

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ú12120 - Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Bakalářská práce

Sekundární vypružení elektrické lokomotivy

Design of Secondary Springing of Electric Locomotive

Studijní obor: TZSI

Vedoucí práce: doc. Ing. Josef Kolář CSc.

Vypracoval: Dominik Pěnkava

Studijní rok: 2014/2015

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci „Sekundární vypružení elektrické lokomotivy“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře CSc., s využitím zdrojů uvedených na konci bakalářské práce.

V Praze dne

Dominik Pěnkava

Poděkování

Chtěl bych poděkovat doc.Ing. Josefu Kolářovi CSc. za vedení mé bakalářské práce, za jeho vstřícnost a ochotu při konzultacích a za jeho cenné rady.

Anotace

Bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukčního řešení pružin sekundárního vypružení elektrické lokomotivy pomocí normy ČSN EN 13906-1. Pro výpočet se vychází ze zadaných parametrů lokomotivy. Součástí práce je i výrobní výkres navržené pružiny a sestavný výkres zástavby pružin sekundárního vypružení do podvozku lokomotivy.

Anotation

Bachelor's thesis deals with the construction design of the secondary springing springs of electric locomotive using standard EN 13906-1. This calculation is based on ordered locomotive parameters. The thesis also includes spring fabrication drawing and assembly drawing of the secondary spring suspension in the bogie.

Klíčová slova

Sekundární vypružení, elektrická lokomotiva

Key words

Secondary springing, electric locomotive

Obsah

Seznam použitých veličin.....	6
1. Úvod - Vypružení kolejového vozidla	7
1.1 Funkce sekundárního vypružení.....	7
1.2 Konstrukční řešení sekundárního vypružení	8
1.2.1 Využití podvlečeného příčnicku	8
1.2.2 Využití Flexi-coil pružin	9
1.3 Sekundární vypružení na současných lokomotivách	11
1.3.1 Škoda 109E	11
1.3.2 Siemens ES64U2 (Taurus)	12
2. Návrh vypružení	13
2.1 Stanovení tuhostí primárního a sekundárního vypružení	14
2.2 Stanovení silových účinků na vypružení.....	15
2.3 Definice tečných napětí v pružině a stanovení rozměru pružiny	17
2.4 Návrh řešení sekundárního vypružení se 4 pružinami v podvozku.....	17
2.5 Návrh řešení sekundárního vypružení se 6 pružinami v podvozku.....	22
2.6 Bezpečnost pružiny proti vybočení	25
2.7 Bezpečnost na překlopení při působení příčné síly	25
3.1 Závěr.....	26
Zdroje	27
Seznam příloh.....	29

Seznam použitých veličin

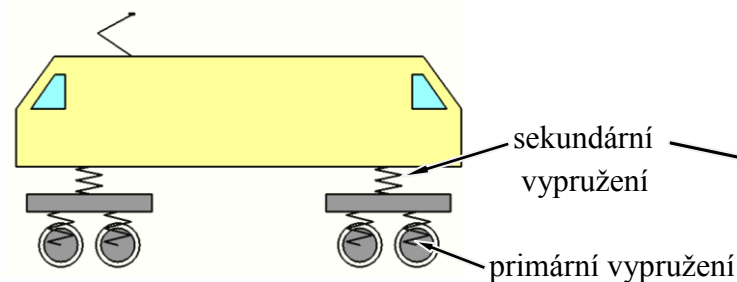
Symbol	Jednotka	Název veličiny
a_y	[ms ⁻²]	příčné zrychlení
d	[mm]	průměr drátu pružiny
D	[mm]	střední průměr pružiny
E	[Nmm ⁻²]	modul elasticity (Youngův modul)
F	[N]	síla pružiny
F_s	[N]	zatěžující síla
F_{yIp}	[N]	příčná síla
$f_{1z,2z}$	[Hz]	vlastní frekvence netlumené dvouhmotové soustavy
g	[ms ⁻²]	tíhové zrychlení
G	[Nmm ⁻²]	modul tuhosti
i_p	[-]	počet pružin
k	[Nm ⁻¹]	tuhost
L	[mm]	délka pružiny
L_c	[mm]	pevná délka pružiny
m_s	[kg]	hmotnost skříně lokomotivy
m_{podv}	[kg]	hmotnost podvozku lokomotivy
n	[-]	počet aktivních závitů pružiny
n_c	[-]	celkový počet závitů pružiny
s	[mm]	stlačení pružiny
s_k	[mm]	vzpěrné stlačení pružiny
w	[mm]	celkové příčné vychýlení pružiny
y	[mm]	příčné vychýlení pružiny
z_{stat}	[m]	statické sednutí pružin
τ	[Nmm ⁻²]	torzní namáhání

1. Úvod - Vypružení kolejového vozidla

Hlavním účelem svislého vypružení kolejových vozidel je zajistit rovnoměrné rozložení tíhy na jednotlivé nápravy a kola. Dále je nutné snížit dynamické účinky ve styku kola s kolejnicí a svislé vibrace, vyplývající z jízdy vozidla po nerovné koleji. Tím se snižuje opotřebení vozidla i tratě. Z důvodu spřahování vozidel do vlaku (souprav) je nutné dodržet správnou výšku středu nárazníků nad temenem koleje dle příslušného předpisu.

Vypružení podvozku je svislé a příčné, svislé se dále dělí na jednostupňové nebo dvoustupňové. Jednostupňové vypružení se používá u nákladních vozidel s velkými změnami jejich celkové hmotnosti. Dvoustupňové se používá u osobních vozů a hnacích vozidel.

Dvoustupňové vypružení se skládá z primárního vypružení, které je umístěné mezi rámem podvozku a nápravovými ložisky a ze sekundárního vypružení, které je umístěné mezi podvozkem a hlavním rámem vozidla. Části vozidla, které nejsou odpruženy, se nazývají neodpružené hmoty. Jedná se o dvojkolí, nápravová ložiska a zhruba polovinu hmotnosti primárního odpružení. Z důvodu minimalizace dynamického namáhání způsobeného těmito neodpruženými hmotami je žádoucí co nejvíce snížit jejich hmotnost. Pokud je vypružení realizováno pomocí vinutých šroubových válcových pružin, připojují se k nim paralelně hydraulické tlumiče kmitání.



Obr. 1 – Schéma vypružení vozidla



Obr. 2 – Podvozek lokomotivy Škoda 109E [9]

1.1 Funkce sekundárního vypružení

Sekundární vypružení zajišťuje svislé i příčné vypružení skříně vůči rámu podvozku a přenos svislých a příčných sil mezi skříní a rámem.

Při dimenzování sekundárního vypružení kolejových vozidel spřahovaných do vlaku je třeba brát v úvahu, že dle předpisu UIC 530-1 musí být výška středu nárazníků za všech provozních podmínek v rozmezí od 970 mm do 1065 mm nad temenem koleje. Vzhledem k tomu, že u elektrické lokomotivy lze předpokládat stálou hmotnost, je jediným limitujícím faktorem měnící se výška z důvodu opotřebení kol ($\Delta r_k = 40 \text{ mm}$). Dále je nutné u vozidel pro přepravu osob zajistit, aby vlastní frekvence houpání skříně byla v rozsahu 1-2 Hz (jedná se o přijatelnou hodnotu pro lidský organismus). Z této podmínky bývá navrhována tuhost vypružení pro osobní a motorové vozy a lze ji použít i pro elektrickou lokomotivu.

1.2 Konstrukční řešení sekundárního vypružení

Z hlediska uložení sekundárního vypružení na podvozku se dělí podvozky na dvě skupiny:

- Bezkolébkový podvozek, který má prohnuté podélníky. Sekundární vypružení je uložené ve snížených částech těchto podélníků a je řešeno pomocí vysokých štíhlých 5pružin nazývaných Flexi-coil pružiny (obr. 3).

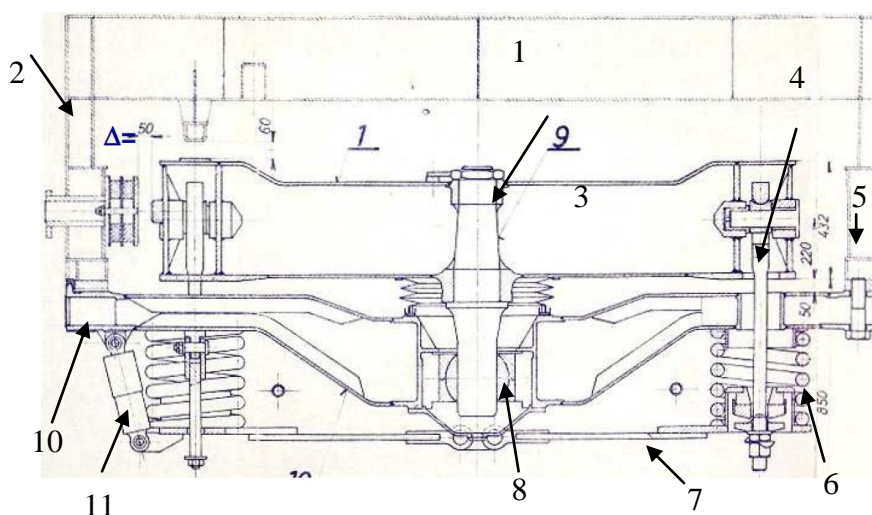


Obr. 3 – Bezkolébkový podvozek [2]

- kolébkový podvozek, který má podélníky rovné. Pružiny jsou uložené mezi spodní a horní nosník kolébky. Spodní nosník kolébky je pomocí svislých závěsů zavěšen na rám podvozku. Horní nosník je odpružený a spočívá na něm skříň vozidla.

