

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

12120 - Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Vypružení pro jednonápravový podvozek kolejového autobusu

A springing for single-axle Bogie of Railbus

Autor: Tomáš Hromádka

Vedoucí práce: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

Studijní program: B 2342 Teoretický základ strojního inženýrství

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Hromádka** Jméno: **Tomáš** Osobní číslo: **424844**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací 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:

Vypružení pro jednonápravový podvozek kolejového autobusu

Název bakalářské práce anglicky:

A Springing for one-axle Bogie of Railbus

Pokyny pro vypracování:

1. Vypracujte stručnou rešerše stávajících řešení vypružení částečně nízkopodlažních kolejových autobusů. 2. Proveďte rozbor silových účinků působících na vypružení a návrh základních konstrukčních parametrů vypružení. 3. Proveďte pevnostní výpočet pružin sekundárního vypružení dle ČSN EN 13906-1, vypracujte výrobní výkres navržené pružiny. 4. Vypracujte průvodní technickou zprávu dokumentující výše uvedené činnosti a sestavný výkres zástavby vypružení do podvozku.

Seznam doporučené literatury:

[1] Kolář, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel, skripta ČVUT [2] Šíba, J.: Kolejová vozidla - pojezd [3] Odborné časopisy, firemní literatura, normy

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:


doc. Ing. Josef Kolář CSc.


Jméno a pracoviště konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **19.04.2016**

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

21.4.2016
Datum převzetí zadání

Hromádka
Podpis studenta(ky)

Prohlášení o autorství

Tímto předkládám k posouzení a obhajobě bakalářskou práci zpracovanou jako závěrečnou práci na Fakultě strojní ČVUT v Praze. Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci: „Vypružení pro jednonápravový podvozek kolejového autobusu“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc, s použitím uvedené literatury a zdrojů.

V Praze

Tomáš Hromádka

Poděkování:

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování bakalářské práce. Dále bych chtěl také poděkovat své rodině za podporu při studiu.

Anotace

Hlavní náplní práce bylo navržení vypružení pro kolejový autobus. Teoretická část byla vypracována formou rešerše, na téma jednonápravové kolejové vozy a jejich vypružení. Následoval hmotnostní a silový rozbor, byly stanoveny tuhosti obou stupňů vypružení a vypočítána vlastní frekvence vozu. Primární stupeň vypružení byl zvolen dle katalogu, pro sekundární stupeň vypružení byla zvolena šroubová válcová pružina, navrhnutá podle platné normy ČSN EN 13906-1. Součástí práce bylo také vypracování souboru pro výpočet vlastních frekvencí vozu v programu Matlab a vytvoření výrobního výkresu válcové šroubové pružiny na což byl použit program Autodesk Inventor 2016.

Klíčová slova: Kolejový autobus, vypružení, šroubové válcové pružiny

Abstract

The aim of this work has been to suggest the springing for rail bus. The first part has been executed on the basis of materials taken from the literature and the Internet sources. The research topic was the single-axe railbuses and their suspension. Theoretical part was followed by mass and strength analysis, the stiffness of primary and secondary suspension and natural frequency were determined. Primary suspension was chosen from a catalog. For the secondary suspension was chosen simple helical spring, designed by current standard ČSN EN 13906-1. Part of this work was to create a file for calculating the natural frequency of rail bus using Matlab and drawing for design spring.

Keywords: Railbus, suspension, helical springs

Obsah

1. Rešerše	1
1.1. Koncepce druhů vypružení.....	1
1.2. Provedení vypružení u motorových vozů.....	2
2. Návrh vlastního řešení	6
2.1. Rozdělení hmotnosti částí vozu.....	6
2.2. Sestavení pohybových rovnic.....	8
2.2.1. Skříň.....	8
2.2.1.1. Statika	8
2.2.1.2. Dynamika	9
2.2.2. Rám podvozku	11
2.2.2.1. Statika	11
2.2.2.2. Dynamika	11
2.3. Výpočet tuhosti pružin	13
2.4. Vlastní kmitové tvary a frekvence vozu	14
3. Návrh vypružení	17
3.1. Volba primárního vypružení	17
3.2. Návrh sekundárního vypružení	18
3.2.1. Výpočet obecné příčné výchylky	18
3.2.2. Dynamická přírážka	20
3.2.3. Výpočet šroubové pružiny dle ČSN EN 13906-1	21
3.2.4. Kontrola pružiny na vzpěrné vybočení, torzní namáhání a překlopení.....	23
3.2.5. Smithův a Goodmanův diagram.....	25
4. Závěr	27

Seznam použitých veličin

Symbol	Název / definice veličiny	Jednotka
m_{PV}	Hmotnost prázdného vozu	kg
m_{DV}	Hmotnost dvojkolí	kg
m_p	Hmotnost podvozku	kg
m_{cest}	Hmotnost cestujícího	kg
l_v	Délka motorového vozu	mm
u	Rozvor pojezdu	mm
h_{TK}	Výška vozidla nad TK	mm
$m_{S_{Lož}}$	Hmotnost loženého vozu	kg
m_1	Hmotnost rámu podvozku	kg
z_S	Houpání skříně	mm
z_P	Houpání předního podvozku	mm
z_Z	Houpání zadního podvozku	mm
φ_{Sy}	Kývání skříně	°
h_p	Svislá nerovnost koleje působící na přední podvozek	mm
h_z	Svislá nerovnost koleje působící na zadní podvozek	mm
k_1	Tuhost primárního vypružení	N/mm
k_2	Tuhost	N/mm
G_S	Tíha skříně	N
R_P	Reakce přední sekundární pružiny statika	N
R_Z	Reakce zadní sekundární pružiny statika	N
Δz_P	Deformace předního sekundárního vypružení statika	mm
Δz_Z	Deformace zadního sekundárního vypružení statika	mm
M_S	Moment skříně	N.mm
J_{Sy}	Moment setrvačnosti	kg.mm ²
$\ddot{\varphi}_{Sy}$	Zrychlení kývání skříně	rad/s ²
D	Dynamická síla	N
\ddot{z}_S	Zrychlení houpání skříně	mm/s ²
R_{Pd}	Reakce přední sekundární pružiny dynamika	N
R_{Zd}	Reakce zadní sekundární pružiny dynamika	N
Δz_{Pd}	Deformace předního sekundárního vypružení dynamika	mm
Δz_{Zd}	Deformace zadního sekundárního vypružení dynamika	mm
B_Z	Reakce zadní primární pružiny statika	N
B_P	Reakce přední primární pružiny statika	N
G_1	Tíha rámu	N
Δz_{Pz}	Deformace zadního primárního vypružení statika	mm
Δz_{Pp}	Deformace předního primárního vypružení statika	mm
D_{Zp}	Dynamická síla zádního rámu	N
D_{Pp}	Dynamická síla předního rámu	N
B_{Zd}	Reakce zadní primární pružiny dynamika	N
B_{Pd}	Reakce přední primární pružiny dynamika	N

$k_{V_{min}}$	Minimální tuhost	N/mm
G_u	Maximální přípustná tíha	N
z_u	Užitečné sednutí	mm
μ	Poměr prvotně a druhotně odpružených hmot	-
k_{Z_1}	Minimální tuhost soustavy primárních pružin	N/mm
k_{Z_2}	Minimální tuhost soustavy sekundárních pružin	N/mm
$k_{Z_{2,1}}$	Minimální tuhost jedné pružiny sekundár	N/mm
U	Vlastní kmitový tvar	-
U_{norm}	Znormovaný kmitový tvar	-
Δy	Vybočení skříně vůči rámu vozidla ve směru y	mm
Δx	Vybočení skříně vůči rámu vozidla ve směru x	mm
Δp	Obecná příčná výchylka	mm
R_o	Poloměr oblouku	m
k_{dyn}	Dynamická přírážka	-
a	Konstanta stupně odpružení	-
b	Konstanta respektující počet dvojkolí nebo náprav	-
v	Rychlost motorového vozu	km/h
z_{stat}	Statické sednutí	mm
F_{1z}	Statická síla, působící na primární stupeň odpružení	N
F_{2z}	Statická síla, působící na sekundární stupeň odpružení	N
D	Střední průměr pružiny	mm
d	Průměr drátu	mm
n	Počet činných závitů pružiny	-
n_z	Počet závěrných závitů pružiny	-
n_c	Celkový počet závitů pružiny	-
G	Modul pružnosti ve smyku	N/mm ²
E	Modul pružnosti v tahu	N/mm ²
F_{PV}	Síla na pružinu při prázdném vozu	N
$F_{lož}$	Síla na pružinu při loženém vozu	N
F_{max}	Maximální možná působící síla na pružinu	N
F_n	Síla na pružinu na narážce	N
k_0	Vypočtená tuhost sekundární pružiny	N/mm
L_0	Výška pružiny v nezatíženém stavu	mm
L_1	Výška pružiny při prázdném voze	mm
$L_{lož}$	Výška pružiny při plně loženém voze	mm
L_{max}	Výška pružiny při maximálním zatížení	mm
L_n	Výška pružiny na narážce	mm
s_{max}	Maximální stlačení pružiny	mm
s_1	Stlačení pružiny stav 1	mm
s_2	Stlačení pružiny stav 2	mm
τk_{max}	Maximální korigované torzní namáhání	N/mm ²
k	Korekční součinitel	-
τ_{max}	Maximální torzní namáhání	N/mm ²
F_Q	Příčná síla	N
τ	Napětí	N/mm ²

1. Rešerše

1.1. Koncepce druhů vypružení

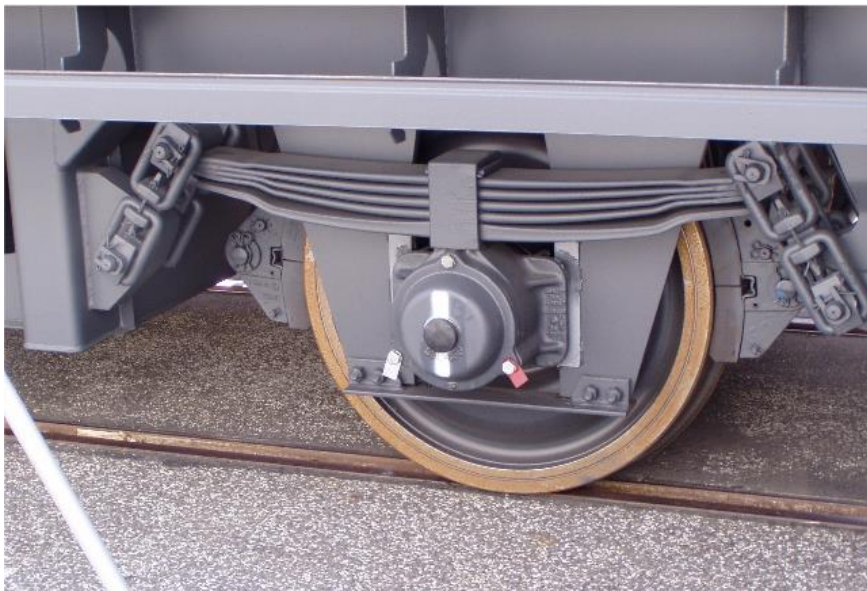
Pružicí prvky by měly pro správný chod železničních vozů zajišťovat vypružení ve svislém podélném a i příčném směru.

Pružicí prvky v kolejových vozidlech mají mít tyto charakteristické vlastnosti:

- Snížit dynamické účinky na konstrukci vozu a také na samotnou trať, které jsou způsobeny nerovnostmi na trati.
- Zajistit rovnoměrné zatížení kol při průjezdu nerovnostmi a tím se vyhnout vykolejení.
- Zajistit dostatečný komfort pro pasažéry a ochranu přepravovaného zboží.

