

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**

**FAKULTA STROJNÍ**

**Ú12120 - Ústav automobilů, spalovacích motorů a  
kolejových vozidel**

**Diplomová práce**

**Návrh vypružení tříčlankové regionální částečně  
nizkopodlažní jednotky**

**The design of primary and secondary springs of partly  
low-floor regional unit**

Studijní obor: DLTT

Vedoucí práce: doc. Ing. Josef Kolář CSc.

Vypracoval: Bc. Dominik Pěnkava

Studijní rok: 2017/2018



## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

### I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Pěnkava** Jméno: **Dominik** Osobní číslo: **409125**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

### II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Návrh vypružení tříčlankové regionální částečně nízkopodlažní jednotky**

Název diplomové práce anglicky:

**The design of primary and secondary springs of partly low-floor regional unit**

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

- 1) Rešerši na téma: Koncepční řešení člankových regionálních jednotek .
- 2) Výpočet obrysů částečně nízkopodlažní tříčlankové jednotky a její typový výkres v měřítku 1:50.
- 3) Hmotnostní bilanci jednotky, stanovte zatížení vypružení podvozků a parametry vypružení.
- 4) Matematický model jednotky a stanovte vlastní frekvence a vlastní kmitové tvary jednotky - houpání, kývání, kolébání a vybočování.
- 5) Konstrukční návrh prvků sekundárního a primárního vypružení a vedení dvojkolí u trakčního a běžného podvozku.
- 6) Sestavný výkres hnacího podvozku s detailním konstrukčním řešením obou stupňů vypružení a vedení dvojkolí.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy.  
Skripta ČVUT:  
KOLÁŘ, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel  
ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II,  
ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II - pojezd  
MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, J. KROUPOVÁ, Z.: Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní podvozky

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**doc. Ing. Josef Kolář, CSc., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

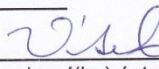
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

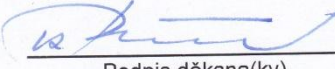
Datum zadání diplomové práce: **31.10.2017**

Termín odevzdání diplomové práce: **05.01.2018**

Platnost zadání diplomové práce: \_\_\_\_\_

  
Podpis vedoucí(ho) práce


  
Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
Podpis děkana(ky)

### III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

13.11.2017  
Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci „Návrh vypružení tříčlankové regionální částečně nízkopodlažní jednotky“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře CSc., s využitím zdrojů uvedených na konci diplomové práce.

V Praze dne .....

Dominik Pěnkava

## Poděkování

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

## **Anotace**

Diplomová práce se zabývá návrhem primárního a sekundárního vypružení tříčlankové částečně nízkopodlažní jednotky.

## **Anotation**

The aim of this thesis is The design of primary and secondary springs of partly low-floor regional unit.

## **Klíčová slova**

Vypružení, podvozek, nízkopodlažní jednotka

## **Key words**

Springs, bogie, low-floor unit

## Obsah

1. Úvod .....	8
1.1.1 PESA LINK II .....	8
1.1.2 Bombardier Talent.....	9
1.1.3 Siemens Desiro.....	10
1.1.4 Alstom Coradia Polyvalent (Regiolis) .....	11
1.1.5 Stadler GTW .....	12
2. Základní parametry a typový výkres .....	13
3. Výpočet zatížení .....	14
4. Výpočet obrysu.....	17
5. Návrh vypružení .....	24
4.1 Stanovení tuhostí primárního a sekundárního vypružení .....	24
4.2 Stanovení silových účinků na vypružení .....	27
4.3 Definice tečných napětí v pružině a stanovení rozměru pružiny .....	29
4.4 Návrh vzduchové pružiny.....	34
4.5 Bezpečnost proti vykolejení v oblouku .....	35
4.6 Bezpečnost proti vykolejení na zborcené koleji.....	36
6. Konstrukční návrh vypružení .....	38
7. Model kmitání .....	43
7.1 Houpání a kývání .....	43
7.2 Vrcení.....	47
7.3 Kolébání.....	50
8. Závěr .....	52
9. Seznam použitých veličin .....	53
10. Seznam použité literatury .....	56
11. Seznam příloh.....	58



## 1. Úvod

Zejména v okolí velkých měst má v přepravě osob svůj velký význam příměstská železnice. Umožňuje lidem se rychle dostat přímo do centra města, v samotném městě pak mohou sloužit i jako součást MHD. Příměstské vlaky mají svá určitá specifika, která jsou dána způsobem jejich využívání. Je to například velký počet širokých dveří, které umožňují rychlou výměnu cestujících, nízkopodlažnost, která usnadňuje nástup a zároveň umožňuje cestování i invalidním či hůře pohyblivým osobám. Také je zde požadavek na velký měrný výkon jednotky, aby byla schopná dostatečné akcelerace. Kromě elektrifikovaných tratí je významná příměstská železnice i na některých tratích neelektrifikovaných. V České republice je to například trať 120 Praha – Kladno – Rakovník. Daným požadavkům nejlépe vyhovují příměstské jednotky, které dnes vyrábí většina velkých evropských výrobců.

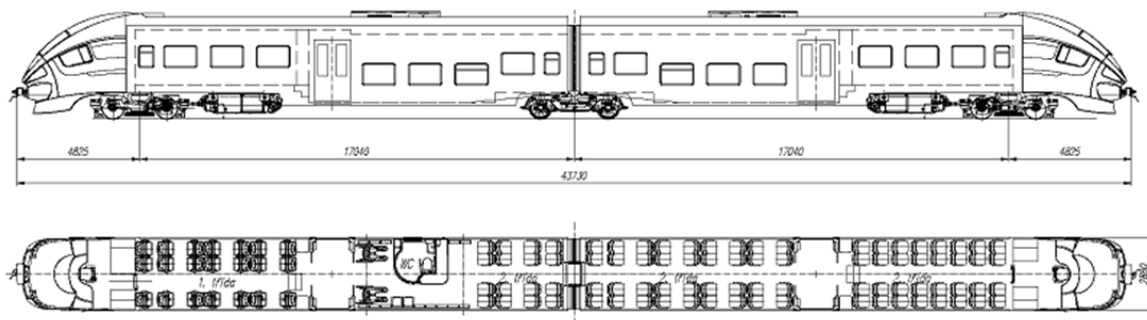
### 1.1.1 PESA LINK II

PESA LINK II (výrobní označení 223M), u nás známá spíše pod obchodním označením Českých drah „Regioshark“. Jedná se o dvoudílnou motorovou jednotku s uspořádáním pojezdu B'2'B' (s prostředním Jakobsovým podvozkem), v zahraničí existuje i v tříčlánkovém provedení. Celkový počet míst k sezení dvouvozové jednotky je 120, celková kapacita je 240 cestujících. Jednotka je nízkopodlažní mezi vstupními dveřmi, nad krajními podvozky je podlaha zvýšená.