1.2.1 Využití podvlečeného příčnicku

Podvlečený příčník nese skříň vozidla a je uložen na nízkých šroubovitých vinutých pružinách s menším počtem závitů. Ty jsou uloženy na deskách, které jsou pomocí svislých závěsů uchyceny k podélníkům rámu podvozku. Tažné síly jsou přenášeny otočným čepem, který je vetknutý do příčnicku podvozku. Tato konstrukce vytváří dobré podmínky pro svislé i příčné vypružení skříně vozidla a oproti kolébkovému provedení umožňuje zkrátit rozvor.



Obr. 4 – Schéma podvlečeného příčnicku [4]

1. skříň lokomotivy
2. konzole skříně lokomotivy
3. příčník rámu podvozku
4. závěs vypružení (příčné odpružení)
5. šroubový spoj podvlečeného příčnicku
6. pružina sekundárního vypružení
7. nosná deska
8. kulový kloub
9. otočný čep
10. podvlečený příčník
11. tlumič sekundárního vypružení

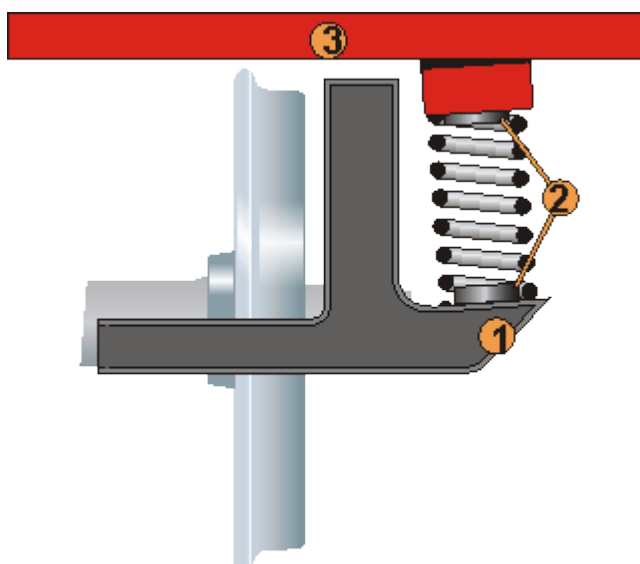


Podvlečený příčník

Obr. 5 – Detail podvozku s podvlečeným příčníkem [10]

1.2.2 Využití Flexi-coil pružin

Vypružení pomocí vysokých štíhlých šroubových válcových pružin, které se označují jako Flexi-coil pružiny, slouží k přenesení svislého osového zatížení a příčné vychylky, ke které dochází při vzájemném vybočení skříně a rámu podvozku a při natočení podvozku v oblouku tratě, při kterém dochází ke kroucení pružin. Tažné a brzdné síly jsou přenášeny samostatným mechanismem (otočným čepem nebo pomocí tažných tyčí či ojnic). Z důvodu dosažení potřebné tuhosti v podélném a příčném směru zároveň s umožněním natáčení podvozku musí být pružiny delší než pružiny jen pro svislé vypružení.



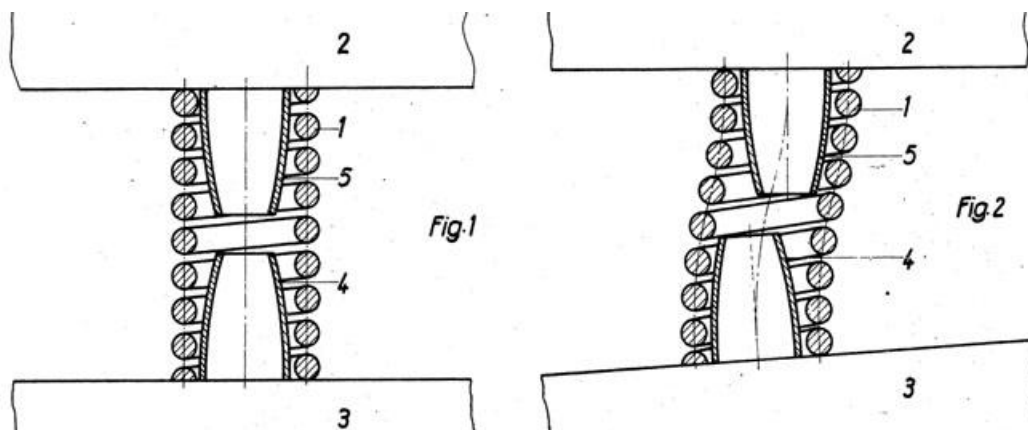
1. Balkónek
2. Uložení Flexi-coil pružiny
3. Rám skříně lokomotivy

Obr. 6 – Schéma podvozku s pružinou Flexi-coil [3]

Pružiny Flexi-coil se používají výhradně u bezkolébkového podvozku. Mohou být uloženy na snížené části podélníku rámu podvozku nebo pomocí takzvaných balkónků. (Obr. 6) Uložení pružin k rámu a podvozku je polokloubové z důvodu minimalizace příčné tuhosti vypružení.

Pružiny se umísťují ve skupině (dvě nebo tři pružiny na každé straně podvozku). Pro tlumení jsou používány kapalinové tlumiče (podélný a příčný, v případě šikmo uloženého tlumiče stačí jeden).

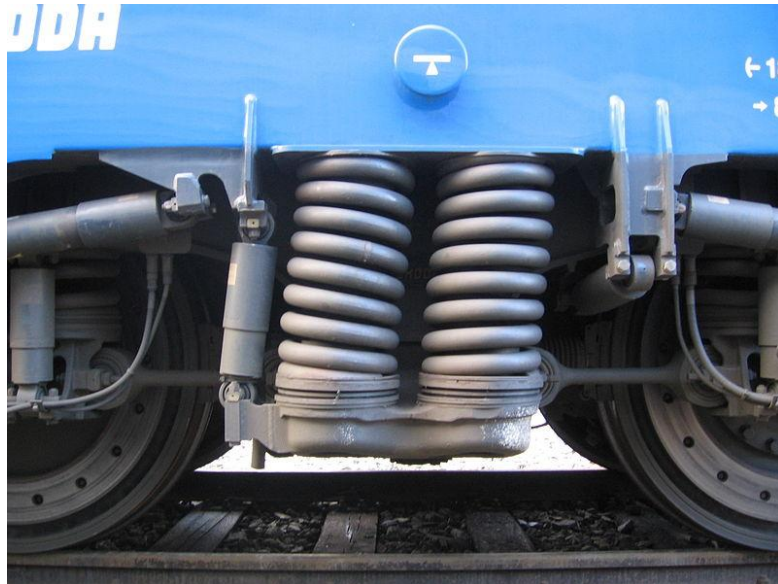
Vypružení Flexi-coil je levnější na výrobu i následnou údržbu než vzduchové odpružení, ale neumožňuje tak kvalitní chod jako vypružení vzduchové. Z tohoto důvodu se používá zejména u lokomotiv a nákladních vagonů.



Obrázek 1 – poloha pružiny při statickém zatížení

Obrázek 2 – poloha pružiny při příčném zatížení (např. při jízdě v oblouku)

Obr. 7 – Flexi-coil pružina [15]

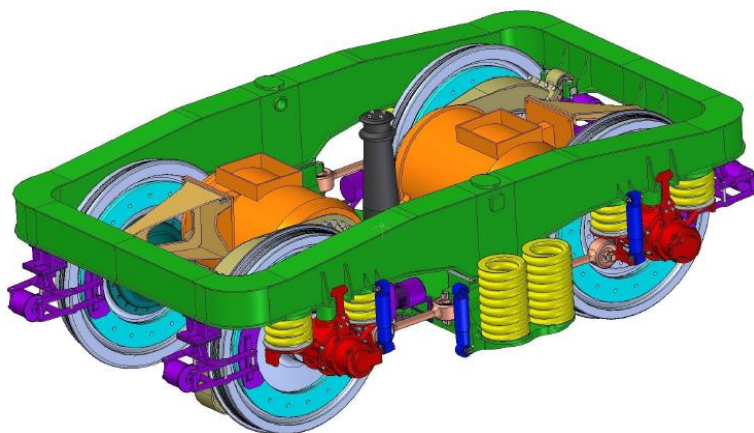


Obr. 8 – Natočení Flexi-coil pružin při stání lokomotivy v oblouku [14]

