



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní

12120 - Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Sekundární vypružení nízkopodlažní tramvaje

Design of Secondary Springing of a Low-Floor Tram

Bakalářská práce

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

Studijní obor: bez oboru

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

Jan Mojžíš

Praha 2015



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student: **Jan MOJŽÍŠ**

program: **Teoretický základ strojního inženýrství**

obor: **bez oboru**

název česky: **Sekundární vypružení nízkopodlažní tramvaje**

název anglicky: **Design of Secondary Springing of a Low-Floor Tram**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte stručnou rešerši používaných konstrukčních řešení sekundárního vypružení u nízkopodlažních tramvají.
2. Proveďte rozbor silových účinků zatěžujících sekundární vypružení nízkopodlažní tramvaje, stanovte tuhosti primárního a sekundárního vypružení.
3. Navrhněte konstrukční řešení a 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 pružin sekundárního vypružení do podvozku nízkopodlažní tramvaje.

Rozsah průvodní zprávy: 20 stran

Rozsah grafických prací: výrobní výkresy pružin A4, sestavný výkres A3

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

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

Konzultant bakalářské práce:


Datum zadání bakalářské práce: 30. dubna 2015

Datum odevzdání bakalářské práce: 19. června 2015

Neodevzdá-li student bakalářskou nebo diplomovou práci v určeném termínu, tuto skutečnost předem písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána, stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské nebo diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat bakalářskou nebo diplomovou práci podruhé.

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Zadání bakalářské práce převzal dne: 29. 04. 2015

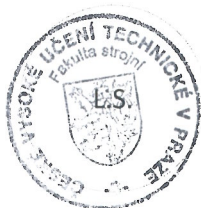

.....
Student


.....
Doc. Ing. Oldřich VÍTEK, Ph.D.

Vedoucí ústavu


.....
Prof. Ing. Michael VALÁŠEK, DrSc.

Děkan fakulty



V Praze dne 7. dubna 2015

Poděkování

Rád bych poděkoval doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. za odborné vedení, za pomoc a rady při zpracování této práce. Děkuji také Ing. Michalu Štillerovi za námět bakalářské práce a další cenné rady.

Abstrakt

Cílem této práce je navrhnout ocelové šroubovitě válcové pružiny pro sekundární vypružení nízkopodlažní tramvaje.

Řešení pružin sekundárního vypružení bylo provedeno podle aktuálně platné normy ČSN EN 13906-1. Byl proveden hmotnostní a silový rozbor vypružení. Dále byly stanoveny tuhosti primárního a sekundárního vypružení a vlastní frekvence. Provedl jsem návrh pomocí jednoduchých a duplexních pružin. Řešení sekundárního vypružení pomocí jednoduchých pružin nevyhovuje pevnostní kontrole.

Řešení pomocí duplexních pružin vyhovuje pevnostní kontrole a vyhovuje dalším kontrolním výpočtům podle normy ČSN EN 13906-1.

Přínosem této práce je seznámit čtenáře s popisem vypružení nízkopodlažní tramvaje a seznámení s existujícími technickými řešeními sekundárního vypružení nízkopodlažních tramvají. Hlavním výsledkem této práce je seznámení čtenáře s postupem návrhu sekundárního vypružení nízkopodlažní tramvaje a návrhem pružin podle aktuální platné normy.

Klíčová slova: nízkopodlažní tramvaj, sekundární vypružení, šroubovitě vinuté pružiny

Abstract

The aim of this thesis is to design a steel helical coil spring that is used for secondary suspension of a low-floor tram.

The chosen solution of secondary suspension complies with currently valid standard ČSN EN 13906-1. Mass and strength analysis of suspension were carried out. After that stiffness of primary and secondary suspension and natural frequency were determined. I designed the solution using simple and duplex springs. The use of simple springs did not pass the strength test.

The solution which uses duplex springs did better at the strength test and it also passed the other testing calculations that were made according to standard ČSN EN 13906-1.

The contribution of this thesis is the description of suspension of a low-floor tram to the reader. It will also acquaint him or her with currently existing technical solutions of secondary suspension of a low-floor trams. The main purpose of this thesis is also to acquaint the reader with the procedure of designing the secondary suspension of a low-floor tram and designing of springs according to current applicable standards.

Key words: low-floor tram, secondary suspension, helical coil springs

Obsah

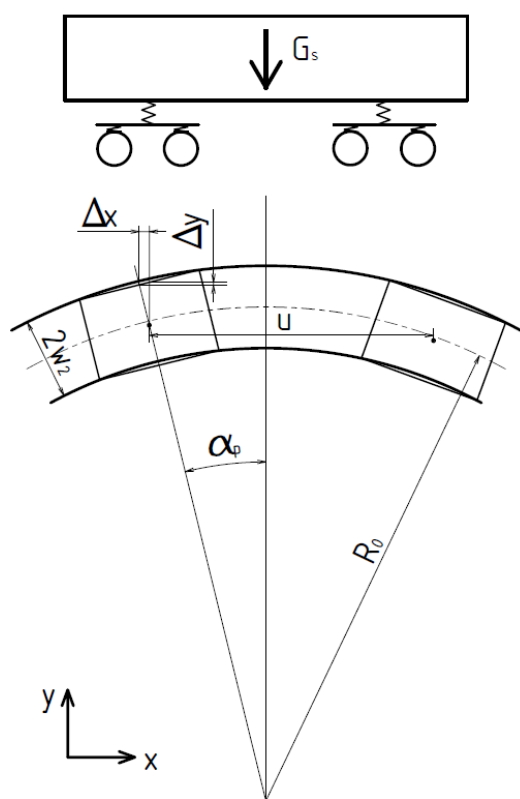
1. Rešerše systémů vypružení nízkopodlažních tramvají	7
1.1 Úvod	7
1.2 Otočný podvozek s kolébkou	10
1.3 Neotočný podvozek	11
1.4 Zhodnocení použitých pružících prvků v sekundárním vypružení.....	12
2. Návrh pružin sekundárního vypružení	13
2.1 Stanovení tuhosti primárního a sekundárního vypružení a vlastních frekvencí.....	15
2.2 Stanovení sil ve vypružení.....	17
2.3 Vztahy použité pro návrh pružin podle ČSN EN 13906-1	20
2.4 Řešení sekundárního vypružení pomocí šroubovitých válcových pružin	23
2.5 Řešení sekundárního vypružení pomocí duplexních pružin.....	25
2.6 Kontrolní výpočty.....	31
3. Závěr	34
Seznam příloh	35
Použitá literatura.....	35

1. Rešerše systémů vypružení nízkopodlažních tramvají

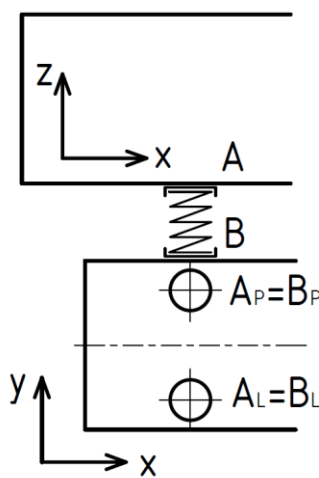
1.1 Úvod

Kolejová vozidla pro přepravu osob bývají vybavena dvoustupňovým vypružením. První stupeň vypružení (primární) je zpravidla umístěn mezi ložiskovou komorou dvojkolí a rám podvozku. Druhý stupeň vypružení (sekundární) je mezi rámem podvozku a skříní vozidla. Při návrhu sekundárního vypružení tramvajového vozidla je nejprve nutné se zaměřit na rozbor jeho deformací při pohybu kolejového vozidla v oblouku.

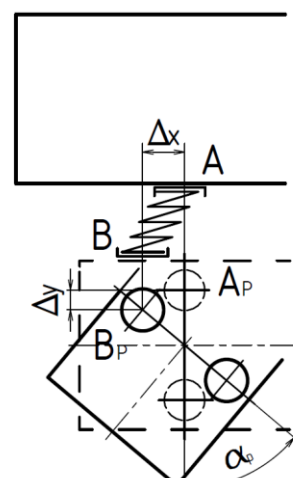
Rozhodující deformací pružin je stlačení od tíhy vozidla. Dále je nutné uvažovat zatížení od dynamických sil vyplývajících z jízdy po nerovné koleji. K deformaci pružin je ale nutné započítat příčné deformace vyplývající z relativního pohybu podvozku pod skříní.



Obr. 1 – Vozidlo v oblouku



Obr. 2a)
– Přímá trať



Obr. 2b)
– Oblouk

Uvažujme kolejové vozidlo pohybující se v oblouku, obr. 1. Oblouk je charakterizován poloměrem R_0 . Primární pružiny jsou na podvozku uloženy na příčné bázi $2w_1$, sekundární pružiny na příčné bázi $2w_2$. Kolejové vozidlo je zde charakterizováno vzdáleností středů podvozků u . Vychýlení pružin při pohybu na přímém úseku a v oblouku je zřejmé z obr. 2a) a 2b).

Při pohybu vozidla v oblouku dojde k natočení podvozku o úhel α_p , které způsobí deformaci pružin Δx . Vedle této deformace je nutné započítat i příčnou výchylku skříně vůči podvozku Δy .

Úhel α_p spočítám z tohoto vztahu:

$$\tan \alpha_p = \frac{u}{2 \cdot R_0} \quad (1.1)$$

Pro deformaci pružin Δx platí:

$$\Delta x = w_2 \cdot \tan \alpha_p \text{ [mm]} \quad (1.2)$$

Pružina musí přenést obecnou příčnou deformaci, kterou lze vyjádřit vztahem:

$$w = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2} \text{ [mm]} \quad (1.3)$$

Uvažuji nejprve drážní vozidlo (např. dieselovou lokomotivu, $u = 7,5 \text{ m}$) a minimální poloměr traťového oblouku $R_0 = 150 \text{ m}$. Ze vztahů (1.1) a (1.2) plyne:

$$\Delta x = w_2 \cdot \tan \left(\frac{u}{2 \cdot R_0} \right) \text{ [mm]} \quad (1.4)$$

kde uvažuji $w_2 = 1\,000 \text{ mm}$.

Po dosažení je deformace pružin lokomotivy:

$$\Delta x_{\text{lok}} = 1\,000 \cdot \tan \left(\frac{7\,500}{2 \cdot 150\,000} \right) = 25 \text{ mm} \quad (1.5)$$

kde úhel natočení podvozku lokomotivy $\alpha_{p \text{ lok}}$:

$$\alpha_{p \text{ lok}} = \tan^{-1} \left(\frac{u}{2 \cdot R_0} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{7\,500}{2 \cdot 150\,000} \right) = 1,43^\circ \quad (1.6)$$

Příčnou výchylku skříně vůči podvozku lze uvažovat u dieselové lokomotivy $\Delta y_{\text{lok}} = \pm 60 \text{ mm}$.

Po dosažení do vztahu (1.3) je obecná příčná deformace pružin lokomotivy:

$$w_{\text{lok}} = \sqrt{25^2 + 60^2} = 65 \text{ mm} \quad (1.7)$$

Je patrné, že úhel natočení $\alpha_{p \text{ lok}}$ bude malý, což způsobí relativně malou deformaci pružících prvků, na rozdíl od následujícího příkladu s tramvají.

U lokomotivy lze použít flexi-coil ocelové šroubovitě válcové pružiny. Flexi-coil pružiny jsou vysoké štíhlé pružiny, které snesou větší obecnou příčnou deformaci než klasické pružiny. Tyto pružiny tedy snesou deformaci, kterou jsem vypočetl ve vztahu (1.7).

Ocelové pružiny jsou také často používaným pružícím prvkem sekundárního vypružení nízkopodlažních tramvají. Pokud uvažuji tramvaj se stejnou vzdáleností středů podvozků $u = 7,5 \text{ m}$ a poloměr traťového oblouku $R_0 = 20 \text{ m}$, podle vztahu (1.4) je deformace pružin tramvaje Δx_{tram} :

$$\Delta x_{\text{tram}} = 1\,000 \cdot \tan \left(\frac{7\,500}{2 \cdot 20\,000} \right) = 190 \text{ mm} \quad (1.8)$$

U tramvaje uvažují příčnou výchylku článku skříně vůči podvozku $\Delta y_{\text{tram}} = \pm 20 \text{ mm}$. Po dosazení do vztahu (1.3) je obecná příčná deformace pružin tramvaje:

$$w_{\text{tram}} = \sqrt{190^2 + 20^2} = 191 \text{ mm} \quad (1.9)$$

Podobně jako ve vztahu (1.6) je úhel natočení podvozku tramvaje $\alpha_{p \text{ tram}}$:

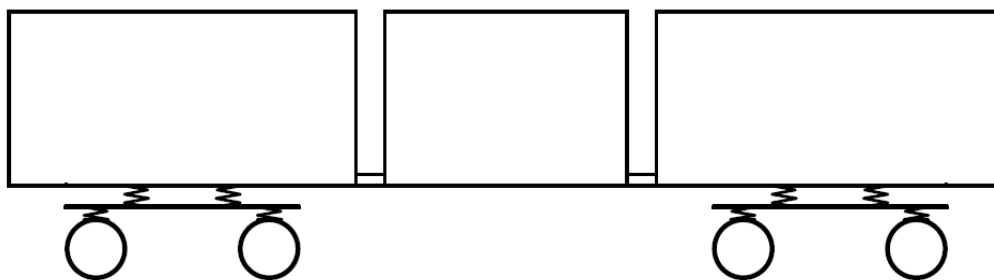
$$\alpha_{p \text{ tram}} = \tan^{-1} \left(\frac{u}{2 \cdot R_0} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{7\,500}{2 \cdot 20\,000} \right) = 10,62^\circ \quad (1.10)$$

Oproti příkladu s dieselovou lokomotivou vychází přibližně třikrát větší obecná příčná deformace pružin sekundárního vypružení a sedmkrát větší natočení podvozku vůči skříní. Z těchto úvah vyplývá, že by ocelové pružiny byly značně deformovány v obecném příčném směru a namáhány by nevydržely.