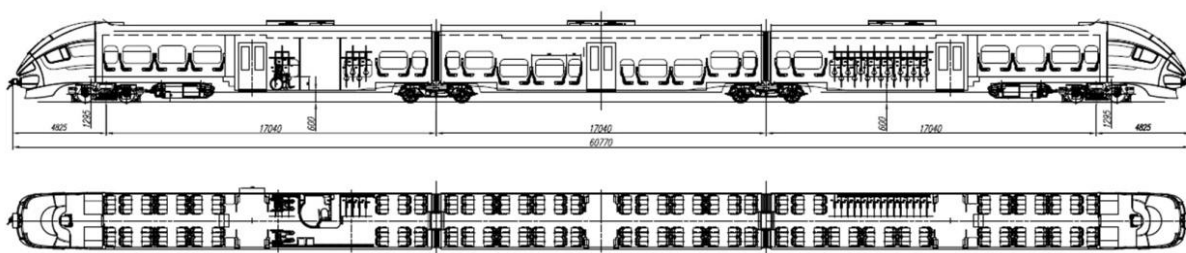


**Obr. 1.** Jednotka Pesa Link II [15]





**Obr. 2.** Typový náčrt jednotky Pesa Link II [4]



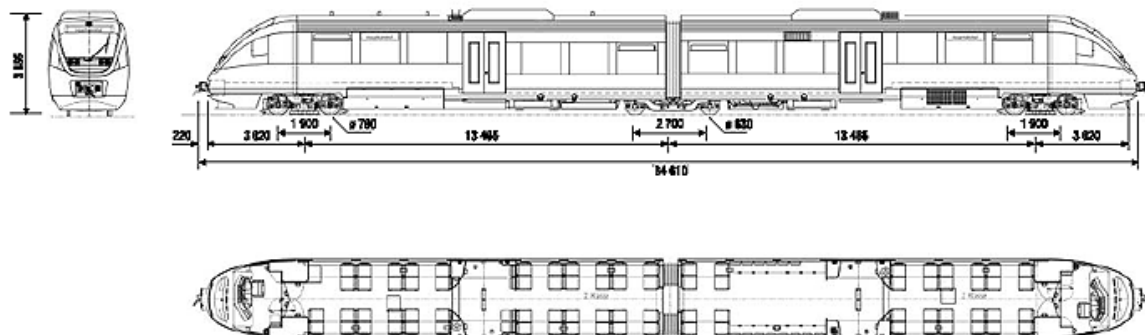
**Obr. 3.** Typový náčrt třívozové jednotky Pesa Link II [9]

K pohonu slouží dva 390kW spalovací motory umístěné v powerpacku od firmy MTU (MTU 6H 1800 R84P). Ty jsou zabudovány za předními podvozky pod zvýšenou podlahou. Maximální rychlost jednotky je 120 km/h. Přenos výkonu je hydromechanický.

## 1.1.2 Bombardier Talent

Jedná se o dvouvozovou jednotku v uspořádání pojezdu B'2'B'. Prostřední podvozek je nepravý Jakobsův (tj. každá skříň má své sekundární vypružení). Jednotka může být dodávána se dvěma systémy přenosu výkonu. Jedná-li se o přenos Diesel-mechanický, jednotka je vybavena dvěma 315kw spalovacími motory. Je-li k přenosu použit Diesel-elektrický systém, pak má jednotka dva 550kw motory. V obou případech jsou umístěny za krajními podvozky pod prostorem pro cestující. Je-li výška podlahy nad temenem kolejnice u nástupních dveří 800, resp. 960mm, má jednotka mezi dveřmi rovnou podlahu. Je-li výška podlahy u nástupních dveří

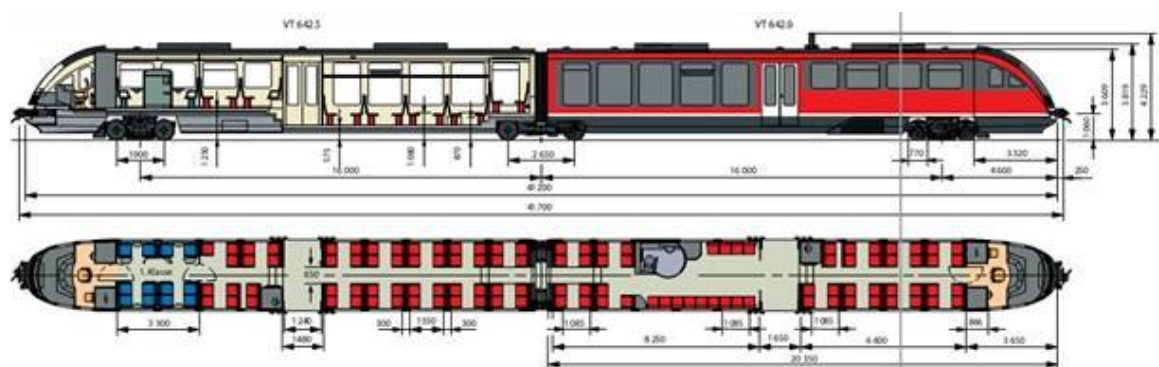
590mm, je přechod mezi vozy vyřešen pomocí šikmé rampy. I v tomto případě je však plně bezbariérový.



**Obr. 4.** Typový náčrt jednotky Bombardier Talent [3]

### 1.1.3 Siemens Desiro

V základním uspořádání se jedná o dvouvozovou jednotku s uspořádáním pojezdu B'2'B' nebo B'2'2' (s prostředním nepravým Jakobsovým podvozkem). Jeden spalovací motor má výkon 275kW, který je na dvojkolí přenášen diesel-mechanickým přenosem. Je-li výška podlahy nad temenem kolejnice u nástupních dveří 800, resp. 960mm, má jednotka mezi dveřmi rovnou podlahu. Je-li výška podlahy u nástupních dveří 590mm, je podlaha nad přechodem mezi vozy vyvýšená. V tomto případě je však přístupná jen pomocí schodů a není proto bezbariérová.



**Obr. 5.** Typový náčrt jednotky Siemens Desiro [2]



*Obr. 6. Interiér jednotky Desiro [1]*

#### 1.1.4 Alstom Coradia Polyvalent (Regiolis)

Jednotka se vyrábí v 3-, 4- nebo 6-vozové verzi, které mají uspořádání pojezdu  $B_0'2'2'B_0'$ ,  $B_0'2'2'2'B_0'$  resp.  $B_0'2'2'2'B_0'2'2'B_0'$ . Mezi vozy jsou umístěné hnané nepravé Jakobsovy podvozky. Maximální rychlost jednotky je 160km/h. Interiér je plně nízkopodlažní, výška podlahy je 600mm nad temenem kolejnice. Nad podvozky je podlaha vyvýšena a přechod je realizován pomocí šikmé rampy. O pohon se starají 4 (u 6-vozové jednotky 6) šestiválcové spalovací motory MAN D2676 LE621 o výkonu 338kW. Vzhledem k umístění motoru na střeše zde bylo použito Diesel-elektrického přenosu výkonu. Zároveň bylo nutné celý pohonný blok vyrobit co nejlehčí, aby se příliš nezvýšila poloha těžiště jednotky. Ten proto váží jen 3600kg.



*Obr. 7. Jednotka Alstom Coradia Polyvalent [11]*

### 1.1.5 Stadler GTW

GTW je zkratka pro Gelenktriebwagen neboli kloubový motorový vůz. Vozidlo je vybaveno modulární koncepcí, která umožňuje měnit počet vozů a tedy i celkovou kapacitu jednotky podle přání zákazníka.

Nejmenší jednotkou je Stadler GTW 2/6, jednotka se však nabízí v různých verzích s různým počtem vagónů. Značení znamená, že dvě z šesti náprav jsou poháněné. Hnané podvozky jsou vždy pod trakčním modulem a pod vozovými články jsou podvozky běžné. V dieselové jednotce se jedná o diesel-elektrický přenos výkonu 2x375 kW.

Výhodou tohoto řešení je zvýšení nízkopodlažní části pro cestující a zároveň snazší přístup k pohonné jednotce při údržbě. Nevýhodou je prodloužení celé jednotky.