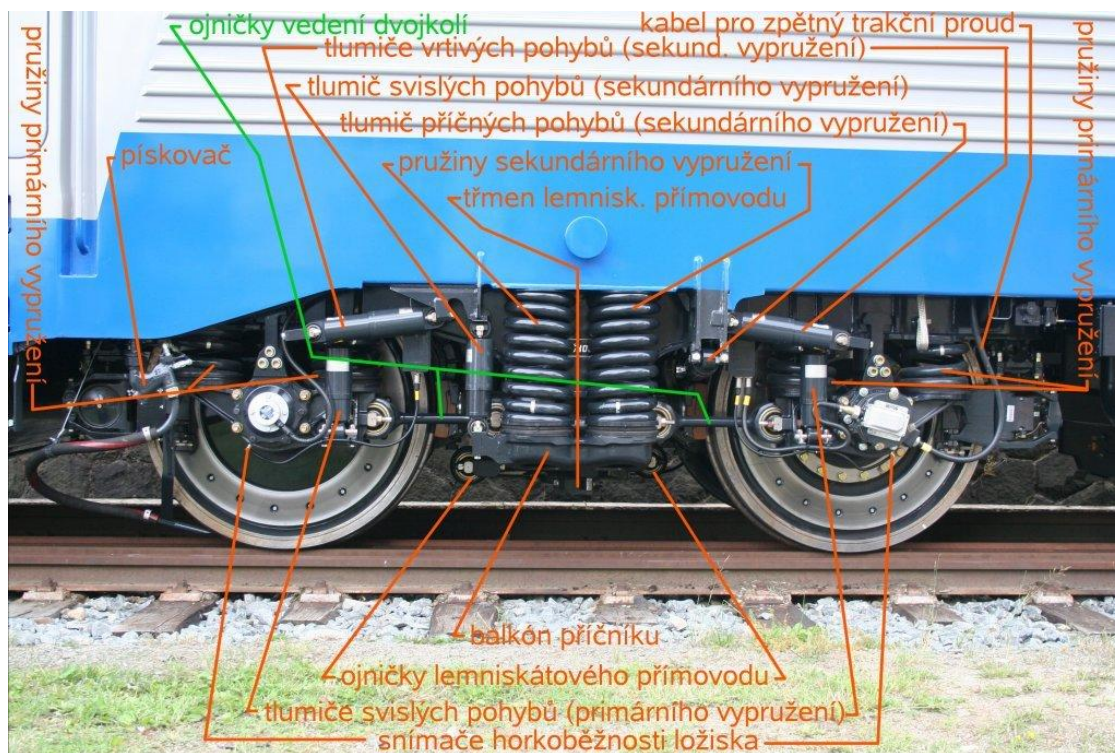
1.3 Sekundární vypružení na současných lokomotivách

1.3.1 Škoda 109E

Lokomotiva Škoda 109E má bezkolébkový podvozek. Sekundární vypružení zajišťují vinuté ocelové pružiny v uspořádání Flexi-coil umístěné na balkónku příčnicku, umožňující i tlumení příčných pohybů podvozků vůči skříní. Vodorovný pohyb podvozku vůči skříní je vymezen vypruženými nárazkami. Na obou podélnících je jedna sada dvou pružin. Tyto pružiny jsou vybaveny hydraulickými tlumiči.



Obr. 9 – Model podvozku lokomotivy Škoda 109E [5]



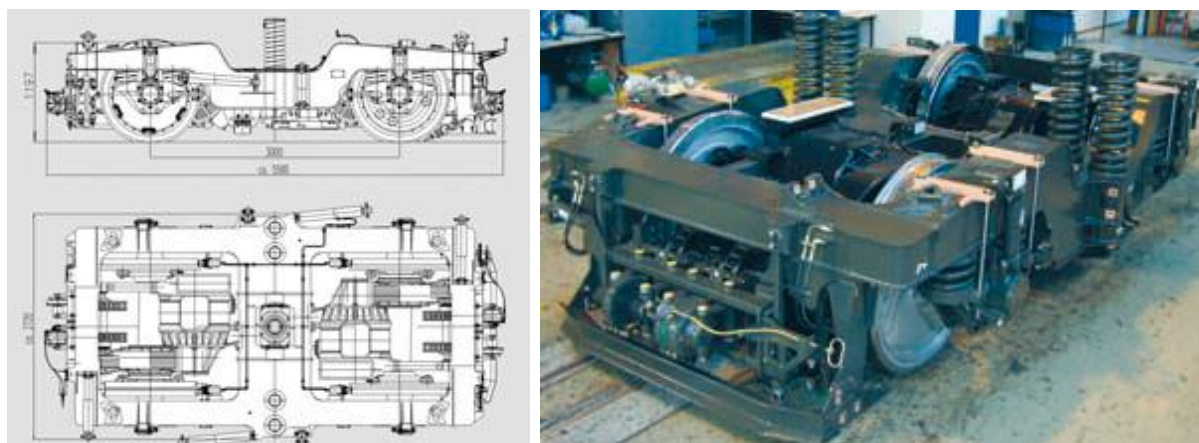
Obr. 10 – Detail podvozku lokomotivy Škoda 109E [5]



Obr. 11 – Detail podvozku lokomotivy Škoda 109E [9]

1.3.2 Siemens ES64U2 (Taurus)

Skříň lokomotivy spočívá na dvounápravových podvozcích prostřednictvím dvojic paralelně řazených válcových šroubových Flexi-coil pružin, podélné síly jsou přenášeny tažným čepem, dvojkolí jsou vedena ojnicemi.

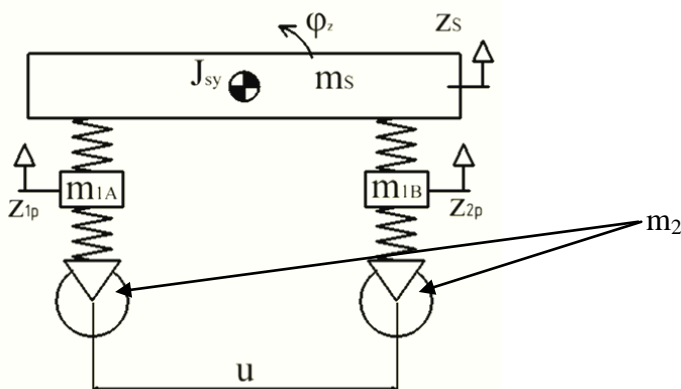


Obr. 12 – Detail podvozku lokomotivy Taurus [13]

2. Návrh vypružení

Současné elektrické lokomotivy mají dva trakční podvozky s dvoustupňovým vypružením.

Sekundární vypružení je zpravidla umístěno ve středové rovině podvozku. V tomto případě vliv kývání rámu podvozků nemá vliv na deformace pružin sekundárního vypružení a uspořádání lokomotivy lze nahradit rovinným modelem se 4° volnosti podle obr. 13. Odpružená část podvozku je označena m_1 , neodpružené hmoty m_2 , m_s je hmotnost skříně.

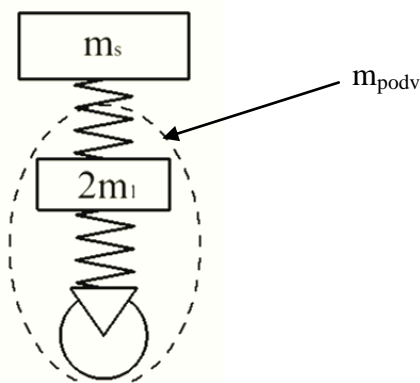


Obr. 13 – Model dvoustupňového vypružení se 4° volnosti

Pokud však bude platit rovnost

$$i_G = \sqrt{\frac{J_{sy}}{m_s}} = \sqrt{\frac{\frac{1}{12} * m_s * (l^2 + h^2)}{m_s}} = \frac{u}{2} \quad (1)$$

, kde J_{sy} je moment setrvačnosti skříně kolem osy y, a m_s je hmotnost skříně vozidla pak houpání skříně není ovlivněno kýváním a lze pro výchozí návrh vypružení použít zjednodušenou dvouhmotovou soustavu se 2° volnosti (obr. 14).



Obr. 14 – Dvouhmotová soustava

Hmotnost skříně m_s vypočítám z nápravového zatížení dle rovnice (2)

$$m_s = 4 * \frac{A_0}{g} - 2 * m_{podv} = 4 * \frac{220\,000}{9,81} - 2 * 15\,500 = 58\,704 \text{ kg} \quad (2)$$

A_0 je nápravové zatížení prázdného vozu, m_{podv} je hmotnost podvozku.

2.1 Stanovení tuhostí primárního a sekundárního vypružení

Pro stanovení výsledné tuhosti svislého vypružení lokomotivy nelze vyjít ze vztahu pro osobní vozy $k_z = \frac{G_{už}}{z_u}$, kde $G_{už}$ je tíha cestujících a z_u je užitečné zatížení, neboť obě hodnoty jsou pro lokomotivu rovny nule. Tuhost vypružení se tedy stanoví z požadované vlastní frekvence houpání vozidla. Výsledná tuhost vypružení k_{zv} se vypočítá z rovnice

$$k_{zv} = \frac{G_{lok}}{z_{stat}} = \frac{(m_s + 2 * m_{podv}) * g}{z_{stat}} \quad (3)$$

$$k_{zv} = \frac{(58\,704 + 2 * 15\,500) * 9,81}{0,195} = 4\,512\,801 \text{ Nm}^{-1} = 4\,513 \text{ Nmm}^{-1}$$

, z_{stat} je statické sednutí pružin vypružení lokomotivy (rozdíl volné délky pružiny a její délky při statickém zatížení od lokomotivy) a m_{podv} je hmotnost jednoho podvozku. Vedoucím mé bakalářské práce mi bylo doporučeno, že hodnota z_{stat} se má přibližně rovnat v_{max} [km/h]. Úhlová tuhost vypružení je také třeba přizpůsobit tuhosti pantografu.