Z tohoto vyšetření vyplývají dva typy podvozků, které lze u tramvajových vozidel použít, a také vyplývají možnosti konstrukčního řešení sekundárního vypružení.

Jednou z konstrukčních možností je použití otočného podvozku, kde je umožněno natáčení podvozku vůči skříní tramvaje. Aby však nebyly značně deformovány ocelové pružiny, je nutné u tohoto typu podvozku použít tzv. kolébku. Kolébka umožní natáčení podvozku vůči skříní vozidla tak, aby zároveň nebyly namáhány pružiny v podélném směru.

Druhou možností je neotočný podvozek, respektive podvozek s omezeným natáčením vůči skříní tramvaje. V případě použití ocelových pružin je maximální natočení cca 1° . Při použití pryžových prvků je natočení cca $4,5^\circ$. Takový typ podvozku nicméně vyžaduje použití člankového provedení tramvaje, viz obr. 3, kdy se podvozek nachází pod jednotlivými články tramvaje. Nedochozí tak k natáčení podvozků, natáčí se vůči sobě pouze jednotlivé články.



Obr. 3 – Člankové provedení tramvaje

Podrobněji funkci otočných podvozků s kolébkou a neotočných podvozků popíšu dále v příkladech.

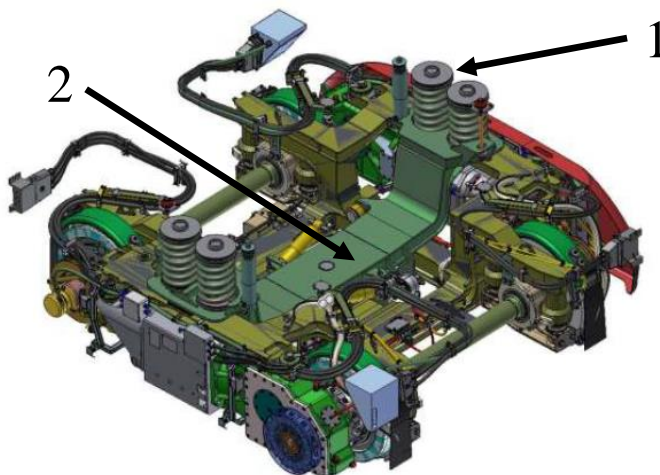
1.2 Otočný podvozek s kolébkou

Pro příklad uvádím na obr. 4 podvozek pod krajním článkem tramvaje Škoda 15T For City, kde je použito celkem čtyř duplexních pružin¹ (1), vždy po dvou pružinách na každé straně podvozku. Jedná se o otočný podvozek s kolébkou (2). Krajní článek skříně je na kolébce uložen pomocí čtyřbodového valivého ložiska (3). Aby byl zajištěn pohyb kolébky společně s rámem podvozku bez vzájemného natáčení, je kolébka vedena k rámu podvozku pomocí dvou podélných táhel (4). Pružiny (1) se tedy mezi kolébkou a rámem podvozku v příčném a podélném směru nemohou výrazně deformovat



Obr. 4 – Podvozek Škoda 15T For City [6]

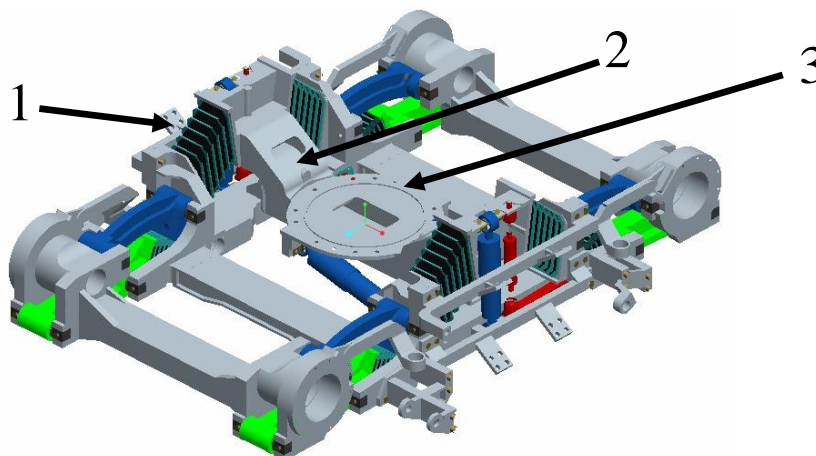
Na obr. 5 je zobrazen model otočného podvozku tramvaje Inekon Superior Plus. Umístění pružin je odlišné od podvozku tramvaje 15T, je zde patrně použito čtyř duplexních pružin (1), po dvou na každé straně. Pružiny jsou uloženy spodní částí na příčniku (2) a horní částí na skříní vozidla. Na rozdíl od kolébky z předchozího příkladu je příčník dvojicí podélných táhel spojen se skříní tramvaje. Tím je zabráněno podélné deformaci pružin při otáčení podvozku pod skříní. Rám podvozku se při jízdě v oblouku natáčí vůči příčniku, příčník je tedy z tohoto pohledu součástí skříně.



Obr. 5 – Podvozek INEKON Superior Plus [2]

¹ Bližší popis a schéma duplexní pružiny viz kapitola 1.4

Na obr. 6 je zobrazen model podvozku Alstom iXege, jehož sekundární vypružení tvoří čtyři šikmé pryžokovové bloky (1), vždy po dvou na každé straně. Toto řešení využívá tzv. nízkou kolébku (2). Článek skříně je uložen v kolébce pomocí čtyřbodového valivého ložiska (3), podobně jako v případě tramvaje Škoda 15T. Tento příklad ukazuje další vývoj otočných podvozků s kolébkou. Pryžokovové bloky zde plní také funkci přenosu podélných sil z kolébky na rám podvozku. Proto zde, na rozdíl od předchozích příkladů, není použito táhel. Tento způsob sekundárního vypružení tedy umožňuje díky vlastnostem pryžokovových bloků mnohem větší možnost obecné příčné deformace, než u ocelových pružin z předchozích příkladů.



Obr. 6 – Podvozek Alstom iXege [2]

1.3 Neotočný podvozek

Otočné podvozky umožňují natáčení podvozku vůči skříně vozidla. Neotočný podvozek se vůči skříně takřka nenatáčí, k malému natočení však dochází. Lze tedy říci, že neotočný podvozek je vlastně podvozek s omezeným natáčením, neboť podvozek je natočen o malý úhel.

Jako zástupce neotočných podvozků uvádím dvě verze podvozku SF 30 od společnosti Siemens. Na obr. 7a) je zobrazeno řešení podvozku Siemens SF 30 C, použitého u tramvaje Combino. Jedná se o vývojově starší verzi podvozku, která využívá čtyři ocelové pružiny a možné maximální natočení podvozku vůči skříně vozidla je cca 1° . Na obr. 7b) je zobrazeno řešení novější verze podvozku Siemens SF 30 Combino plus, použitého u tramvaje Avenio.

U novější verze podvozku je použito čtyř pryžových pružin, tzv. přesýpací hodiny (hourglass springs). Tyto pružiny umožňují větší boční pohyb než ocelové pružiny. Použití těchto pryžových pružin umožňuje případné natočení podvozku maximálně až o $4,5^\circ$. Takové natočení je umožněno díky principu odvalování pryžových částí pružiny po ocelové desce. Zde, na rozdíl od otočných podvozků s kolébkou, není kolébka zapotřebí a pružiny jsou přímo spojeny jak s rámem podvozku, tak se skříně tramvaje. Pružiny jsou doplněny čtyřmi tlumiči.



Obr. 7a) – Podvozek Siemens SF 30 C
Combino plus [5]

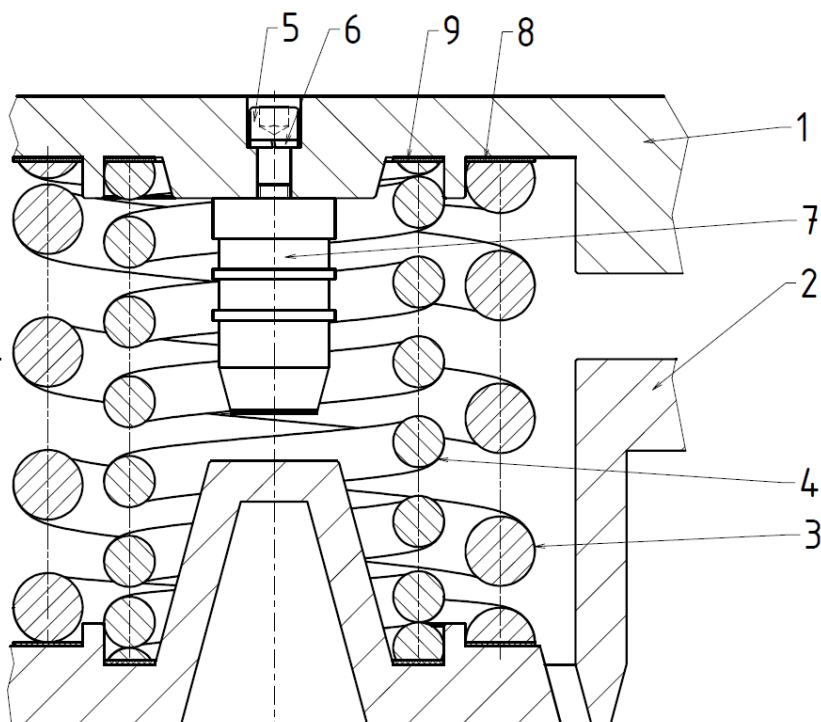


Obr. 7b) – Podvozek Siemens SF 30 [5]

1.4 Zhodnocení použitých pružících prvků v sekundárním vypružení

Jedním z nejpoužívanějších pružících prvků sekundárního vypružení tramvají jsou ocelové šroubovitě válcové pružiny, jak je patrné z příkladů na obr. 4, 5 a 7a). Jejich výhodou jsou malá hmotnost a nenáročnost na údržbu. Vzhledem k tomu, že nemají dostatečné tlumení, používají se společně s tlumiči.

Často je použito duplexních pružin, tedy seskupení dvou pružin se společnou osou, různými průměry a protiběžným vinutím závitů, viz obr. 8. Vnější pružina (3) má pravý smysl stoupání závitů, vnitřní pružina (4) má levý smysl stoupání závitů. Pružiny jsou na pryžových podložkách (8) a (9) uloženy ve skříni tramvaje (1) a na rámu podvozku (2). Progresivní pryžokovová nárazka (7) umožňuje snížení zatížení na duplexní pružiny. Ke skříni vozidla je přišroubována šroubem (5) s podložkou (6).



Obr. 8 – Duplexní pružina

Další možností je použití pryžokovových pružin. Na obr. 6 a 7b) byly uvedeny příklady těchto pružin:

- šikmé klínové pružiny, jejichž tuhost je ovlivněna počtem vrstev pryže
- odvalovací pružiny

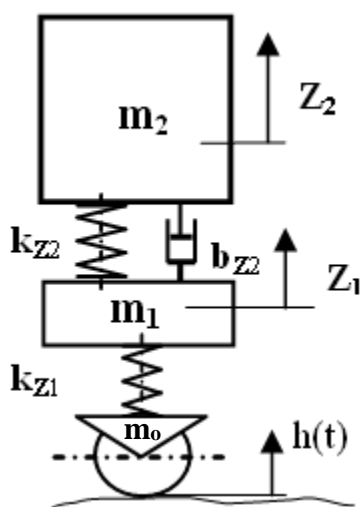
Do pryže je vulkanizací přidávána síra pro lepší odolnost. Vulkanizací je také možné pryž spojovat s kovy a dosáhnout minimálně stejné pevnosti, jako má pryž samotná. Vlastnosti pryžových pružin jsou ovlivněny chemickým složením a také tvarem pryžové pružiny. Jak již bylo uvedeno u příkladu na obr. 6, pryžové pružiny snesou mnohem větší deformace, než pružiny ocelové.