*Obr. 8. Typový náčrt jednotky Stadler GTW 2/6 [5]*

## 2. Základní parametry a typový výkres

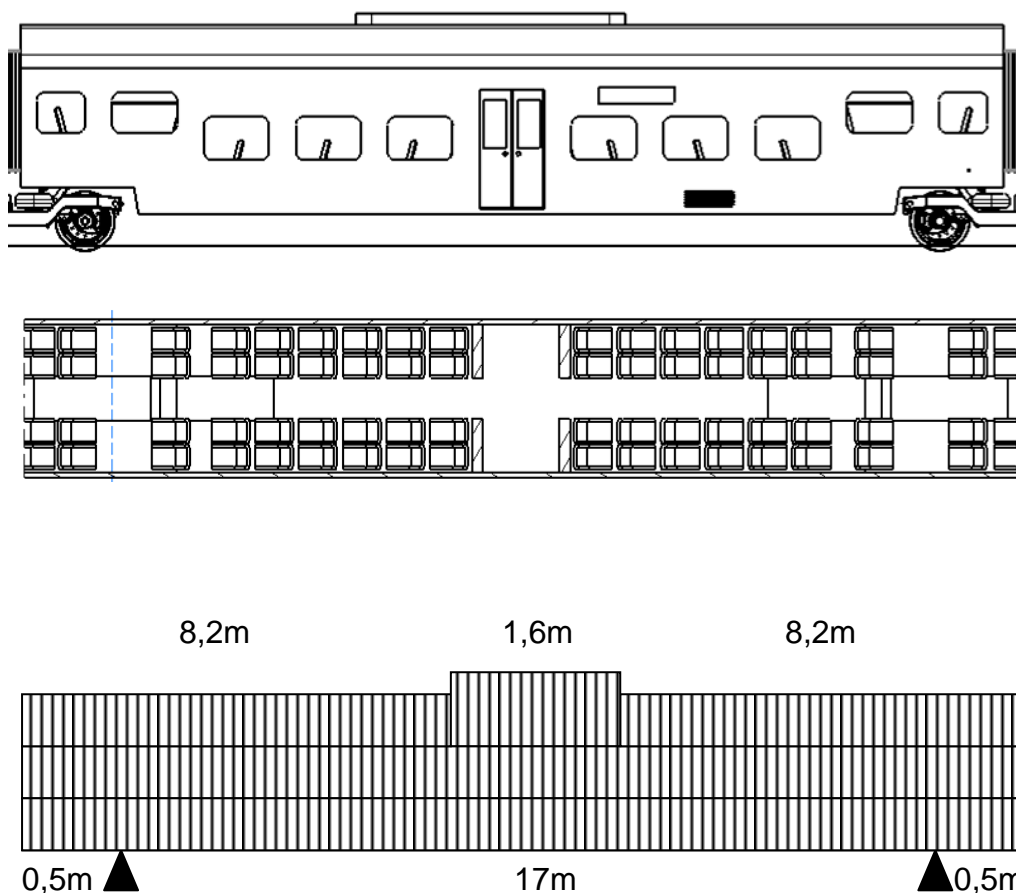
Navrhuji třívozovou nízkopodlažní jednotku s vyvýšenou podlahou nad podvozky. Čelní podvozky budou hnací, mezi vozy bude použito nepravých Jakobsových podvozků. Motivací pro použití nepravého Jakobsova podvozku je prodloužení délky skříně a tím zvýšení kapacity jednotky. U příměstských jednotek se uvažují čtyři stojící osoby na  $1\text{m}^2$ . Plocha podlahy pro stání byla odhadnuta z typového výkresu.

rozchod	1435mm
Uspořádání pojezdu	$B_0 2' 2' B_0$
Délka soupravy	64 400mm
Výška nízké podlahy	600mm
Výška zvýšené podlahy	1200mm
Šířka nástupních dveří	1200mm
Přenos výkonu	Diesel-elektrický
Maximální rychlost	160km/h
Minimální poloměr oblouku, který jednotka může projet	150m

### 3. Výpočet zatížení

Jelikož neznám přesné rozmístění vybavení ve vozidle, uvažuju zatížení skříně jako spojité. Spojitým zatížením jsem nahradil i zatížení od sedících a stojících cestujících.

#### Vložený vůz



**Obr. 9.** Schéma zatížení vloženého vozu

Protože se jedná o návrh příměstské motorové jednotky, která kromě hlavních tratí může jezdit i na tratích vedlejších s nižší únosností železničního svršku, stanovil jsem mezní nápravové zatížení na 18 tun, což vozidlu umožní jezdit i po tratích kategorie B2. Vzhledem k tomu, že vůz je symetrický, budou zatížení na obou stranách stejná. Zatížení sekundárních pružin vypočítám pomocí momentové věty k jednomu z podpěrných bodů, ve kterém bude umístěna pružina sekundárního vypružení.

$$\begin{aligned}
 F_{2^\circ} &= \frac{m_s * g * 8,5 + m_{cest} * g * n_1 * 13,15 + m_{cest} * g * n_2 * 3,85 + m_{cest} * g * n_3 * 8,5}{17} \\
 &= \frac{21000 * 9,81 * 8,5 + 80 * 9,81 * 36 * 13,15 + 80 * 9,81 * 36 * 3,85 +}{17} \\
 &\quad \frac{80 * 9,81 * 63 * 8,5}{17} = 155\,979N
 \end{aligned} \tag{1}$$

Zatížení dvojkolí je potom větší o polovinu hmotnosti podvozku, jelikož se jedná o podvozek se dvěma dvojkolími.

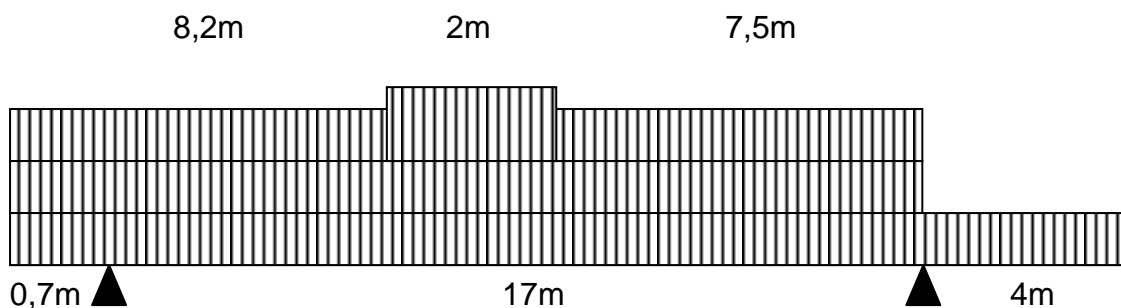
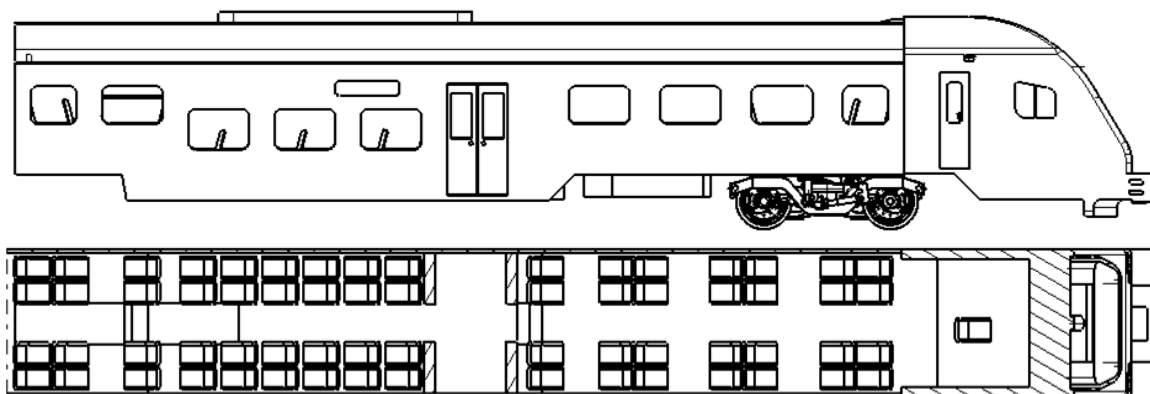
$$F_{dv} = F_{2^\circ} + \frac{m_{podvJak} * g}{2} = 155\,979 + \frac{4100 * 9,81}{2} = 176\,090N \tag{2}$$

Maximální dovolené zatížení tratě B2 je 18 tun na nápravu, neboli

$$F_{B2} = m * g = 18\,000 * 9,81 = 176\,580N \tag{3}$$

Zatížení nápravy je menší než maximální dovolené zatížení tratě B2 a vozidlo na nich proto může být nasazeno.