Pružicí prvky by měly pro správný chod železničních vozů zajišťovat vypružení ve svislém, podélném a i příčném směru. Železniční vozy mohou mít koncepci vypružení rozdělenou do jednoho nebo dvou stupňů, tedy jednostupňové nebo dvojestupňové.

Jednostupňové vypružení obr. 1.1 je dostatečné pro svislé zatížení, ale má velmi omezené možnosti, co se týká podélného a příčného vypružení. Je tedy spíše využíváno u nákladních vozů. Neumožňuje dosáhnout vyšších parametrů jízdního komfortu.



Obr. 1.1 Jednostupňové vypružení, pojezd nákladního vozu

Dvoustupňové vypružení se využívá u vozů pro přepravu osob. Umožňuje dosáhnout příznivějších parametrů jízdního komfortu vozidla. V obr. 1.2 je využito pryžokovových bloků a pneumatické membránové pružiny.



Obr. 1.2 Dvoustupňové vypružení

1.2. Provedení vypružení u motorových vozů

U nás od 80 let patří mezi nejrozšířenější dvounápravové motorové vozy typ M 152.0 (dnes 810), které mají podvozky VÚKV typ 8-807.8.

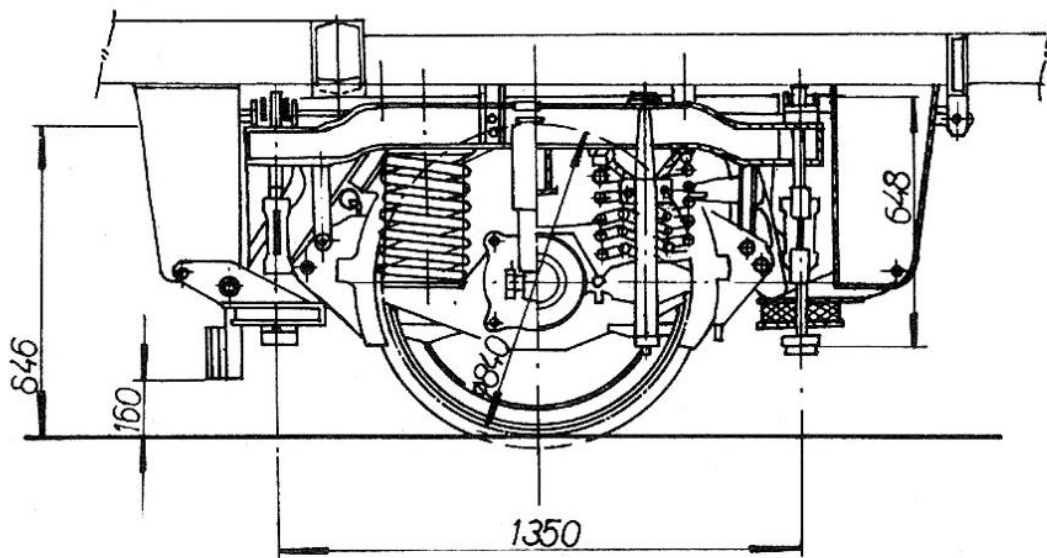


Obr. 1.3 Motorový vůz M152.0



Obr. 1.4 podvozek VÚKV typ 8-807.8.

U tohoto typu vozu je použito jednostupňové svislé vypružení pomocí čtyř šroubových válcových pružin v každém podvozku a dvoustupňové příčné vypružení, které se nachází mezi rámem podvozku a dvojkolím. První stupeň příčného vypružení zajišťuje příčná tuhost šroubových válcových pružin, druhý stupeň zajišťují svislé závěsky, přes které je skříň zavěšena na rám podvozku.



Obr. 1.5 Výkres podvozku VÚKV typ 8-807.8.

V dnešní době po síti SŽDC a primárních železnic jezdí modernizovaná řada těchto vozů pod názvem Regionova (814).



Obr. 1.6 Motorový vůz Regionova (814)



Obr. 1.7 Podvozek Regionovy (814)

Pokud se podíváme na podvozek Regionovy (814) obr. 1.7, je zde použit stejný typ vypružení jako u Motorového vozu M 152.0, tedy čtyři šroubové válcové pružiny. Při vyšším zatížení, které odpovídá přibližně plně obsazenému vozu a dynamickému zatížení při jízdě maximální rychlostí, se k tomuto vypružení připojuje také přídatná pryžokovová pružina.

Pokud se chceme podívat na modernější jednonápravové motorové vozy a jejich odpružení, můžeme uvést příklad Polského motorového vozu 213M, který má systém dvojstupňového vypružení.



Obr. 1.8 Motorový vůz 213M



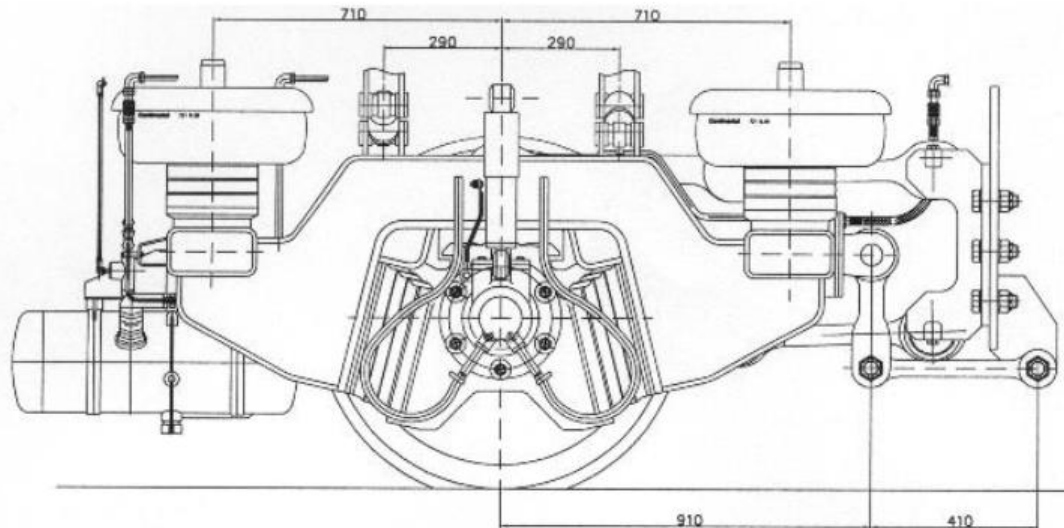
Obr. 1.9 Podvozek motorového vozu 213M

Řada	SA105
Obchodní název	213M / 213Ma
Rok výroby	2002 – 2007
Vyrobených kusů	2 / 5
Výkon motoru (kW)	257
Max. rychlost (km/h)	100
Délka přes nárazníky (mm)	17000 / 17720
Hmotnost (t)	28 / 24

Tab. 1 Technické parametry motorového vozu 213M

Vypružení prvního stupně je dosaženo pryžokovovými klínovými bloky typu „Chevron“. Tyto bloky jsou umístěny mezi rámem a ložiskovou skříní. Jsou namáhány na smyk a tlak.

Jako vypružení druhého stupně je u tohoto vozu využito pneumatické vypružení pomocí čtyř membránových vzduchových pružin, které jsou doplněny pryžokovovými sloupky mezi membránami obr. 1.10.



Obr. 1.10 Podvozek motorového vozu 213M

Podobný typ vypružení předpokládám i u německého jednonápravového motorového vozu DWA LVT/S, který vyráběla německá firma Bombardier.

Z důvodu nedostatečných zdrojů nemohu přesně určit typ vypružení, nicméně z technických parametrů mohu konstatovat, že i v případě tohoto vozidla bude zvoleno dvoustupňové vypružení. V prvním stupni vypružení ložiskových skříní a rámu pomocí pryžokovových bloků a ve druhém stupni vypružení buďto šroubovitými válcovými pružinami nebo pneumatickými membránovými pružinami.

Řada	672 – DB
Obchodní název	DWA LVT/S
Rok výroby	1998 – 1999
Vyrobených kusů	24
Výkon motoru (kW)	265
Max. rychlost (km/h)	100
Délka přes nárazníky (mm)	16540
Hmotnost (t)	23

Tab. 2 Technické parametry vozu DWA LVT/S



Obr. 1.11 Motorový vůz DWA LVT/S

Při návrhu a výpočtu vypružení motorového vozu budu vzhledem k dosaženým informacím volit dvoustupňové vypružení.

2. Návrh vlastního řešení

2.1. Rozdělení hmotnosti částí vozu

Z technických parametrů motorového vozu jsou zadány tyto parametry:

Hmotnost prázdného vozu	m_{PV}	17 750	kg
Hmotnost dvojkolí	m_{DV}	1600	kg
Hmotnost podvozku	m_p	2700	kg
Hmotnost cestujícího	m_{cest}	80	kg
Délka motorového vozu	l_v	18550	mm
Rozvor pojezdu	u	9000	mm
Výška vozidla nad TK	h_{TK}	3350	mm

Tab. 3 Parametry motorového vozu

Hmotnost skříně, při nenaloženém vozu je dána vztahem:

$$m_{SPV} = m_{PV} - 2m_p = 17\,750 - 2 \cdot 2700 = 12\,350 \text{ kg} \quad (2.1)$$

Při plně naloženém vozu uvažují průměrnou hmotnost cestujícího **80 kg**. Maximální počet cestujících je dán ($40s / m^2$), tedy **105**. Pro výpočet skříně při částečně nebo plně naloženém vozu je dán vztah:

$$m_{S_{Lož}} = (m_{S_{PV}} + n \cdot m_{Cest}) - 2m_P = (12350 + 105 \cdot 80) - 2 \cdot 2700 = 20\,750 \text{ kg} \quad (2.2)$$

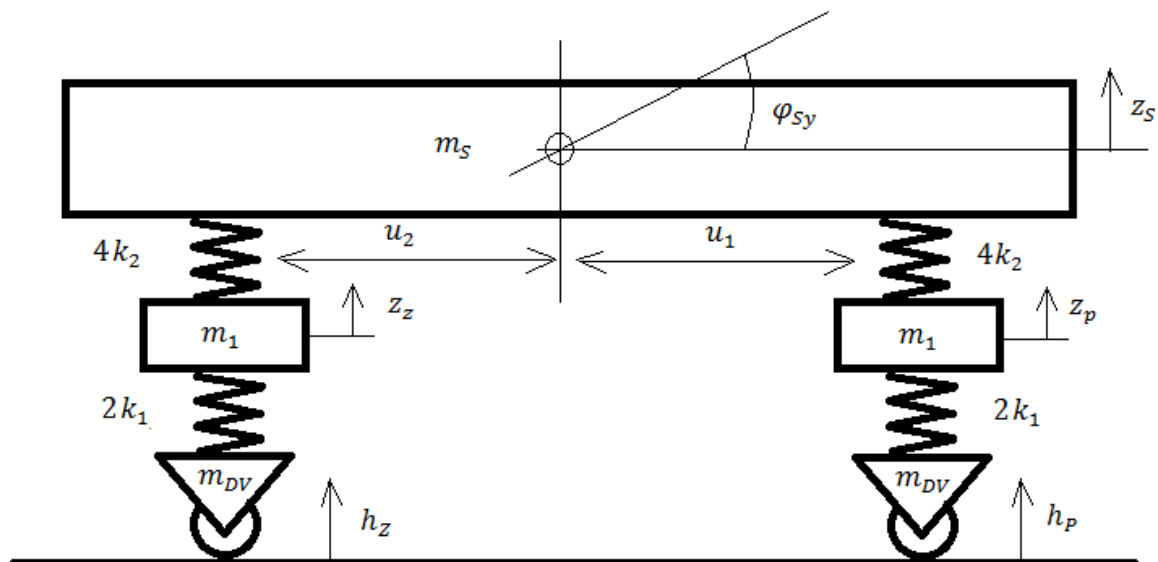
Váha rámu podvozku:

$$m_{1P} = m_P - m_{DV} = 2700 - 1600 = 1100 \text{ kg} \quad (2.3)$$

Přední i zadní hmotnost rámu bude stejná:

$$m_{1Z} = m_{1P} = m_1 \quad (2.4)$$

Při výpočtu a nákresu modelu budu uvažovat, že motorový vůz se skládá ze skříně, dvou podvozků a dvoustupňového vypružení. Model vozidla bude při zanedbání vlivu kývání rámu podvozku vykazovat 4° volnosti, kde z_S je houpání skříně a z_P, z_Z jako houpání předního a zadního podvozku. Dále φ_{Sy} jako úhlový pohyb, tj. kývání skříně, viz obr. 2.1.