2. Návrh pružin sekundárního vypružení

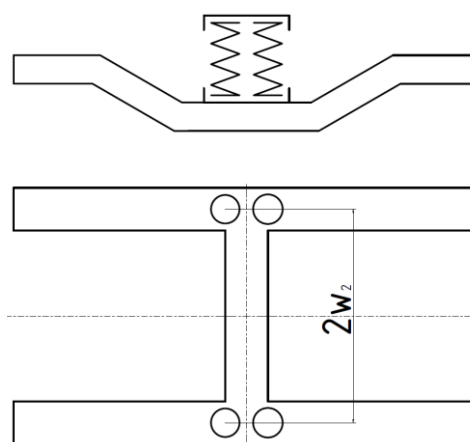
Návrh pružin sekundárního vypružení budu provádět obecně, nebudu uvažovat návrh pro konkrétní typ tramvaje. Tento návrh však uvažuji tak, že by byl použit pro neotočený podvozek (viz kapitola 1.3), tedy pro článkové provedení tramvaje (viz obr. 3) s maximálním nápravovým zatížením $A_{0\text{Lož}} = 105\text{ kN}$.

V takovém případě vycházím ze zjednodušeného modelu dvoumotové soustavy, viz obr. 9. Na obrázku m_0 představuje neodpružené hmoty, m_1 prvotně odpružené hmoty a m_2 druhotně odpružené hmoty. k_{z1} a k_{z2} jsou tuhosti primárního, resp. sekundárního vypružení. b_{z2} je tlumení viskózního tlumiče použitého v sekundárním vypružení. Při jízdě po nerovné koleji se mění výška kolejnice $h(t)$ a dále z_1 a z_2 představují stlačení pružin primárního, resp. sekundárního vypružení.

Technické řešení návrhu pružin sekundárního vypružení budu vždy uvažovat tak, jak je zobrazeno na obr. 10. Budu tedy vždy navrhovat čtyři pružiny na podvozek, vždy po dvou na každé straně.



Obr. 9 – Model dvoumotové soustavy [2]



Obr. 10 – Technické řešení sekundárního vypružení

Po konzultaci s Ing. Michalem Štillerem ze společnosti Škoda Transportation budu uvažovat zástavbové prostory tak, že největší možný vnější průměr pružiny je $D_e = 256 \text{ mm}$ a největší výška pružiny pod prázdným vozem $L_{PV} = L_1 = 245 \text{ mm}$. Příčnou bázi sekundárního vypružení uvažuji $2 \cdot w_2 = 1\,220 \text{ mm}$

V další kapitole bude nutné stanovit „optimální“ tuhosti primárního a sekundárního vypružení. Pro další výpočty je proto nutné provést krátký silový a hmotnostní rozbor. Jak již bylo řečeno, pro zjednodušení budu dále využívat model dvouhmotové soustavy.

Dle zadání projektu je nápravové zatížení prázdného vozu $A_{0\,PV} = 60 \text{ kN}$, maximální statické nápravové zatížení obsazeného vozu $A_{0\,Lož} = 105 \text{ kN}$ a maximální hmotnost trakčního podvozku $m_p = 4\,400 \text{ kg}$.

Pro další výpočty si vyjádřím druhotně odpružené hmoty prázdného vozu z tohoto vztahu:

$$m_{2\,PV} = \frac{2 \cdot A_{0\,PV} - m_p \cdot g}{g} = \frac{2 \cdot 60\,000 - 4\,400 \cdot 9,81}{9,81} = 7\,832 \text{ kg} \quad (2.1)$$

Uvažuji dvounápravový podvozek, výsledné zatížení podvozku prázdného vozu tedy je:

$$2 \cdot A_{0\,PV} = 2 \cdot 60 = 120 \text{ kN} \quad (2.2)$$

Pro plně obsazený vůz je výsledné zatížení podvozku:

$$2 \cdot A_{0\,Lož} = 2 \cdot 105 = 210 \text{ kN} \quad (2.3)$$

Ze vztahů (2.1) a (2.2) vyplývá užitečné zatížení, tj. zatížení od cestujících:

$$G_{už} = 2 \cdot A_{0\,Lož} - 2 \cdot A_{0\,PV} = 210 - 120 = 90 \text{ kN} \quad (2.4)$$

A tedy užitečná hmotnost, tj. hmotnost cestujících připadající na zatížení jednoho podvozku:

$$m_{už} = \frac{G_{už}}{g} = \frac{90\,000}{9,81} = 9\,174 \text{ kg} \quad (2.5)$$

Druhotně odpružené hmoty plně obsazeného vozu vypočítám z tohoto vztahu:

$$m_{2\,Lož} = \frac{2 \cdot A_{0\,Lož} - m_p \cdot g}{g} = \frac{210\,000 - 4\,400 \cdot 9,81}{9,81} = 17\,007 \text{ kg} \quad (2.6)$$

Po konzultaci s vedoucím práce uvažuji hmotnost neodpružených hmot $m_0 = 1\,700 \text{ kg}$. Hmotnost podvozku lze vyjádřit jako součet primárně odpružených hmot m_1 a neodpružených hmot m_0 :

$$m_p = m_1 + m_0 \text{ [kg]} \quad (2.7)$$

Z tohoto vztahu vypočítám hmotnost primárně odpružených hmot:

$$m_1 = m_p - m_0 = 4\,400 - 1\,700 = 2\,700 \text{ kg} \quad (2.8)$$

2.1 Stanovení tuhosti primárního a sekundárního vypružení a vlastních frekvencí

Po krátkém silovém a hmotnostním rozboru uvažované dvouhmotové soustavy mohou nyní stanovit tuhosti primárního a sekundárního vypružení pomocí následujících výpočtů.

Minimální tuhost svislého vypružení vozidla stanovím z tohoto vztahu:

$$k_{Z \min} = \frac{G_{u\check{z}}}{z_u} [N \cdot mm^{-1}] \quad (2.9)$$

Podle zadání projektu nejprve spočítám užitečnou deformaci vypružení, přičemž je zadáno $z_{u1} = 15 \text{ mm}$ a $z_{u2} = 45 \text{ mm}$:

$$z_u = z_{u1} + z_{u2} = 15 + 45 = 60 \text{ mm} \quad (2.10)$$

kde z_{u1} resp. z_{u2} je maximální stlačení pružin primárního resp. sekundárního vypružení.

Po dosazení do vztahu (2.9):

$$k_{Z \min} = \frac{90 \cdot 10^3}{60} = 1\,500 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (2.11)$$

Z optimalizace osobních vozů s tlumičem v sekundárním vypružení (viz obr. 9) plyne vztah pro „optimální“ poměr tuhostí vypružení:

$$\gamma_{2opt.} = \left(\frac{k_{Z1}}{k_{Z2}} \right)_{opt.} = 2 + \mu = 2 + \frac{m_1}{m_2} [-] \quad (2.12)$$

kde k_{Z1} je tuhost primárního vypružení, k_{Z2} je tuhost sekundárního vypružení.

Vzhledem k tomu, že se hmotnost m_2 za provozu mění, volím m_2 jako střední hodnotu následovně:

$$m_2 = m_{2 \text{ st\check{r}}} = \frac{m_{2 \text{ PV}} + m_{2 \text{ Lo\check{z}}}}{2} [\text{kg}] \quad (2.13)$$

A tedy po dosazení do vztahu (2.12):

$$\gamma_{2opt.} = 2 + \frac{2 \cdot m_1}{m_{2 \text{ PV}} + m_{2 \text{ Lo\check{z}}}} [-] \quad (2.14)$$

Po vyčíslení vztahu (2.14) vychází „optimální“ poměr tuhostí:

$$\gamma_{2opt.} = 2 + \frac{2 \cdot 2\,700}{7\,832 + 17\,007} = 2,217 \quad (2.15)$$

Nyní lze spočítat tuhost primárního a sekundárního vypružení z těchto vztahů:

$$k_{Z1} \geq (1 + \gamma_{2opt.}) \cdot k_{Z\,min} \quad [-] \quad (2.16)$$

$$k_{Z2} \geq \frac{k_{Z\,min} \cdot (1 + \gamma_{2opt.})}{\gamma_{2opt.}} \quad [-] \quad (2.17)$$

Po dosazení do vztahu (2.16) je tuhost primárního vypružení:

$$k_{Z1} = (1 + 2,217) \cdot 1\,500 = 4\,826 \, N \cdot mm^{-1} \quad (2.18)$$

Po dosazení do vztahu (2.17) je tuhost sekundárního vypružení:

$$k_{Z2} = \frac{1\,500 \cdot (1 + 2,217)}{2,217} = 2\,176 \, N \cdot mm^{-1} \quad (2.19)$$

Stanovením hmotností a tuhostí mi nyní umožňuje stanovit vlastní frekvence prázdného a plně obsazeného vozu. Frekvence f_{1Z} (nižší hodnota) je frekvence souběžných kmitů (houpání) skříně a podvozku. Frekvence protiběžných kmitů (houpání) skříně a podvozku je f_{2Z} (vyšší hodnota). Tyto frekvence vypočítám následovně:

$$\begin{aligned} f_{1Z,2Z} &= \\ &= \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{k_{Z2}}{2 \cdot m_2} + \frac{k_{Z1} + k_{Z2}}{2 \cdot m_1} \mp \sqrt{\left(\frac{k_{Z2}}{2 \cdot m_2} + \frac{k_{Z1} + k_{Z2}}{2 \cdot m_1}\right)^2 - \frac{k_{Z1} \cdot k_{Z2}}{m_1 \cdot m_2}}} \quad [Hz] \end{aligned} \quad (2.20)$$

Frekvence souběžných kmitů prázdného vozu a plně obsazeného vozu tedy po dosazení do vztahu (2.20) vycházejí:

$$\begin{aligned} f_{1Z\,PV} &= \\ &= \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{2\,176}{2 \cdot 7\,832} + \frac{4\,826 + 2\,176}{2 \cdot 2\,700} - \sqrt{\left(\frac{2\,176}{2 \cdot 7\,832} + \frac{4\,826 + 2\,176}{2 \cdot 2\,700}\right)^2 - \frac{4\,826 \cdot 2\,176}{2\,700 \cdot 7\,832}}} \\ &= 2,16 \, Hz \end{aligned} \quad (2.21)$$

$$f_{1Z \text{ Lož}} = \quad (2.22)$$

$$= \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{2 \cdot 176}{2 \cdot 17007} + \frac{4 \cdot 826 + 2 \cdot 176}{2 \cdot 2700} - \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 176}{2 \cdot 17007} + \frac{4 \cdot 826 + 2 \cdot 176}{2 \cdot 2700}\right)^2 - \frac{4 \cdot 826 \cdot 2 \cdot 176}{2700 \cdot 17007}}} =$$

$$= 1,48 \text{ Hz}$$

Frekvence protiběžných kmitů prázdného vozu a plně obsazeného vozu po dosažení do vztahu (2.20) jsou:

$$f_{2Z \text{ PV}} =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{2 \cdot 176}{2 \cdot 7832} + \frac{4 \cdot 826 + 2 \cdot 176}{2 \cdot 2700} + \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 176}{2 \cdot 7832} + \frac{4 \cdot 826 + 2 \cdot 176}{2 \cdot 2700}\right)^2 - \frac{4 \cdot 826 \cdot 2 \cdot 176}{2700 \cdot 7832}}} = \quad (2.23)$$

$$= 8,25 \text{ Hz}$$

$$f_{2Z \text{ Lož}} = \quad (2.24)$$

$$= \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{2 \cdot 176}{2 \cdot 17007} + \frac{4 \cdot 826 + 2 \cdot 176}{2 \cdot 2700} + \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 176}{2 \cdot 17007} + \frac{4 \cdot 826 + 2 \cdot 176}{2 \cdot 2700}\right)^2 - \frac{4 \cdot 826 \cdot 2 \cdot 176}{2700 \cdot 17007}}} =$$

$$= 8,17 \text{ Hz}$$

Hodnoty vypočtené ve vztazích (2.23) a (2.24) jsou krajními hodnotami intervalu frekvencí protiběžných kmitů, tedy $f_{2Z} \in (8,17 \div 8,25) \text{ Hz}$.