Poměr tuhosti primárního vypružení ku sekundárnímu vycházející ze dvouhmotové soustavy se 2° volnosti je

$$\frac{k_{z1}}{k_{z2}} = 2 + \frac{m_1}{m_2} = 2 + \frac{2 * (m_{podv} - 2 * m_{dvoj})}{m_s} = 2 + \frac{2 * (15\,500 - 2 * 1\,600)}{58\,704} = 2,419 \quad (4)$$

, zároveň je však nutné dodržet nejmenší přípustné tuhosti dle rovnic (6) a (7).

$$\mu = \frac{m_1}{m_2} = \frac{2 * (m_{podv} - 2 * m_{dvoj})}{m_s} = \frac{2 * (15\,500 - 2 * 1\,600)}{58\,704} = 0,419 \quad (5)$$

$$k_{z1} \geq (3 + \mu) * k_{zv} \quad (6)$$

$$k_{z1} = (3 + 0,419) * 4\,512\,801 = 15\,429\,267 \text{ Nm}^{-1} = 15\,429 \text{ Nmm}^{-1}$$

$$k_{z2} \geq \frac{3 + \mu}{2 + \mu} * k_{zv} \quad (7)$$

$$k_{z2} = \frac{3 + 0,419}{2 + 0,419} * 4\,512\,801 = 6\,378\,366 \text{ Nm}^{-1} = 6\,378 \text{ Nmm}^{-1}$$

k_{z1} je výsledná tuhost primárního vypružení, k_{z2} je výsledná tuhost sekundárního vypružení. Vlastní frekvence netlumené dvouhmotové soustavy jsou dány vztahem

$$f_{1Z,2Z} = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{k_{Z2}}{2m_2} + \frac{k_{Z1} + k_{Z2}}{2m_1} \mp \sqrt{\left(\frac{k_{Z2}}{2m_2} + \frac{k_{Z1} + k_{Z2}}{2m_1}\right)^2 - \frac{k_{Z1} * k_{Z2}}{m_1 * m_2}}} \quad (8)$$

Po dosazení parametrů vozidla dostávám

$$f_{1Z,2Z} = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{6\,378\,366}{2 * 58\,704} + \frac{15\,429\,267 + 6\,378\,366}{2 * 2 * (15\,500 - 2 * 1\,600)} \pm \sqrt{\left(\frac{6\,378\,366}{2 * 58\,704} + \frac{15\,429\,267 + 6\,378\,366}{2 * 2 * (15\,500 - 2 * 1\,600)}\right)^2 - \frac{15\,429\,267 * 6\,378\,366}{2 * (15\,500 - 2 * 1\,600) * 58\,704}}$$

$$f_{1Z} = 1,37 \text{ Hz} \dots \text{frekvence souběžných kmitů (houpání)}$$

$$f_{2Z} = 4,83 \text{ Hz} \dots \text{frekvence protiběžných kmitů (houpání)}$$

Vlastní ohybová frekvence skříně lokomotivy $f_{oh.sk}$ nesmí být stejná jako f_{2Z} , aby nedocházelo k rezonanci, tj. $f_{oh.sk} > 6,5 \text{ Hz}$.

2.2 Stanovení silových účinků na vypružení

Na vypružení působí statické a dynamické síly. Statická síla na vypružení působí vždy a je způsobena tíhou skříně lokomotivy F_s . Dynamická síla je způsobena jednak jízdou po nerovné koleji. Další příčinou vzniku dynamické síly je odstředivá síla, která na lokomotivu působí při jízdě v oblouku.

Jízdu po nerovné koleji lze do výpočtu zahrnout pomocí dynamické přírážky, kterou se navyšuje velikost zatěžující síly F_s . Tu lze vyjádřit vztahem

$$F_{max2} = F_s + F_{dyn} = F_s * (1 + k_{2d}) \quad (9)$$

Dynamická přírážka pro primární a sekundární vypružení se pro lokomotivu s maximální rychlostí větší než 100 km/h vypočte podle rovnice (10):

$$k_{1d,2d} = a_{1,2} + b * \frac{0,22 * (v - 55)}{\sum z_{stat}} \quad (10)$$

, kde $a_{1,2}$ je konstanta pro primárně, resp. sekundárně odpružené hmoty, v je maximální konstrukční rychlost lokomotivy a b je konstanta, která respektuje počet dvojkolí nebo náprav v podvozku. Vypočte se podle rovnice (11).

$$b = \frac{n + 2}{2 * n} = \frac{2 + 2}{2 * 2} = 1 \quad (11)$$

Dosazením hodnot do rovnice (10) získám

$$k_{1d} = 0,10 + 1 * \frac{0,22 * (199 - 55)}{195} = 0,26$$

$$k_{2d} = 0,05 + 1 * \frac{0,22 * (199 - 55)}{195} = 0,21$$

Maximální a minimální zatížení sekundárních pružin se vypočte podle rovnic (9) a (12).

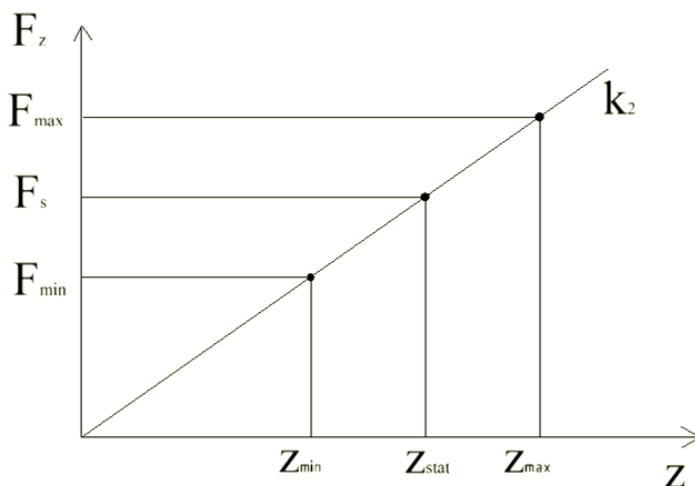
$$F_{max2} = F_s * (1 + k_{2d}) = m_s g * (1 + k_{2d}) \quad (9)$$

$$F_{max2} = 58\,704 * 9,81 * (1 + 0,21) = 696\,822\,N$$

$$F_{min2} = F_s * (1 - k_{2d}) = m_s g * (1 - k_{2d}) \quad (12)$$

$$F_{min2} = 58\,704 * 9,81 * (1 - 0,21) = 454\,950\,N$$

Obecnou charakteristiku svislého vypružení dokumentuje obr. 15.



Obr. 15 – Graf závislosti stlačení pružin na jejich zatížení

Při návrhu pružin je třeba vzít do úvahy, že budou umístěny do omezeného prostoru. Jedním z limitujících faktorů je výška. Pružiny se musí vejít mezi balkónek (či sníženou část podélníku) a hlavní rám skříně lokomotivy. Další omezení je v příčném směru, kde na vnitřním okraji jsou limitovány rámem podvozku, zároveň však na vnějším okraji nesmí přesahovat z obrysu vozidla určeného příslušným předpisem.

Z tohoto důvodu je potřeba upravit hodnoty vypočítané dle normy tak, aby zároveň vyhovovaly zástavbovým požadavkům.

2.3 Definice tečných napětí v pružině a stanovení rozměru pružiny

Maximální torzní namáhání pružiny při osovém zatížení se rovná

$$\tau = \frac{8 * D * F}{\pi * d^3} = \frac{G * d * s}{\pi * n * D^2} \quad (13)$$

Maximální torzní namáhání pružiny při současném osovém i příčném zatěžování je rovno

$$\tau_{max} = \frac{8}{\pi * d^3} * (F * (D + w) + F_{y1p} * (L - d)) \quad (14)$$

Pružiny se musí vejít mezi balkónek (či sníženou část podélníku) a hlavní rám skříně lokomotivy. Zároveň je ale nutné dodržet minimální přípustnou délku pružiny, která se vypočte dle vztahu (15)

$$L_n = L_c + S_a \quad (15)$$

L_c je pevná délka pružiny. Pro pružinu vinutou za horka s uzavřenými a broušenými konci se vypočte podle rovnice (16)

$$L_c \leq (n - 0,3) * d \quad (16)$$

S_a je součet minimálních mezer mezi sousedními činnými závity. Pro dynamicky zatěžovanou pružinu vinutou za horka je roven

$$S_a = 0,02 * n * (D + d) * 2 \quad (17)$$

Celkový počet závitů za tepla vinuté pružiny se rovná

$$n_c = n + 1,5 \quad (18)$$

2.4 Návrh řešení sekundárního vypružení se 4 pružinami v podvozku

V tomto řešení uvažují 2 vinuté šroubovitě válcové pružiny typu Flexi-coil na jednu stranu podvozku. Pružiny budou umístěny na balkónku vedle sebe. Lokomotiva tedy bude mít celkem 8 pružin sekundárního vypružení. Maximální možná síla působící na jednu pružinu je tedy rovna

$$F_2 = \frac{F_{max2}}{i_p} = \frac{696\,822}{8} = 87\,103\,N \quad (19)$$

Počet aktivních závitů pružiny je podle normy roven

$$n = \frac{G * d^4 * s}{8 * D^3 * F_2} \quad (20)$$

$$n = \frac{78\,500 * 50^4 * 195}{8 * 225^3 * 87\,103} = 12$$

G je modul pružnosti pro daný materiál. V tomto případě byl zvolen materiál ocel podle normy EN 10089. D je vnější průměr pružiny, d je průměr drátu pružiny, s je stlačení pružiny.