Obr. 2.1 Rovinný model

Svislá tuhost sekundárního vypružení $4k_2$ odpovídá u rovinného modelu dvěma pružinám na každém rámu na levé i pravé straně podvozku. Pružiny jsou stejné jak na předním, tak na zadním podvozku. $2k_1$ je tuhost primárního vypružení, kde na každém podvozku bude jeden pár tohoto vypružení. Souřadnice h_z a h_p značí svislé nerovnosti koleje, které jsou způsobeny opotřebením povrchu hlav projížděných kolejnic.

2.2. Sestavení pohybových rovnic

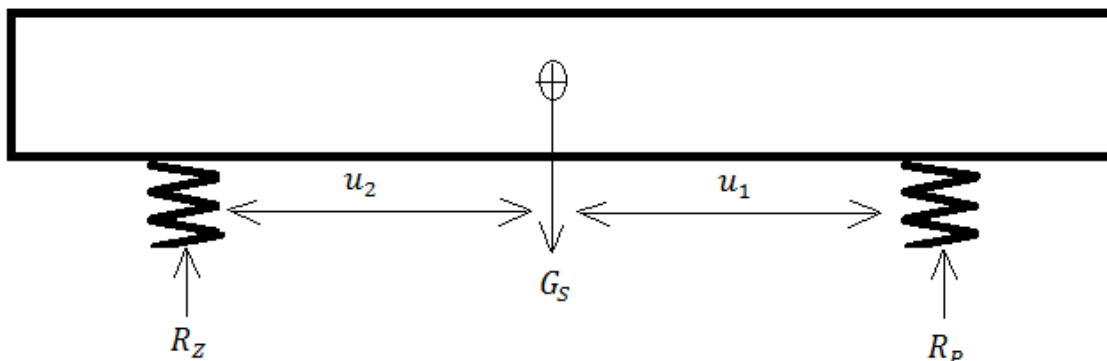
Jelikož se jedná o jednoduchý model, k výpočtu využiji metodu uvolňování, kde každé těleso uvolním zvlášť. To znamená, že pomyslně odstraním vazby a nahradím je příslušnými vazbovými účinky (silami a momenty).

Mým cílem je nalézt vlastní pohybové rovnice soustavy těles (modelu). Jelikož mám 4° volnosti, budou tyto rovnice 4.

Ve statické rovnováze vypočítám, o kolik se pružiny stlačí, když bude motorový vůz v klidu a nebudou na něj působit dynamické silové účinky, vyplývající z jízdy vozidla. Dynamika mi pak určuje vliv účinků vnějších budících sil, které následně na motorový vůz a jeho pružiny působí během jízdy.

2.2.1. Skříň

2.2.1.1. Statika



Obr. 2.2 Statické schéma skříně

Statická silová rovnováha je definována následujícími rovnicemi:

$$F_z = 0. \quad G_s - R_z - R_p = 0 \quad (2.5)$$

$$M_y = 0. \quad -R_p \cdot (u_1 + u_2) - G_s \cdot u_2 = 0 \quad (2.6)$$

Z řešení vyplývají pro silové účinky v sekundárním vypružení tyto vztahy:

$$R_p = G_s \cdot \frac{u_2}{(u_1 + u_2)} = 4k_2 \cdot \Delta z_p \quad R_z = G_s \cdot \frac{u_1}{(u_1 + u_2)} = 4k_2 \cdot \Delta z_z \quad (2.7)$$

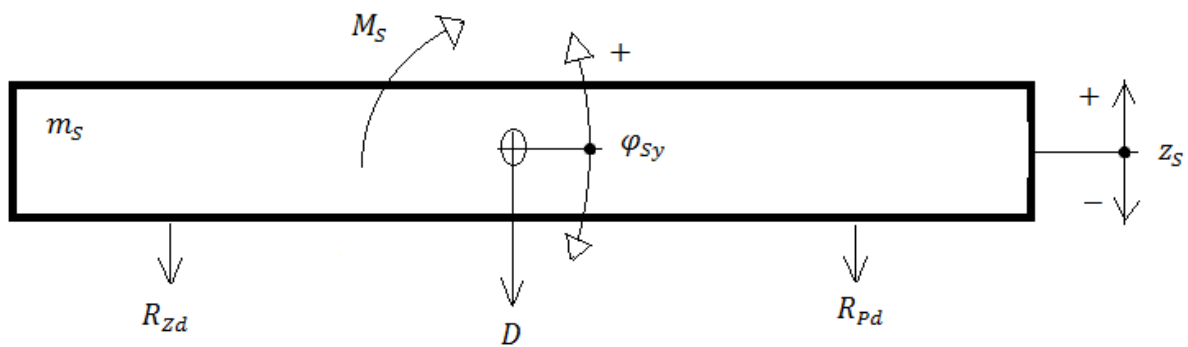
Velikost statického stlačení vypružení je dána vztahy:

$$\Delta z_z = \frac{R_z}{4k_2} \quad (2.8)$$

$$\Delta z_p = \frac{R_p}{4k_2} \quad (2.9)$$

$\Delta z_z, \Delta z_p$ značí, o kolik se sekundární pružina stlačí, když bude motorový vůz v klidu. Pokud vzdálenosti u_1 a u_2 jsou stejné, to znamená, že těžiště skříně je ve středu, velikosti Δz_z a Δz_p se budou rovnat. G_s je vlastní tíha skříně, která je definována jako součin vlastní hmotnosti a zemského tíhového zrychlení. $G_s = m_s \cdot g$.

2.2.1.2. Dynamika

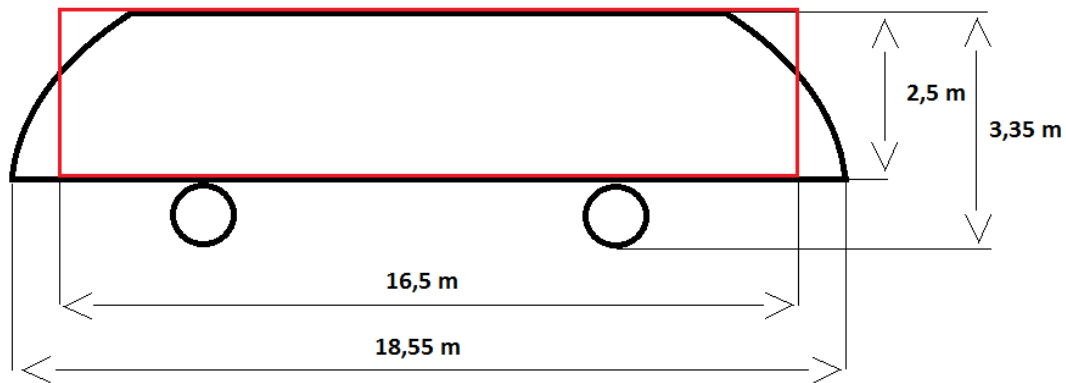


Obr. 2.3 Dynamické schéma skříně

M_s je moment skříně, který je vyjádřen vztahem, jenž je dán momentem setrvačnosti J_{sy} a úhlovým zrychlením kývání skříně, tj. druhou derivací úhlu, natočení skříně $\ddot{\varphi}_{sy}$.

$$M_s = J_{sy} \cdot \ddot{\varphi}_{sy} \quad (2.10)$$

Reálný motorový vůz nemá z důvodu aerodynamiky tvar obdélníku, proto k výpočtu momentu setrvačnosti využijeme zjednodušení do obdélníku, kde délka obdélníku $l = 16,5 \text{ m}$. Jelikož výška vozidla nad $TK = 3,35 \text{ m}$ a přibližná předpokládaná výška podvozku je $0,8 \text{ m}$, můžeme si tak odvodit výšku h , která bude $h = h_{TK} - 0,8 = 3,55 - 0,8 = 2,5 \text{ m}$.



Obr. 2.4 Zjednodušení schéma skříň

Moment setrvačnosti, jednak pro prázdný vůz (2.11.1) a pro plně ložený vůz (2.11.2), je dán vztahem:

$$J_{Sy} = \frac{1}{12} \cdot m_{Spv} \cdot (l^2 + b^2) = \frac{1}{12} \cdot 12350 \cdot (16,5^2 + 2,5^2) = 286623 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (2.11.1)$$

$$J_{Sy} = \frac{1}{12} \cdot m_{SLoz} \cdot (l^2 + b^2) = \frac{1}{12} \cdot 20750 \cdot (16,5^2 + 2,5^2) = 481573 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (2.11.2)$$

D je dynamická síla, která působí v těžišti a je dána vztahem:

$$D = m_S \cdot \ddot{z}_S \quad (2.12)$$

Kde m_S je hmotnost skříňe a \ddot{z}_S je zrychlení, tj. druhá derivace svislého posuvu.

Reakční síly:

$$R_{Zd} = 4k_2 \cdot \Delta_{Zzd} \quad (2.13)$$

$$R_{Pd} = 4k_2 \cdot \Delta_{Zpd} \quad (2.14)$$

Deformace vypružení:

$$\Delta_{Zpd} = (z_S + u_1 \cdot \varphi_{Sy} - z_p) \quad (2.15)$$

$$\Delta_{Zzd} = (z_S - u_2 \cdot \varphi_{Sy} - z_z) \quad (2.16)$$

Z rovnovážných rovnic pro sílu a moment získám vlastní pohybové rovnice pro skříň.

$$\sum F_{Zd} = 0 \rightarrow D + R_{Pd} + R_{Zd} = 0 \quad (2.17)$$

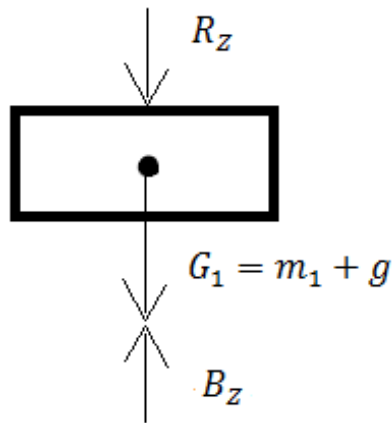
$$m_S \cdot \ddot{z} + 4k_2 \cdot (z_S + u_1 \cdot \varphi_{Sy} - z_p) + 4k_2 \cdot (z_S - u_2 \cdot \varphi_{Sy} - z_z) = 0 \quad (2.18)$$

$$\sum M_d = 0 \rightarrow J_{Sy} \cdot \ddot{\varphi}_{Sy} + R_{Pd} \cdot u_1 - R_{Zd} \cdot u_2 = 0 \quad (2.19)$$

$$J_{Sy} \cdot \ddot{\varphi}_{Sy} + 4k_2 \cdot (z_S + u_1 \cdot \varphi_{Sy} - z_p) \cdot u_1 - 4k_2 \cdot (z_S - u_2 \cdot \varphi_{Sy} - z_z) \cdot u_2 = 0 \quad (2.20)$$