Při protiběžném kmitání vznikají výraznější kmity na podvozku. Toto houpání podvozku budí ohybové kmity skříně vozidla. Proto by vlastní frekvence ohybových kmitů článku skříně vozidla měla být mimo tento rozsah, tj. $f_{ohyb \ sk} \notin (6,5 \div 9,5) \text{ Hz}$

2.2 Stanovení sil ve vypružení

Jak již bylo řečeno v úvodu, rozhodující deformací pružin je stlačení od tíhy vozidla. K tomu se přičítá deformace (stlačení) pružin od dynamických sil způsobených jízdou tramvaje po nerovné koleji. To způsobí kinematické buzení, které zvyšuje síly ve vypružení tramvaje. Výsledná síla na pružinu tedy je:

$$F_{Pc} = F_{stat} + F_{dyn} = F_{stat} \cdot (1 + k_{di}) \quad (2.25)$$

kde F_{stat} je statické zatížení pružiny, F_{dyn} je dynamické zatížení pružiny, které lze vyjádřit dynamickou přírážkou:

$$k_{di} = a_i + b \frac{0,1 \cdot v_{max} [km \cdot h^{-1}]}{\sum z_{stat} [mm]} [-] \quad (2.26)$$

kde index $i = 0, 1, 2$ označuje postupně nevypružené, prvotně vypružené a druhotně vypružené hmoty, koeficienty $a_0 = 0,15$, $a_1 = 0,10$ a $a_2 = 0,05$, $v_{max} = 70 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ je maximální

rychlost tramvaje, $\sum z_{stat}$ je součet statického sednutí pružin všech stupňů vypružení a b je konstanta respektující počet náprav n . Uvažuji 2 nápravy, pro $n = 2$ tedy platí:

$$b = \frac{n + 2}{2n} = \frac{2 + 2}{2 \cdot 2} = 1 \quad (2.27)$$

Součet statického sednutí pružin prázdného vozu $\sum z_{stat PV}$ spočítám ze vztahu:

$$\sum z_{stat PV} = \frac{F_{1 PV}}{k_1} + \frac{F_{2 PV}}{k_2} [mm] \quad (2.28)$$

kde $F_{1 PV}$ resp. $F_{2 PV}$ je síla od prázdného vozu působící na primární, resp. sekundární vypružení a $k_1 = k_{Z1}$, resp. $k_2 = k_{Z2}$ je tuhost primárního, resp. sekundárního vypružení, kterou jsem určil z „optimálního“ poměru tuhostí ve vztazích (2.18) a (2.19).

Síly $F_{1 PV}$ a $F_{2 PV}$ určím podle následujících vztahů:

$$F_{1 PV} = m_1 \cdot g + m_{2 PV} \cdot g = 2\,700 \cdot 9,81 + 7\,832 \cdot 9,81 = 103\,319\,N \quad (2.29)$$

$$F_{2 PV} = m_{2 PV} \cdot g = 7\,832 \cdot 9,81 = 76\,832\,N \quad (2.30)$$

kde hmotnost m_1 jsem stanovil ve vztahu (2.8) a hmotnost $m_{2 PV}$ jsem stanovil ve vztahu (2.1). Po dosazení do vztahu (2.28):

$$\sum z_{stat PV} = \frac{103\,319}{4\,826} + \frac{76\,836}{2\,176} = 57\,mm \quad (2.31)$$

Analogicky součet statického sednutí pružin plně obsazeného vozu $\sum z_{stat Lož}$ spočítám ze vztahu:

$$\sum z_{stat Lož} = \frac{F_{1 Lož}}{k_1} + \frac{F_{2 Lož}}{k_2} [mm] \quad (2.32)$$

kde $F_{1 Lož}$ resp. $F_{2 Lož}$ je síla od plně obsazeného vozu působící na primární resp. sekundární vypružení.

Podobně jako ve vztazích (2.29) a (2.30) síly $F_{1 Lož}$ a $F_{2 Lož}$ určím podle následujících vztahů:

$$F_{1 Lož} = m_1 \cdot g + m_{2 Lož} \cdot g = 2\,700 \cdot 9,81 + 17\,007 \cdot 9,81 = 193\,323\,N \quad (2.33)$$

$$F_{2 Lož} = m_{2 Lož} \cdot g = 17\,007 \cdot 9,81 = 166\,836\,N \quad (2.34)$$

Po dosazení do vztahu (2.32):

$$\sum z_{stat Lož} = \frac{193\,323}{4\,826} + \frac{166\,836}{2\,176} = 117\,mm \quad (2.35)$$

Nyní provedu výpočet dynamické přírážky prázdného vozu pro druhotně odpružené hmoty dosazením do vztahu (2.26):

$$k_{d2 PV} = 0,05 + \frac{0,2 \cdot 70}{57} = 0,30 \quad (2.36)$$

kde uvažuji koeficient $a_2 = 0,05$, maximální rychlost tramvaje je $v = 70 \text{ km/h}$. Statické sednutí pružin prázdného vozu $\sum z_{stat PV}$ jsem spočetl ve vztahu (2.31).

Dále vypočítám dynamickou přírážku plně obsazeného vozu pro druhotně odpružené hmoty, opět dosazuji do vztahu (2.26):

$$k_{d2 Lož} = 0,05 + \frac{0,2 \cdot 70}{117} = 0,17 \quad (2.37)$$

Statické sednutí pružin plně obsazeného vozu $\sum z_{stat Lož}$ jsem spočetl ve vztahu (2.35).

Minimální a maximální síly působící na sekundární vypružení lze tedy definovat následujícími vztahy:

$$F_{2 min} = m_{2 PV} \cdot g \cdot (1 - k_{d2 PV}) = 7\,832 \cdot 9,81 \cdot (1 - 0,3) = 54\,026 \text{ N} \quad (2.38)$$

$$F_{2 max} = m_{2 Lož} \cdot g \cdot (1 + k_{d2 Lož}) = 17\,007 \cdot 9,81 \cdot (1 + 0,17) = 195\,190 \text{ N} \quad (2.39)$$

Jak jsem zmínil v úvodu této kapitoly, při návrhu pružin budu uvažovat čtyři pružiny na podvozek. Vypočtu si tedy osovou sílu působící na jednu pružinu, což bude čtvrtina celkové síly na sekundární vypružení.

Osová síla na jednu pružinu při prázdném voze je:

$$F_1 = F_{PV} = \frac{F_{2 PV}}{4} = \frac{76\,836}{4} = 19\,209 \text{ N} \quad (2.40)$$

kde $F_{2 PV}$ jsem si spočítal ve vztahu (2.30).

Osová síla na jednu pružinu při plně obsazeném voze je:

$$F_{Lož} = \frac{F_{2 Lož}}{4} = \frac{166\,836}{4} = 41\,709 \text{ N} \quad (2.41)$$

kde $F_{2 Lož}$ jsem si spočítal ve vztahu (2.34).

Osová síla na jednu pružinu při plně obsazeném voze s připočtením dynamické přírážky vychází:

$$F_2 = F_{max} = \frac{F_{2 max}}{4} = \frac{195\,190}{4} = 48\,798 \text{ N} \quad (2.42)$$

kde $F_{2 max}$ jsem si spočítal ve vztahu (2.39).

Sílu na narážce pružiny budu uvažovat o něco málo vyšší $F_N = 48\,900 \text{ N}$.

Při jízdě v oblouku působí na tramvaj odstředivá síla, případně také vítr. Po konzultaci s vedoucím práce uvažují odstředivé zrychlení $a_{odstr} = 0,85 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ a zrychlení způsobené větrem $a_{vitr} = 0,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Výsledné zrychlení bude tedy:

$$a_y = a_{odstr} + a_{vitr} = 0,85 + 0,25 = 1,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (2.43)$$

Příčnou sílu působící na sekundární vypružení s využitím výpočtu výsledného zrychlení ve vztahu (2.43) vypočtu z následujícího vztahu:

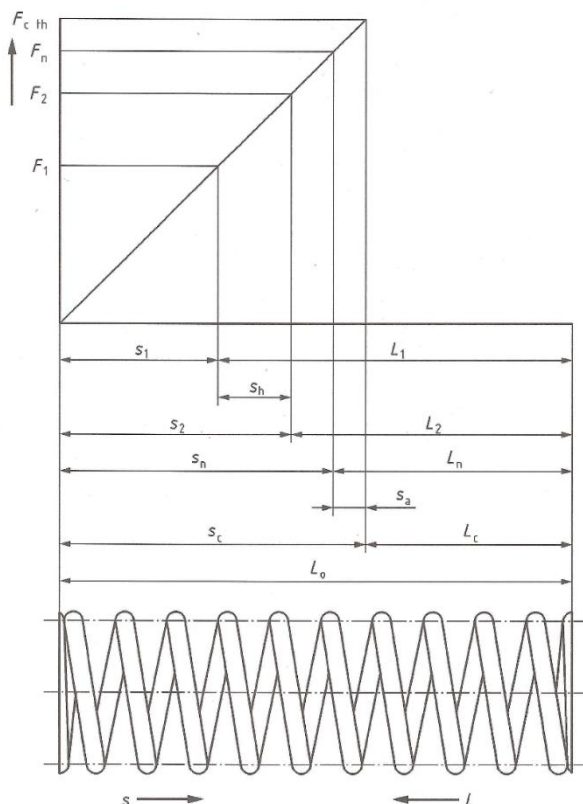
$$F_{Q\text{ celk}} = m_{2\text{ Lož}} \cdot a_y = 17\,007 \cdot 1,1 = 18\,708 \text{ N} \quad (2.44)$$

Příčná síla působící na jednu pružinu tedy bude:

$$F_{Qp} = \frac{F_{Q\text{ celk}}}{n_p} = \frac{18\,708}{4} = 4\,677 \text{ N} \quad (2.45)$$

2.3 Vztahy použité pro návrh pružin podle ČSN EN 13906-1

V následujících kapitolách provedu dva návrhy řešení pružin sekundárního vypružení pro neotočný podvozek podle normy ČSN EN 13906-1. První návrh budou čtyři jednoduché pružiny, vždy po dvou na každé straně, jak bylo uvedeno v úvodu kapitoly 2, viz obr. 10. V druhém návrhu použiju stejné uspořádání pružin (obr. 10), ale budu navrhovat čtyři duplexní pružiny (viz kapitola 1.4, obr. 8).



F_1 – síla pružiny pod prázdným vozem
 F_2 – síla pružiny pod plně obsazeným vozem
 F_n – síla pružiny při minimální přípustné délce
 $F_{c\ th}$ – teoretická síla pružiny při pevné délce L_c pružiny L_n

L_0 – jmenovitá volná délka pružiny
 L_1 – délka pružiny pod prázdným vozem
 L_2 – délka pružiny pod plně obsazeným vozem
 L_n – minimální přípustná délka pružiny
 L_c – pevná délka pružiny

s_1 – stlačení pružiny pod prázdným vozem
 s_2 – stlačení pružiny pod plně obsazeným vozem
 s_n – stlačení pružiny, pro sílu pružiny F_n
 s_c – stlačení pružiny, pro pevnou délku L_c
 s_h – stlačení pružiny (zdvih) mezi dvěma polohami

Obr. 11 – Teoretický diagram tlačné pružiny [3]

Na obr. 11 je teoretický diagram tlačné pružiny zobrazující síly F působící na pružinu, změnu délky pružiny L a její stlačení s . Síla pružiny při minimální přípustné délce F_n uvažuji dále jako sílu na narážce

Pro výpočet pružin využiji vztahy z normy ČSN EN 13906-1, které uvádím dále.

Návrhové výpočty

Celkový počet závitů pružiny vinuté za horka:

$$n_t = n + 1,5 \quad [-] \quad (2.46)$$

kde n $[-]$ je počet činných závitů pružiny.

Osová tuhost pružiny:

$$k_0 = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} \quad [N \cdot mm^{-1}] \quad (2.47)$$

kde G $[N \cdot mm^{-2}]$ je modul tuhosti, d $[mm]$ je průměr drátu, D $[mm]$ je střední průměr pružiny a n $[-]$ je počet činných závitů pružiny.

Minimální přípustná délka (výška) pružiny:

$$L_n = L_c + s_a = (n_t - 0,3) \cdot d + 0,04 \cdot n \cdot (D + d) \quad [mm] \quad (2.48)$$

kde n_t $[-]$ je celkový počet závitů pružiny, d $[mm]$ je průměr drátu, D $[mm]$ je střední průměr pružiny a n $[-]$ je počet činných závitů pružiny.

Délka (výška) pružiny pod prázdným vozem:

$$L_1 = L_n + s_{max} = L_n + \frac{F_1 - F_n}{k_0} \quad [mm] \quad (2.49)$$

kde L_n $[mm]$ je minimální přípustná délka (výška) pružiny, F_1 $[N]$ je síla na pružinu pod prázdným vozem, F_n $[N]$ je síla na narážce a k_0 osová tuhost pružiny.

Volná délka (výška) pružiny:

$$L_0 = \frac{F_1}{k_0} + L_1 \quad [mm] \quad (2.50)$$

kde F_1 $[N]$ je síla na pružinu pod prázdným vozem, k_0 $[N \cdot mm^{-1}]$ je osová tuhost pružiny a L_1 $[mm]$ je délka (výška) pružiny pod prázdným vozem.