Tuhost volené pružiny se dle normy vypočte ze vztahu (21):

$$k_z = \frac{G * d^4}{8 * D^3 * n} \quad (21)$$

$$k_z = \frac{78\,500 * 55^4}{8 * 200^3 * 10} = 1\,122 \text{ Nmm}^{-1}$$

Celková tuhost sekundárního vypružení je

$$k_{z2c} = 8 * k_z = 8 * 1\,122 = 8976 \text{ Nmm}^{-1} > k_{z2}$$

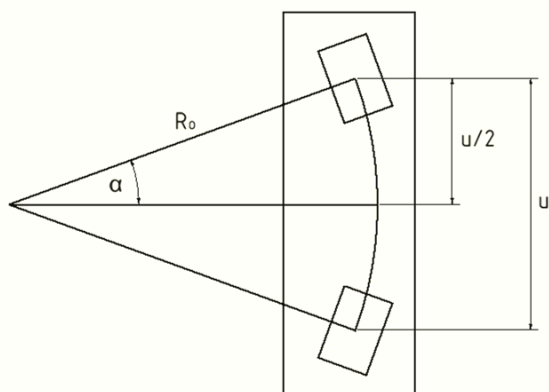
Vypočítaná tuhost je větší než minimální tuhost sekundárního vypružení stanovená v rovnici (7) a je tedy vyhovující.

Vedle svislého zatížení jsou pružiny sekundárního vypružení namáhány i příčnými silami, které si budu definovat v následující části.

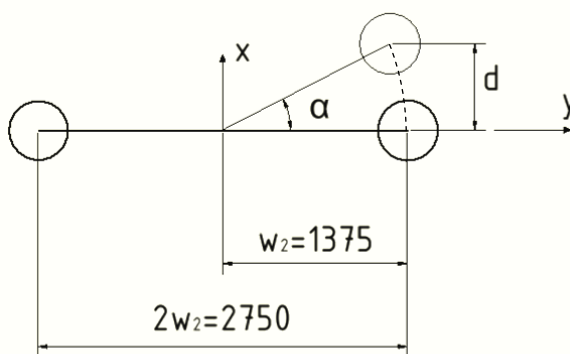
Celkové příčné vychýlení pružin je dáno příčným nevyrovnaným zrychlením a natočením podvozku při jízdě v oblouku. Pro výpočet vychýlení pružiny od natočení podvozku budu uvažovat nejmenší poloměr tratě $R_0 = 150$ m, vzdálenost otočných čepů podvozku $u = 8,7$ m. Úhel natočení podvozku α bude roven

$$\sin \alpha = \frac{\frac{u}{2}}{R_0} = \frac{\frac{8,7}{2}}{150} = 0,029 \quad (22)$$

$$\alpha = \sin^{-1} 0,029 = 1,66^\circ \quad (23)$$



Obr. 16 – Schéma natočení podvozků v oblouku



Obr. 17 – Schéma vychýlení pružin

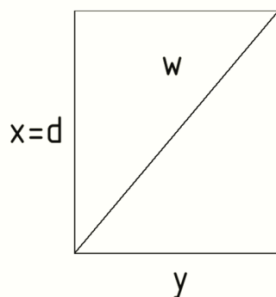
Z podobnosti trojúhelníků vypočítám vychýlení pružiny při natočení podvozku

$$d = 1375 * \sin \alpha = 1375 * \sin 1,66^\circ = 39,8 \text{ mm} \quad (24)$$

Z důvodu malého úhlu α uvažuji jen vychýlení ve směru osy x a vychýlení ve směru osy y zanedbám.

Pro můj návrh z Pythagorovy věty vypočítám maximální výchylku od příčného nevyrovnaného zrychlení

$$y = \sqrt{w^2 - d^2} = \sqrt{50^2 - 39,8^2} = 30,3 \text{ mm} \quad (25)$$



Obr. 18 – Rozložení příčných výchylek pružiny

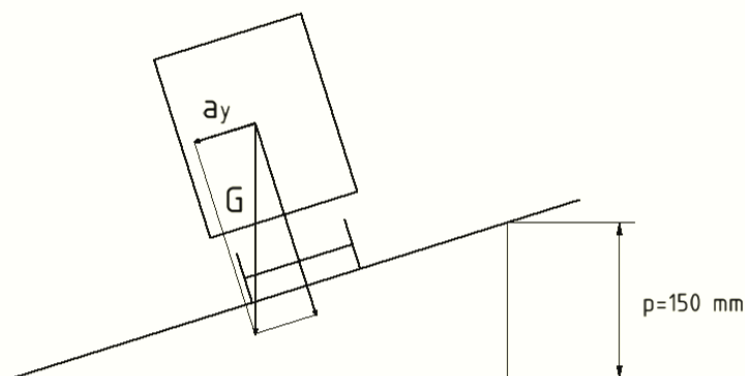
Když znám výchylku od příčného nevyrovnaného zrychlení, vypočítám jeho maximální možnou hodnotu

$$F_y = k_y * y = 156,4 * 30,3 = 4\,739 \text{ N} \quad (26)$$

$$a_y = \frac{i_p * F_y}{m_s} = \frac{8 * 4\,739}{58\,704} = 0,65 \text{ ms}^{-2} \quad (27)$$

Tato hodnota je nejen menší než požadované příčné zrychlení $a_y = 1,1 \text{ ms}^{-2}$, ale je i menší než příčné zrychlení způsobené naklopením vozidla v oblouku (28).

$$a_y = \frac{p}{2 * s} * g = \frac{150}{1500} * 9,81 = 0,98 \text{ ms}^{-1} \quad (28)$$



Obr. 19 – Schéma rozložení tíhové síly při jízdě v oblouku

Abych zjistil, jaká je potřebná příčná výchylka, která by odpovídala požadovanému příčnému zrychlení, vypočítám nejprve osovou sílu působící na pružiny při požadovaném příčném nevyrovnaném zrychlení:

$$F_{olok} = m * a_y = 58\,704 * 1,1 = 64\,574\,N \quad (29)$$

Na jednu pružinu tedy působí příčná síla

$$F_{y1p} = \frac{F_{olok}}{i_p} = \frac{64\,574}{8} = 8\,197\,N \quad (30)$$

Příčná výchylka pružiny od síly vypočítané v rovnici (30) má hodnotu

$$y_{max} = \frac{F_{y1p}}{k_y} = \frac{8\,197}{156,4} = 52\,mm \quad (31)$$

A celková příčná výchylka je rovna

$$w = \sqrt{y^2 + d^2} = \sqrt{52^2 + 39,8^2} = 65,5\,mm$$

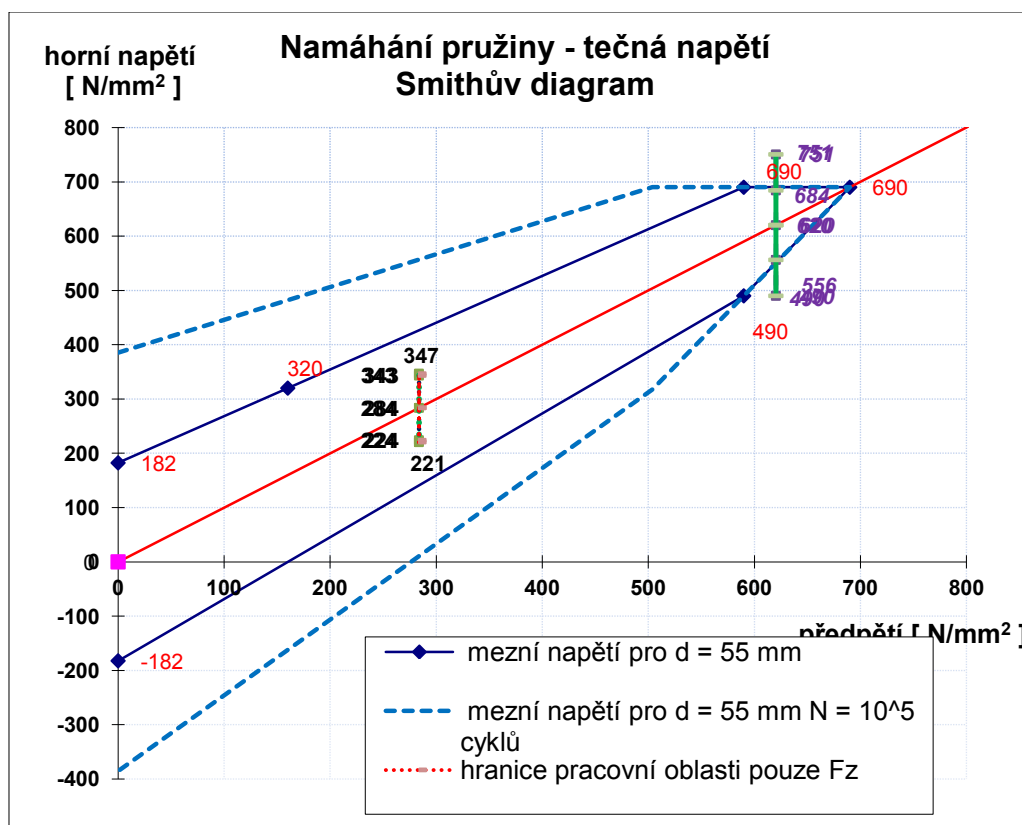
Pro zdárnou funkci sekundárního vypružení by bylo vhodné, aby Flexi-coil pružiny zvládly výslednou příčnou deformaci 66 mm.