2.2.2. Rám podvozku

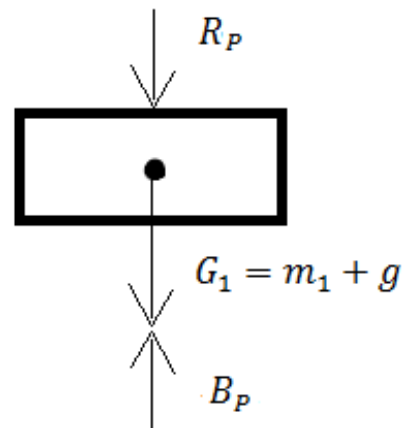
2.2.2.1. Statika



Obr. 2.5 Schéma zadního rámu statika

$$B_Z = G_1 + R_Z \quad (2.21)$$

$$B_Z = 2k_1 \cdot \Delta z_{pz} \quad (2.22)$$



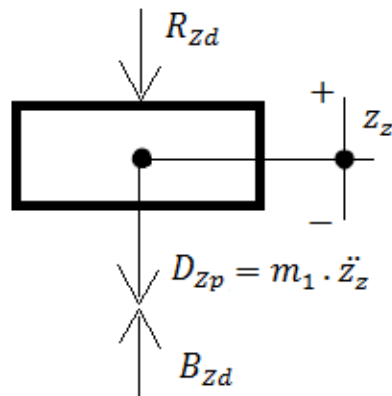
Obr. 2.6 Schéma předního rámu statika

$$B_P = G_1 + R_P \quad (2.23)$$

$$B_P = 2k_1 \cdot \Delta z_{pp} \quad (2.24)$$

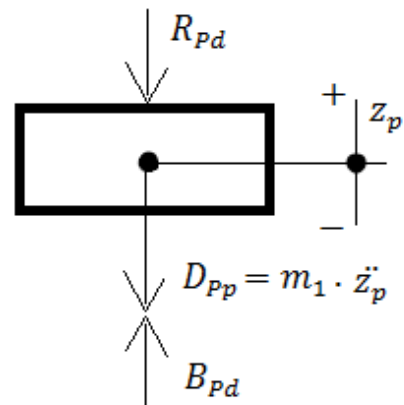
2.2.2.2 Dynamika

Po zavedení setrvačných sil jsem získal následující rovnice (2.25) a (2.26), které vyjadřují dynamickou rovnováhu, kmitají-li rámy podvozků kolem statické rovnovážné polohy.



Obr. 2.7 Schéma zadního rámu dynamika.

$$\sum F_{Zd} = 0 \rightarrow D_{Zp} - R_{Zd} + B_{Zd} = 0 \quad (2.25)$$



Obr. 2.8 Schéma předního rámu dynamika

$$\sum F_{Pd} = 0 \rightarrow D_{Pp} - R_{Pd} + B_{Pd} = 0 \quad (2.26)$$

Po dosazení do rovnic rovnováhy získám zbylé dvě vlastní pohybové rovnice.

$$\mathbf{m}_1 \cdot \ddot{\mathbf{z}}_z - 4\mathbf{k}_2 \cdot (\mathbf{z}_S - \mathbf{u}_2 \cdot \boldsymbol{\varphi}_{Sy}) + 2\mathbf{k}_1 \cdot (\mathbf{z}_z - \mathbf{h}_z) = \mathbf{0} \quad (2.27)$$

$$\mathbf{m}_1 \cdot \ddot{\mathbf{z}}_P - 4\mathbf{k}_2 \cdot (\mathbf{z}_S + \mathbf{u}_1 \cdot \boldsymbol{\varphi}_{Sy}) + 2\mathbf{k}_1 \cdot (\mathbf{z}_P - \mathbf{h}_P) = \mathbf{0} \quad (2.28)$$

$$\rightarrow \mathbf{m}_1 \cdot \ddot{\mathbf{z}}_z - 4\mathbf{k}_2 \cdot \mathbf{z}_S + 4\mathbf{k}_{1z} \cdot \mathbf{u}_2 \cdot \boldsymbol{\varphi}_{Sy} + 2\mathbf{k}_1 \cdot \mathbf{z}_z = 2\mathbf{k}_{2z} \cdot \mathbf{h}_z \quad (2.29)$$

$$\rightarrow \mathbf{m}_1 \cdot \ddot{\mathbf{z}}_P - 4\mathbf{k}_2 \cdot \mathbf{z}_S - 4\mathbf{k}_2 \cdot \mathbf{u}_1 \cdot \boldsymbol{\varphi}_{Sy} + 2\mathbf{k}_1 \cdot \mathbf{z}_P = 2\mathbf{k}_{2z} \cdot \mathbf{h}_P \quad (2.30)$$

Tyto vlastní pohybové rovnice mohou napsat v maticovém tvaru, kde \mathbf{M} bude hmotnostní matice, \mathbf{K} matice tuhostí a vektorem vnějších sil $\mathbf{F}(t)$. Představuje budící síly, které jsou vyvolány nerovnostmi kolejí.

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{Y}} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{Y} = \mathbf{F}(t) \quad (2.31)$$

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{Sy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{\varphi}_{Sy} \\ \ddot{z}_z \\ \ddot{z}_P \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 8k_2 & 4k_2 \cdot (\mathbf{u}_1 - \mathbf{u}_2) & -4k_2 & -4k_2 \\ 4k_2 \cdot (\mathbf{u}_1 - \mathbf{u}_2) & 4k_2 \cdot (\mathbf{u}_1^2 + \mathbf{u}_2^2) & 4k_2 \cdot \mathbf{u}_2 & -4k_2 \cdot \mathbf{u}_1 \\ -4k_2 & 4k_2 \cdot \mathbf{u}_2 & 2k_1 & 0 \\ -4k_2 & -4k_2 \cdot \mathbf{u}_1 & 0 & 2k_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z_S \\ \varphi_{Sy} \\ z_z \\ z_P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 2k_1 \cdot \mathbf{h}_z \\ 2k_1 \cdot \mathbf{h}_P \end{bmatrix}$$

Při výpočtu uvažuji o zjednodušeném modelu, tedy že na vůz nepůsobí žádné budící síly a maticový tvar pro výpočet bude mít levou stranu rovnice nulovou.

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{Y}} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{Y} = \mathbf{0} \quad (2.32)$$

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{Sy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{\varphi}_{Sy} \\ \ddot{z}_z \\ \ddot{z}_P \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 8k_2 & 4k_2 \cdot (\mathbf{u}_1 - \mathbf{u}_2) & -4k_2 & -4k_2 \\ 4k_2 \cdot (\mathbf{u}_1 - \mathbf{u}_2) & 4k_2 \cdot (\mathbf{u}_1^2 + \mathbf{u}_2^2) & 4k_2 \cdot \mathbf{u}_2 & -4k_2 \cdot \mathbf{u}_1 \\ -4k_2 & 4k_2 \cdot \mathbf{u}_2 & 2k_1 & 0 \\ -4k_2 & -4k_2 \cdot \mathbf{u}_1 & 0 & 2k_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z_S \\ \varphi_{Sy} \\ z_z \\ z_P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

2.3. Výpočet tuhosti pružin

Z obr. 2.1 je patrné, že při sériovém zapojení prvního a druhého stupně vypružení musí výsledná tuhost vypružení vozidla splnit požadavek na danou minimální tuhost, která je definována vztahem:

$$k_{V_{min}} = \frac{\sum k_1 \cdot \sum k_2}{\sum k_1 + \sum k_2} \quad (2.33)$$

Pokud si představím motorové vozidlo ve zjednodušeném schématu jako je tomu na obr. 2.1, lze potom minimální tuhost spočítat dle vztahu:

$$k_{V_{min}} = \frac{G_u}{z_u} = \frac{(m_{S_{Lož}} - m_{S_{PV}}) \cdot g}{70mm} = \frac{(20750 - 12350) \cdot 9,81}{70} = 1177,2 \text{ [N/mm]} \quad (2.34)$$

V němž G_u je maximální přípustná tíha, tedy hmotnost cestujících a zavazadel, která je dána rozdílem plně loženého vozu a prázdného vozu. z_u je užitečné sednutí ve svislém směru, definované podle typů vozu.

Dále použiji vztah pro optimální poměr tuhosti vypružení:

$$\left(\frac{k_1}{k_2}\right) = 2 + \mu \quad (2.35)$$

Kde μ je poměr prvotně odpružené hmoty, tedy podvozku m_1 a druhotně odpružených hmot m_s , tedy skříně. Jelikož pracuji s motorovým vozem, kde se poměr μ bude měnit podle toho, zda bude motorový vůz prázdný nebo plně naložený, stanovím tento poměr pro případ středně obsazeného vozu, tj. vztahem:

$$\mu_{stř} = \frac{2 \cdot m_1}{m_{S_{Lož}} + m_{S_{PV}}} = \frac{2 \cdot 1100 \cdot 2}{20750 + 12350} = 0,133 \quad (2.36)$$

V tomto vztahu $m_{S_{PV}}$ značí hmotnost prázdného vozu a $m_{S_{Lož}}$ hmotnost plně obsazeného vozu.

S pomocí vztahu (2.33) a (2.35) lze vyjádřit vztah pro výsledné tuhosti primárního a sekundárního vypružení:

$$k_{Z_1} = (3 + \mu_{stř}) \cdot k_{V_{min}} = (3 + 0,133) \cdot 1177,2 = 5097 \text{ [N/mm]} \quad (2.37)$$

$$k_{Z_2} = \frac{(3 + \mu_{stř}) \cdot k_{V_{min}}}{(2 + \mu_{stř})} = \frac{(3 + 0,133) \cdot 1177,2}{(2 + 0,133)} = 1729 \text{ [N/mm]} \quad (2.38)$$

Tato výsledná tuhost odpovídá tuhosti součtu všech pružin primárního (pro k_{z_1}) a sekundárního (pro k_{z_2}) vypružení. Je proto potřeba, pokud chci získat tuhost odpovídající jedné pružině, tyto hodnoty vydělit příslušným počtem pružin.

Výsledné tuhosti jedné pružiny:

$$k_{z_{1.1}} = \frac{k_{z_1}}{4} = 1274 [N/mm] \quad (2.39)$$

$$k_{z_{2.1}} = \frac{k_{z_2}}{8} = 216 [N/mm] \quad (2.40)$$

Tyto tuhosti spolu s momentem setrvačnosti J_{Sy} (2.11.1 nebo 2.11.2) a hmotnostmi m_1 a m_5 dosadím do maticového tvaru rovnice (2.32), ze kterého si vypočítám vlastní kmitové tvary a vlastní frekvenci modelu motorového vozu. Tyto výpočty provádím pomocí programu Matlab.