Délka (výška) pružiny pod plně obsazeným vozem (při statickém zatížení od plně obsazeného vozu):

$$L_{Lož} = L_0 - \frac{F_{Lož}}{k_0} \quad [mm] \quad (2.51)$$

kde L_0 [mm] je volná délka (výška) pružiny, $F_{Lož}$ [N] je síla na pružinu pod plně obsazeným vozem a k_0 [N · mm⁻¹] je osová tuhost pružiny.

Délka (výška) pružiny pod maximálně zatíženým vozem (tj. statické zatížení od plně obsazeného vozu s připočtením dynamického zatížení):

$$L_2 = L_0 - \frac{F_2}{k_0} \text{ [mm]} \quad (2.52)$$

kde L_0 [mm] je volná délka (výška) pružiny, F_2 [N] je maximální síla na pružinu pod plně obsazeným vozem a k_0 [N · mm⁻¹] je osová tuhost pružiny.

Kontrolní výpočty

Maximální korigované torzní namáhání:

$$\tau_k = k \cdot \tau_{max} \text{ [N · mm}^{-2}\text{]} \quad (2.53)$$

kde k [–] je součinitel koncentrace napětí a τ_{max} [N · mm⁻²] je maximální nekorigované torzní namáhání, které se vypočte následovně:

$$\tau_{max} = \frac{8 \cdot (1 + k_{d2 Lož})}{\pi \cdot d^3} \cdot [F_{Lož} \cdot (D + s_Q) + F_Q \cdot (L_{Lož} - d)] \quad (2.54)$$

kde $k_{d2 Lož}$ [–] je dynamická přírážka plně obsazeného vozu, d [mm] je průměr drátu, $F_{Lož}$ [N] je síla na pružinu pod plně obsazeným vozem, D [mm] je střední průměr pružiny, s_Q [mm] je maximální obecná příčná výchylka, F_Q [N] je příčná síla působící na pružinu a $L_{Lož}$ [mm] je délka (výška) pružiny pod plně obsazeným vozem.

Kontrola na překlopení:

$$F_Q \cdot \frac{L_1}{2} \leq F_n \cdot \frac{D - s_Q}{2} \text{ [N · mm]} \quad (2.55)$$

kde F_Q [N] je příčná síla působící na pružinu, L_1 [mm] je délka (výška) pružiny pod prázdným vozem, F_n [N] je síla na narážce, D [mm] je střední průměr pružiny a s_Q [mm] je maximální obecná příčná výchylka.

Vzpěrné stlačení pružiny:

$$s_k = L_0 \cdot \frac{0,5}{1 - \frac{G}{E}} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{1 - \frac{G}{E}}{0,5 + \frac{G}{E}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D}{v \cdot L_0}\right)^2} \right] \text{ [mm]} \quad (2.56)$$

kde L_0 [mm] je volná délka (výška) pružiny, G [N · mm⁻²] je modul tuhosti, E [N · mm⁻²] je Youngův modul, D [mm] je střední průměr pružiny a v [–] je koeficient usazení.

Kontrola na vzpěrné stlačení:

$$\frac{s_K}{s} > 1 \quad (2.57)$$

kde s_K [mm] je vzpěrné stlačení pružiny a kde s [mm] je stlačení pružiny, uvažované na narážce.

2.4 Řešení sekundárního vypružení pomocí šroubových válcových pružin

Při návrhu sekundárního vypružení pomocí šroubových válcových pružin použiju celkem čtyři pružiny na podvozku, vždy po dvou na každé straně, viz obr. 10. Jak bylo řečeno v úvodu kapitoly 2, uvažuji maximální vnější průměr pružiny $D_e = 256 \text{ mm}$ a největší výška pružiny pod prázdným vozem $L_{PV} = L_1 = 245 \text{ mm}$ a příčnou bázi $2 \cdot w_2 = 1\,220 \text{ mm}$.

Pro první návrh volím střední průměr pružiny $D = 213 \text{ mm}$ a průměr drátu $d = 43 \text{ mm}$. Počet závitů volím $n = 3$.

Uvažuji materiál X2NiCrMoCu25-20-5 podle normy ČSN EN 13906-1 (pružinový ocelový drát) s modulem pružnosti ve smyku $G = 7,85 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ a modulem pružnosti v tahu $E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Deformaci pružin Δx lze vyjádřit ze vztahu (1.2) následujícím výpočtem:

$$\Delta x = w_2 \cdot \tan \alpha_p = 610 \cdot \tan 1^\circ = 10,65 \doteq 11 \text{ mm} \quad (2.58)$$

Podle zadání projektu uvažuji příčnou výchylku $\Delta y = 15 \text{ mm}$, maximální obecná příčná deformace w_{\max} tedy po dosazení do vztahu (1.3) vychází:

$$w_{\max} = \sqrt{11^2 + 15^2} = 18,6 \text{ mm} \quad (2.59)$$

Výslednou maximální obecnou příčnou deformaci zaokrouhlím na $w_{\max} = 20 \text{ mm}$, se kterou budu dále počítat.

Nyní dosadím do vztahů uvedených v kapitole 2.3. Celkový počet závitů spočítám po dosazení do vztahu (2.46):

$$n_t = 3 + 1,5 = 4,5 \quad (2.60)$$

Osovou tuhost pružiny spočítám po dosazení do vztahu (2.47):

$$k_0 = \frac{7,85 \cdot 10^4 \cdot 43^4}{8 \cdot 213^3 \cdot 3} = 1157,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (2.61)$$

Minimální přípustná délka je po dosazení do vztahu (2.48):

$$L_n = (4,5 - 0,3) \cdot 43 + 0,04 \cdot 3 \cdot (213 + 43) = 211,3 \text{ mm} \quad (2.62)$$

Délka (výška) pružiny pod prázdným vozem je podle vztahu (2.49):

$$L_1 = 211,3 + \frac{19\,209 - 48\,000}{1157,2} = 237\,mm \quad (2.63)$$

Volná délka (výška) pružiny vychází podle vztahu (2.50):

$$L_0 = \frac{19\,209}{1157,2} + 237 = 253,6\,mm \quad (2.64)$$

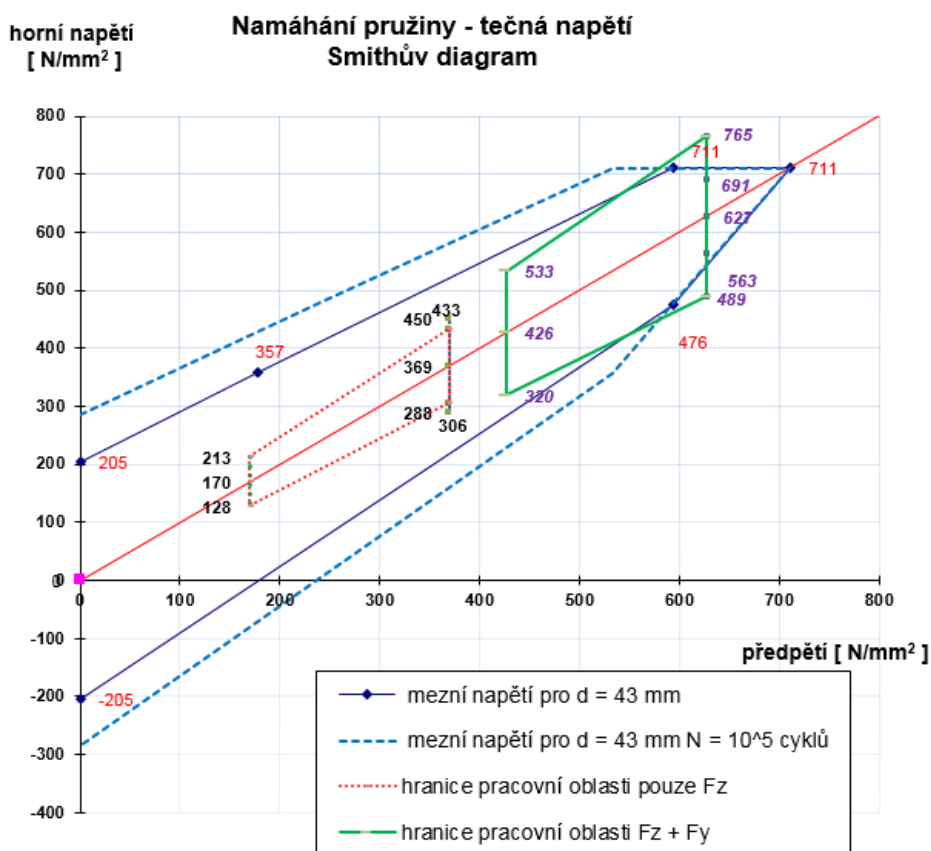
Délka (výška) pružiny pod plně obsazeným vozem je podle vztahu (2.51):

$$L_{Lož} = 253,6 - \frac{41\,709}{1157,2} = 217,5\,mm \quad (2.65)$$

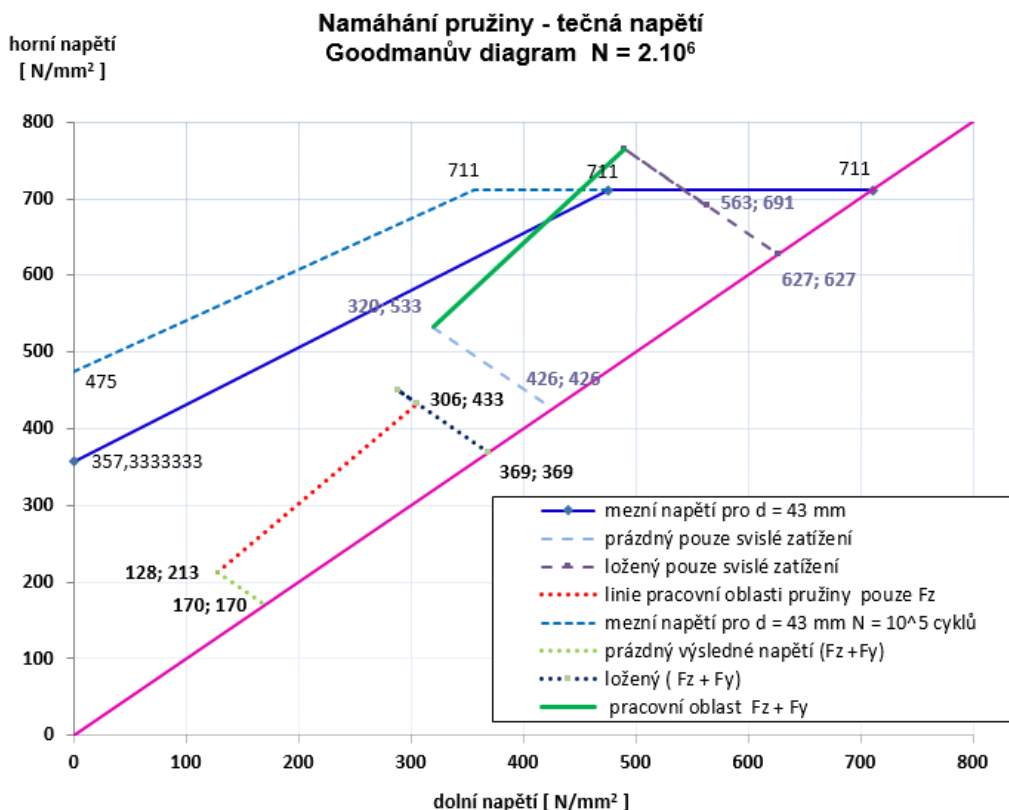
Délka (výška) pružiny pod maximálně zatíženým vozem je po dosazení do vztahu (2.52):

$$L_2 = 253,6 - \frac{48\,798}{1157,2} = 211,4\,mm \quad (2.66)$$

Vynesu si Smithův a Goodmanův diagram pro tečná napětí, obr. 12 a 13.



Obr. 12 – Smithův diagram



Obr. 13 – Goodmanův diagram

Červená tečkovaná čára v diagramech představuje jízdu tramvaje po přímé části trati, na tramvaj tedy nepůsobí příčná síla, ale pouze svislé zatížení. Zelené ohraničení ve Smithově diagramu, resp. plná zelená čára v Goodmanově diagramu představuje jízdu tramvaje v oblouku, kdy na tramvaj působí kromě svislého zatížení také příčná síla.

Z obr. 12 a 13 plyne, že pružina pevnostně nevyhovuje. Dále mimo jiné pružina nevyhovuje ani v porovnání s vypočtenou tuhostí ve vztahu (2.19), kde jsem stanovil „optimální“ tuhost na sekundární vypružení $k_{z2} = 2\,176\, N \cdot mm^{-1}$. Podle výpočtu ve vztahu (2.61) však tuhost jedné pružiny vychází $k_0^1 = 1\,157,2\, N \cdot mm$, celková tuhost sekundárního vypružení pro první návrh pružiny by tedy měla být čtyřnásobkem, tedy $k_2^1 = 4 \cdot k_0^1 = 4 \cdot 1\,157,2 = 4\,628,8\, N \cdot mm^{-1}$. To je však dvakrát více, než „optimální“ spočtená tuhost k_{z2} .