Po dosazení do programu v Excelu dostávám následující hodnoty

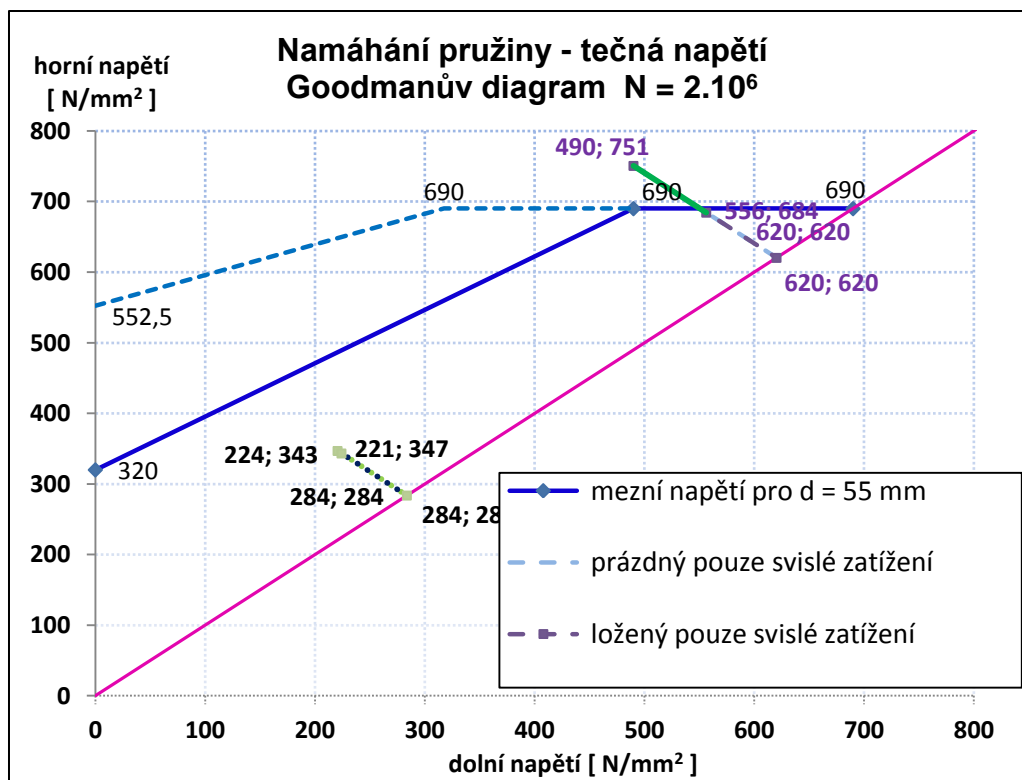
Výpočet šroubovitě pružiny dle ČSN EN 13 906-1				Korekční součinitel				Hodnocení vzpěrné stability pružiny					
Střední průměr pružiny	D =	166	mm	Korekční součinitel	k	1,5511		s/Lo	Hodnocení vzpěrné stability pružiny				
Průměr drátu	d	55	mm	Osová tuhost pružiny	k	1962,9	N/mm	0,9					
Počet činných závitů	n	10		Štíhlostní poměr		4,513		0,8					
Celkový počet závitů		11,5		Poissonova konstanta	μ	0,381		0,7	— Linie meze stability — Navržená pružina				
Modul pružnosti ve smyku	G	7,85E+04	N/mm ²	Koeficient ulož. pružiny	v	0,70		0,6	Limitní hodnoty - vnější průměr D _e = 214 mm Skutečný vnější průměr D _e = 221 mm Skutečný vnitřní průměr D _i = 111 mm Mezní vzpěrné stlačení S _k = 271 mm				
Modul pružnosti v tahu	E	2,06E+05	N/mm ²					0,5	Navržená pružina F _{max} v ² Lo/D= 3,159 3,159 F _{PV} s/Lo= 0,060 0,049				
Délka (výška) pružiny pod F _{PV}	L ₁	712,56	mm	Požadované délkové (výškové) rozměry					0,4	nestabilní oblast			
Maxim. příčná výchylka	y _{max}	65,5	mm	šroubovitě válcové pružiny podle ČSN EN 13906-1:					0,3				
Dynamická přírůžka	k _{dyn}	0,21		L ₂ =	749,23	mm		0,2					
Síla na pružinu pod F _{PV}	F ₁	71 986	N	L ₁ =	712,56	mm		0,1					
Síla na pružinu ložený	Flož	71 986	N	L _{1oz} =	712,56	mm		0					
Síla na pružinu pod F _{max}	F ₂	87 103	N	L ₂ =	704,86	mm		Základní vlastní frekvence oboustranné vedené pružiny f _s = 71,06 [Hz]					
Síla na pružinu na narážce	F _n	88 000	N	L ₃ =	704,40	mm							
Síla na pružinu na narážce	F _n	88 000	N	S ₂ =	88,40	mm							
Maxim. stlačení pružiny s _{max} = L ₁ -L ₂		8,16	mm	L ₂ =	616,00	mm							
Volná délka pružiny	L ₀	749,23	mm										
Délka (výška) pružiny pod F _{PV}	L ₁	712,56	mm										
Délka (výška) pružiny pod F _{1oz}		712,56	mm										
Délka (výška) pružiny pod F _{max}		704,86	mm										
Délka (výška) pružiny na narážce		704,40	mm										
Skutečný součet minim. mezer s ₂		88,40	mm										
Pevná délka (výška) pružiny L ₂		616	mm										
Výpočet sil a napětí dle ČSN EN 13 906-1				Korigované tečné napětí - pouze od Fz				Korigované tečné napětí - Fz + Fy					
	příčná tuhost	Max. příčná síla	Maximální svislá síla	maximální napětí	minimální napětí	předpětí	amplituda napětí	maximální napětí	minimální napětí	předpětí	amplituda napětí	celkové stlačení	stlačení
	N/mm	N	F _{ko} [N]	τ _{ko} N/mm ²	τ _{ko} N/mm ²	τ _{ko} N/mm ²	τ _{ko} N/mm ²	τ _{ko} N/mm ²	τ _{ko} N/mm ²	τ _{ko} N/mm ²	τ _{ko} N/mm ²	s [mm]	su [mm]
Prázdný vůz - F _{PV}	219,7	14 392	87 103	343,3	224,1	283,7	59,6	750,6	490,0	620,3	130,3	38,87	0,00
Plně ložený F _{1oz}	219,7	14 392	87 103	343,3	224,1	283,7	59,6	750,6	490,0	620,3	130,3	38,87	0,00
Maximální síla F _{max}	199,9	13 094	87 103	343,3				680,7				44,37	7,70
Na pevné narážce	198,7	13 016	88 000	346,8				684,3				44,83	8,16

Obr. 20 – Parametry navržené Flexi-coil pružiny (řešení pro 4 pružiny v podvozku)

Navržené pružině s příčnou výchylkou w odpovídají následující diagramy:



Obr. 21 – Smithův diagram (řešení pro 4 pružiny v podvozku)



Obr. 22 – Goodmanův diagram (řešení pro 4 pružiny v podvozku)

Závěr:

Jak z těchto diagramů vyplývá, při požadované příčné výchylce by se napětí v pružině dostalo nad napětí meze kluzu. Tento stav je nepřipustný a proto čtyři pružiny sekundárního vypružení v podvozku při řešení s oboustranně vetknutým uložením konců nevyhovují. Bylo by nutné provést řešení polokloubovým uložením pružin, které by snížilo příčnou tuhost vypružení o zhruba $\frac{1}{2}$ tím by došlo ke snížení namáhání. Toto řešení však nelze jednoduše spočítat a bylo by nutné jej i ověřit experimentálně, proto je při řešení bakalářské práce nebudu dále rozvíjet.

2.5 Návrh řešení sekundárního vypružení se 6 pružinami v podvozku

Vzhledem k tomu, že vycházím z normy ČSN EN 13906-1, která platí jen pro pevně uložené pružiny, zvýším počet pružin sekundárního vypružení. Pro zachycení většího příčného nevyrovnaného zrychlení musím jejich počet zvýšit na 6 pružin na podvozek.

Maximální síla působící na jednu pružinu je rovna

$$F_2 = \frac{F_{max2}}{i_p} = \frac{696\,822}{12} = 58\,069\,N \quad (19)$$

Tuhost volené pružiny se dle normy vypočte podle vztahu (21)

$$k_z = \frac{78\,500 * 50^4}{8 * 165^3 * 10} = 1\,365,2\,Nmm^{-1}$$

Celková tuhost sekundárního vypružení je

$$k_{z2c} = 12 * k_z = 12 * 1\,365,2 = 16\,382\,Nmm^{-1} > k_{z2}$$

Příčná síla působící na jednu pružinu má hodnotu

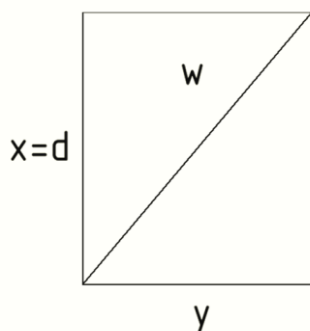
$$F_{y1p} = \frac{F_{olok}}{i_p} = \frac{64\,574}{12} = 5\,381\,N \quad (30)$$