2.4 Vlastní kmitové tvary a frekvence vozu

Vlastní kmitové tvary (čísla) vyjdou v matici U pro prázdný vůz:

$$U = \begin{bmatrix} 0,000 & 0,0089 & 0,000 & 0,0013 \\ -0,0019 & 0,000 & -0,0003 & 0,000 \\ 0,0029 & 0,0031 & -0,0211 & 0,0211 \\ -0,0029 & 0,0031 & 0,0211 & 0,0211 \end{bmatrix} \quad (2.41)$$

Tuto matici mohou znormovat a dostat tyto tvary:

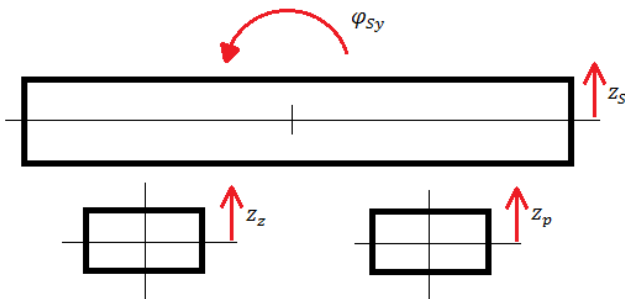
U_{1norm}	U_{2norm}	U_{3norm}	U_{4norm}
0,0000	1,0000	0,0000	1,0000
2,3744	0,0000	-0,0125	0,0000
-3,7514	0,3529	-1,0312	-15,9079
3,7514	0,3529	1,0312	-15,9079

Každý řádek odpovídá jednomu ze čtyř stupňů volnosti, je to podle toho, jak jsou tyto proměnné vypsány v pohybových rovnicích v maticovém tvaru (2.32). Tyto čísla vyjadřují délku vektoru. První řádek je tedy houpání skříně z_s , druhý řádek odpovídá natočení skříně φ_{Sy} , třetí a čtvrtý řádek náleží houpání podvozku nejprve zadnímu z_z a poté přednímu z_p .

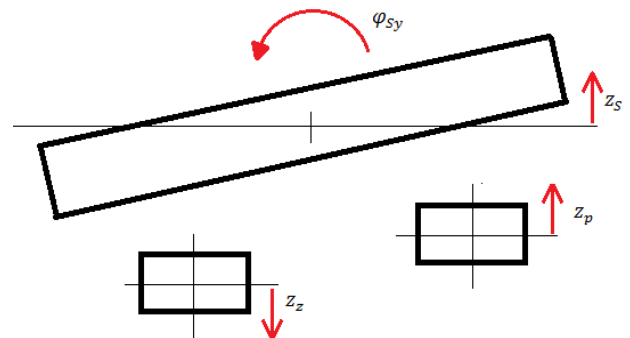
Dále ke každému normovanému sloupci mohou vypsát charakteristické chování kmitů celé soustavy.

Tato soustava může kmitat čtyřmi způsoby:

- 1) Souběžné kmity skříně a kmity podvozků souběžné. Natočení v tomto stavu je nulové. Tento typ odpovídá druhému sloupci \mathbf{U}_{2norm} , kde je „dominantní“ houpání skříně, a to velikostí 1. Natočení skříně je 0, čemuž odpovídá druhý řádek. Houpání zadního a předního podvozku je rovno **0,3529**. Podle znaménka poznáme, že jdou stejným směrem, jako je směr houpání skříně.

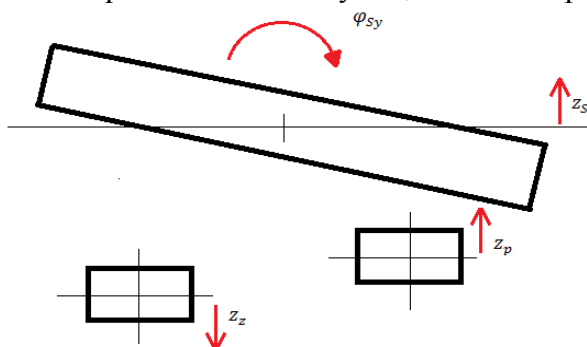


Obr. 2.9 Schéma kmitání 1

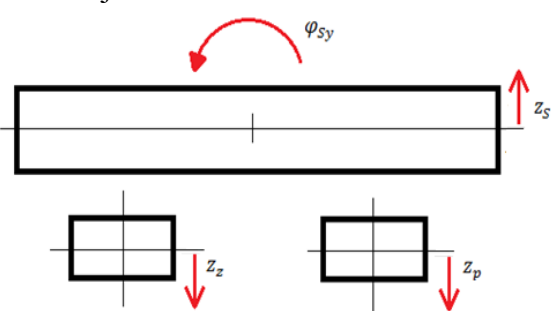


Obr. 2.10 Schéma kmitání 2

- 2) Kývání skříně a souběžné houpání podvozků vůči kývání skříně, kdy podvozky kopírují směr natočení skříně a kmitání skříně ve svislém směru je nula. To nastává u \mathbf{U}_{3norm} , kde houpání skříně je **0**, nebude se tedy houpat. Natočení skříně určuje velikost $-0,0125$ a houpání zadního podvozku $-1,0312$, které má také znaménko mínus, tedy směr dolů, jež kopíruje směr natočení skříně. Přední podvozek proto jde v opačném směru než zadní a jeho velikost je **1,0312**.
- 3) Kývání skříně a protiběžné houpání podvozků vůči kývání skříně, kdy jeden podvozek jde proti natočení skříně a druhý zas naopak. Je to příklad \mathbf{U}_{1norm} , kdy přední podvozek jde proti směru natočení skříně, oba tedy v kladném směru, a to s velikostmi **2,3744** pro natočení skříně a **3,7514** pro houpání předního podvozku, zadní podvozek jde v opačném směru tedy $-3,7514$. Houpání skříně je nulové.



Obr. 2.11 Schéma kmitání 3



Obr. 2.12 Schéma kmitání 4

- 4) Poslední případ nastává, když natočení skříně je nula a kmitání skříně jde opačným směrem než podvozky motorkového vozu. Jdou tedy protiběžně. Odpovídá to U_{4norm} . Jde o protiběžné houpání skříně a rámu podvozků a výraznější houpání se projevuje na rámech podvozků.

Frekvence motorového vozu

[Hz]	Při prázdném vozu	Při plně naloženém vozu
Frekvence 1	1,42	1,09
Frekvence 2	1,51	1,17
Frekvence 3	7,73	7,70
Frekvence 4	7,74	7,71

Tab. 4 Frekvence

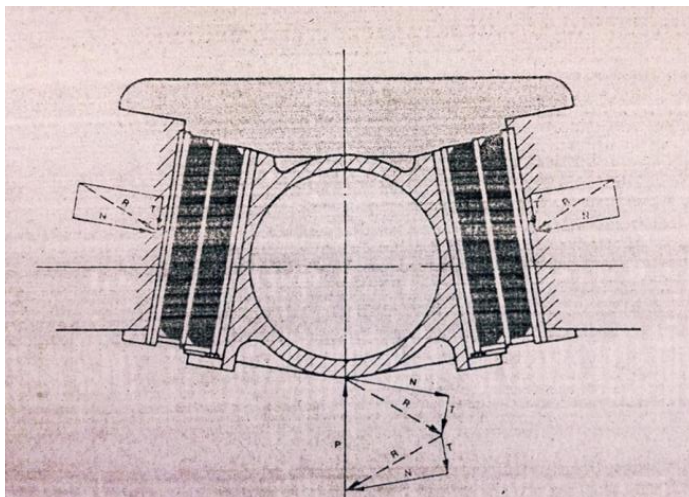
Frekvence 2, která znázorňuje vlastní frekvenci souběžných svislých kmitů tj. houpání skříně, by se měla u osobních vozů pro dlouhodobější pobyt člověka ve voze pohybovat někde mezi **1 ÷ 1,2 Hz**. Při kratší době pobytu člověka ve vozidle je možné připustit vyšší frekvenci, udává se **1,6 ÷ 1,8 Hz**.

3. Návrh vypružení

3.1 Volba primárního vypružení

Z katalogu jsem vyhledal pružinu pro primární vypružení, která byla nejbližší vypočtené hodnoty $k_{z_{1,1}}$ a zároveň vyhovovala rozměrovým požadavkům.

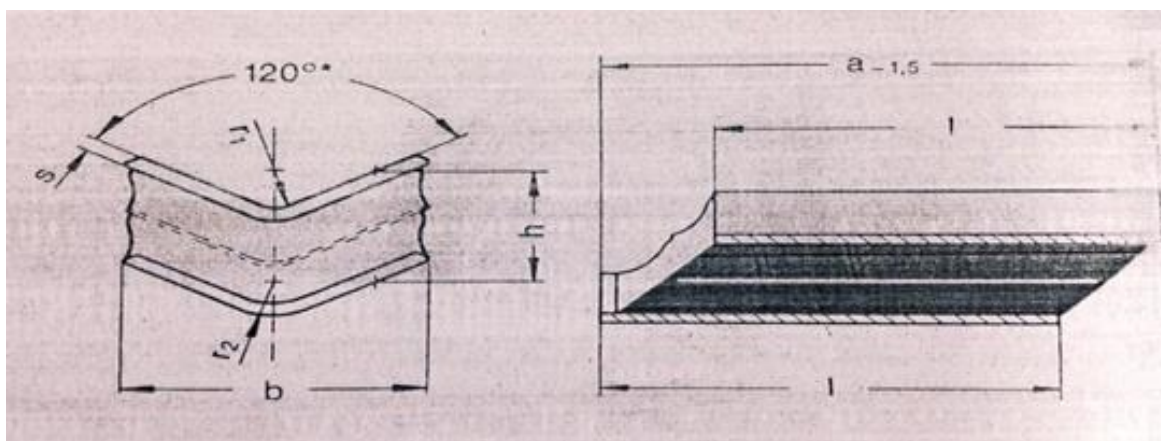
Z katalogů firmy Pheonix jsem zvolil MEGI pružinu s katalogovým číslem 723 272, které náleží tuhost **1275** [N/mm], což se skoro shoduje s hodnotou $k_{z_{1,1}}$. Úhel α , který je v rozměrech předepsán, je úhel, jež svírají pryžokovové bloky umístěné z obou stran ložiskové komory.



Obr. 3.1 „MEGI“ pružina

Číslo v katalogu	a [mm]	b [mm]	h [mm]	l [mm]	s [mm]	$r1$ [mm]	$r2$ [mm]	α [°]	k [N/mm]
732 272	205	100	54	186	5	15	20	16	1275

Tab. 5 Rozměry „MEGI“ pružiny

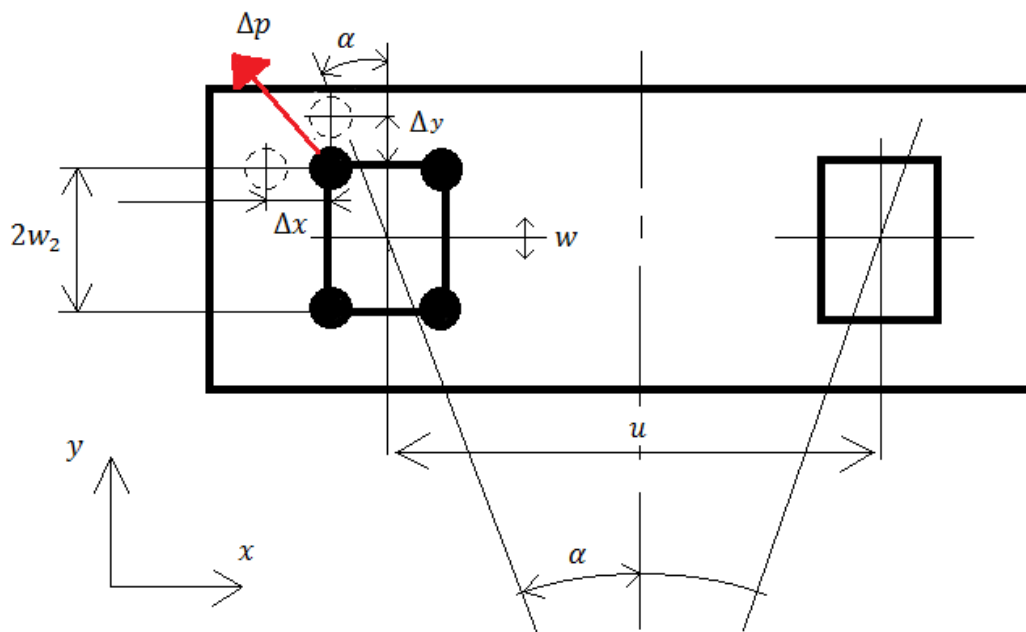


Obr. 3.2 Rozměry „MEGI“ pružiny

3.2 Návrh sekundárního vypružení

Sekundární pružina je při jízdě namáhána nejen osovými silami, tj. osovým stlačením, ale též příčnými silami a tím obecnou příčnou deformací, vyplývající z průjezdu vozidla obloukem, kdy dochází k relativnímu vybočení skříně vůči rámu podvozku Δy a natočení podvozku pod skříní vozidla. To se projeví podélnou deformací vypružení Δx . Vektorový součet těchto deformací definuje obecnou příčnou výchylku Δp , kterou musí být schopné pružiny bezpečně přenést.