## Hnací vůz



**Obr. 10.** Schéma zatížení řídicího vozu

Stejným způsobem jako u vloženého vozu vypočítám zatížení u řídicího vozu.

$$\begin{aligned}
 F_{2^{\circ}} &= \frac{m_s * g * 8,5 + m_{cest} * g * n_1 * 13,15 + m_{cest} * g * n_2 * 3,85 + m_{cest} * g * n_3 * 8,5}{17} \\
 &= \frac{21000 * 9,81 * 7,5 + 80 * 9,81 * 36 * 13,15 + 80 * 9,81 * 28 * 3,85 +}{17} \\
 &\quad \frac{80 * 9,81 * 50 * 8,5}{17} = 132\,749\text{N}
 \end{aligned}$$

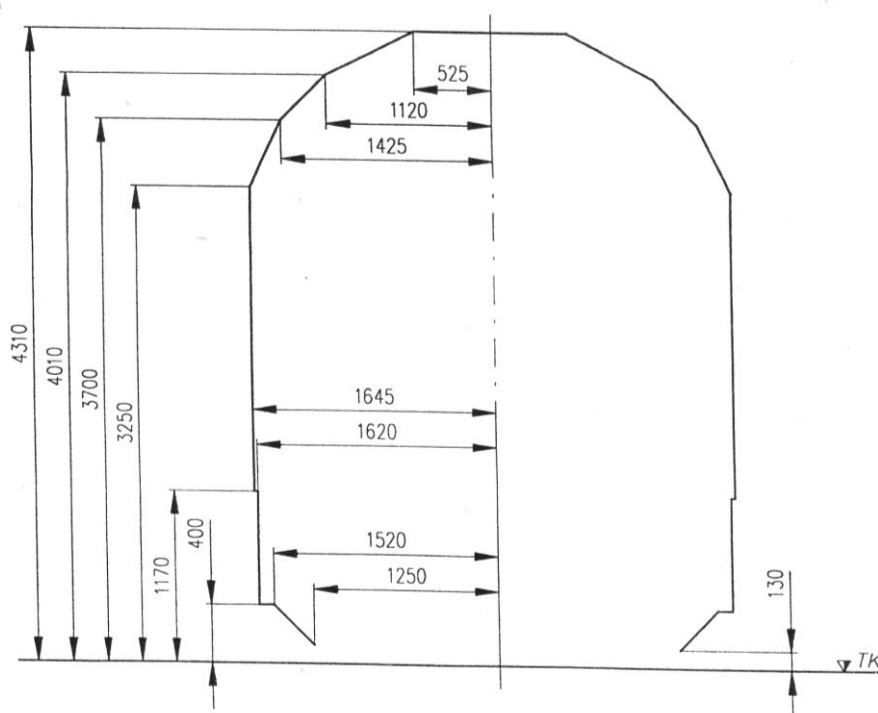
Pro něj dostávám zatížení nápravy u hnacího podvozku

$$F_{dv} = F_{2^{\circ}} + \frac{m_{podv\ hn} * g}{2} = 132\,749 + \frac{8800 * 9,81}{2} = 175\,913\text{N}$$



## 4. Výpočet obrysu

Výpočtu obrysu se věnuje norma ČSN 28 0312. Definuje maximální možný obrys vozidla (obr. 11). Vlak se na trati pohybuje a nelze ho považovat za dokonale tuhé těleso. Proto je potřeba vzít do úvahy i pohyby jednotlivých částí. Z tohoto důvodu norma zavádění šířkové zúžení mezního obrysu tak, aby i při mezním vychýlení vozidla ze statické polohy z důvodu dynamických účinků zůstalo vozidlo uvnitř vymezeného obrysu.



**Obr. 11.** Mezní obrys pro vozidlo dle normy ČSN 28 0312

Pro stanovení obrysu vozidla jsem vytvořil program v Excelu (příloha 2). Pro kontrolu, že program počítá správně, jsem si vypočítal jeden bod ručně a porovnal výsledek s hodnotou v programu Excel. Kontrolní bod jsem si zvolil uprostřed vloženého vozu (ve vzdálenosti 8,5m od otočného čepu podvozku) ve výšce 3700mm nad temenem kolejnice. Norma pro tento bod uvádí maximální šířku vozu 1645mm od svislé osy (obr. 11).

Nejprve vypočítám šířkové zúžení. Jelikož platí, že

$$a * n - n^2 + \frac{p^2}{4} - 500 * (w_{\infty} - w_{i(250)}) > 250 * (1,465 - d)$$

$$17 * 8,5 - 8,5^2 + \frac{2,5^2}{4} - 500 * (0,058 - 0,025) > 250 * (1,465 - 1,41) \quad (4)$$

$$74,813 > 13,750$$

, vypočítá se šířkové zúžení vzorcem

$$E_{i(250)} = \frac{a * n - n^2 + \frac{p^2}{4}}{500} + q + w_{i(250)} + z + [x_i]_{>0} \quad (5)$$

, kde se  $x_i$  přičítá pouze tehdy, pokud je větší než nula. Pro počítaný bod má  $x_i$  hodnotu

$$x_i = \frac{1}{750} * \left( a * n - n^2 + \frac{p^2}{4} - 100 \right) + w_{i(150)} - w_{i(250)} \quad (6)$$

$$\frac{1}{750} * \left( 17 * 8,5 - 8,5^2 + \frac{2,5^2}{4} - 100 \right) + 0,027 - 0,025 = -0,033m$$

A nebude se proto do výpočtu zúžení zahrnovat. Šířkové zúžení počítané podle vzorce (5) bude mít hodnotu

$$E_{i(250)} = \frac{17 * 8,5 - 8,5^2 + \frac{2,5^2}{4}}{500} + 0,005 + 0,025 + 0,013 = 0,191m = 191mm$$

a výsledná šířka bude

$$b_{skř} = E_{norm} - E_{i(250)} = 1425 - 191 = 1234mm \quad (7)$$

Norma uvádí pouze šířkové zúžení. Vozidlo se ale při jízdě pohybuje i ve svislém směru. Z tohoto důvodu je nutné provést i redukci výšky obrysu.

Redukce výšky pro zvolený bod, který ve směru osy x leží uvnitř 2° vypružení a ve směru osy y vně 2° vypružení se vypočte vzorcem

$$h_{skř} = h_{norm} - \left( p_{z(-)} + s_{z(-)} + \frac{z_{max} * (b_{sk\ zv} - w_2)}{2w_2} \right) \quad (8)$$