Příčná výchylka pružiny od síly vypočítané v rovnici (30) má hodnotu

$$y_{max} = \frac{F_{y1p}}{k_y} = \frac{5\,381}{173,6} = 31\,mm \quad (31)$$

Potřebná maximální výchylka pružiny má hodnotu

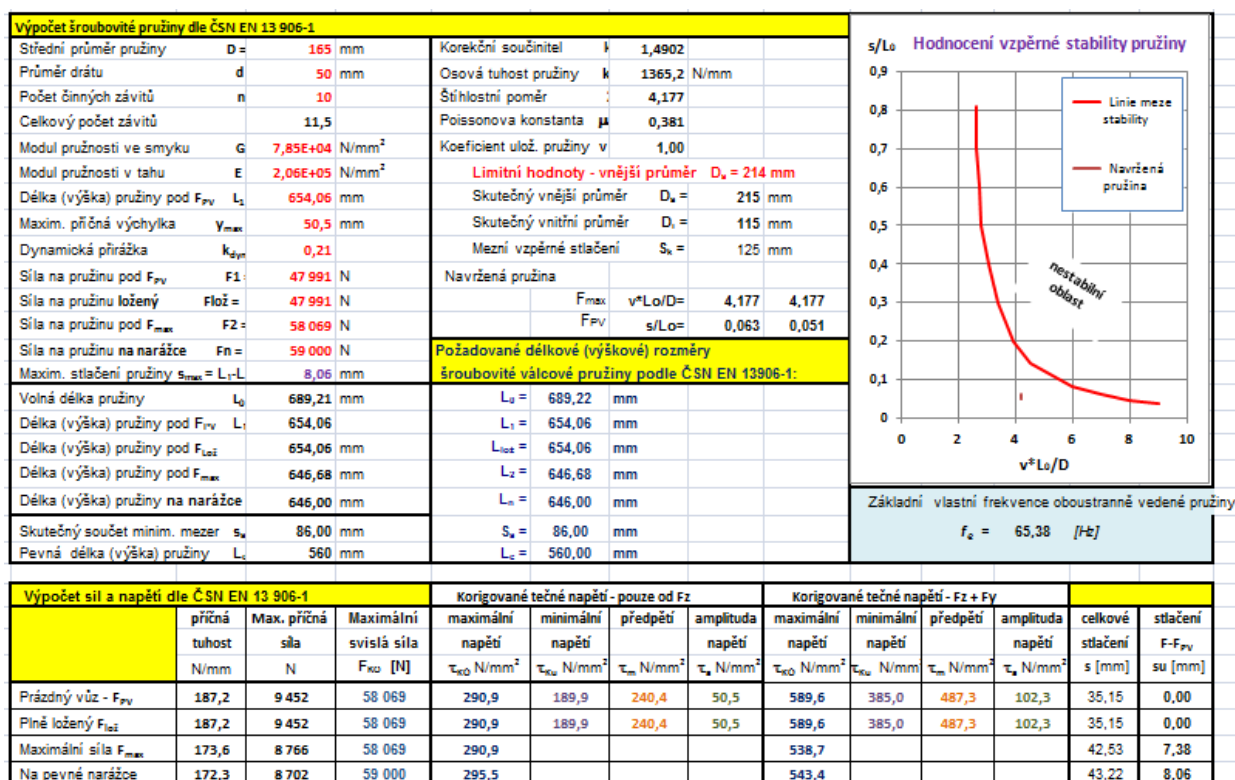
$$w = \sqrt{y^2 + d^2} = \sqrt{31^2 + 39,8^2} = 50,5\,mm$$



Obr. 23 – Rozložení příčných výchylek pružiny

Vychýlení pružiny při natočení podvozku zůstává stejné, $d = 39,8 \text{ mm}$. Je vypočteno v rovnici (24).

Výpočtem rovnic (13-18) po dosazení do programu v Excelu dostávám následující hodnoty:



Obr. 24 – Parametry navržené Flexi-coil pružiny (řešení pro 6 pružin v podvozku)

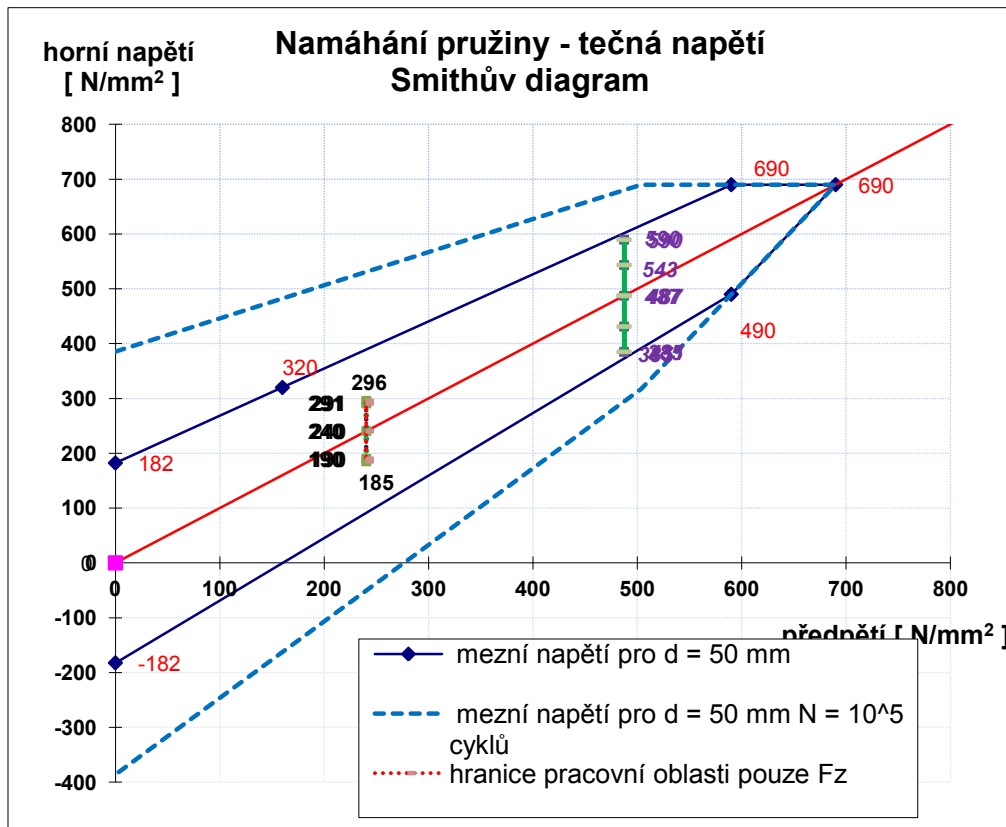
Pro maximální příčnou výchylku a tuhost při F_{max} $k_y = 173,6 \text{ Nmm}^{-1}$, viz obr. 24, mohou vypočítat maximální příčnou sílu

$$F_y = k_y * y = 173,6 * 31 = 5 382 \text{ N} \tag{26}$$

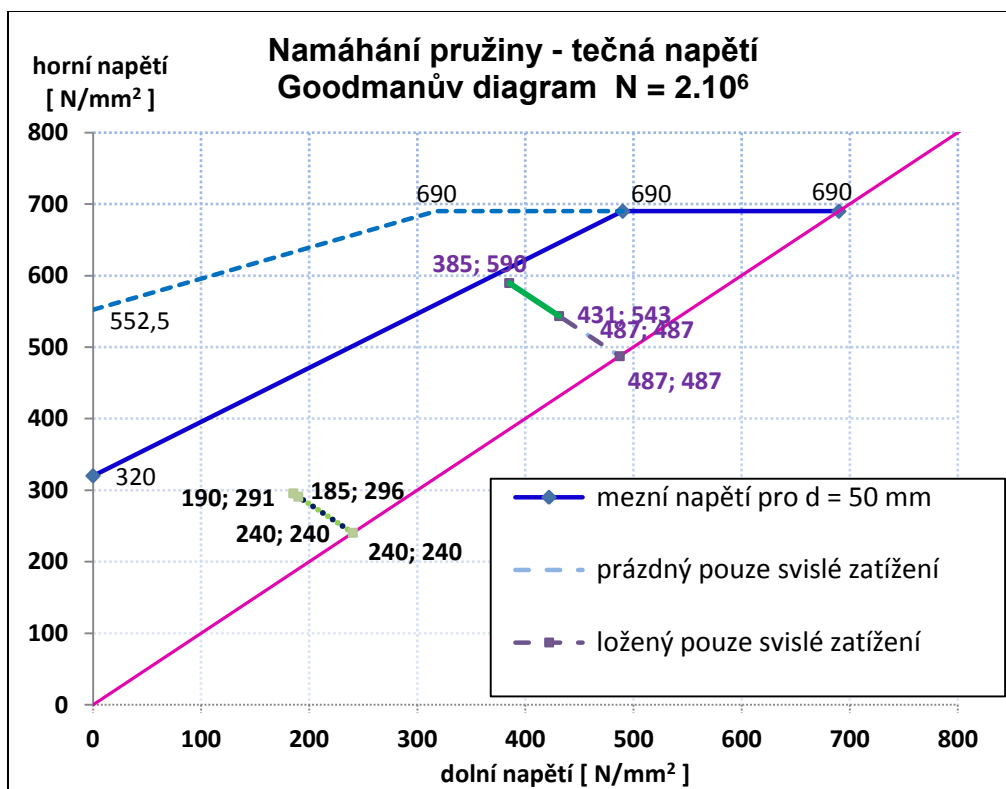
a z ní maximální příčné zrychlení

$$a_y = \frac{i_p * F_y}{m_s} = \frac{12 * 5 382}{58 704} = 1,1 \text{ ms}^{-2} \tag{27}$$

Tato hodnota již vyhovuje požadovanému příčnému zrychlení. Pro tyto navržené pružiny platí níže uvedené diagramy.



Obr. 25 – Smithův diagram (řešení pro 4 pružin v podvozku)



Obr. 26 – Goodmanův diagram (řešení pro 6 pružin v podvozku)

Napětí v pružině nepřesáhne mezní napětí a z tohoto důvodu navržené pružiny vyhovují. Proto mohu přistoupit k dalším kontrolám navržené pružiny.