Závěr

Nelze použít řešení sekundárního vypružení se čtyřmi jednoduchými pružinami.

2.5 Řešení sekundárního vypružení pomocí duplexních pružin

Při tomto návrhu opět použiju celkem čtyř pružin jako v předchozí kapitole, viz obr. 10, nyní ale použiju čtyři duplexní pružiny. Opět uvažuji maximální vnější průměr pružiny $D_e = 256\, mm$ a největší výška pružiny pod prázdným vozem $L_{PV} = L_1 = 245\, mm$.

Pro návrh vnější pružiny volím střední průměr pružiny $D^{ext} = 222 \text{ mm}$ a průměr drátu $d^{ext} = 34 \text{ mm}$. Počet závitů volím $n^{ext} = 3,5$. Pro návrh vnitřní pružiny volím střední průměr pružiny $D^{int} = 142 \text{ mm}$ a průměr drátu $d^{int} = 25 \text{ mm}$. Počet závitů volím $n^{int} = 5,5$. Pro vnější i vnitřní pružinu uvažuji stejný materiál jako při prvním návrhu v kapitole 2.4, tedy pružinový ocelový drát X2NiCrMoCu25-20-5 podle normy ČSN EN 13906-1. Je to tedy materiál se stejným modulem pružnosti ve smyku $G = 7,85 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ a modulem pružnosti v tahu $E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

V kapitole 2.2 jsem si stanovil sílu působící na jednu pružinu. Při návrhu duplexní pružiny je nutné tuto sílu rozdělit mezi vnější a vnitřní pružinu tak, aby jejich stlačení mezi stavy prázdný vůz – narážka bylo stejné. Rozdělení sil jsem provedl pomocí programu Excel, viz následující tabulka:

	vnější pružina	vnitřní pružina
F_1	13 454 N	5 755 N
$F_{Lož}$	23 098 N	12 611 N
F_2	27 242 N	15 556 N
F_n	27 302 N	15 598 N

Nyní dosadím do vztahů uvedených v kapitole 2.3. Hodnoty pro vnější pružinu označím horním indexem **ext**, hodnoty pro vnitřní pružinu označím horním indexem **int**.

Vnější pružina:

Celkový počet závitů spočítám po dosazení do vztahu (2.46):

$$n_i^{ext} = 3,5 + 1,5 = 5 \quad (2.67)$$

Osovou tuhost pružiny spočítám po dosazení do vztahu (2.47):

$$k_0^{ext} = \frac{7,85 \cdot 10^4 \cdot 34^4}{8 \cdot 222^3 \cdot 3,5} = 342,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (2.68)$$

Minimální přípustná délka je po dosazení do vztahu (2.48):

$$L_n^{ext} = (5 - 0,3) \cdot 34 + 0,04 \cdot 3,5 \cdot (222 + 34) = 195,6 \text{ mm} \quad (2.69)$$

Délka (výška) pružiny pod prázdným vozem je podle vztahu (2.49):

$$L_1^{ext} = 195,6 + \frac{13\,454 - 27\,302}{342,4} = 236,1 \text{ mm} \quad (2.70)$$

Volná délka (výška) pružiny vychází podle vztahu (2.50):

$$L_0^{ext} = \frac{13\,454}{342,4} + 236,1 = 275,4 \text{ mm} \quad (2.71)$$

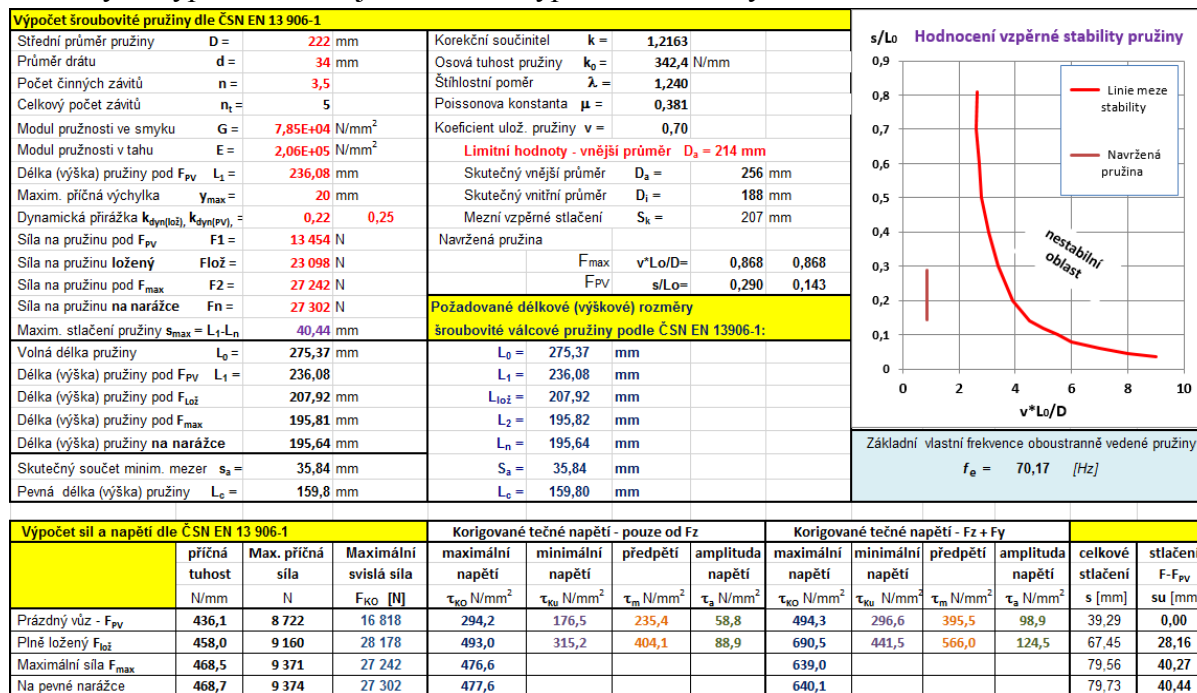
Délka (výška) pružiny pod plně obsazeným vozem je podle vztahu (2.51):

$$L_{Lož}^{ext} = 275,4 - \frac{23\,098}{342,4} = 207,9 \text{ mm} \quad (2.72)$$

Délka (výška) pružiny pod maximálně zatíženým vozem je po dosazení do vztahu (2.52):

$$L_2^{ext} = 275,4 - \frac{27\,242}{342,4} = 211,3 \text{ mm} \quad (2.73)$$

Na obr. 14 je výpis návrhových výpočtů vnější pružiny z programu Excel. Kromě výše uvedených výpočtů obsahuje také další vypočtené hodnoty.



Obr. 14 – Výpis návrhových výpočtů vnější pružiny

Vnitřní pružina:

Celkový počet závitů spočítám po dosazení do vztahu (2.46):

$$n_t^{int} = 5,5 + 1,5 = 7 \quad (2.74)$$

Osovou tuhost pružiny spočítám po dosazení do vztahu (2.47):

$$k_0^{int} = \frac{7,85 \cdot 10^4 \cdot 25^4}{8 \cdot 142^3 \cdot 5,5} = 243,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (2.75)$$

Minimální přípustná délka je po dosazení do vztahu (2.48):

$$L_n^{int} = (7 - 0,3) \cdot 25 + 0,04 \cdot 5,5 \cdot (142 + 25) = 204,2 \text{ mm} \quad (2.76)$$

Délka (výška) pružiny pod prázdným vozem je podle vztahu (2.49):

$$L_1^{int} = 204,2 + \frac{5\,755 - 15\,598}{243,4} = 244,7 \text{ mm} \quad (2.77)$$

Volná délka (výška) pružiny vychází podle vztahu (2.50):

$$L_0^{int} = \frac{5\,755}{243,4} + 244,7 = 268,3 \text{ mm} \quad (2.78)$$

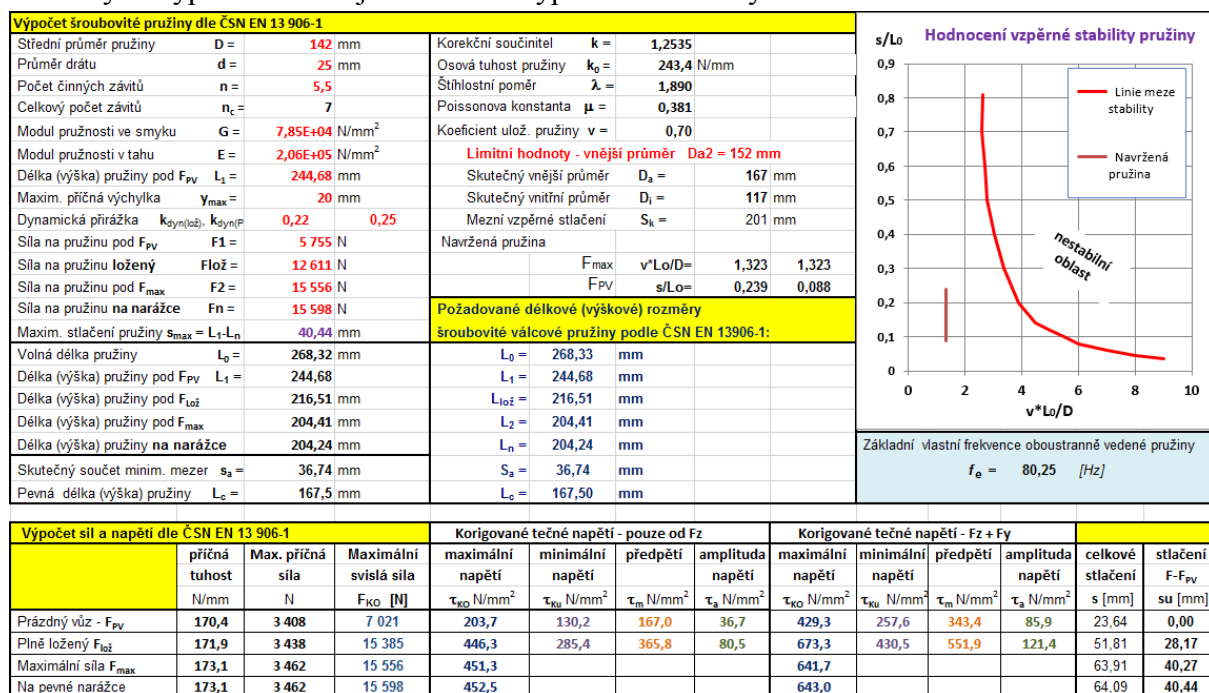
Délka (výška) pružiny pod plně obsazeným vozem je podle vztahu (2.51):

$$L_{Lož}^{int} = 268,3 - \frac{12\,611}{243,4} = 216,5 \text{ mm} \quad (2.79)$$

Délka (výška) pružiny pod maximálně zatíženým vozem je po dosazení do vztahu (2.52):

$$L_2^{int} = 268,3 - \frac{15\,556}{243,4} = 204,4 \text{ mm} \quad (2.80)$$

Na obr. 15 je výpis návrhových výpočtů vnější pružiny z programu Excel. Kromě výše uvedených výpočtů obsahuje také další vypočtené hodnoty.



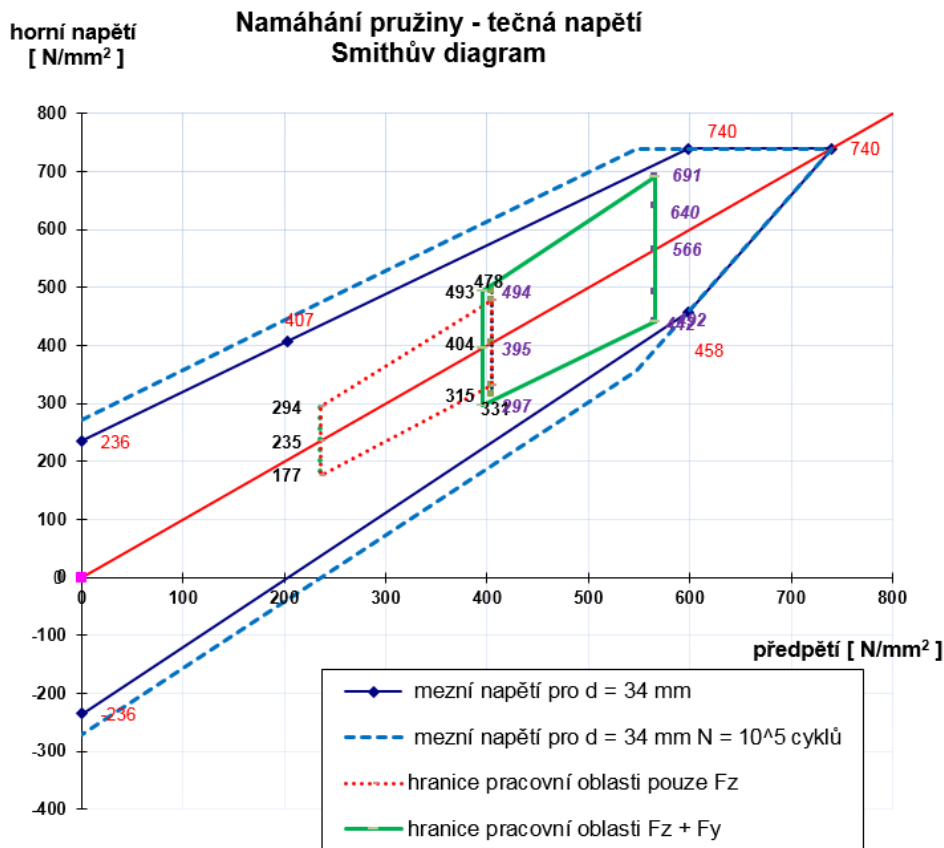
Obr. 15 – Výpis návrhových výpočtů vnitřní pružiny

Všechny předchozí výpočty a některé další shrnuje tabulka výpočtů z programu Excel, obr. 16.