kde

$$z_{max} = |s_{z(-)}| + |s_{z(+)}| + |p_{z(-)}| + |p_{z(+)}|$$

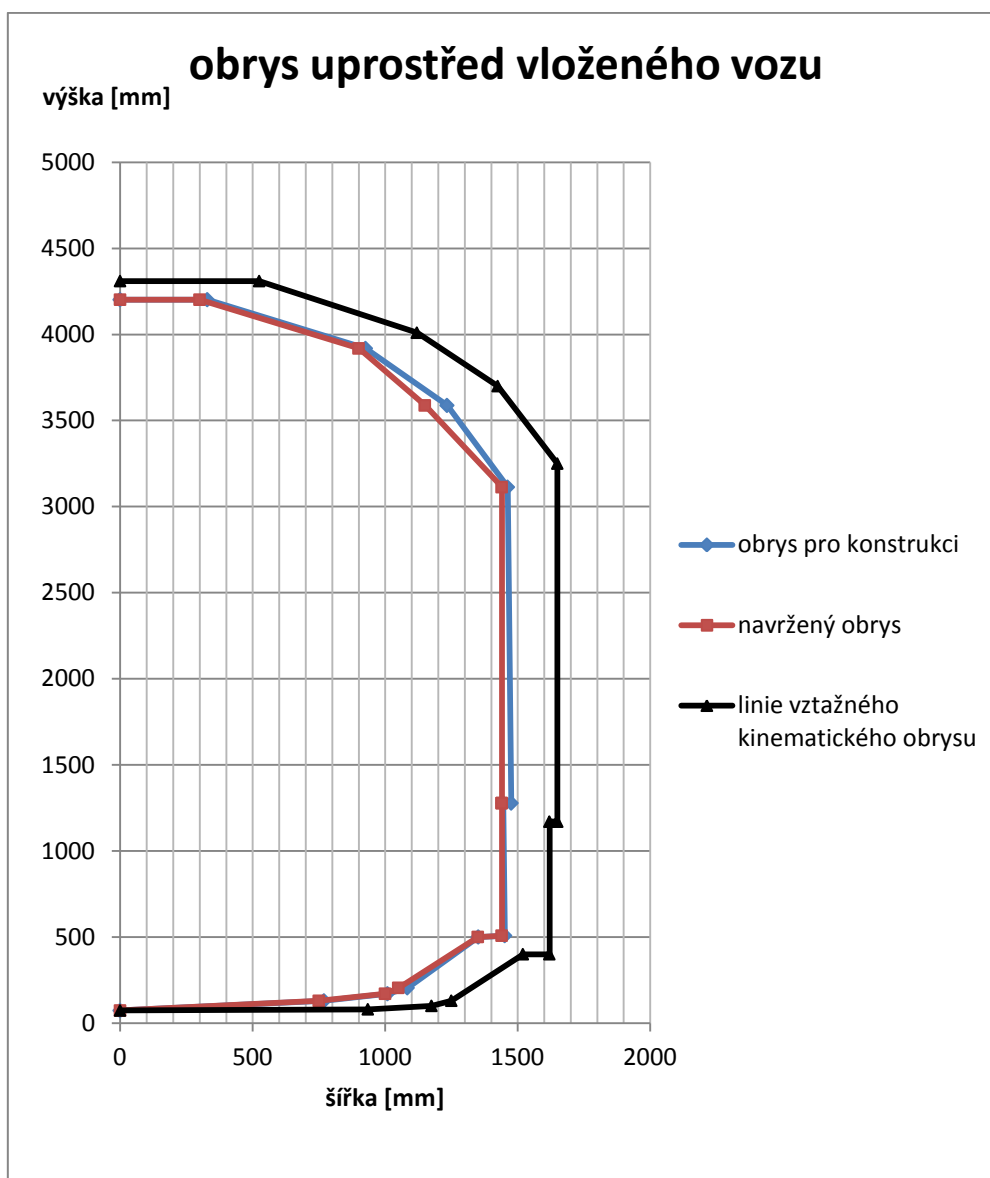
$$z_{max} = |58| + |40| + |50| + |39| = 187mm \quad (9)$$

,  $b_{sk\ zv}$  je zvolená šířka skříně a  $w_2$  vzdálenost osy sekundárního vypružení od osy vozidla.

Po dosazení do rovnice (8) dostávám

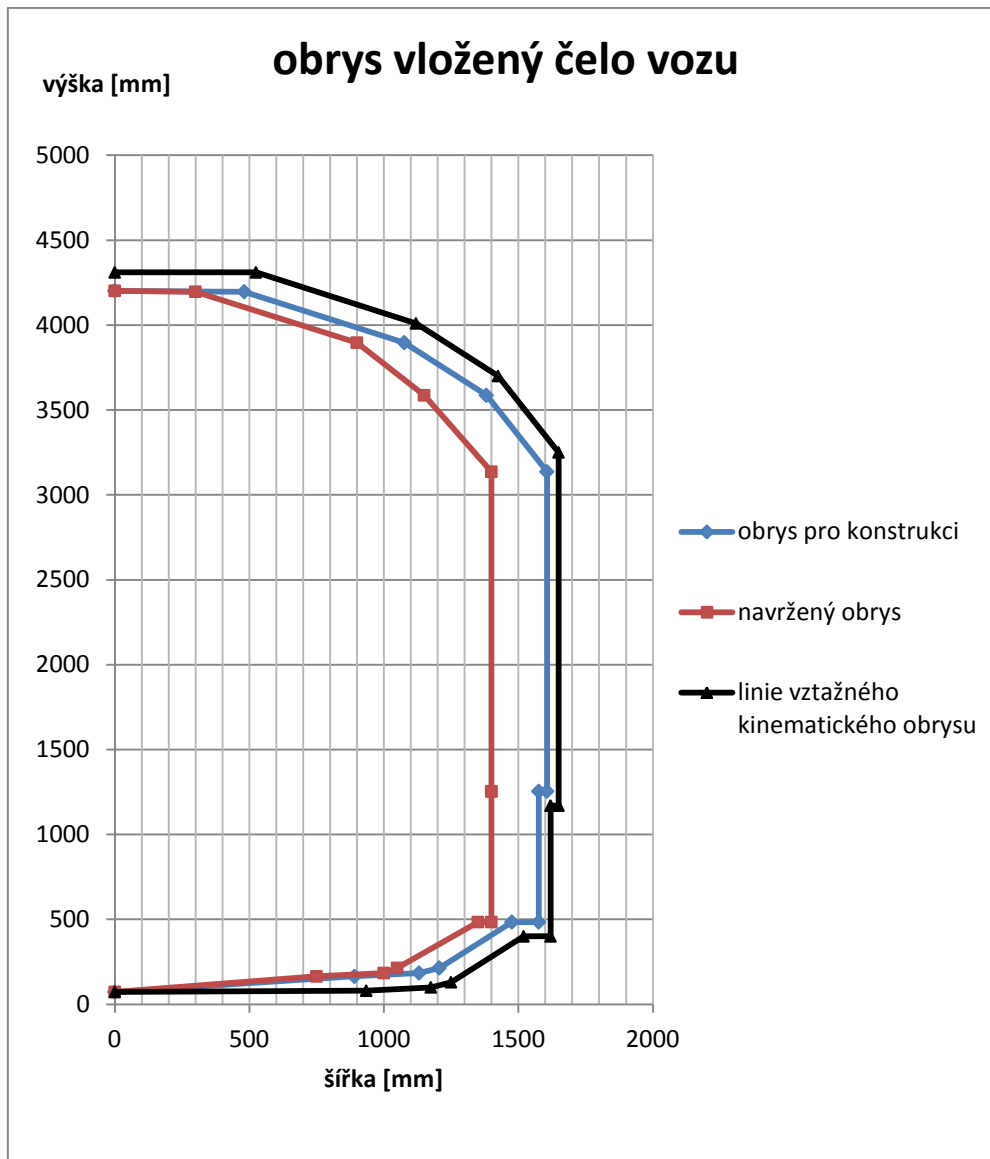
$$h_{skř} = 3700 - \left( 50 + 58 + \frac{187 * (1400 - 1100)}{2 * 1100} \right) = 3567mm$$

Vypočtené hodnoty odpovídají hodnotám vypočítaným v programu. Následují kontroly obrysů v kritických místech, které jsou vykresleny v programu.