3.2.1 Výpočet obecné příčné výchylky



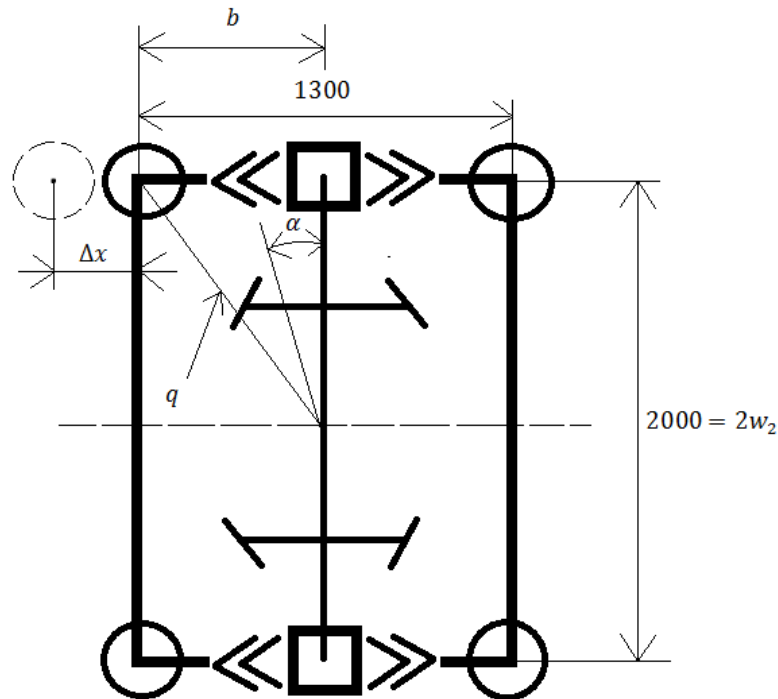
Obr. 3.3 Schéma vozu, podvozků a jejich reakce na vjíždění do oblouku

Při výpočtu příčné výchylky zjistím, o kolik se pružina maximálně příčně vykloní z normálové hodnoty při průjezdu zatáčkou. Minimální poloměr oblouku, kterým vůz projede, je stanoven na $R_0 = 150 \text{ m}$. Známi vzdálenosti středů zadního a předního podvozku u , mohu si vypočítat úhel, o který se podvozek pootočí při průjezdu zatáčkou s poloměrem 150 m .

$$\tan \alpha = \frac{u}{2 \cdot R_0} = \frac{9}{2 \cdot 150} = 0,03 \Rightarrow \alpha = 0,03 \quad (3.1)$$

Pro výpočet příčné výchylky potřebujeme znát výchylku ve směru x a ve směru y , která je zde znázorněna proměnnou w .

$$\Delta p = \sqrt{\Delta x^2 + w^2} \quad (3.2)$$



Obr. 3.4 Schéma podvozku

Z rozměrů rámu podvozku a předpokladu umístění primárního vypružení na rám podvozku mohou vypočítat úhlopříčku q :

$$q = \sqrt{w_2^2 + b^2} = \sqrt{1^2 + 0,65^2} = 1,192 \text{ m} \quad (3.3)$$

A spočítat si výchylku ve směru x :

$$\Delta x_{(150)} = q \cdot \tan \alpha = 1,192 \cdot 0,03 = 0,036 \text{ m} \quad (3.4)$$

Výchylka ve směru y je dána jízdou v oblouku a nerovnostmi kolejí, které nejsou dokonale rovné a při průjezdu působí na kola síly, které taktéž tvoří výchylku do směru y . Maximální výchylku lze uvažovat u motorového vozu:

$$\Delta y_{(150)} = w = \pm 0,032 \text{ m} \quad (3.5)$$

Po dosazení do vztahu (3.2) je maximální příčná výchylka Δp pro poloměr projížděného oblouku 150 m z výchylek ve směru x a y :

$$\Delta p_{(150)} = \sqrt{\Delta x^2 + w^2} = \sqrt{0,036^2 + 0,032^2} = 0,048 \text{ m} = 48 \text{ mm} \quad (3.6)$$

3.2.2 Dynamická přírážka

Při jízdě po svislých nerovnostech trati dochází k svislému dynamickému přetížení pružících prvků vozidla, neboť na jednotlivé hmoty vozidla působí dynamická (zrychlující) síla. K vyjádření tohoto nárůstu přetížení pružících prvků a nosných prvků pojezdu vozidla je užíván parametr k_{dyn} , který označujeme pojem dynamická přírážka.

Pro maximální rychlost jízdy $v_{max} \in (100 \div 160) [km/h]$ je stanoven vzorec:

$$k_{dyn} = a + b \cdot \frac{0,22 \cdot (v - 55)}{\sum z_{stat}} \quad (3.7)$$

Kde a je konstanta a pro druhotně odpružené hmoty a její hodnota je $a = 0,05$. Maximální rychlost motorového vozu je stanovena na $120 km/h$, b je také konstanta, respektující počet dvojkolí nebo náprav n_p v podvozku a je dána vzorcem:

$$b = \frac{n_p + 2}{2n_p} = \frac{1 + 2}{2 \cdot 1} = 1,5 \quad (3.8)$$

Motorový vůz má jednu nápravu $n_p = 1$ a proto $b = 1,5$

$\sum z_{stat}$ je součet statického sednutí pružin všech stupňů vypružení při plně loženém vozidle.

$$\sum z_{stat} = \frac{F_{1z}}{k_1} + \frac{F_{2z}}{k_2} \quad (3.9)$$

Síly F_{1z} a F_{2z} vypočtu z následujících vztahů:

$$F_{1z} = m_1 \cdot g + m_{s_{Lož}} \cdot g = 1100 \cdot 9,81 + 20750 \cdot 9,81 = 214\,348\,N \quad (3.10)$$

$$F_{2z} = m_{s_{Lož}} \cdot g = 20750 \cdot 9,81 = 203\,557\,N \quad (3.11)$$

Hodnoty k_1 a k_2 získám ze vztahů (2.37) a (2.38).

Po dosazení do vztahu (3.9) je hodnota sednutí statického vypružení:

$$\sum z_{stat} = \frac{214\,348}{5097} + \frac{203\,557}{1729} = 159,8\,mm \quad (3.12)$$

Velikost dynamické přírážky pro druhý stupeň vypružení je:

$$k_{dyn} = a + b \cdot \frac{0,22 \cdot (v - 55)}{\sum z_{stat}} = 0,05 + 1,5 \cdot \frac{0,22 \cdot (120 - 55)}{159,8} = 0,184$$

3.2.3 Výpočet šroubové pružiny dle ČSN EN 13906-1

Pro návrh ocelové šroubové pružiny potřebuji znát rozměrové parametry, které by měla tato pružina splňovat, abych ji byl schopen umístit mezi rám podvozku a skříň. Podle výkresové dokumentace rámu podvozku byly navrženy tyto rozměry Tab. 6.

Jako materiál navržené pružiny volím ocel ČSN 14 260.7 (56SiCr6 dle EN).

<i>Střední průměr pružiny</i>	<i>D</i>	215	<i>mm</i>
<i>Průměr drátu</i>	<i>d</i>	35	<i>mm</i>
<i>Počet činných závitů</i>	<i>n</i>	7	<i>mm</i>
<i>Modul pružnosti ve smyku</i>	<i>G</i>	78 500	<i>N/mm²</i>
<i>Modul pružnosti v tahu</i>	<i>E</i>	206 000	<i>N/mm²</i>
<i>Maximální příčná výchylka</i>	<i>Δp</i>	48	<i>mm</i>
<i>Dynamická přirážka</i>	<i>k_{dyn}</i>	0,225	
<i>Síla na pružinu při prázdném vozu</i>	<i>F_{PV}</i>	15 145	<i>N</i>
<i>Síla na pružinu při loženém vozu</i>	<i>F_{lož}</i>	25 445	<i>N</i>
<i>Maximální možná působící síla</i>	<i>F_{max}</i>	31 170	<i>N</i>
<i>Síla na pružinu na narážce</i>	<i>F_n</i>	31 180	<i>N</i>

Tab. 6 Rozměry šroubové válcové pružiny

Ze zadaných a zvolených parametrů si mohu vypočíst osovou tuhost, kterou pružina bude mít.

$$k_0 = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} = \frac{7,85 \cdot 10^4 \cdot 35^4}{8 \cdot 215^3 \cdot 7} = 211,7 \text{ N/mm} \quad (3.13)$$

Vypočtená tuhost by se měla rovnat, nebo alespoň co nejvíce blížit tuhosti vypočítané v kapitole „2.3 Výpočet tuhosti pružin a vlastních frekvencí vozu“, kde tuhost sekundárního vypružení z rovnice (2.40) byla $k_{z2.1} = 216 \text{ N/mm}$, tedy o necelých 5 N/mm než navržená pružina. Z toho vyplývá, že tuhostně navržená pružina vyhovuje.

Počet celkových závitů:

$$n_c = n + n_z = 7 + 1,5 = 8,5 \quad (3.14)$$

Kde n_z je počet závěrných závitů pružiny.

Volná výška pružiny v nezatíženém stavu:

$$L_0 = L_1 + \frac{F_{PV}}{k_0} = 433 + \frac{15\,145}{211,7} = 504,54 \text{ mm} \quad (3.15)$$

Výška pružiny při plně loženém vozu:

$$L_{lož} = L_1 - \frac{(F_{lož} - F_{PV})}{k_0} = 433 - \frac{(25\,445 - 15\,145)}{211,7} = 384,34 \text{ mm} \quad (3.16)$$

Výška pružiny při maximálním zatížení:

$$L_{max} = L_1 - \frac{(F_{max} - F_{lož})}{k_0} = 433 - \frac{(31\,170 - 15\,145)}{211,7} = 357,29 \text{ mm} \quad (3.17)$$

Výška pružiny na narážce:

$$L_n = L_1 - \frac{(F_n - F_{lož})}{k_0} = 433 - \frac{(31\,180 - 15\,145)}{211,7} = 357,24 \text{ mm} \quad (3.18)$$

Maximální stlačení pružiny v pracovním stavu:

$$s_{max} = L_1 - L_n = 433 - 357,24 = 75,76 \text{ mm} \quad (3.19)$$

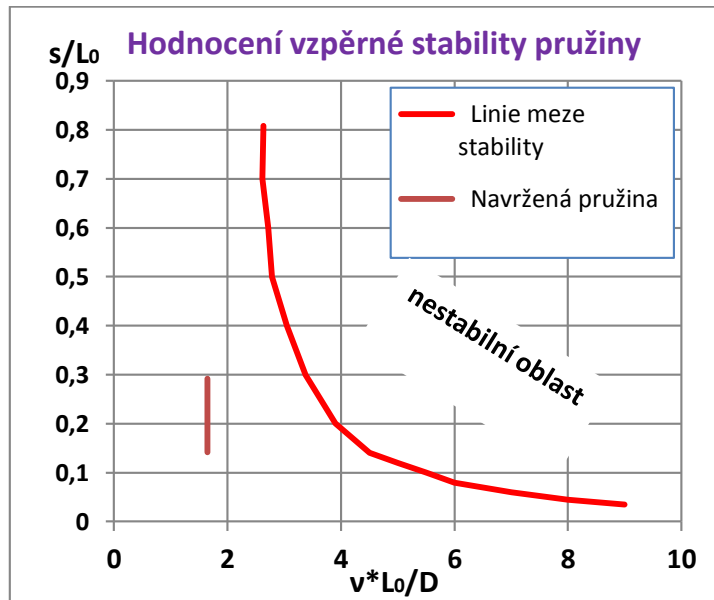
Pro zbylé výpočty byl použit excelovský program doc. Ing. Josefa Koláře, CSc. V tab. 7 je zobrazena výpočtová tabulka navrhované pružiny.