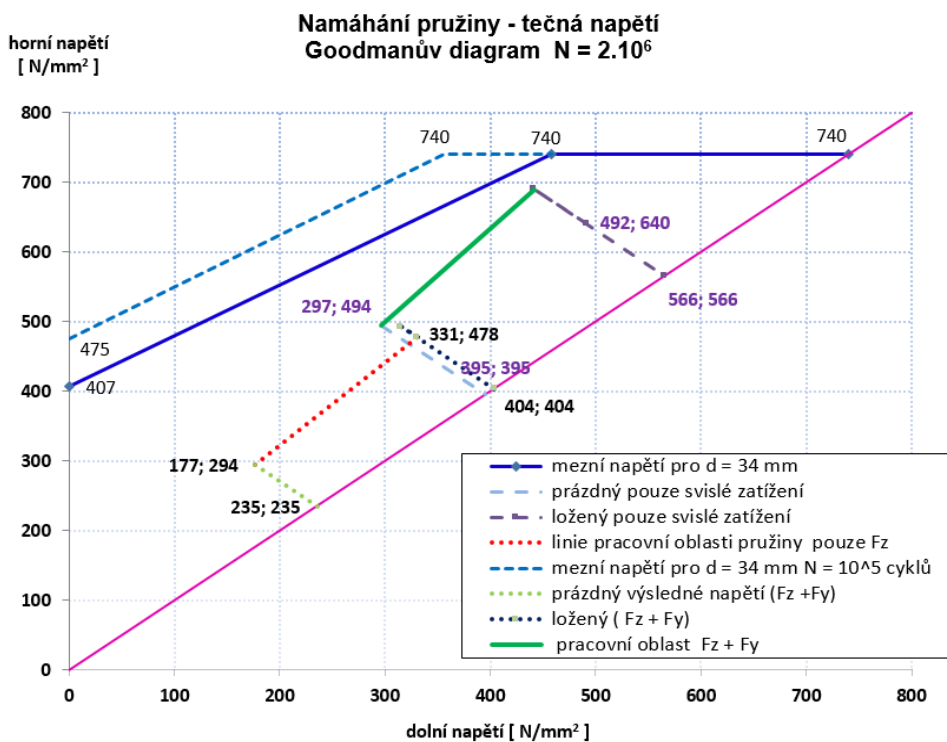
Výsledky výpočtu duplexních šroubovitých pružin dle ČSN EN 13 906-1			
Veličina	vnější pružina	vnitřní pružina	
Střední průměr pružiny	D = 222 mm	142 mm	
Průměr drátu	d = 34 mm	25 mm	
Vnější průměr pružiny	D ₂ = 256 mm	167 mm	
Vnitřní průměr pružiny	D ₁ = 188 mm	117 mm	
Počet činných závitů	n = 3,50	5,5	
Celkový počet závitů	n _c = 5,00	7	
Modul pružnosti ve smyku	G = 78 500 N/mm ²	78 500 N/mm ²	
Modul pružnosti v tahu	E = 206 000 N/mm ²	206 000 N/mm ²	
Délka (výška) pružiny pod F _{PV}	L ₁ = 236 mm	244,68 mm	osová tuhost k _o
Maximální příčná výchylka	Y _{max} = 20 mm	20 mm	585,8 N/mm
Osová tuhost pružin	k _o = 342,4 N/mm	243,4 N/mm	Σ Fz
Síla na pružinu pod F _{PV}	F1 = 13 454 N	5 755 N	19 209 N
Síla na pružinu ložený	Flož = 23 098 N	12 611 N	35 709 N
Síla na pružinu pod F _{max}	F2 = 27 242 N	15 556 N	42 798 N
Síla na pružinu na nárazce	Fn = 27 302 N	15 598 N	42 900 N
Maxim. stlačení pružiny	s _{max} = L ₁ -L _n = 40,4 mm	40,4 mm	
Volná délka pružiny	L ₀ = 275,4 mm	268,3 mm	příčná tuhost k _p
Délka (výška) pružiny pod F _{PV}	L ₁ = 236,1 mm	244,7 mm	606,5 N/mm
Délka (výška) pružiny pod F _{lož}	L _{lož} = 207,9 mm	216,6 mm	629,9 N/mm
Délka (výška) pružiny pod F _{max}	L ₂ = 195,8 mm	204,4 mm	641,6 N/mm
Délka (výška) pružiny na nárazce	L _n = 195,6 mm	204,2 mm	641,8 N/mm
Skutečný součet minim. mezer	s _a = 35,8 mm	36,7 mm	
Pevná délka (výška) pružiny	L _c = 159,8 mm	167,6 mm	

Obr. 16 – Výsledná tabulka výpočtů

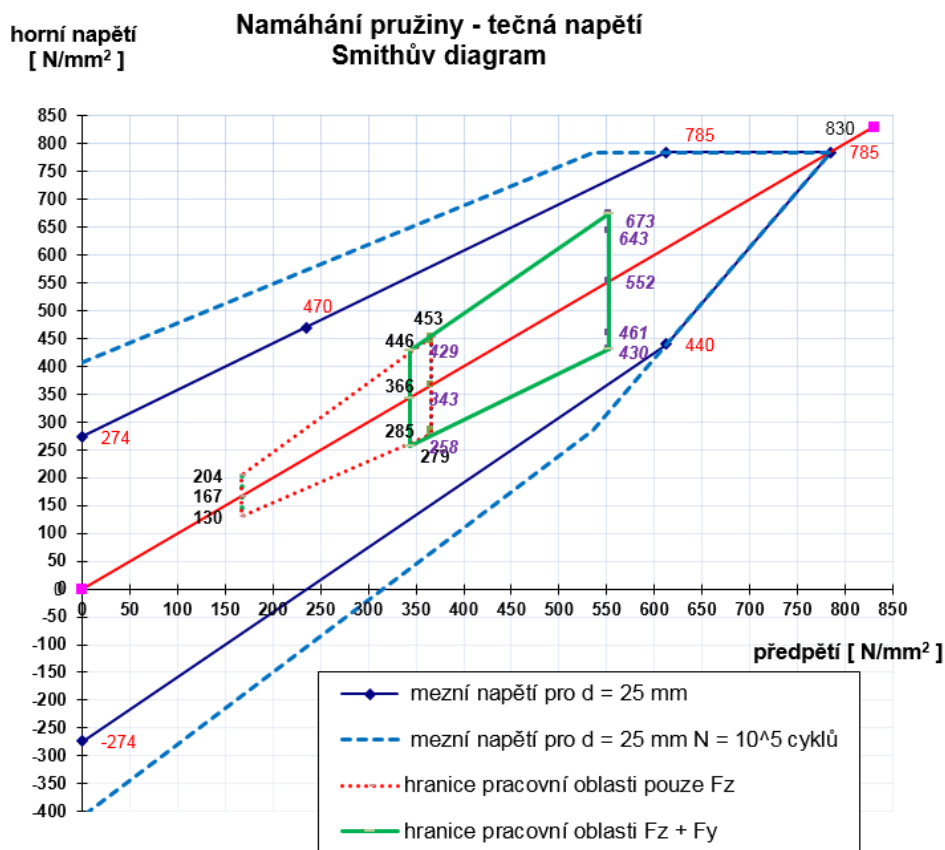
Dále si vynesu Smithův a Goodmanův diagram pro tečná napětí pro vnější pružinu, obr. 17. a 18 a pro vnitřní pružinu, obr. 19. a 20.



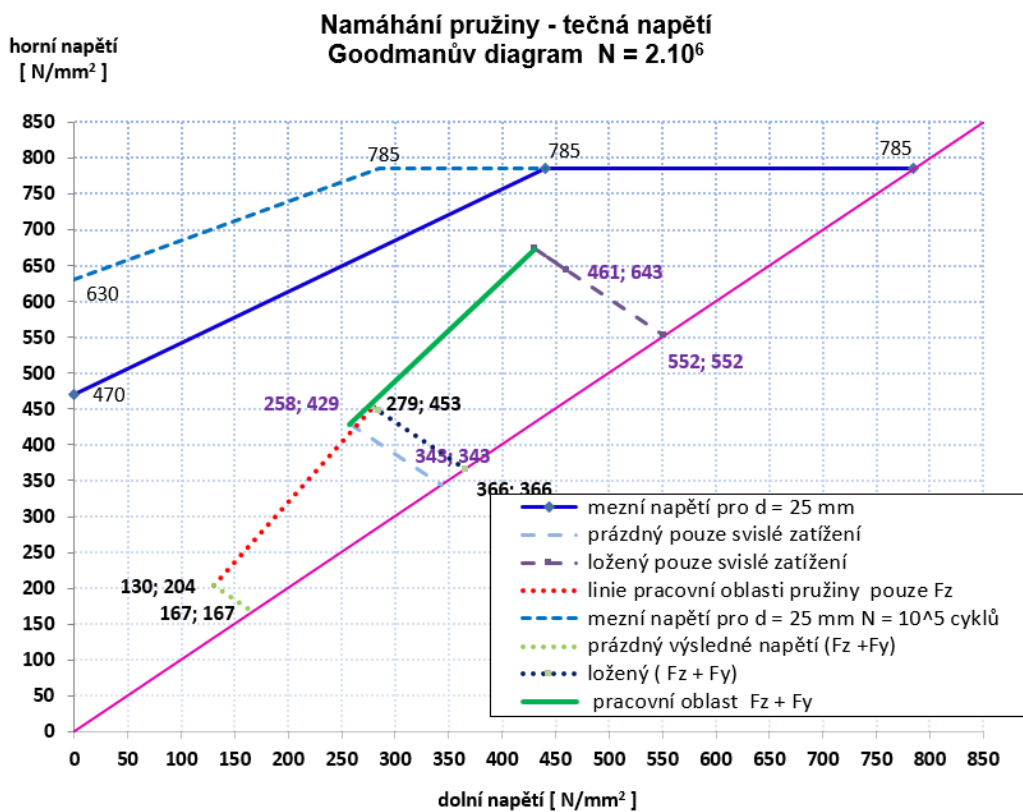
Obr. 17 - Smithův diagram vnější pružiny



Obr. 18 – Goodmanův diagram vnější pružiny



Obr. 19 – Smithův diagram vnitřní pružiny



Obr. 20 – Goodmanův diagram vnitřní pružiny

Červená tečkovaná čára v diagramech představuje jízdu tramvaje po přímé části trati, na tramvaj tedy nepůsobí příčná síla, ale pouze svislé zatížení. Zelené ohraničení ve Smithově diagramu, resp. plná zelená čára v Goodmanově diagramu představuje jízdu tramvaje v oblouku, kdy na tramvaj působí kromě svislého zatížení také příčná síla.

Závěr

Z diagramů na obr. 17–20 plyne, že takto navržené pružiny pevnostně vyhovují. Mohu tedy přejít ke kontrolním výpočtům podle kapitoly 2.3.

2.6 Kontrolní výpočty

Pro navržené duplexní pružiny je nutné provést kontrolu na torzní namáhání, na překlopení a vzpěrné stlačení.

Vnější pružina:

Korigované torzní namáhání vychází po dosazení do vztahu (2.53):

$$\tau_k = 1,2163 \cdot 567,7 = 690,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (2.81)$$

kde součinitel koncentrace k jsem spočítal pomocí programu Excel maximální nekorigované torzní namáhání napětí a $\tau_{max} [\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}]$ je po dosazení do vztahu (2.54):

$$\begin{aligned} \tau_{max} &= \frac{8 \cdot (1 + 0,22)}{\pi \cdot 34^3} \cdot [23\,098 \cdot (222 + 20) + 9\,160 \cdot (207,92 - 34)] \\ &= 567,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \end{aligned} \quad (2.82)$$

kde maximální obecnou příčnou výchylku uvažuji jako w_{max} , kterou jsem spočítal v kapitole 2.4, vztah (2.59), tedy $s_Q = w_{max} = 20 \text{ mm}$ a $F_Q = 9\,160 \text{ N}$ jsem spočítal pomocí programu Excel (viz obr. 14).

