obou dvojkolí. Aby bylo dosaženo požadovaného dotyku mezi koly a kladkami, i přes absenci primárního vypružení podvozku, jsou podélníky vůči sobě otočné a tvoří tak poddajný rám. Jak je vidět na obr. 1.3, kde je již experimentální podvozek nainstalován, nemá zatím žádné svislé zatížení, které by simulovalo skříně kolejového vozidla. Vzhledem k dřívějším problémům a dostatku prostoru bylo rozhodnuto, že nejvhodnější varianta bude ta, kde budou použita mechanická závaží. Ta budou simulovat svislé zatížení podvozku. Při natočení celého nového kladkového stavu kolem osy x a využití vlastní tíhy závaží lze simulovat i příčné zatížení.



Obr. 1.3 Nainstalovaný nový experimentální podvozek

2 Zadaní bakalářské práce

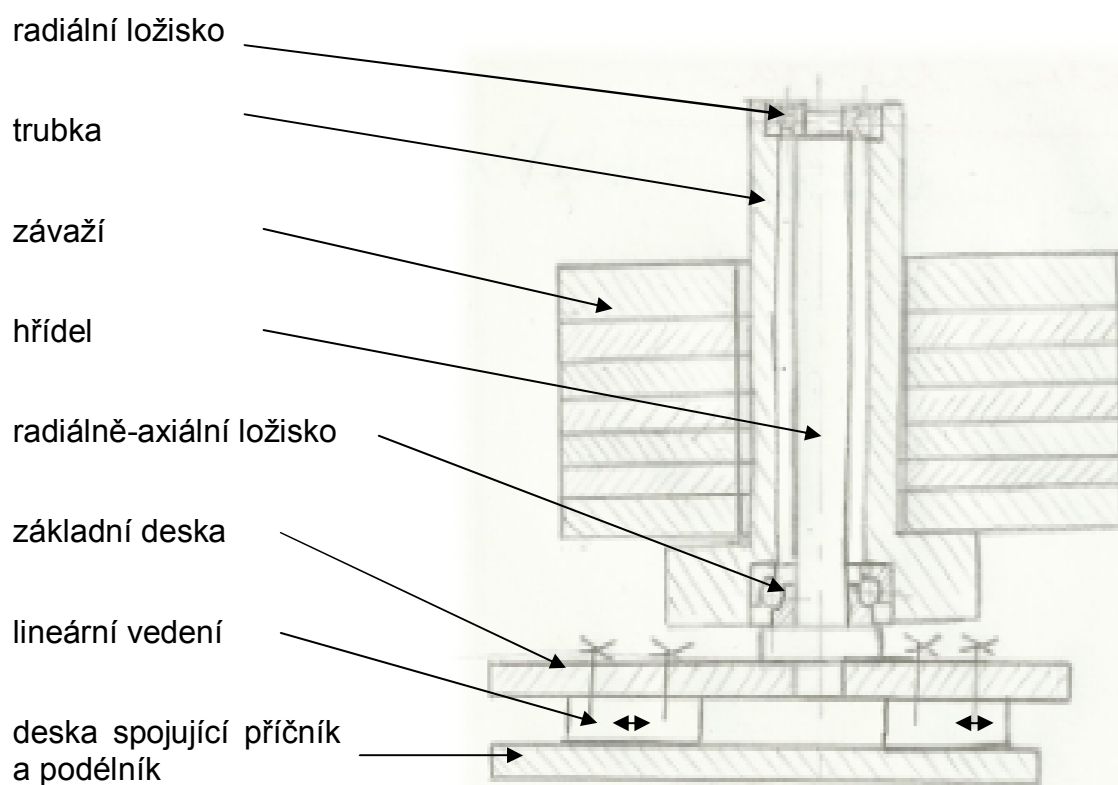
Aby se simulace co nejvíce přiblížily reálné situaci, je zapotřebí navrhnout systém svislého zatěžování, který bude simulovat skříň kolejového vozidla, provést základní pevnostní a návrhové výpočty, a zpracovat sestavný výkres. Aby bylo docíleno požadovaného maximální dovoleného zatížení na jednu nápravu v použitém měřítku, je potřeba na podvozek přidat závaží o celkové hmotnosti 750kg. Kvůli vzájemnému pohybu skříň kolejového vozidla a podvozku, který je umožněn sekundárním vypružením, se skříň může posunout mimo svislou geometrickou osu podvozku. Tuto skutečnost je zapotřebí simulovat také, a proto musíme zajistit posun závaží v příčném směru, a to o $\pm 50\text{mm}$ od geometrického středu podvozku. Díky kuželovitosti jednotlivých kol, vykonává kolejové vozidlo při svém dopředném pohybu i harmonický kmitavý pohyb v příčném směru. Tento pohyb je zdrojem dynamických silových účinků působící na podvozek. I tyto síly budeme uvažovat při dimenzování jednotlivých součástí. Parametry harmonického pohybu jsou součástí zadání, maximální výchylka závaží $y_{max} = 0,005\text{m}$ a perioda $T = 0,5\text{s}$. Prostorová omezení nejsou téměř žádná, pouze je potřeba celou sestavu zatěžování připevnit k základnímu rámu přes původní desku. (na obr. 2.1 zelená barva). Tvar desky musí být zachován, nicméně je možné ho upravit.



Obr. 2.1 CAD model experimentálního podvozku bez svislého zatěžování

3 Navrhované řešení

Způsob svislého zatěžování byl prakticky znám již od začátku. Bylo rozhodnuto, že nejvhodnější varianta bude klasické mechanické zatížení využívající několik závaží. Navržená sestava zatěžování se bude skládat z vodorovné základní desky, svislé hřídele, rozebíratelně připojené k desce, trubky, která bude nasunuta na hřídel, na kterou budou pokládána jednotlivá závaží. Hřídel a trubka budou vůči sobě uloženy na ložiskách, zajišťujících možné vzájemné otáčení, aby nedocházelo k nereálnému navýšení setrvačných momentů, který by vznikaly otáčením závaží kole osy z společně s podvozkem. Celá tato sestava bude připevněna přes lineární vedení, umožňující požadované vyosení svislé síly, k rámu celého kladkového stavu. Celkové schéma navrženého řešení je vidět na obr. 3.1. Vyosení bude vymezeno pomocí mechanických dorazů, připevněných v mezních polohách na příslušných deskách. Sestava je navržená s ohledem na budoucí montáže příčného vypružení. Pro toto vypružení je možné použít zbylé místo na desce spojující příčník a podélník a základní desku. Mezi těmito dvěma deskami bude potřeba zajistit vypružení o požadované tuhosti. Vypružení není součástí této bakalářské práce.



Obr. 3.1 Náčrt celkového řešení



4 Zatížení

Abychom docílili maximálního dovoleného zatížení na jednu nápravu, je potřeba podvozek zatížit modelem skříňně kolejového vozidla. Díky dostatku prostoru a žádného dalšího ovládání bude toto zatěžování realizováno mechanicky pomocí patnácti padesátikilových kruhových závaží o celkové hmotnosti 750kg. Taková hmotnost vyvine požadovanou svislou sílu, na kterou bude vše dimenzováno. K této síle se postupně přidají další složky, které budou vyplývat z pohybů celého kladkového stavu. Jsou uvažovány celkem 3 zdroje zatížení.