Výpočet šroubovitě pružiny dle ČSN EN 13 906-1					
Střední průměr pružiny	D =	215 mm	Korekční součinitel	k =	1,2318
Průměr drátu	d =	35 mm	Osová tuhost pružiny	k ₀ =	211,7 N/mm
Počet činných závitů	n =	7	Štíhlostní poměr	λ =	2,347
Celkový počet závitů	n _c =	8,5	Poissonova konstanta	μ =	0,381
Modul pružnosti ve smyku	G =	7,85E+04 N/mm ²	Koeficient uloř. pružiny	v =	0,70
Modul pružnosti v tahu	E =	2,06E+05 N/mm ²	Limitní hodnoty - vnější průměr D_s = 260 mm		
Délka (výška) pružiny pod F _{PV}	L ₁ =	433 mm	Skutečný vnější průměr	D _s =	250 mm
Maxim. příčná výchylka	Δp =	48 mm	Skutečný vnitřní průměr	D _i =	180 mm
Dynamická přírážka	k _{dyn} =	0,225	Mezní vzpěrné stlačení	S _k =	378 mm
Síla na pružinu pod F _{PV}	F ₁ =	15 145 N	Navržená pružina		
Síla na pružinu ložený	F _{lož} =	25 445 N	F _{max}	v*Lo/D=	1,642
Síla na pružinu pod F _{max}	F ₂ =	31 170 N	F _{PV}	s/Lo=	0,292
Síla na pružinu na narážce	F _n =	31 180 N	Požadované délkové (výškové) rozměry		
Maxim. stlačení pružiny s _{max} = L ₁ -L _n		75,76 mm	šroubovitě válcové pružiny podle ČSN EN 13906-1:		
Volná délka pružiny	L ₀ =	504,55 mm	L ₀ =	504,31 mm	
Délka (výška) pružiny pod F _{PV}	L ₁ =	433 mm	L ₁ =	432,76 mm	
Délka (výška) pružiny pod F _{lož}		384,34 mm	L _{lož} =	384,10 mm	
Délka (výška) pružiny pod F _{max}		357,29 mm	L ₂ =	357,05 mm	
Délka (výška) pružiny na narážce		357,24 mm	L _n =	357,00 mm	
Skutečný součet minim. mezer s _s =		70,24 mm	S _s =	70,00 mm	
Pevná délka (výška) pružiny	L ₀ =	287 mm	L ₀ =	287,00 mm	

Tab. 7 Výpočtová tabulka navrhované pružiny

3.2.4 Kontrola pružiny na vzpěrné vybočení, torzní namáhání a překlopení

U tlačné pružiny je třeba vždy kontrolovat její zabezpečení proti vzpěrnému vybočení. Kontrola je prováděna srovnáním maximální pracovní deformace (stlačení) pružiny s deformací dovolenou. Na vybočení pružiny má výrazný vliv také uložení pružiny.



Obr. 3.5 Graf vzpěrné stability pružiny

Uložení pružiny volím „pevné – kloubové“ uložení, koeficient uložení v bude tedy $0,7$.

Navržená pružina:

$$v \cdot \frac{L_0}{D} = 0,7 \cdot \frac{504,55}{215} = 1,643 \quad (3.20)$$

$$\frac{s_1}{L_0} = \frac{L_0 - L_n}{L_0} = \frac{504,55 - 357,24}{504,55} = 0,292 \quad (3.21)$$

$$\frac{s_2}{L_0} = \frac{L_0 - L_1}{L_0} = \frac{504,55 - 433}{504,55} = 0,142 \quad (3.22)$$

Kde s_1 je stlačení pružiny z nezatíženého stavu na maximálně zatížený stav, s_2 je stlačení pružiny z nezatíženého stavu na stav, jaký odpovídá zatížení pod prázdným vozem. Jedná se tedy o dva mezní stavy, které mohou nastat.

Z grafu, viz obr. 3.5, je patrné, že pružina vyhovuje na vzpěrné vybočení, pásmo se nachází ve stabilní oblasti.

Dalším kritériem je kontrola maximálního korigovaného torzního namáhání:

$$\tau_{k_{\max}} = k \cdot \tau_{\max} \quad (3.23)$$

Kde k je korekční součinitel a τ_{\max} je maximální torzní namáhání, které je dáno vztahem:

$$\tau_{\max} = \frac{8}{\pi \cdot d^3} \cdot [F_{\text{lož}}(D + \Delta p) + F_Q(L_{\text{lož}} - d)] \quad (3.24)$$

Uvažuji zde plně naložený vůz, z důvodu největšího zatížení, které může při splňování podmínek kapacity nastat. d je průměr drátu pružiny, $F_{\text{lož}}$ je síla působící na pružinu v případě plně naloženého vozu, D je střední průměr pružiny, Δp je obecná příčná výchylka, F_Q je příčná síla působící na pružinu, $L_{\text{lož}}$ je délka pružiny pod plně naloženým vozem (tedy při působení síly $F_{\text{lož}}$).

Po dosazení hodnot z tab. 6 vychází maximální torzní namáhání:

$$\tau_{\max} = \frac{8}{\pi \cdot 35^3} \cdot [25\,445(215 + 48) + 4\,202(384,34 - 35)] = 484,65 \text{ N/mm}^2 \quad (3.25)$$

A následně dopočítám maximální korigované torzní namáhání:

$$\tau_{k_{\max}} = 1,2318 \cdot \tau_{\max} = 1,2318 \cdot 484,65 = 596,99 \text{ N/mm}^2 \quad (3.26)$$

Toto namáhání odpovídá statickému předpětí vyvolanému současnému působení osově a příčné síly při jízdě po ideálně rovné trati. Při započítání dynamických sil $F_{\max, \min} = F_{\text{lož}} \cdot (1 \pm k_{\text{dyn}})$ dochází k rozkmitu namáhání pružiny a tedy i rozkmitu vypočtených napětí, viz tab. 8.

Kontrola na překlopení stanovená z momentové rovnováhy k závěrnému závitu:

$$F_Q \cdot L_{\text{lož}} \leq F_{\text{lož}} \cdot \frac{D - \Delta p}{2} \rightarrow 4364 \cdot 384,34 \leq 25\,445 \cdot \frac{250 - 48}{2} \quad (3.27)$$

Za F_Q dosadím příčnou sílu při daném zatížení vozu, v mém případě tedy plně loženého vozu, $L_{\text{lož}}$ je délka pružiny loženého vozu, $F_{\text{lož}}$ je svíslá síla působící na pružiny při plně loženém voze, D je střední průměr pružiny a Δp obecná příčná výchylka.

$$1\,677\,260 \leq 2\,569\,945 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.28)$$

Levá strana rovnice je podle znaménka nerovnosti menší, než pravá strana rovnice. Podmínka bezpečnosti na překlopení pružiny je tedy splněna.

Zbývá tedy provést následující kontrolu navržené pružiny na únavu. To se provádí zobrazením vypočtených napětí do Smithova nebo Goodmanova diagramu, který je pro určitý průměr drátu a materiál pružiny definován v normě EN 13906-1.

3.2.5 Smithův a Goodmanův diagram

Smithův a Goodmanův diagram obr. 3.6, obr 3,7 vyjadřuje vztahy mezi hodnotami meze únavy pro různé druhy asymetrie cyklu. Červeně tečkovaná oblast náleží jízdě motorového vozu po rovné koleji, na vůz tedy působí jen svislá síla. Oblast ohraničená zelenou čarou představuje jízdu motorového vozu v oblouku, kde kromě svislé síly působí i příčná síla.

V Tab. 8 jsou číselné hodnoty napětích působící na pružinu jednak při jízdě po rovné koleji, což je tabulka „Korigované tečné napětí – pouze od síly F_Z “, tedy svislé síly a při jízdě do oblouku „Korigované tečné napětí – $F_Z + F_Y$ “, tedy svislá + příčná síla.

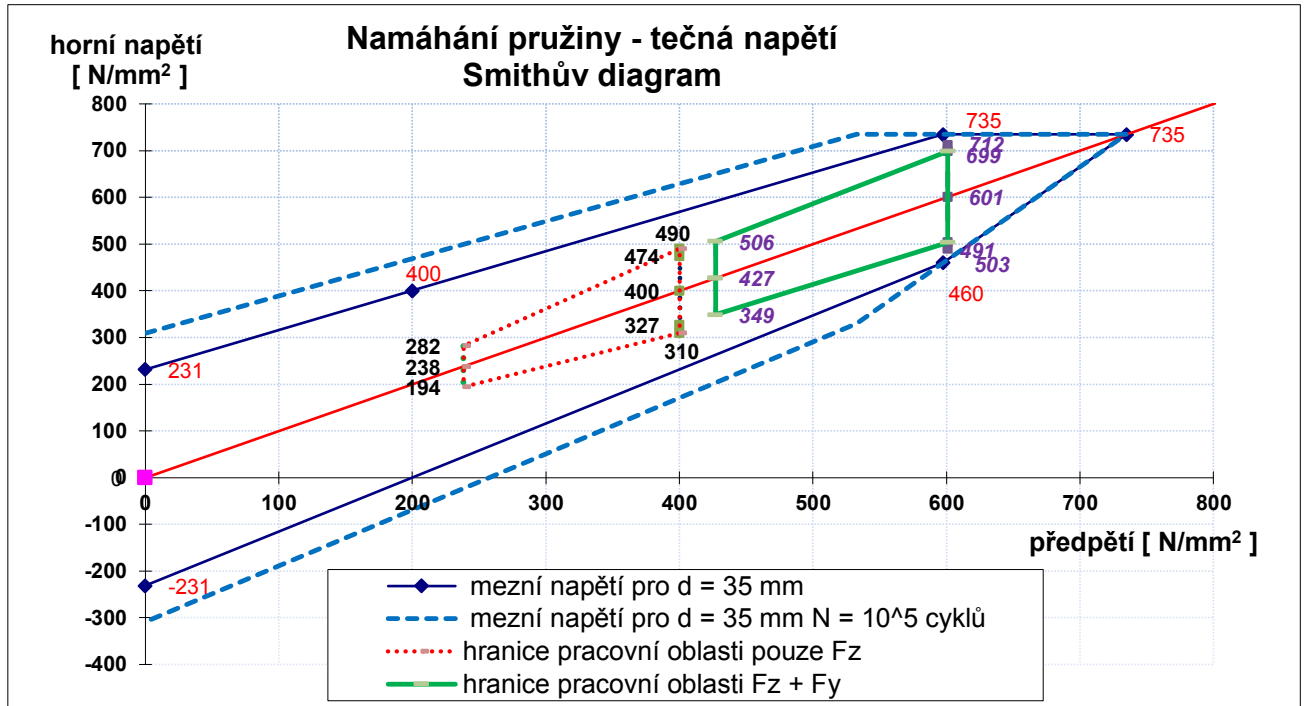
Výpočet sil a napětí dle ČSN EN 13 906-1			
	příčná tuhost	Max. příčná síla	Maximální svislá síla
	N/mm	N	F_{KO} [N]
Prázdný vůz - F_{PV}	97,1	4 660	17 932
Plně ložený $F_{lož}$	90,9	4 364	30 127
Maximální síla F_{max}	87,5	4 202	31 170
Na pevné narážce	87,5	4 202	31 180