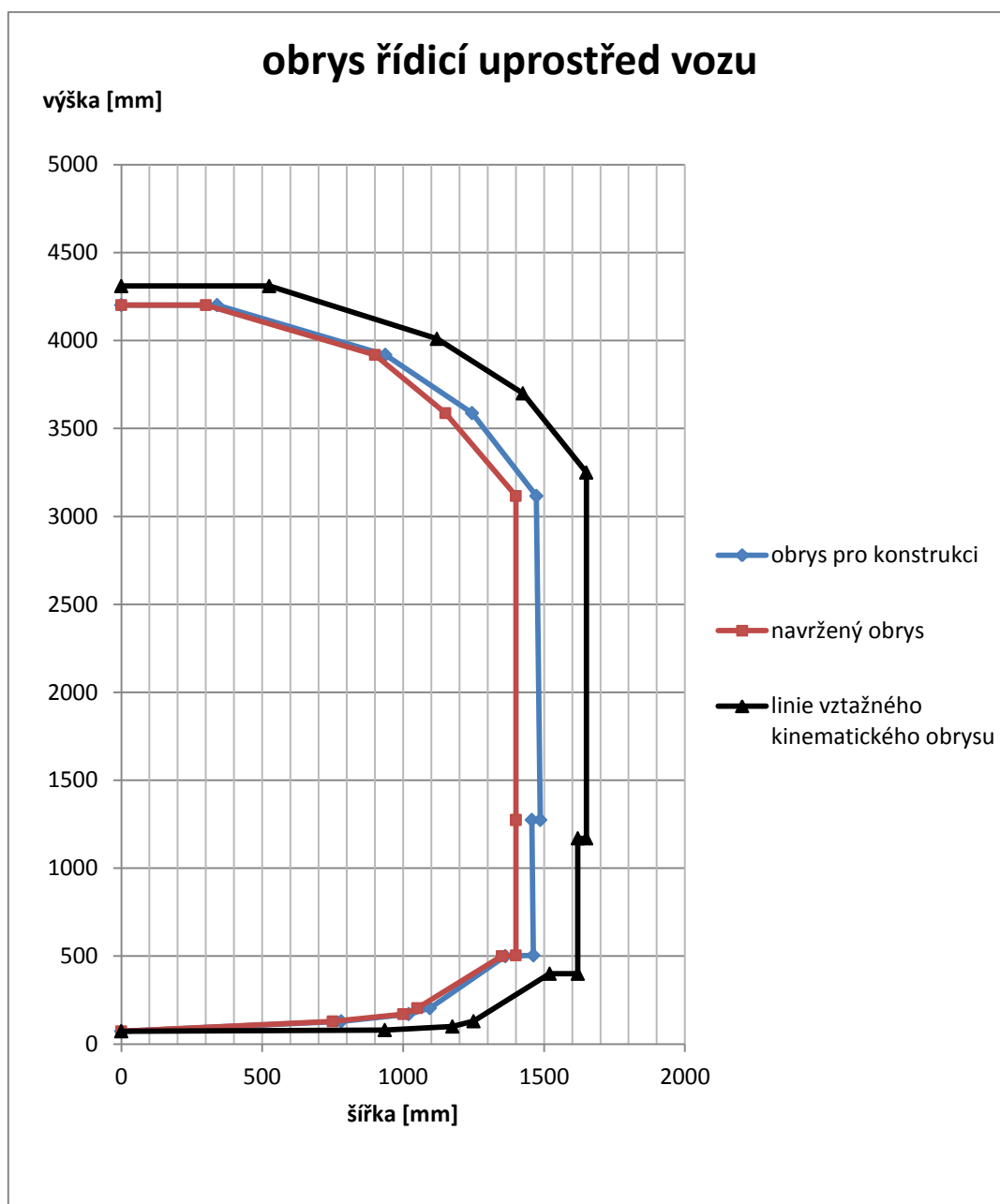
**Obr. 12.** Obrys uprostřed vloženého vozu

Obrys vloženého vozu ve vzdálenosti 8,5m od otočného čepu podvozku. Z obrázku je patrné, že červená linie navrženého obrysu nikde nepřesahuje maximální možný obrys pro konstrukci.



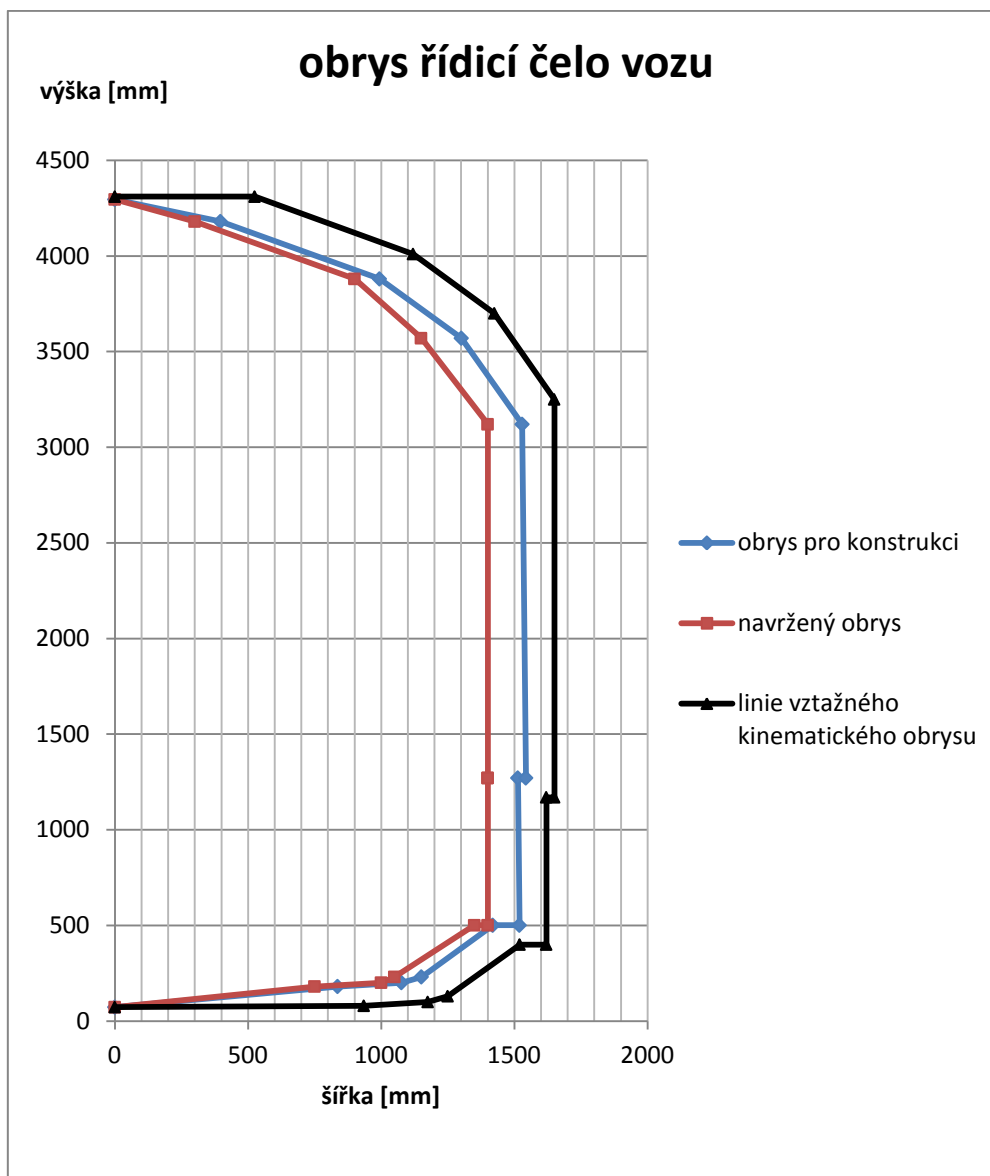
**Obr. 13.** Obrys v čele vloženého vozu

Obrys vloženého vozu na čele ve vzdálenosti 0,5m od otočného čepu podvozku. Z obrázku vyplývá, že navržený obrys má velkou rezervu oproti obrysu pro konstrukci. To je způsobeno tím, že vůz s Jakobovými podvozky má velmi krátké čelo. Zejména z aerodynamických důvodů je obrys v celé délce vozu navržen stejný, a proto v tomto případě je pro něj limitní hodnota uprostřed vozu, viz obr. 12.



**Obr. 14.** Obrys uprostřed řídicího vozu

Obrys řídicího vozu ve vzdálenosti 8,5m od otočného čepu podvozku. Z obrázku vyplývá, že červená linie navrženého obrysu nikde nepřesahuje maximální možný obrys pro konstrukci.