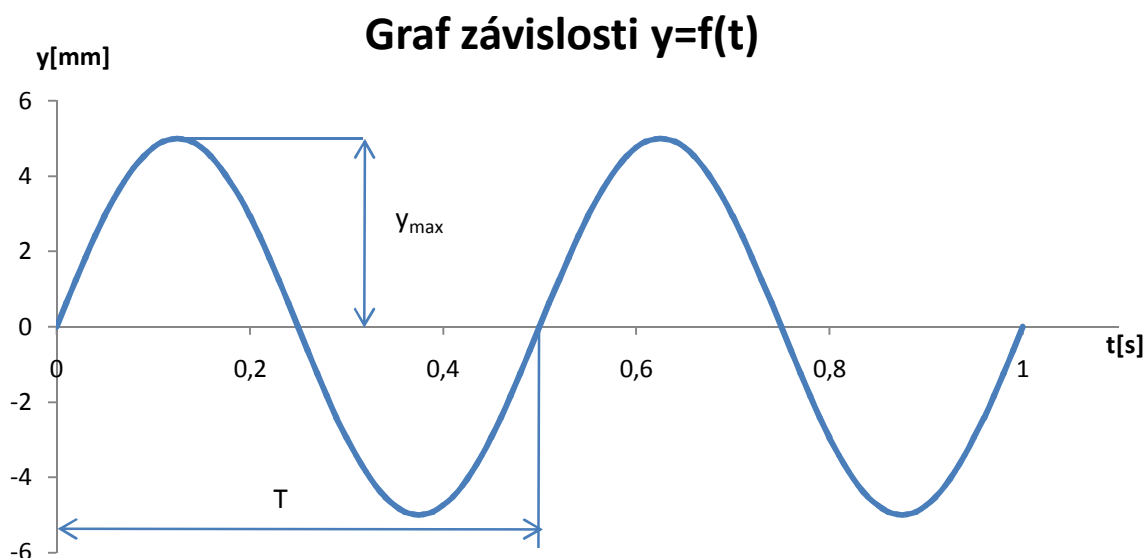
4.1 Svislé zatížení (osa z)

V ose z bude podvozek namáhán pouze svislou silou, kterou vypočítáme z celkové hmotnosti závaží a gravitačního zrychlení.

$$F_z = m \cdot g = 750 \cdot 9,81 = 7\,357,6 \cong 7\,360\text{N} \quad 4.1.1$$

4.2 Harmonický pohyb (osa y)

Jelikož bude celý podvozek během jízdy vykonávat harmonický kmitavý pohyb v ose y, bude na něj působit příčné zrychlení a a tudíž i příčná síla. Toto příčné zrychlení vypočítáme z parametrů kmitavého pohybu, které jsou zachyceny v grafu 4.1.



Graf 4.1 Závislost výchylky y na čase t

$$y_{max} = 0,005m; T = 0,5s \quad 4.2.1$$

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{T} = \frac{2 \cdot \pi}{0,5} = 4\pi \cong 12,6rad \cdot s^{-1} \quad 4.2.2$$

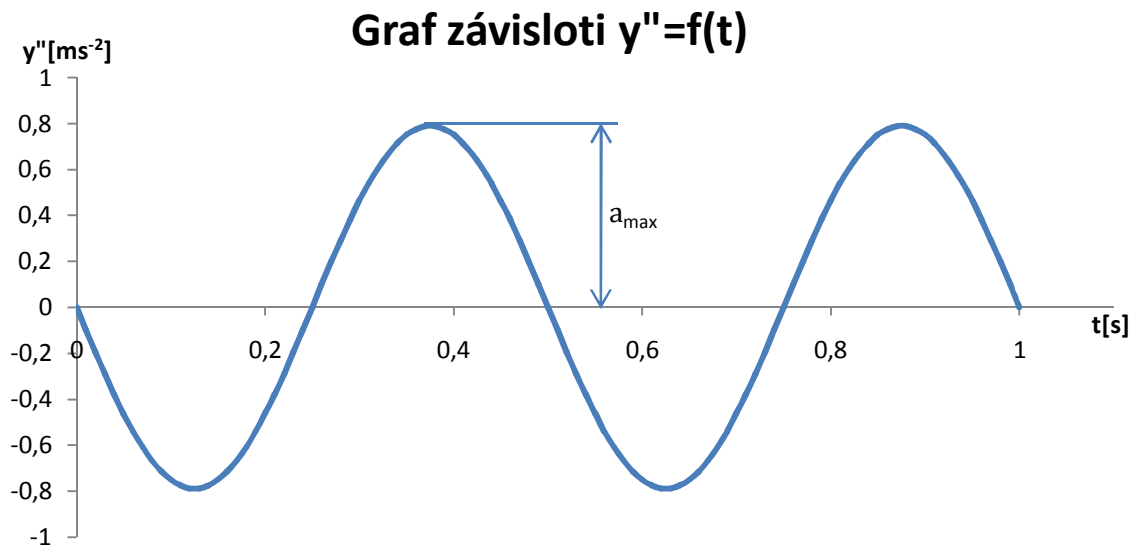
Požadované zrychlení vypočítáme pomocí 2. derivace rovnice obecného harmonického pohybu, ze které dostaneme maximální hodnotu zrychlení v příčném směru.

$$y = y_{max} \cdot \sin \omega t \quad 4.2.3$$

$$\dot{y} = y_{max} \cdot \omega \cdot \cos \omega t$$

$$\ddot{y} = -y_{max} \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t$$

Závislost zrychlení na čase vyneseme do grafu 4.2, ze kterého lze jednoduše již odečíst hodnotu a_{max} , nebo ji můžeme vypočítat jako velikost amplitudy harmonického průběhu zrychlení.



Graf 4.2 Závislost zrychlení y'' na čase t

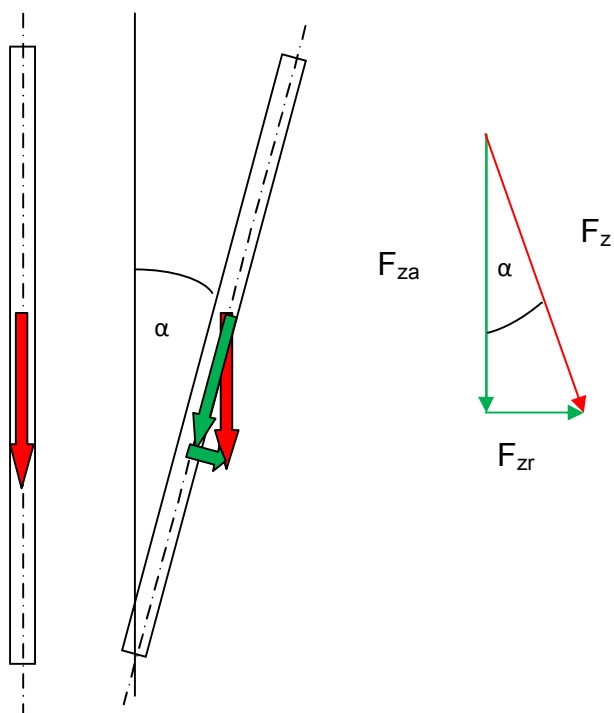
$$a_{max} = y_{max} \cdot \omega^2 = 0,005 \cdot 4\pi^2 = 0,79 \cong 0,8 m \cdot s^{-2} \quad 4.2.4$$

A dopočítáme příčinnou sílu.

$$F_y = m \cdot a = 750 \cdot 0,8 = 600 N \quad 4.2.5$$

Toto je síla, která působí na povozek v příčném směru z důvodu celkového harmonického pohybu celého podvozku během simulace jízdy po rovině.