Podle vztahu (2.55) vychází kontrola na překlopení:

$$9\,160 \cdot \frac{236,08}{2} \leq 27\,302 \cdot \frac{222 - 20}{2} \quad (2.83)$$

kde stejně jako u vztahu (2.82) uvažuji $s_Q = w_{max} = 20 \text{ mm}$ a $F_Q = 9\,160 \text{ N}$.

Porovnání výsledků:

$$1\,081\,246,4 \leq 2\,757\,502 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (2.84)$$

Kontrola na vzpěrné stlačení je podle vztahu (2.56):

$$\frac{s_K}{s} = \frac{207}{79,73} = 2,59 > 1 \quad (2.85)$$

kde stlačení pružiny na narážce $s = 79,73 \text{ mm}$ jsem vypočetl pomocí programu Excel (viz obr.14) a kde vzpěrné stlačení pružiny s_k vypočítám z následujícího vztahu:

$$s_k = 275,37 \cdot \frac{0,5}{1 - \frac{7,85 \cdot 10^4}{2,06 \cdot 10^5}} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{1 - \frac{7,85 \cdot 10^4}{2,06 \cdot 10^5}}{0,5 + \frac{7,85 \cdot 10^4}{2,06 \cdot 10^5}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot 222}{0,7 \cdot 275,37} \right)^2} \right] \quad (2.86)$$

$$= 207 \text{ mm}$$

Pružina tedy vyhovuje kontrole na vzpěrné stlačení.

Vnitřní pružina:

Korigované torzní namáhání vychází po dosazení do vztahu (2.50):

$$\tau_{k \max} = 1,2535 \cdot 537,1 = 673,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (2.87)$$

kde součinitel koncentrace k jsem spočítal pomocí programu Excel maximální nekorigované torzní namáhání napětí a $\tau_{\max} [\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}]$ je po dosazení do vztahu (2.51):

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot (1 + 0,22)}{\pi \cdot 25^3} \cdot [12\,611 \cdot (142 + 20) + 3\,438 \cdot (216,51 - 25)] \quad (2.88)$$

$$= 537,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

kde maximální obecnou příčnou výchylku uvažuji jako w_{\max} , kterou jsem spočítal v kapitole 2.4, vztah (2.59), tedy $s_Q = w_{\max} = 20 \text{ mm}$ a $F_Q = 3\,438 \text{ N}$ jsem spočítal pomocí programu Excel (viz obr. 15).

Podle vztahu (2.55) vychází kontrola na překlopení:

$$3\,438 \cdot \frac{244,7}{2} \leq 15\,598 \cdot \frac{142 - 20}{2} \quad (2.89)$$

kde stejně jako u vztahu (2.88) uvažuji $s_Q = w_{\max} = 20 \text{ mm}$ a $F_Q = 3\,438 \text{ N}$.

Porovnání výsledků:

$$420\,604,9 \leq 951\,478 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (2.90)$$

Kontrola na vzpěrné stlačení je podle vztahu (2.56):

$$\frac{s_K}{s} = \frac{201}{64,09} = 3,14 > 1 \quad (2.91)$$

kde stlačení pružiny na narážce $s = 64,09 \text{ mm}$ jsem vypočetl pomocí programu Excel (viz obr. 15) a kde vzpěrné stlačení pružiny s_k vypočítám z následujícího vztahu:

$$s_k = 268,33 \cdot \frac{0,5}{1 - \frac{7,85 \cdot 10^4}{2,06 \cdot 10^5}} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{1 - \frac{7,85 \cdot 10^4}{2,06 \cdot 10^5}}{0,5 + \frac{7,85 \cdot 10^4}{2,06 \cdot 10^5}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot 142}{0,7 \cdot 268,33} \right)^2} \right] \quad (2.92)$$

$$= 201 \text{ mm}$$

Pružina tedy vyhovuje kontrole na vzpěrné stlačení.

Navíc ještě pro kontrolu vypočítám vlastní frekvence podle vztahu (2.20) z kapitoly 2.1, pro stručnost uvádím pouze vypočtené hodnoty z programu Excel v tabulce:

$f_{1Z \text{ Lož}}$	1,54 Hz
$f_{1Z \text{ PV}}$	2,25 Hz
$f_{2Z \text{ Lož}}$	8,48 Hz
$f_{2Z \text{ PV}}$	8,56 Hz

Jak bylo uvedeno v kapitole 2.1, pro vlastní frekvence ohybových kmitů článku skříně vozidla by mělo platit $f_{ohyb \ sk} \notin (6,5 \div 9,5) \text{ Hz}$. Toto je podle údajů z tabulky očividně splněno. Nemůže tedy dojít k rezonanci.

Nakonec provedu výpočty kontrolního trnu a kontrolního pouzdra vnější a vnitřní pružiny.

Vnější pružina

Průměr kontrolního trnu vnější pružiny vypočítám z tohoto vztahu:

$$D_{KT} = 0,99 \cdot D_{i \min} = 0,99 \cdot 187,5 = 185,625 \text{ mm} \quad (2.93)$$

kde průměr $D_{i \min}$ spočítám takto:

$$D_{i \min} = D_e - 2 \cdot d - 0,5 = 256 - 2 \cdot 34 - 0,5 = 187,5 \text{ mm} \quad (2.94)$$

Průměr kontrolního pouzdra vnější pružiny vypočítám z tohoto vztahu:

$$D_{KT} = 1,02 \cdot D_{e \max} = 1,02 \cdot 256,5 = 261,63 \text{ mm} \quad (2.95)$$

kde průměr $D_{e \max}$ spočítám takto:

$$D_{e \max} = D_e + 0,5 = 256 + 0,5 = 256,5 \text{ mm} \quad (2.96)$$

Vnitřní pružina

Průměr kontrolního trnu vnitřní pružiny vypočítám z tohoto vztahu:

$$D_{KT} = 0,99 \cdot D_{i \min} = 0,99 \cdot D_{i \min} = 115,335 \text{ mm} \quad (2.97)$$

kde průměr $D_{i \min}$ spočítám takto:

$$D_{i \min} = D_e - 2 \cdot d - 0,5 = 167 - 2 \cdot 25 - 0,5 = 116,5 \text{ mm} \quad (2.98)$$

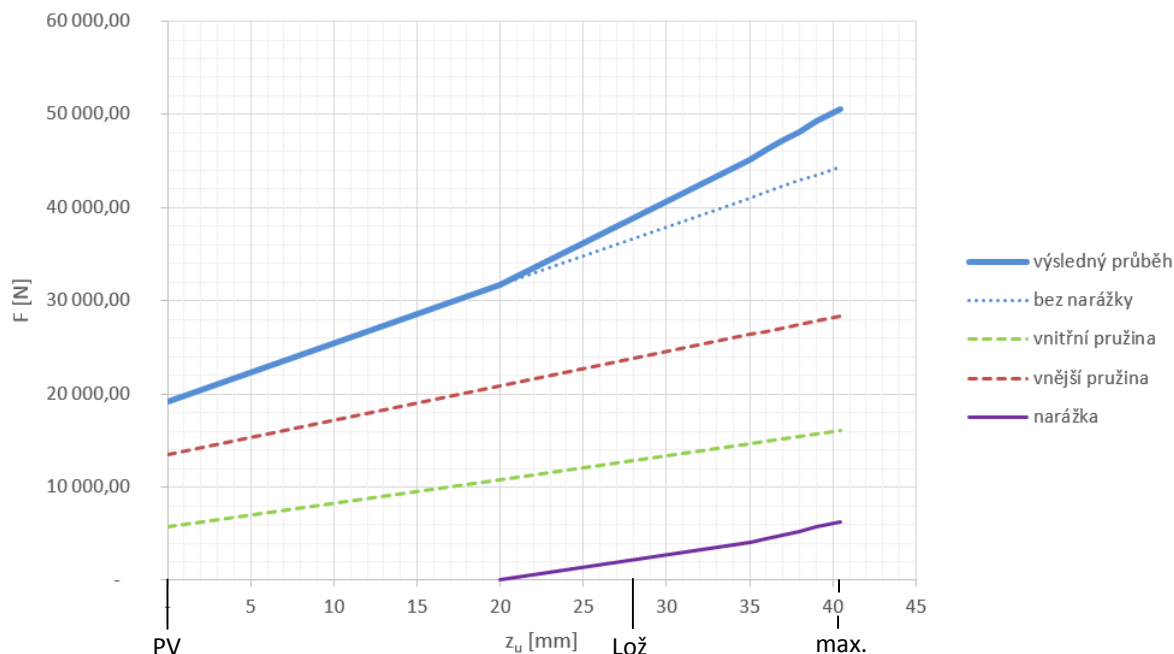
Průměr kontrolního pouzdra vnitřní pružiny vypočítám z tohoto vztahu:

$$D_{KT} = 1,02 \cdot D_{e \max} = 1,02 \cdot D_{e \max} = 170,85 \text{ mm} \quad (2.99)$$

kde průměr $D_{e \max}$ spočítám takto:

$$D_{e \max} = D_e + 0,5 = 167 + 0,5 = 167,5 \text{ mm} \quad (2.100)$$

Na závěr si zobrazím stlačení sekundárního vypružení v diagramu, obr. 21. Stav prázdného vozu (PV) je na hodnotě stlačení 0 mm, při stlačení 20 mm je zapojena pevná narážka, stlačení 28,17 mm představuje plně obsazený vůz (Lož), maximální hodnoty stlačení pružin (max.) je dosaženo při stlačení 40,27 mm. V diagramu jsou vyznačeny průběhy samotné narážky, vnější a vnitřní pružiny, průběh stlačení duplexní pružiny bez narážky a výsledný průběh stlačení duplexní pružiny s progresivní narážkou.



Obr. 21 – Diagram stlačení sekundárního vypružení

3. Závěr

Navrhl jsem duplexní pružiny sekundárního vypružení podle normy ČSN EN 13906 tak, aby vyhovovaly všem kontrolním výpočtům. Navržené vypružení má poměrně velkou příčnou tuhost, neboť ve vztahu (2.45) uvažuji příčnou sílu ve směru osy y $F_{Qp} = 4\,677\text{ N}$. K této síle je nutné vektorově přičíst příčnou sílu ve směru osy x způsobenou natočením podvozku (cca o 1°) $F_{Qpx} = 11 \cdot 641 = 7\,051\text{ N}$. Výsledná obecná příčná síla na jednu pružinu je:

$$F_{Qp}^* = \sqrt{F_{Qpx}^2 + F_{Qp}^2} = \sqrt{7\,051^2 + 4\,677^2} = 8\,474\text{ N} \quad (3.1)$$

Zatímco podle vypočtených příčných sil F_Q pro vnější a vnitřní pružinu viz obr. 14 a 15 je maximální obecná příčná síla na duplexní pružiny vycházela mnohem větší:

$$F_Q^{ext} + F_Q^{ext} = 9\,160 + 3\,438 = 12\,598\text{ N} \quad (3.2)$$

Při této síle je možné zachytit nevyrovnané příčné zrychlení $a_y = 2,5\text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, což je cca trojnásobek povoleného provozního příčného nevyrovnaného zrychlení ze vztahu (2.43), kde $a_y = 1,1\text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Stálo by tedy za zvážení provedení polokloubového uložení pružin v podvozku. Toto řešení by však překročilo rozsah bakalářské práce a po konzultaci s vedoucím bakalářské práce jsem polokloubové uložení nenavrhol.

Seznam příloh

- Výkres sestavy (A3)
- Kusovník (A4)
- Výrobní výkres vnější pružiny (A4)
- Výrobní výkres vnitřní pružiny (A4)

Použitá literatura

- [1] KOLÁŘ, Josef. Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel. Vyd. 1. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2009, 276 s. ISBN 9788001042625.
- [2] Prezentace z přednášek Teorie vozidel, část kolejová vozidla.
- [3] ČSN EN 13906-1 – Šroubové válcové pružiny vyráběné z drátů a tyčí kruhového průřezu – Výpočet a konstrukce – Část 1: Tlačné pružiny. Leden 2014.
- [4] DOSTÁL, Josef a Petr HELLER. Kolejová vozidla I. 2. přeprac. vyd. V Plzni: Západočeská univerzita, 2010, 119 s. ISBN 9788070439609.
- [5] SIEMENS TRANSPORTATION SYSTEMS. First Class Bogies: The complete programme for high-quality railway transportation [online]. <https://www.mobility.siemens.com/mobility/global/SiteCollectionDocuments/en/rail-solutions/component> [cit. 2015-06-18].
- [6] Výroba tramvaje pro Prahu trvá půl roku. V každé jsou kilometry kabelů [online]. 1. prosince 2011. [cit. 2015-06-18]. Dostupné z: http://technet.idnes.cz/foto.aspx?r=tec_reportaze&c=A110714_184458_tec_reportaze_rja&foto=RJA3c751c_IMG_1393.JPG