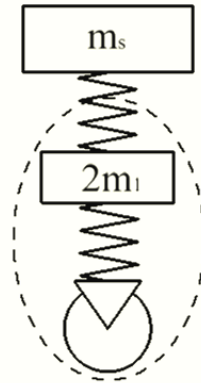


**Obr. 15.** Obrys v čele řídicího vozu

Obrys řídicího vozu ve vzdálenosti 2m od otočného čepu podvozku. Z obrázku je patrné, že červená linie navrženého obrysu nikde nepřesahuje maximální možný obrys pro konstrukci.

## 5. Návrh vypružení

Pro prvotní návrh vypružení budu počítat s dvoumotovou soustavou se 2°volnosti (obr. 16).



**Obr. 16.** Dvoumotová soustava

V tomto případě se předpokládá, že těžiště vagónu je uprostřed mezi osami podvozků

$$i_G = \sqrt{\frac{J_{sy}}{m_s}} = \sqrt{\frac{\frac{1}{12} * m_s * (l^2 + h^2)}{m_s}} = \frac{u}{2} \quad (10)$$

a proto houpání skříně není ovlivněno jejím kýváním.

### 4.1 Stanovení tuhostí primárního a sekundárního vypružení

#### 4.1.1. vložený vůz

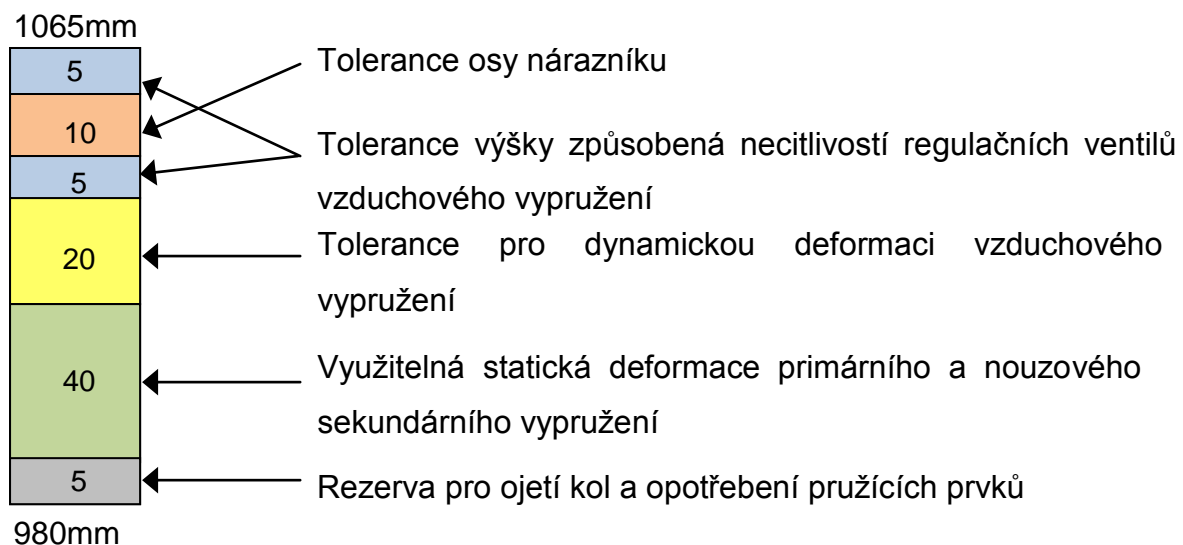
Pro stanovení požadované celkové tuhosti vypružení jednotlivého článku se využije poměru užitečného zatížení ku možnému statickému stlačení pružin. Užitečné zatížení v tomto případě představuje počet cestujících v plně obsazeném vozidle krát hmotnost 80kg. Počet cestujících jsem získal tak, že jsem sečetl počet sedaček v článku a přičetl k nim počet stojících cestujících. Jejich počet je podrobněji rozebrán v kapitole 2.



$$k_{zV} = \frac{G_u}{z_u} = \frac{(n * m_{cest}) * g}{z_u} = \frac{(135 * 80) * 9,81}{60} = 1\,766\,Nm^{-1}$$

$$= 1\,766\,000\,Nm^{-1} \quad (11)$$

Užitečné stlačení vypružení  $z_u$  je omezené dovolenou polohou osy nárazníků. Norma UIC 530-1 stanovuje, že osa nárazníku musí být za všech okolností nejvýše 1065mm nad temenem kolejnice a nejnižší 980mm nad temenem kolejnice. Hlavním důvodem pro tento požadavek je to, aby v případě nárazu libovolných vozů došlo k dotyku nárazníků a ty tak mohli efektivně pracovat. Pro stlačení pružin ale nelze využít celý tento rozsah, neboť část z něj je vyhrazena pro výrobní tolerance, necitlivost regulačních ventilů a pokles způsobený ojetím kol, viz obrázek 17.



**Obr. 17.** Schéma jednotlivých tolerancí os nárazníků osobních vozů s dvoustupňovým vypružením

Ideální poměr tuhosti primárního vypružení ku sekundárnímu vycházející ze dvoumotové soustavy se 2° volnosti je

$$\frac{k_{z1}}{k_{z2}} = 2 + \frac{m_1}{m_2} = 2 + \frac{2 * (m_{podv} - 2 * m_{dvoj})}{m_s} = 2 + \frac{2 * (4\,100 - 2 * 1\,600)}{21\,000}$$

$$= 2,119 \quad (12)$$

, zároveň je však nutné dodržet nejmenší přípustné tuhosti dle rovnic (14) a (15).

$$\mu = \frac{m_1}{m_2} = \frac{2 * (m_{podv} - 2 * m_{dvoj})}{m_s} = \frac{2 * (4\,100 - 2 * 1\,600)}{21\,000} = 0,119 \quad (13)$$

$$k_{z1} \geq (3 + \mu) * k_{zv} = (3 + 0,119) * 1\,766\,000 = 5\,507\,614 \text{ Nm}^{-1} \\ = 5\,508 \text{ Nmm}^{-1} \quad (14)$$

$$k_{z2} \geq \frac{3 + \mu}{2 + \mu} * k_{zv} = \frac{3 + 0,119}{2 + 0,119} * 1\,766\,000 = 2\,599\,099 \text{ Nm}^{-1} \\ = 2\,599 \text{ Nmm}^{-1} \quad (15)$$

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

$$f_{1z,2z} =$$

$$\frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{k_{z2}}{2(m_2 + m_U)} + \frac{k_{z1} + k_{z2}}{2m_1} \mp \sqrt{\left(\frac{k_{z2}}{2(m_2 + m_U)} + \frac{k_{z1} + k_{z2}}{2m_1}\right)^2 - \frac{k_{z1} * k_{z2}}{m_1 * (m_2 + m_U)}}} \quad (16)$$

Po dosazení parametrů vozidla dostávám

$$f_{1z,2z} = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{2\,599\,099}{2 * (21\,000 + 10\,800)} + \frac{5\,507\,614 + 2\,599\,099}{2 * 2 * (4\,100 - 2 * 1\,600)} \pm}$$

$$\sqrt{\left(\frac{2\,599\,099}{2 * (21\,000 + 10\,800)} + \frac{5\,507\,614 + 2\,599\,099}{2 * 2 * (4\,100 - 2 * 1\,600)}\right)^2 - \frac{5\,507\,614 * 2\,599\,099}{2 * (4\,100 - 2 * 1\,600) * (21\,000 + 10\,800)}}$$

$$f_{1z} = 1,18 \text{ Hz} \dots \text{frekvence souběžných kmitů (houpání)}$$

$$f_{2z} = 9,10 \text{ Hz} \dots \text{frekvence protiběžných kmitů (houpání)}$$

Frekvence souběžných kmitů by měla ležet v rozmezí 1-1,3Hz, jelikož tyto frekvence jsou z hlediska pohodlí pro cestující nejpříjemnější. Tato podmínka byla splněna.

Vlastní ohybová frekvence skříně musí být větší než  $f_{z2}$ , aby nedošlo k rezonanci. Ty bývají obvykle v rozmezí 6-8Hz a proto i frekvence protiběžných kmitů je vyhovující.