4.3 Příčné zatížení (osa y)



Obr. 4.1 Rozklad sil při natočení

Aby se simulace prováděné na novém experimentálním podvozku co nejvíce přiblížily realitě, je nutné, simulovat i příčné silové účinky působící na skříň a podvozek kolejového vozidla. Tyto účinky mohou vzniknout například o rozdíl ve výškách kolejnic nebo působení větru na skříň kolejového vozidla. Z tohoto důvodu se bude moci nový podvozek natočit kolem své podélné osy x , a to v rozmezí $\pm 8^\circ$ od vodorovné polohy. Natočení způsobí zvětšení příčné složky síly, které je potřeba též zahrnout do výpočtu celkové příčné síly. Rozklad sil je naznačen na obr. 4.1.

$$F_{za} = F_z \cdot \cos \alpha = 7360 \cdot \cos 8^\circ = 7288N \quad 4.3.1$$

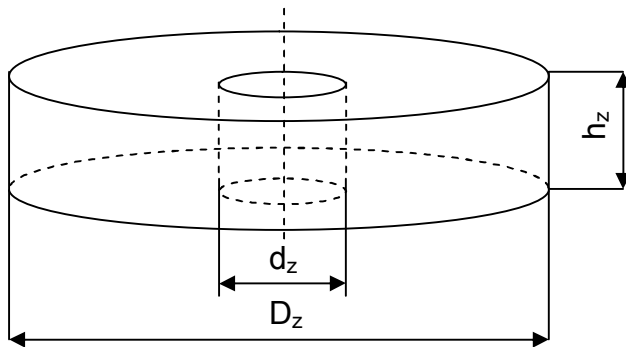
$$F_{zr} = F_z \cdot \sin \alpha = 7360 \cdot \sin 8^\circ = 1024N \quad 4.3.2$$

Zmenšení axiální složky nebudeme v tomto případě uvažovat, protože ve svislém směru je vše dimenzováno na maximální hodnotu zatížení. Nyní můžeme dopočítat celkovou příčnou sílu působící na podvozek:

$$F_{y_{max}} = F_y + F_{zr} = 600 + 1024 = \mathbf{1624N} \quad 4.3.3$$

Což je tedy celková příčná síla působící na sestavu zatěžování a tudíž i na celý podvozek. Je to síla, která hraje důležitou roli v dimenzování ostatních součástí.

4.4 Závaží



Obr. 4.2 Rozměry závaží

Jako závaží jsme zvolili 15 padesátikilových kotoučů, které budou nasazené na vnější průměr trubky. Jeho rozměry můžeme vidět na obrázku 4.2. Malý průměr kotouče d_z je dán průměrem trubky. Výška h_z byla volena 40mm. Vnější průměr D_z musí být dopočítán pomocí objemu jednoho kotouče.

$$V_c = \frac{m_c}{\rho_o} = \frac{750}{7850} = 0,0955m^3 \quad 4.4.1$$

$$V_i = \frac{V_c}{i} = \frac{0,0955}{15} = 6,37 \cdot 10^6 mm^3 \quad 4.4.2$$

$$D_z = \sqrt{\frac{4 \cdot V_i}{h_z \cdot \pi} + d_z^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,37 \cdot 10^6}{40 \cdot \pi} + 102^2} = 462mm \quad 4.4.3$$

Pokud zvolíme vnější průměr 462mm dostaneme odchylku u hmotnosti 0,34%.

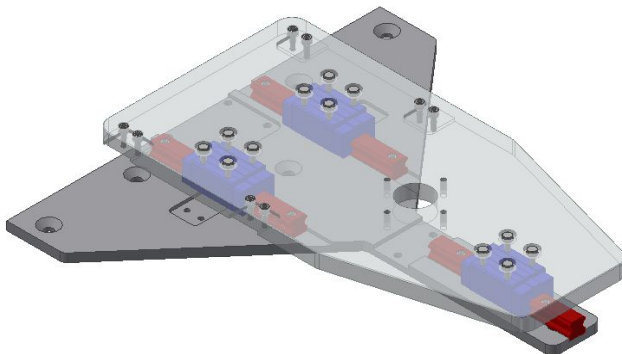
Díky známé výšce závaží může jednoduše dopočítat minimální délku části hřídele, která bude potřeba k držení všech závaží.

$$l_{min} = h_z \cdot i = 40 \cdot 15 = 600mm \quad 4.4.4$$

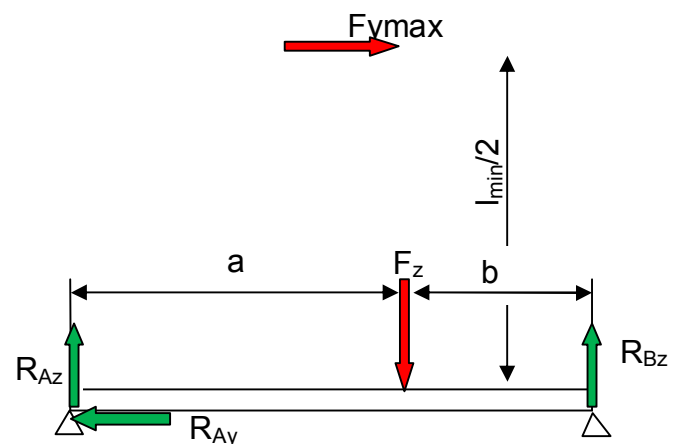
Tato vzdálenost je použita jako výpočtová hodnota pro modelové situace.

4.5 Reakce pro lineární vedení

Jelikož jsou skříňové kolejových vozidel na sekundárním vypružení, dochází k příčnému posuvu mezi podvozkem a skříňí vozidla. Tato skutečnost bude simulována posunutím těžiště závaží mimo svislou geometrickou osu experimentálního podvozku. Příčný posun bude realizován pomocí lineárního vedení. Proto musíme dopočítat reakce ve všech podporách (obr. 4.3), podle kterých budeme určovat požadovanou únosnost lineárního vedení. Reálné spořádání podpor zobrazené na obr. 4.3, které jsou tvořeny jednotlivými vozíky lineárního vedení,



Obr. 4.3 Uspořádání podpor desky



Obr. 4.4 Náčrt zatížení desky

jsem převedl na modelovou situaci (obr. 4.4). Předpokládám, že reakce R_{Az} se rovnoměrně rozdělí mezi dva vozíky a osamocený vozík bude více zatížen než ostatní (rovnice 4.5.1). Reakce R_{Ay} vzniká působením síly $F_{y\max}$. Její směr je volen tak, aby ohybový moment, který vyvolá, zatížil desku co nejvíce. Vše je dimenzováno na maximální zatížení.

$$a = 170\text{mm}$$

$$M_A: F_z \cdot a - R_{Bz}(a + b) + \frac{l_{\min}}{2} \cdot F_{y\max} = 0 \quad 4.5.1$$

$$b = 127,5\text{mm}$$

$$R_{Bz} = \frac{F_z \cdot a + \frac{l_{\min}}{2} \cdot F_{y\max}}{(a + b)} = \frac{7\,360 \cdot 170 + \frac{600}{2} \cdot 1624}{170 + 127,5} = 5\,843\text{N}$$

$$z: F_z = R_{Az} + R_{Bz} \quad 4.5.2$$

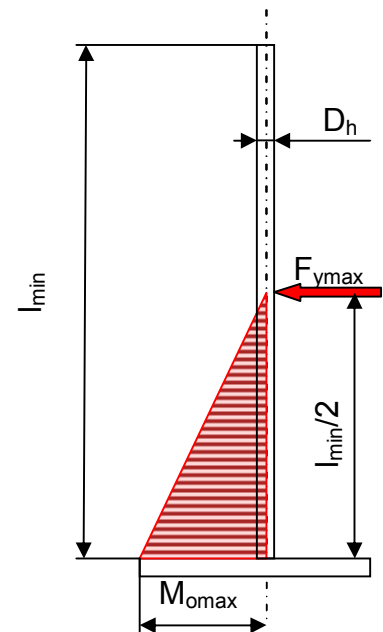
$$R_{Az} = F_z - R_{Bz} = 7\,360 - 5\,843 = 1\,517\text{N}$$

5 Pevnostní a návrhové výpočty

Základní pevnostní výpočty slouží k určení charakteristických rozměrů určitých komponentů. Jedná se o modelové situace, které s určitou přesností nahrazují reálnou součást včetně jeho zatížení. Navrhovaná konstrukce bude z běžné konstrukční oceli a vypočítaná bezpečnost je vztažena vůči tabulkovým hodnotám dovoleného napětí.