2.6 Bezpečnost pružiny proti vybočení

Bezpečnosti proti vybočení je dosaženo, jestliže platí rovnice (32):

$$\frac{s_k}{s} > 1 \quad (32)$$

s je stlačení pružiny a s_k je vzpěrné stlačení pružiny. Vypočte se podle následující rovnice.

$$s_k = L_0 * \frac{0,5}{1 - \frac{G}{E}} * \left[1 - \sqrt{1 - \frac{1 - \frac{G}{E}}{0,5 + \frac{G}{E}} * \left(\frac{\pi * D}{\nu * L_0} \right)^2} \right] \quad (33)$$

Dosadím do rovnice (33)

$$s_k = 689 * \frac{0,5}{1 - \frac{78\,500}{206\,000}} * \left[1 - \sqrt{1 - \frac{1 - \frac{78\,500}{206\,000}}{0,5 + \frac{78\,500}{206\,000}} * \left(\frac{\pi * 165}{1 * 689} \right)^2} \right] = 124 \text{ mm}$$

Hodnota L_0 je volná délka pružiny, koeficient usazení ν se volí podle usazení pružiny. V mém případě oboustranně vetknuté pružiny s osovým vychýlením je roven 1. Dosazením do rovnice (32) dostávám

$$\frac{s_k}{s} = \frac{124}{43,21} = 2,87 > 1 \quad \text{Bezpečnost proti vybočení je splněna.}$$

2.7 Bezpečnost na překlopení při působení příčné síly

Pro klidový stav konců pružin a jejich podpory musí být splněna podmínka popsána rovnicí (34):

$$F_y * \frac{L}{2} \leq F * \frac{D - y}{2} \quad (34)$$

, kde D střední průměr pružiny, F_y příčná síla pružiny, L délka pružiny při zatížení touto silou a y příčné stlačení způsobené silou F_y . Po dosazení do vztahu (35) dostávám

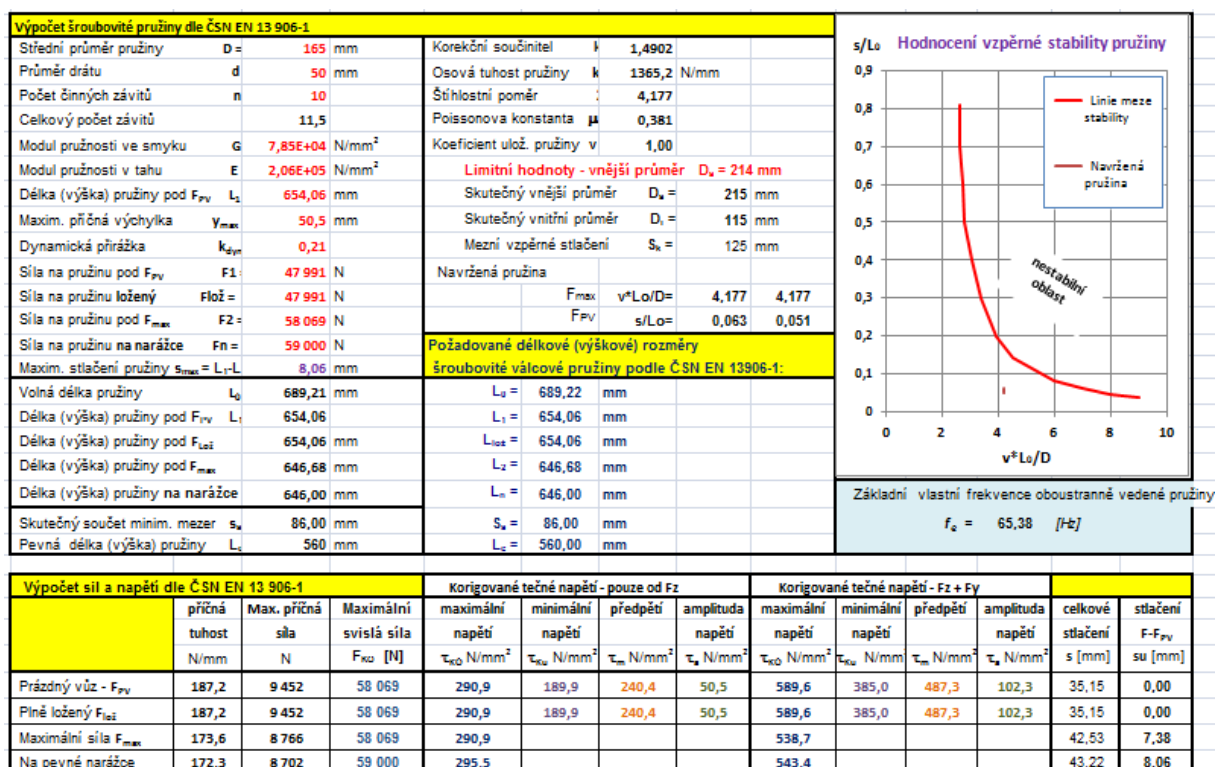
$$7\,319 * \frac{646,68}{2} \leq 58\,069 * \frac{165 - 31}{2}$$

$$2\,366\,525 \leq 3\,890\,623$$

Podmínka je tedy splněna, pružina při maximálním zatížení odolává překlopení.

3.1 Závěr

V bakalářské práci byl zadán požadavek na konstrukční řešení a pevnostní výpočet pružin sekundárního vypružení elektrické lokomotivy vypočítaných pomocí normy ČSN EN 13906-1. Navrhl jsem řešení sekundárního vypružení pomocí 12 Flexi-coil pružin uložených po třech na balkónku. Navržená pružina o parametrech viz obr. 24, je schopna při dynamickém svislém zatížení vydržet příčné nevyrovnané zrychlení do hodnoty $1,1 \text{ ms}^{-2}$.



Obr. 24 – Parametry navržené Flexi-coil pružiny

Materiál pružin je navržena ocel 14 260.8 (54SiCr6) dle normy EN 10089. Výrobní výkres pružiny je přiložen v příloze č. 1.

Zdroje

- [1] VEHICLE SUSPENSION SYSTEMS. *RAILWAY TECHNICAL WEB PAGES* [online]. 9. 12. 2014. [cit. 2015-02-22]. Dostupné z: <http://www.railway-technical.com/suspen.shtml#AirSuspension>
- [2] ZÍTKO, Martin. *Bezkolébkové uložení skříně vozu na podvozku. Vagóny.* [online]. [cit. 2015-03-02]. Dostupné z: <http://www.vagony.cz/pojezdy/torny/bezkolebkove.html>
- [3] ZÍTKO, Martin. *Bezkolébkové uložení skříně vozu na podvozku. Vagóny.* [online]. [cit. 2015-03-02]. Dostupné z: <http://www.vagony.cz/pojezdy/podvozkyy/druhotne.html>
- [4] KOLÁŘ, Josef. Konstrukce kolejových vozidel. ČVUT, U 12 120.
- [5] Podvozky. *Neoficiální stránky o třísystémových lokomotivách typu 109 E.* [online]. [2010] [cit. 2015-03-02]. Dostupné z: <http://109-e.wgz.cz/rubriky/popis-lokomotivy-109-e/podvozky>
- [6] MAJ, Jan a Jiří POHL. Elektrické lokomotivy Siemens ES 64 U4. [online]. [cit. 2015-02-26]. Dostupné z: http://www.railvolution.net/czechraildays/2005/seminare/v_6.pdf
- [7] Flexicoil suspension & resilient wheels. *Testing Times* [online]. 2014 [cit. 2015-03-02]. Dostupné z: http://www.traintesting.com/flexicoil_suspension.html
- [8] Flexicoil suspension. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2015-02-22]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Flexicoil_suspension
- [9] ZLINSKÝ, Zbyněk. ŠKODA 109E ve zkouškách aneb dvousetkilometrovou rychlostí po okruhu. *Vlaky.net* [online]. 4. 12. 2008 [cit. 2015-03-02]. Dostupné z: <http://www.vlaky.net/zeleznice/spravy/002819-SKODA-109E-ve-zkouskach-aneb-dvousetkilometrovou-rychlosti-po-okruhu/>
- [10] ŠKRLANT, Robert. *Dokumentace k řadě 184. Prototypy.* [online]. [cit. 2015-03-15]. Dostupné z: http://www.prototypy.cz/zobrgal.php?gallery_name=184bo
- [11] ŠVEJNOCH, Vladimír, Tomáš HEPTNER, Ladislav RUS, Jaroslav ŠÍBA a Jiří VLASÁK. *Teorie kolejových vozidel.* Praha: Ediční středisko ČVUT, 1991. ISBN 80-01-00622-0
- [12] ČSN EN 13906-1. *Šroubové válcové pružiny vyráběné z drátů a tyčí kruhového průřezu.* Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.
- [13] First Class Bogies. *Siemens* [online]. 2008 [cit. 2015-06-14]. Dostupné z: <http://www.mobility.siemens.com/mobility/global/sitecollectiondocuments/en/rail-solutions/components-and-systems/bogies-catalog-en.pdf>

[14] Flexicoil suspension. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. [cit. 2015-06-14].

Dostupné z:

https://en.wikipedia.org/wiki/Flexicoil_suspension#/media/File:380_019_bogie2.JPG

[15] *Voith Maxima – Das Vorbild* [online]. [cit. 2015-06-14]. Dostupné z:

<http://www.waggonfabrik.eu/modell-maxima-3.html>

Seznam příloh

Příloha č. 1 – Výrobní výkres navržené pružiny

Příloha č. 2 – Sestavný výkres