Korigované tečné napětí - pouze od F_Z				
	maximální napětí	minimální napětí	předpětí	amplituda napětí
	τ_{KO} N/mm ²	τ_{Ku} N/mm ²	τ_m N/mm ²	τ_s N/mm ²
Prázdný vůz - F_{PV}	282,1	194,4	238,2	43,8
Plně ložený $F_{lož}$	473,9	326,6	400,2	73,6

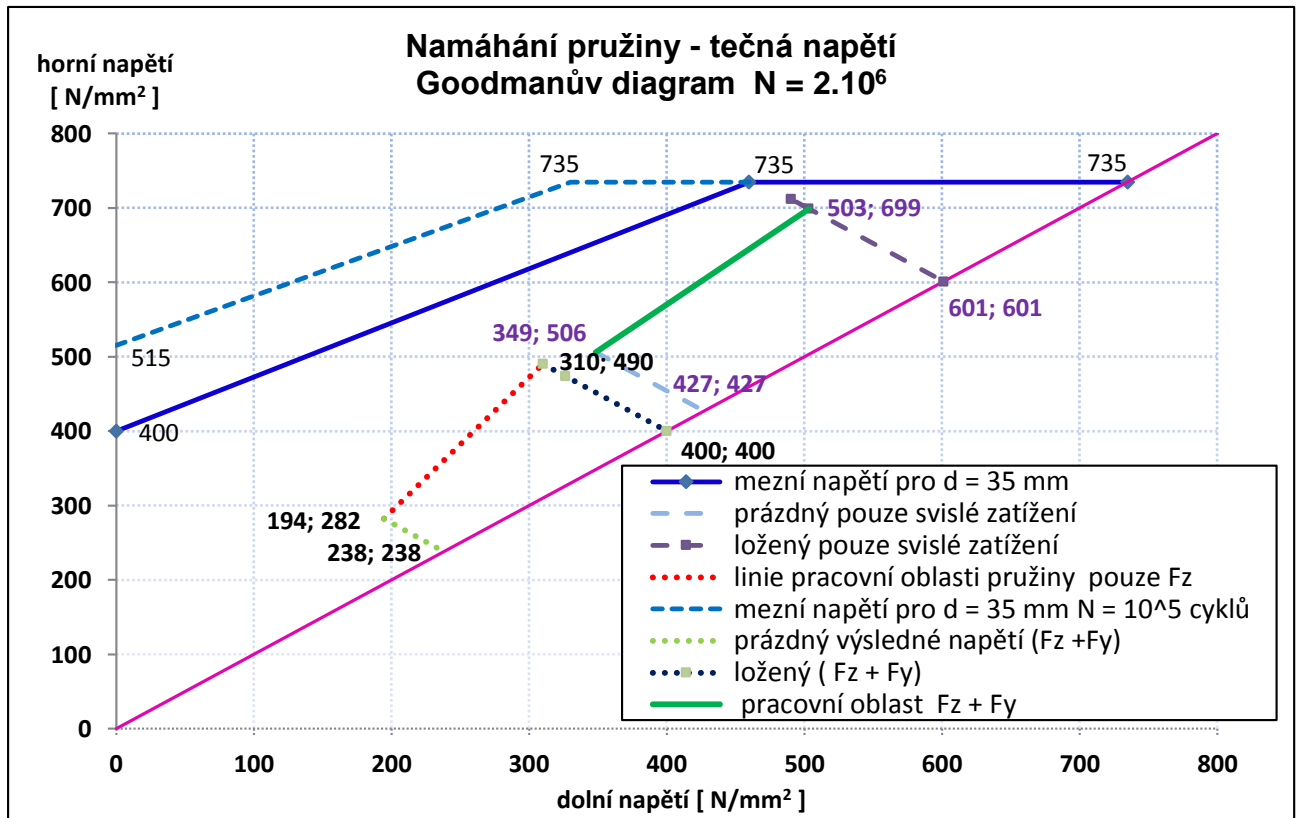
Korigované tečné napětí - $F_Z + F_Y$						
	maximální napětí	minimální napětí	předpětí	amplituda napětí	celkové stlačení	stlačení $F-F_{PV}$
	τ_{KO} N/mm ²	τ_{Ku} N/mm ²	τ_m N/mm ²	τ_s N/mm ²	s [mm]	su [mm]
Prázdný vůz - F_{PV}	505,7	348,5	427,1	78,6	71,55	0,00
Plně ložený $F_{lož}$	711,7	490,5	601,1	110,6	120,22	48,66

Tab. 8 Hodnoty působících napětí

Z obr. 3.6 a 3.7 vyplývá, že pracovní oblasti leží pod mezními čarami a tedy navržené pružiny vyhovují na únavu.



Obr. 3.6 Smithův diagram



Obr. 3.7 Goodmanův diagram

4. Závěr

Podle pokynů a zásad jsem vypracoval rešerši pojednávající o motorových vozech (kolejových autobusech) a jejich vypružení. Zaměřil jsem se nejen na starší typy vozů, ale i na moderní a v současné době používané motorové vozy a obzvláště druhy jejich vypružení. Podle poznatků z rešerše jsem odvodil, že při návrhu vypružení pro zadaný motorový vůz budu volit dvojstupňové vypružení.

Ve druhé části je proveden rozbor silových účinků, každé těleso je uvolněno zvlášť a příslušné vazby nahrazeny silovými účinky, nebo momenty, ze kterých jsou následně sestaveny pohybové rovnice. Z požadavku na minimální tuhost a hmotnostních poměrech vozu byly pomocí mnou vytvořeného programu Matlab vypočítány vlastní kmitové tvary a frekvence vozu, které jsou jednou z podmínek. Frekvence skříně, která je hlavně sledována z důvodu přepravy cestujících, vyšla při prázdném voze **1,51 [Hz]** a při plně loženém voze **1,17 [Hz]**, jenž vyhovují požadavkům.

Třetí část byla věnována volbě primárního vypružení a návrhu sekundárního vypružení. Pro primární vypružení jsem zvolil „MEGI“ pružinu od firmy Pheonix o tuhosti **$k_1 = 1275 [N/mm]$** , která vyhovuje jak tuhostně, tak i rozměrově. Sekundární vypružení pomocí šroubové válcové pružiny bylo navrženo dle normy ČSN EN 13906-1 o tuhosti **$k_2 = 211,7 [N/mm]$** , které vyhovuje jak rozměrovým kritériím, tak bezpečnostním kontrolám.

Cílem bakalářské práce bylo navržení vypružení motorového vozu s ohledem na využití šroubové válcové pružiny v sekundárním vypružení. Tento typ pružiny má lineární charakteristiku, kterou lze ovlivňovat nárazkami a tím změnit frekvenci při určitém zatížení vozu. Další možností je volba vzduchových pružin, které mohou během provozu měnit svoji tuhost. Všechny tyto možnosti by vedly ke zkvalitnění jízdních vlastností, avšak nebyly v rozsahu bakalářské práce a jsou možným námětem dalších prací.

Seznam příloh:

Výrobní výkres pružiny (A4)

Program pro výpočet frekvenci -Soubor: BPFrekvence.m

Použitá literatura:

[1] KOLÁŘ J.: *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*, 2009, skripta ČVUT, ISBN 978-80-01-04262-5

[2] ČSN EN 13906-1. Šroubové válcové pružiny vyráběné z drátů a tyčí kruhového průřezu – Výpočet a konstrukce. *Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, Leden 2014.*

[3] Prezentace z přednášek Teorie vozidel, část kolejová vozidla.

[4] PETR Karel. Kótovací základny, normalizování polotovary, značení materiálů, pružina [online]. 2015. [cit. 2016-06-20]. Dostupné z: <http://seps.fs.cvut.cz/SK1>

[5] ZÍTKO, Martin. Pojezdy. Vypružení. Vagóny. [online]. [cit. 2016-05-05]. Dostupné z <http://www.vagony.cz/pojezdy/vypruzeni.html>

[6] PŘÍRUČKA PRO STROJVEDOUČÍ. Motorová souprava RegioNova 814+914, 2. vydání. 2007, DKV Ústí nad Labem.

[7] „KOLEJE WIELKOPOLSKIE” spółka z o.o. [online].2011 [cit. 2016-05-013]. Dostupné z http://kolejewlkp.pl/wp-content/uploads/2011/12/dsu_213m_wlkp-ver.1.2.pdf

[8] HARALD ROSSA. Der Triebwagen LVT/S von DWA Bautzen [online]. 2013 [cit. 2016-05-13]. Dostupné z: www.suite101.de/article/der-triebwagen-lvts-von-dwa-bautzen-a64696#.V3Eckj7c-c1

Seznam obrázků:

1. Obr. 1.1 Jednostupňové vypružení, pojezd nákladního vozu
2. Obr. 1.2 Dvojstupňové vypružení
3. Obr. 1.3 Motorový vůz M152.0
4. Obr. 1.4 podvozek VÚKV typ 8-807.8.
5. Obr. 1.5 Výkres podvozku VÚKV typ 8-807.8.
6. Obr. 1.6 Motorový vůz Regionova (814)
7. Obr. 1.7 Podvozek Regionovy (814)
8. Obr. 1.8 Motorový vůz 213M
9. Obr. 1.9 Podvozek motorového vozu 213M
10. Obr. 1.10 Podvozek motorového vozu 213M
11. Obr. 1.11 Motorový vůz DWA LVT/S
12. Obr. 2.1 Rovinný model
13. Obr. 2.2 Statické schéma skříně
14. Obr. 2.3 Dynamické schéma skříně
15. Obr. 2.4 Zjednodušení schéma skříň
16. Obr. 2.5 Schéma zadního rámu statika
17. Obr. 2.6 schéma předního rámu statika
18. Obr. 2.7 Schéma zadního rámu dynamika
19. Obr. 2.8 Schéma předního rámu dynamika
20. Obr. 2.9 Schéma kmitání 1
21. Obr. 2.10 Schéma kmitání 2
22. Obr. 2.11 Schéma kmitání 3
23. Obr. 2.12 Schéma kmitání 4
24. Obr. 3.1 „MEGI“ pružina
25. Obr. 3.2 Rozměry „MEGI“ pružiny
26. Obr. 3.3 Schéma vozu, podvozků a jejich reakce na vjíždění do oblouku
27. Obr. 3.4 Schéma podvozku
28. Obr. 3.5 Graf vzpěrné stability pružiny
29. Obr. 3.6 Smithův diagram
30. Obr. 3.7 Goodmanův diagram

Seznam tabulek:

1. Tab. 1 Technické Parametry motorového vozu 213M
2. Tab. 2 Technické parametry vozu DWA LVT/S
3. Tab. 3 Parametry motorového vozu
4. Tab. 4 Frekvence
5. Tab. 5 Rozměry „MEGI“ pružiny
6. Tab. 6 Rozměry šroubové válcové pružiny
7. Tab. 7 Výpočtová tabulka navrhované pružiny
8. Tab. 8. Hodnoty působících napětí