5.1 Hřídel

Hřídel bude pro model představovat svislá tyč kruhového průřezu o celkové délce l_{min} . Jeden konec bude vetknutý a druhý volný. Zatížena bude ve prostředřed silou o velikosti $F_{y_{max}}$, což je pouze modelové zjednodušení reálné situace. Průběh ohybového momentu je zobrazen na obr. 5.1. Ve skutečnosti bude hřídel zatížena spojitě, při uvažování modelové situace dle obr. 5.1 dojde při výpočtu k předdimenzování. To znamená, že jsme na straně bezpečnosti. Její průměr D_h se bude počítat z místa s největším ohybovým momentem M_{omax}



Obr. 5.1 Náčrt zatížení hřídele a průběh ohybového momentu

$$M_{omax} = \frac{l_{min}}{2} \cdot F_{y_{max}} = \frac{600}{2} \cdot 1624 = 487\,200\text{Nmm} \quad 5.1.1$$

$$\sigma_{do} = \frac{M_{omax}}{W_o} \rightarrow W_o = \frac{M_{omax}}{\sigma_{do}} \rightarrow \frac{\pi D_h^3}{32} = \frac{M_{omax}}{\sigma_{do}} \rightarrow \quad 5.1.2$$

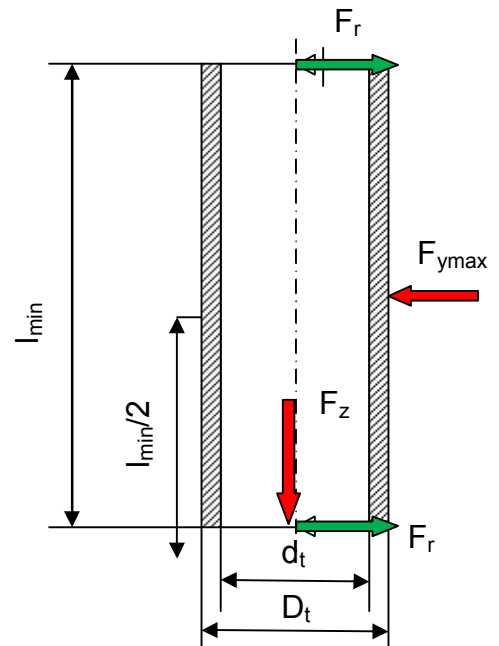
$$D_h \geq \sqrt[3]{\frac{M_{omax} \cdot 32}{\sigma_{do} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{F_{y_{max}} \cdot \frac{l_{min}}{2} \cdot 32}{\sigma_{do} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{1624 \cdot 300 \cdot 32}{90 \cdot \pi}}$$
$$= 38,06\text{mm} \rightarrow 48\text{mm}$$

$$k = \frac{\sigma_{do}}{\frac{M_{omax}}{W_o}} = \frac{\sigma_{do}}{\frac{F_{ymax} \cdot \frac{l_{min}}{2}}{\frac{\pi \cdot D_h^3}{32}}} = \frac{90}{\frac{1624 \cdot \frac{600}{2}}{\frac{\pi \cdot 48^3}{32}}} = 2 \quad 5.1.3$$

Z konstrukčních a bezpečnostních důvodu navrhujeme průměr hřídele v hlavní nosné části $D_h = 48mm$. Tento průměr je volen i s ohledem na umístění a jednoduchou montáž ložisek.

5.2 Ložiska

Ložiska volím od firmy SKF z jejich hlavního katalogu, a to kombinaci jednoho kuličkového ložiska radiálního a jednoho kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem pro přenos radiální i axiální složky síly působící na ložisko. Směry působících sil jsou naznačeny na obr. 5.2. Kvůli požadavku o vynechání okrajových rozměrových řad, jsou ložiska předimenzovaná. Obě mají stejnou radiální složku zatížení.



Obr. 5.2 Výpočet reakcí pro ložiska

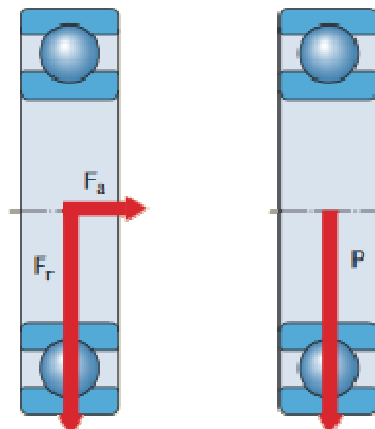
$$F_r = \frac{F_{ymax}}{2} = \frac{1624}{2} = 812N \quad 5.2.1$$

Ložisko s kosoúhlým stykem bude přenášet navíc i axiální složku:

$$F_z = F_a = m \cdot g = 750 \cdot 9,81 \cong 7\,360N \quad 5.2.2$$

Pro výpočet používáme metodiku výpočtu uvedenou v katalogu SKF. Nejdříve posoudíme vliv radiální a axiální síly. Poté vypočítáme statické a dynamické ekvivalentní zatížení ložiska. Nakonec toto zatížení porovnáme se statickou a dynamickou únosností ložisek.

Radiální ložisko bude namáháno pouze při provozu a z toho důvodu provedu kontrolu na dynamické ekvivalentní zatížení.



Obr. 5.3 Rozvržení sil u dynamického zatížení

$$\text{radiální} \quad \frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{812} = 0 < 0,17 \quad 5.2.3$$

$$e=0,17$$

$$F_a = 0$$

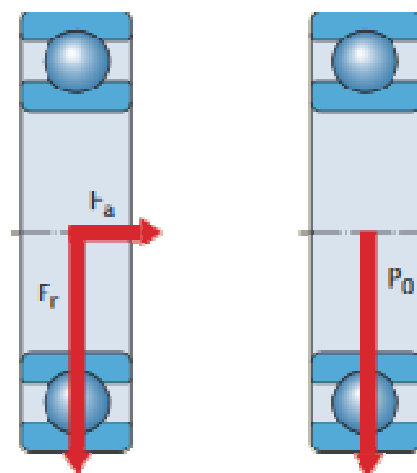
$$X=1 \quad P_1 = Y \cdot F_a + X \cdot F_r = 0 \cdot 0 + 1 \cdot 812 = 812N \quad 5.2.4$$

$$Y=0$$

$$s = \frac{C_{dyn1}}{P_1} = \frac{32500}{812} = 40 \quad 5.2.5$$

Radiální ložisko volíme SKF 6208 s dynamickou únosností $C_{dyn1} = 32\,500N$. Ložisko je předdimenzované kvůli požadavku na vynechání okrajových rozměrových řad. Jeho dynamická bezpečnost je 40.

Radiálně axiální ložisko bude při provozu zatíženo axiální i radiální silou. Bude ovšem zatěžováno i mimo provoz a to axiálně. Z toho důvodu provedu dynamickou i statickou kontrolu ložiska.



Obr. 5.4 Rozvržení sil u statického zatížení

$$\begin{aligned} \text{dynamické} & & \frac{F_a}{F_r} = \frac{7360}{812} = 9 > 1,14 & & 5.2.6 \\ e=1,14 & & & & \end{aligned}$$

$$F_a = 7360N$$

$$\begin{aligned} X=0,57 & & P_2 = Y \cdot F_a + X \cdot F_r = 0,4 \cdot 7360 + 0,57 \cdot 812 = 3407N & & 5.2.7 \\ Y=0,4 & & & & \end{aligned}$$

$$s = \frac{C_{dyn2}}{P_2} = \frac{37\,700}{3\,407} = 11 \quad 5.2.8$$

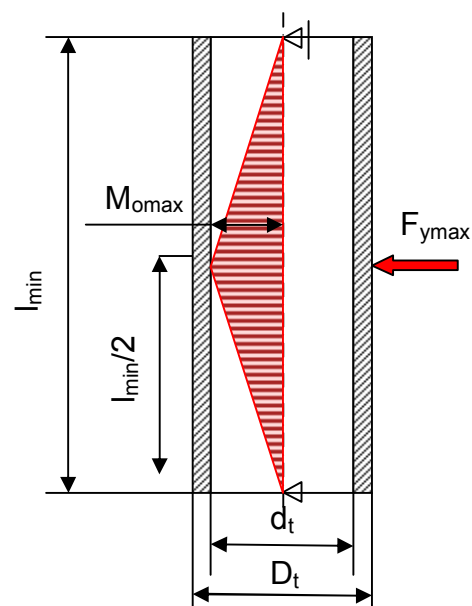
$$\text{statické} \quad P_0 = F_a = 7\,360N \quad 5.2.9$$

$$F_a = 7360N \quad s_o = \frac{C_0}{P_0} = \frac{28\,500}{7\,360} = 3,9 \quad 5.2.11$$

Kombinované ložisko navrhujeme s kosoúhlým stykem SKF 7210 BEP s dynamickou únosností $C_{dyn2} = 37\,700N$ a statickou únosností $C_0 = 28\,500N$. Typ ložiska je volen s ohledem na radiální i axiální typ zatížení. I toto ložisko je předimenzované ze stejného důvodu jako radiální.

5.3 Trubka

Pevnostní výpočty pro trubku budou realizovány na modelu tyč o průřezu mezikruží. Budou brány pouze jako orientační, jelikož vnitřní průměr je určen velikostí ložisek. Trubka bude o délce l_{min} , podepřena na dvou podporách a zatížena silou F_{ymax} uprostřed (obr. 5.5) Průměr bude počítán pro maximální ohybový moment, který bude uprostřed trubky. Jedná se o zjednodušený model, který je dostatečný pro návrhový výpočet.



Obr. 5.5 Náčrt zatížení trubky a průběh ohybového momentu



$$M_{omax} = \frac{l_{min}}{2} \cdot \frac{F_{ymax}}{2} = \frac{600}{4} \cdot 1624 = 243\,600\text{Nmm} \quad 5.3.1$$

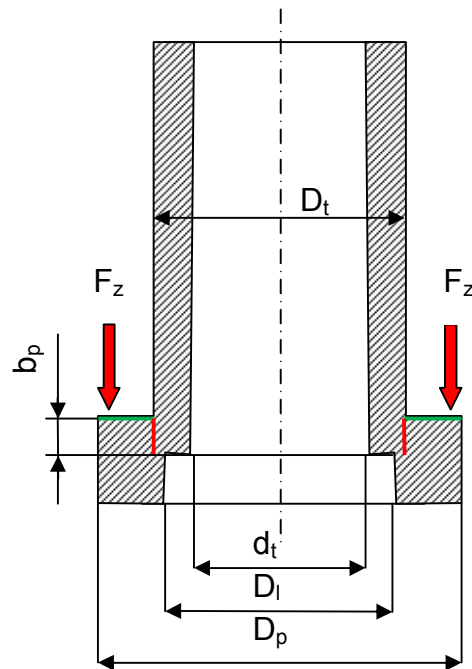
$$\left(\frac{d}{D}\right) = 0,7 \quad \sigma_{do} = \frac{M_{omax}}{W_o} \rightarrow W_o = \frac{M_{omax}}{\sigma_{do}} \rightarrow \frac{\pi D^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right] = \frac{M_{omax}}{\sigma_{do}} \quad 5.3.2$$

$$\begin{aligned} \rightarrow D_t &\geq \sqrt[3]{\frac{\frac{F_{ymax} \cdot l_{min}}{4} \cdot 32}{\left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right] \cdot \sigma_{do} \cdot \pi}} \\ &= \sqrt[3]{\frac{1624 \cdot 600}{4} \cdot 32} \\ &= \sqrt[3]{[1 - (0,7)^4] \cdot 90 \cdot \pi} = 33,1\text{mm} \rightarrow 100\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} k = \frac{\sigma_{do}}{\frac{M_{omax}}{W_o}} &= \frac{\sigma_{do}}{\frac{F_{ymax} \cdot l}{4}} = \frac{90}{\frac{1624 \cdot 300}{4}} \\ &= \frac{\frac{\pi D_t^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D_t}\right)^4\right]}{\frac{\pi 100^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{72}{100}\right)^4\right]} \\ &= 26,5 \end{aligned} \quad 5.3.3$$

Kvůli ložiskům jsme nuceni volit vnější průměr 100mm a díky poměru $\left(\frac{d}{D}\right) \cong 0,7$, který je volen tak, aby šířka trubky byla dostatečná pro přišroubování víčka, vychází vnitřní průměr 72mm. Trubka bude vyráběna ze silnostěnného polotovaru o vnějším průměru 102mm a tloušťce stěny 16mm a přírubové části, která bude přivařena. Kvůli koutovému svaru, který bude mezi trubkou a dosedací plochou pro závaží, bude potřeba, aby první závaží mělo malé jednoduché vybrání pro bezproblémové dosednutí na přírubovou část trubky.

Pro úplnost zkontroluji ještě přírubovou část na stříh a otláčení. Trubka bude zatížena podle obrázku 5.6.



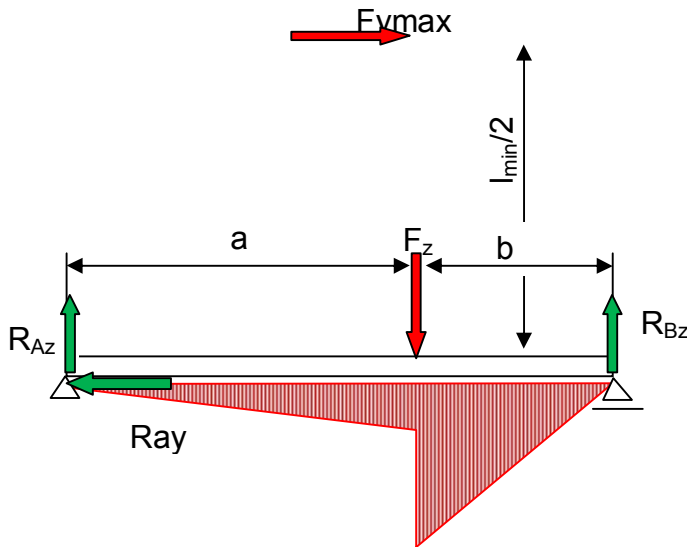
Obr. 5.6 Náčrt zatížení příruby trubky

otlačení
$$p = \frac{F_z}{\frac{\pi \cdot (D_p^2 - D_t^2)}{4}} = \frac{7360}{\frac{\pi \cdot (130^2 - 100^2)}{4}} = 1,39 \text{ Nmm}^{-2} \quad 5.3.4$$

stříh
$$\tau = \frac{F_z}{\pi \cdot D_l \cdot b_p} = \frac{7360}{\pi \cdot 72 \cdot 10} = 3,25 \text{ Nmm}^{-2} \quad 5.3.5$$

Vzhledem k ostatním rozměrům jsou hodnoty smykového napětí a otláčení velmi malé a není potřeba rozměry trubky kvůli těmto hodnotám nijak upravovat.

5.4 Deska



Obr. 5.7 Náčrt zatížení desky a průběh ohybového momentu

$$b_d = 200\text{mm}$$

Modelem desky bude nosník obdélníkového průřezu na 2 podporách zatížený v ose celého kladkového stavu (což není střed desky) silou F_z a silou $F_{y_{max}}$, která vyvozuje skokovou změnu v průběhu ohybového momentu (obr. 5.7). Pro model uvažují minimální šířku 200mm i přes to, že se deska rozšiřuje (obr. 4.3 průhledná deska). Rozmístění podpor a výpočet reakcí je uveden v kapitole 4.5.

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} \rightarrow W_o = \frac{M_{omax}}{\sigma_o} \rightarrow \frac{b_d \cdot h^2}{6} = \frac{M_{omax}}{\sigma_{do}} \rightarrow \quad 5.4.1$$

$$h_d = \sqrt{\frac{6 \cdot M_{omax}}{\sigma_{do} \cdot b_d}} = \sqrt{\frac{6 \cdot (R_{az} \cdot a + \frac{l_{min}}{2} \cdot F_{y_{max}})}{\sigma_{do} \cdot b_d}}$$

$$= \sqrt{\frac{6 \cdot (1517 \cdot 170 + 300 \cdot 1624)}{100 \cdot 200}} = 14,9\text{mm} \rightarrow 20\text{mm}$$

$$k = \frac{\sigma_{do}}{\frac{M_{omax}}{W_o}} = \frac{\sigma_{do}}{\frac{R_{az} \cdot a + \frac{l_{min}}{2} \cdot F_{y_{max}}}{\frac{s \cdot h^2}{6}}} = \frac{100}{\frac{1517 \cdot 170 + 300 \cdot 1624}{\frac{200 \cdot 20^2}{6}}} = 1,8 \quad 5.4.2$$

Pro výšku desky volím $h_d = 20\text{mm}$. Zanedbání díry pro hřídel bylo vykompenzováno větší hodnotou šířky desky a vyšší bezpečností. V místě působení svislé síly se deska z původních 150mm rozšiřuje až na 280mm a dále je již konstantní.

5.5 Lineární vedení

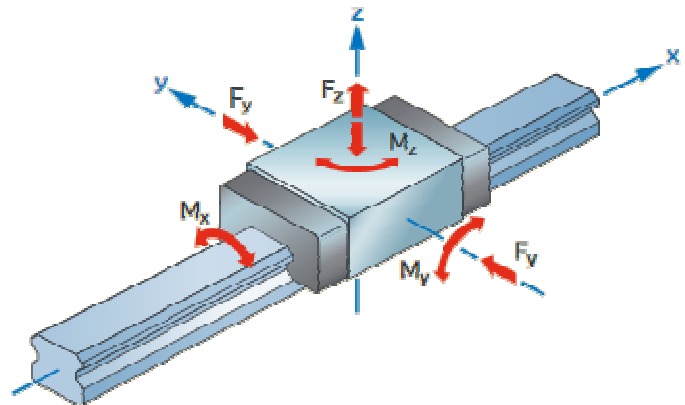
Příčný posuv bude vyřešen pomocí lineárního vedení od firmy Hiwin, které je již na kladkovém stavu použito pro jiné aplikace. Dimenzování jsem provedl podle katalogu lineárního vedení Hiwin, kde ovšem nebylo uvedeno, jak se spočítá statické ekvivalentní zatížení, které je potřeba pro

výpočet. Toto zatížení jsem spočítal podle metodiky SKF z katalogu pro lineární vedení (obr. 5.10). Kolejnice lineárního vedení jsou kolmé na směr pohybu

$$F = |F_y| + |F_z| + C \left(\left| \frac{M_x}{M_{x\text{c}}} \right| + \left| \frac{M_y}{M_{y\text{c}}} \right| + \left| \frac{M_z}{M_{z\text{c}}} \right| \right)$$

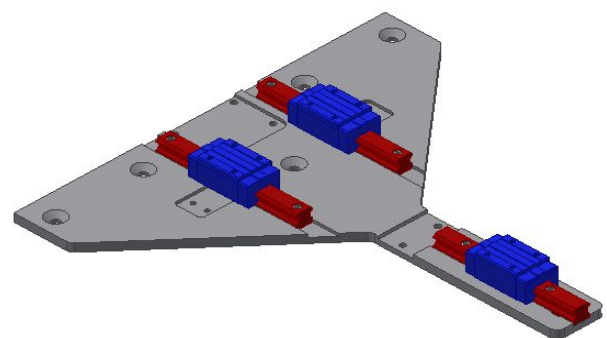
Obr. 5.8 Výpočet ekvivalentního zatížení (SKF)

podvozku, což neodpovídá značení na obr. 5.9, směry x a y jsou vzájemně prohozeny. Síla F_y na obr. 5.10 je v našem zavedeném značení síla v podélném směru, vyvozena virtuálním dopředným pohybem podvozku při uvažování zrychlení $a=0,8\text{ms}^{-2}$ (zadáno). Při použití 3 kolejnic v uspořádání zobrazeném na obr. 5.9, můžeme všechny zátěžné momenty (M_x , M_y a M_z) považovat za nulové a rovnice pro výpočet statického ekvivalentního zatížení, která je na obr. 5.8 se zjednoduší na tvar rovnice 5.5.1. Tedy na prostý součet zatížení ve směru z a x. Všechny tři vozíky jsou stejné a jejich velikost se řídí podle toho nejvíce namáhaného. Nejvíce zatížený je vozík, který je v místě svislé reakce R_{bz} (kap. 4.5).



Obr. 5.10 Zatížení lineárního vedení (SKF)

v našem zavedeném značení síla v podélném směru, vyvozena virtuálním dopředným pohybem podvozku při uvažování zrychlení $a=0,8\text{ms}^{-2}$ (zadáno). Při použití 3 kolejnic v uspořádání zobrazeném na obr. 5.9, můžeme všechny zátěžné momenty (M_x , M_y a M_z) považovat za nulové a rovnice pro výpočet statického ekvivalentního zatížení, která je na obr. 5.8 se zjednoduší na tvar rovnice 5.5.1. Tedy na prostý součet zatížení ve směru z a x. Všechny tři vozíky jsou stejné a jejich velikost se řídí podle toho nejvíce namáhaného. Nejvíce zatížený je vozík, který je v místě svislé reakce R_{bz} (kap. 4.5).



Obr. 5.9 Uspořádání lineárního vedení



$$P_{lv} = R_{bz} + F_x = R_{bz} + m \cdot a = 5843 + 750 \cdot 0,8 \quad 5.5.1$$
$$= 6\,443\text{N}$$

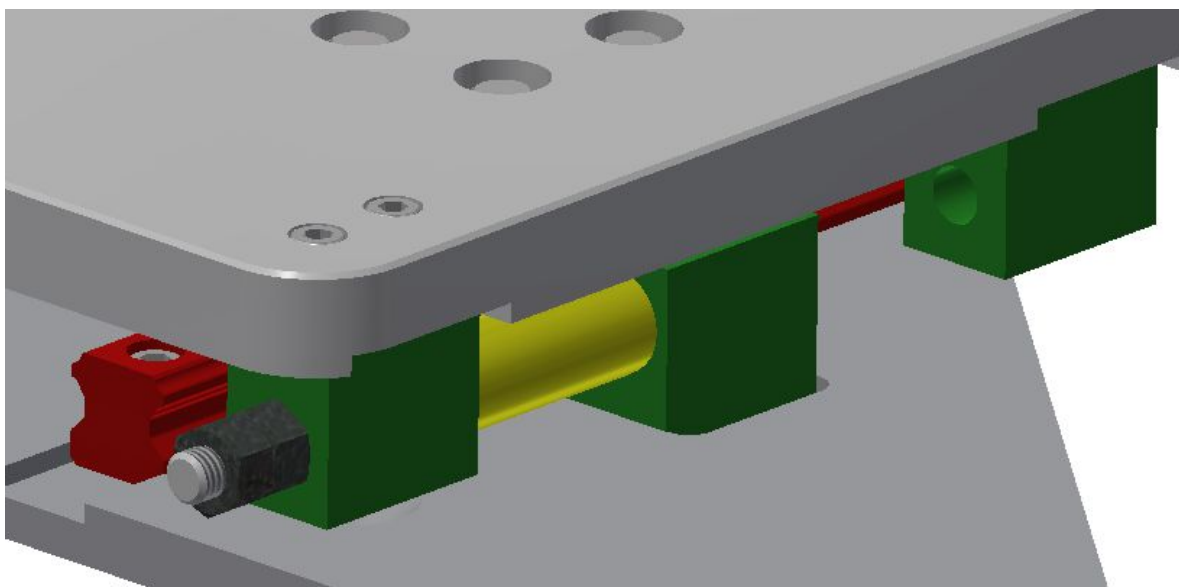
$$C_o = 56\,190\text{N} \quad f = \frac{C_o}{P_{lv}} = \frac{56\,190}{6\,443} = 8,7 \quad 5.5.2$$

$$C_{dyn} = 26\,480\text{N} \quad L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{P_{lv}}\right)^3 \cdot \frac{50\,000}{v \cdot 60} = \left(\frac{26\,480}{6\,443}\right)^3 \cdot \frac{50\,000}{3,77 \cdot 60} \quad 5.5.3$$
$$v = 3,77\text{m/min}$$
$$= 15\,345\text{ hod}$$

Z důvodů nedostatečné výšky vozíku jsme zvolili lineární vedení o jednu rozměrovou řadu větší, než je nezbytně nutné. Z toho důvodu vychází statický bezpečnostní faktor f vyšší, než je ve skutečnosti potřeba. Toto řešení by šlo nahradit vozíky z menší rozměrové řady a přidáním distančního plechu, jedná se ovšem o další možnost projevu nepřesnosti výroby. Navrhujeme lineární vedení s vozíky HGH25CA (na obr. 5.8 modrá) a kolejnicemi HGR 25 (červená barva). Osamocená kolejnice má jiné délky konců než ostatní dvě, která mají konce symetrické.

6 Zajištění polohy

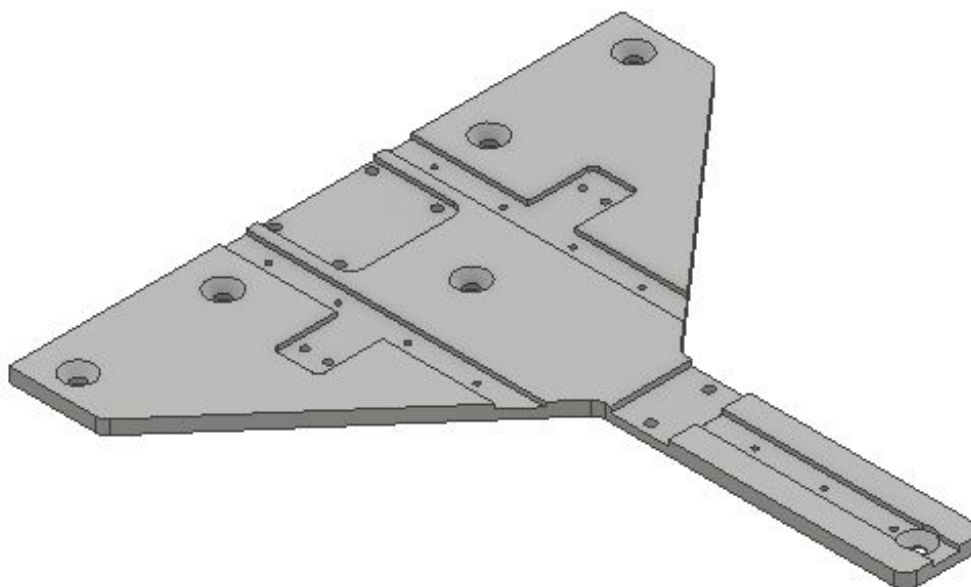
Celá sestava zatěžování byla navrhována s ohledem na další budoucí úpravy, které již nejsou obsahem této bakalářské práce. Jedná se především o možnost příčného vypružení svislého zatížení. Prozatím je vyosení vymezeno pouze pomocí mechanických dorazů (na obr. 6.1 zelená) připevněných na deskách zabraňující většímu příčnému pohybu než je $\pm 50\text{mm}$ od výchozí polohy. Výchozí poloha, je taková poloha, kde svislá síla F_z prochází osou celého podvozku. Této polohy můžeme docílit za použití dorazů. Jsou navrženy tak, aby mezi ně šel vložit rozpěrný element o délce 50mm (na obr. 6.1 žlutá), který bude definovat výchozí polohu za předpokladu, že nebude potřeba závaží vyosít. K umístění elementů vypružení lze použít desku spojující příčník s podélníkem a základní desku, ve které je umístěna hřídel. Vypružení musí být umístěno mezi těmito deskami. Musí však být brán ohled na snadnou manipulaci i v pracovním stavu a nízkou pracovní výšku pod závažím. Pro lícování kolejnic lineárního vedení a dorazů budou použity drážky v původní desce podvozku. Tyto drážky budou vyfrézovány na jedno upnutí kvůli zachování přesnosti a zajištění bezproblémového fungování lineárního vedení.



Obr. 6.1 Uspořádání mechanických dorazů

7 Závěr

V rámci této bakalářské práce jsme navrhli systém svislého zatěžování nového experimentálního podvozku ústavu kolejových vozidel. Vše bylo dimenzováno na maximální zatížení 750kg, které odpovídá maximálnímu dovolenému zatížení na jednu nápravu v měřítku experimentálního podvozku. Provedli jsme rozbor zatížení, ve kterém jsme uvažovali všechny silové složky vyvozené pohybem a tíhou závaží na podvozek. Pro tyto silové účinky jsme udělali pevnostní a návrhové výpočty, podle kterých jsme navrhovali rozměry vyráběných součástí a vybírali rozměrové řady kupovaných součástí. Celkový pohled na sestavu zatěžování můžeme vidět na obr. 7.2.

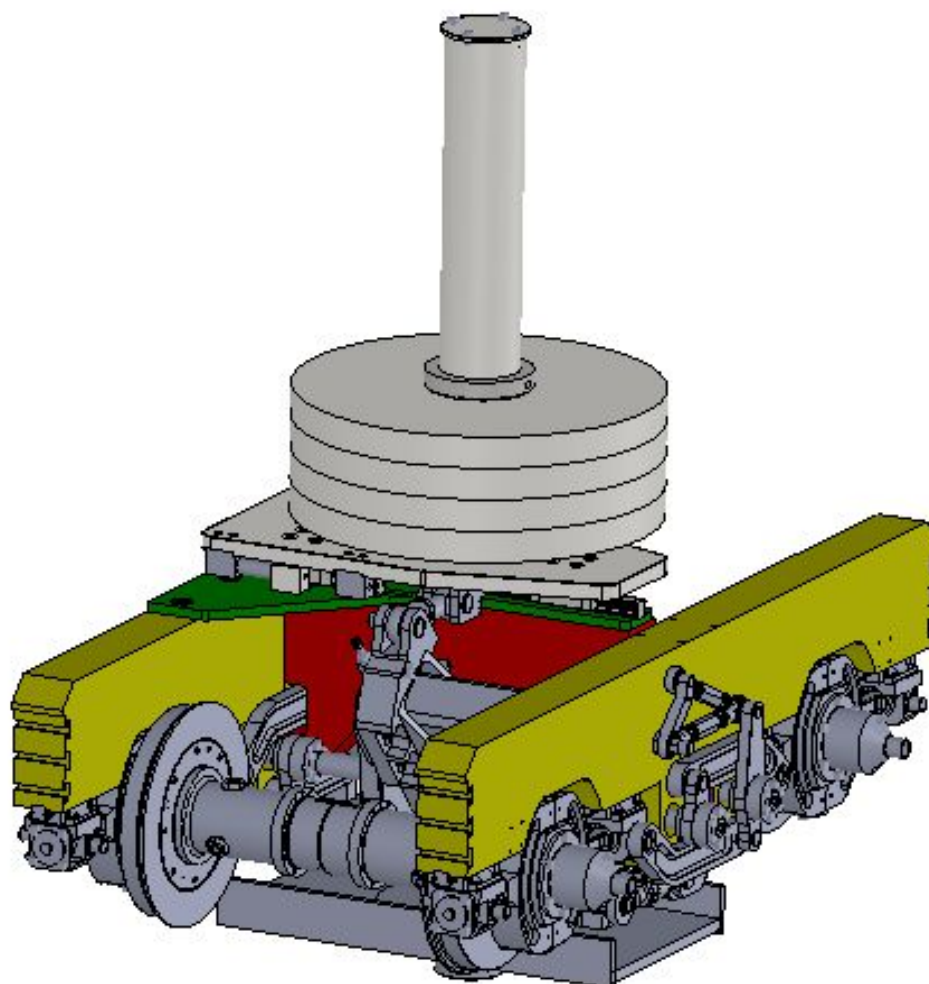


Obr. 7.1 Model desky spojující podélník a příčník s navrženými úpravami

Sestava zatěžování bude k podvozku připevněna přes desku spojující příčník a podélník, deska se ale bude muset upravit tak, aby se na ni daly připevnit všechny součásti. Kolejnice a dorazy budou lícované pomocí prismatické drážky (obr. 7.1), které se budou vyrábět frézováním na jedno upnutí, kvůli zachování přesnosti a zajištění bezproblémového fungování lineárního vedení. Kolejnice i dorazy budou k desce přišroubované pomocí šroubů, proto je potřeba na desce vyrobít i díry se závity (obr. 7.1). Osamocená kolejnice bude odlišná, bude mít rozdílné délky konců, při zachování stejné délky a rozteče jako u ostatních kolejnic.

Zatím bude zatěžování využíváno bez vypružení v aretované poloze, kdy bude svislá síla působit v geometrickém středu celého kladkového stavu. Vypružení bude realizované později a nainstalované na experimentální podvozek.

Dále jsme vytvořili 3D model který je použit na obr. 7.2 pro zobrazení celého nového experimentálního podvozku včetně systémů zatěžování. Z tohoto modelu je vytvořen i finální sestavný výkres.



Obr. 7.2 Celková sestava podvozku a zatěžování



Seznam použité literatury

- [1] BAUER, Petr a Jan KALIVODA. Experimentální výzkum na kladkovém zkušebním stavu ČVUT. *Nová železniční technika*. 2006(2).
- [2] ŠVEJNOCH, Vladimír. 1991. *Teorie kolejových vozidel*. Praha: ČVUT
- [3] JASCHINSKI, A. 1999. *The application of roller rigs to railway vehicle dynamics: Vehicle System Dynamics* 31.
- [4] IWNIKI, S. 2006. *Handbook of railway vehicle dynamics: Chap. 14 Roller rigs*. Boca Raton: Taylor and Francis. ISBN 978-084-9333-217.
- [5] KALIVODA, Jan a Petr BAUER. 2012. *Modelová zařízení pro experimentální výzkum jízdních vlastností kolejových vozidel*. Praha. Výzkumná zpráva. ČVUT.
- [6] KALIVODA, Jan a Petr BAUER. 2015. *Design of experimental mechatronic bogie*.

Seznam použitých katalogů

- [1] *Exvalos: katalogy-lozisek-skf* [online]. Dostupné z: <http://www.exvalos.cz/katalogy-lozisek-skf/>
- [2] *SKF: www.skf.com* [online]. 2013. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/151-69216/12942-EN_LLТ-catalog_2013.pdf
- [3] *Hiwin: Lineární vedení* [online]. Dostupné z: http://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni/kulickove-vedeni/rada-hg/17_vozik-hgh
- [4] *Ferona a.s.* [online]. 2016. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/>

Seznam grafů

- Graf 4.1 Závislost výchylky y na čase t 7
- Graf 4.2 Závislost zrychlení y'' na čase t 8



Seznam obrázků

Obr. 1.1 Nainstalovaný původní experimentální podvozek	1
Obr. 1.2 CAD model předešlého podvozku.....	2
Obr. 1.3 Nainstalovaný nový experimentální podvozek	3
Obr. 2.1 CAD model experimentálního podvozku bez svislého zatěžování	4
Obr. 3.1 Náčrt celkového řešení	5
Obr. 4.1 Rozklad sil při natočení	9
Obr. 4.2 Rozměry závaží	10
Obr. 4.3 Uspořádání podpor desky	11
Obr. 4.4 Náčrt zatížení desky.....	11
Obr. 5.1 Náčrt zatížení hřídele a průběh ohybového momentu.....	12
Obr. 5.2 Výpočet reakcí pro ložiska	13
Obr. 5.3 Rozvržení sil u dynamického zatížení	14
Obr. 5.4 Rozvržení sil u statického zatížení	14
Obr. 5.5 Náčrt zatížení trubky a průběh ohybového momentu	15
Obr. 5.6 Náčrt zatížení příruby trubky	17
Obr. 5.7 Náčrt zatížení desky a průběh ohybového momentu	18
Obr. 5.8 Výpočet ekvivalentního zatížení (SKF)	19
Obr. 5.9 Uspořádání lineárního vedení	19
Obr. 5.10 Zatížení lineárního vedení (SKF)	19
Obr. 6.1 Uspořádání mechanických dorazů	21
Obr. 7.1 Model desky spojující podélník a příčník s navrženými úpravami	22
Obr. 7.2 Celková sestava podvozku a zatěžování	23

Seznam příloh

- [1] Výkres sestavy zatěžování a celkového pohledu 2xA3
- [2] Kusovník 2x A4
- [3] Model sestavy (Inventor, stp.)