## 4.2 Stanovení silových účinků na vypružení

Dosud jsem počítal pouze se statickými silami  $F_s$ , které jsou vyvolány vlastní tíhou vozidla a cestujících. Při jízdě však na vozidlo působí i síly dynamické, které jsou vyvolány jízdou po nerovné koleji, odstředivou silou působící při jízdě v oblouku, případně silou větru.

Tyto dynamické síly je ve výpočtu potřeba zohlednit. K tomu slouží dynamická přírážka, kterou se navyšuje velikost zatěžující síly  $F_s$ . Tu lze vyjádřit vztahem

$$F_{max2} = F_s + F_{dyn} = F_s * (1 + k_{2d}) \quad (17)$$

Dynamická přírážka pro primární a sekundární vypružení se pro vozidlo s maximální rychlostí od 100 km/h do 160 km/h vypočte podle rovnice (18):

$$k_{1d,2d} = a_{1,2} + b * \frac{0,22 * (v - 55)}{\sum z_{stat}} \quad (18)$$

, kde  $a_{1,2}$  je konstanta pro primárně, resp. sekundárně odpružené hmoty,  $v$  je maximální konstrukční rychlost vlaku v km/h a  $b$  je konstanta, která respektuje počet dvojkolí nebo náprav v podvozku. Vypočte se podle rovnice (19).

$$b = \frac{n + 2}{2 * n} = \frac{1,5 + 2}{2 * 1,5} = 1,17 \quad (19)$$

Hodnota  $n=2$  se používá u klasického podvozku, který má sekundární vypružení uprostřed a tak kývání podvozku nijak neovlivní houpání skříně. S hodnotou 1 se počítá u podvozku s jedním dvojkolím, u kterého naopak každé vychýlení primárního vypružení ovlivňuje i vypružení sekundární. Při použití nepravého Jakobsova

podvozku kývání podvozku sice ovlivňuje sekundární vypružení, ale ne tolik jako v jednonápravovém podvozku, protože osy primárního a sekundárního vypružení jsou vůči sobě posunuty. Proto jsem volil hodnotu  $n=1,5$ .

Dosazením hodnot do rovnice (18) získám

$$k_{1d} = 0,10 + 1,17 * \frac{0,22 * (160 - 55)}{181} = 0,25$$

$$k_{2d} = 0,05 + 1,17 * \frac{0 * (160 - 55)}{181} = 0,2$$

Maximální a minimální zatížení primárních pružin se vypočte podle rovnic (20) a (21).

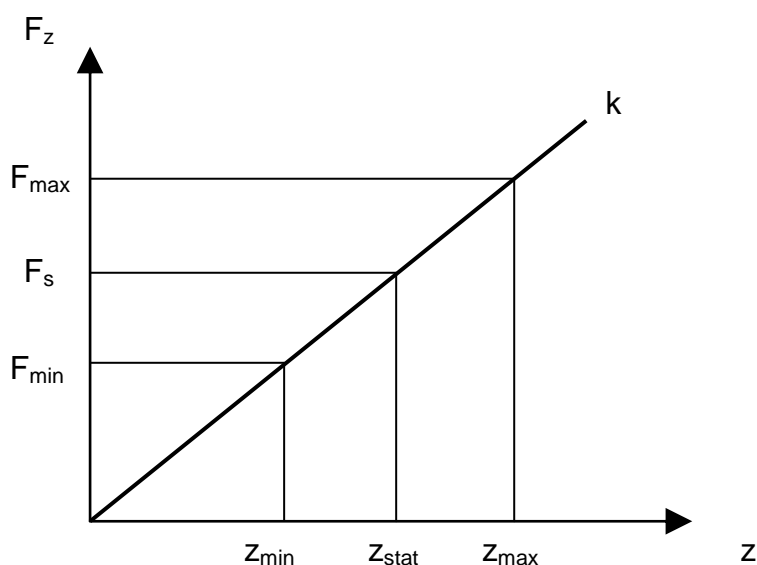
$$F_{max1} = F_s * (1 + k_{1d}) = (m_s + m_U + 2 * (m_{podv} - 2 * m_{dvoj}))g * (1 + k_{2d}) \quad (20)$$

$$F_{max1} = (21\,000 + 10\,800 + 2 * (4\,100 - 2 * 1600)) * 9,81 * (1 + 0,25) = 420\,199\text{N}$$

$$F_{min1} = F_s * (1 - k_{1d}) = (m_s + m_U + 2 * (m_{podv} - 2 * m_{dvoj}))g * (1 - k_{2d}) \quad (21)$$

$$F_{min1} = (21\,000 + 10\,800 + 2 * (4\,100 - 2 * 1600)) * 9,81 * (1 - 0,25) = 156\,186\text{N}$$

Obecnou charakteristiku svislého vypružení dokumentuje obr. 18.



**Obr. 18.** Graf závislosti stlačení pružin na jejich zatížení

## 4.3 Definice tečných napětí v pružině a stanovení rozměru pružiny

Rozhodl jsem se použít dvě soustředné pružiny nad jednou ložiskovou skříní.

Maximální torzní namáhání pružiny při osovém zatížení se rovná

$$\tau = \frac{8 * D * F}{\pi * d^3} = \frac{G * d * s}{\pi * n * D^2} \quad (22)$$

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

$$\tau_{max} = \frac{8}{\pi * d^3} * (F * (D + w) + F_{y1p} * (L - d)) \quad (23)$$

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)

$$L_n = L_c + S_a \quad (24)$$

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

$$L_c \leq (n - 0,3) * d \quad (25)$$

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

$$S_a = 0,02 * n * (D + d) * 2 \quad (26)$$

Celkový počet závitů za tepla vinuté pružiny se rovná

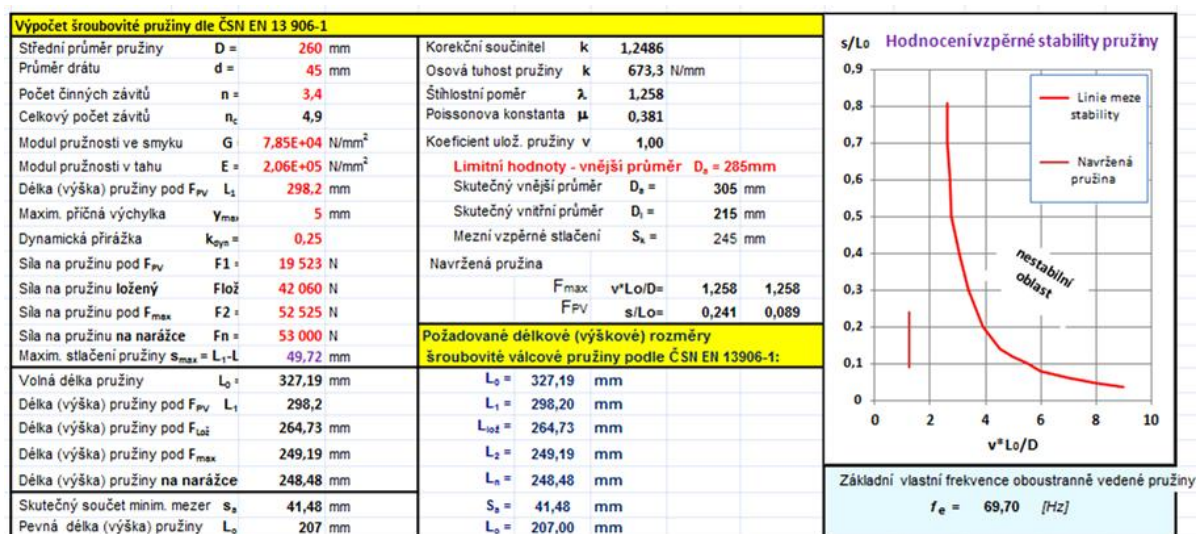
$$n_c = n + 1,5 \quad (27)$$

, kde  $n$  je počet činných závitů

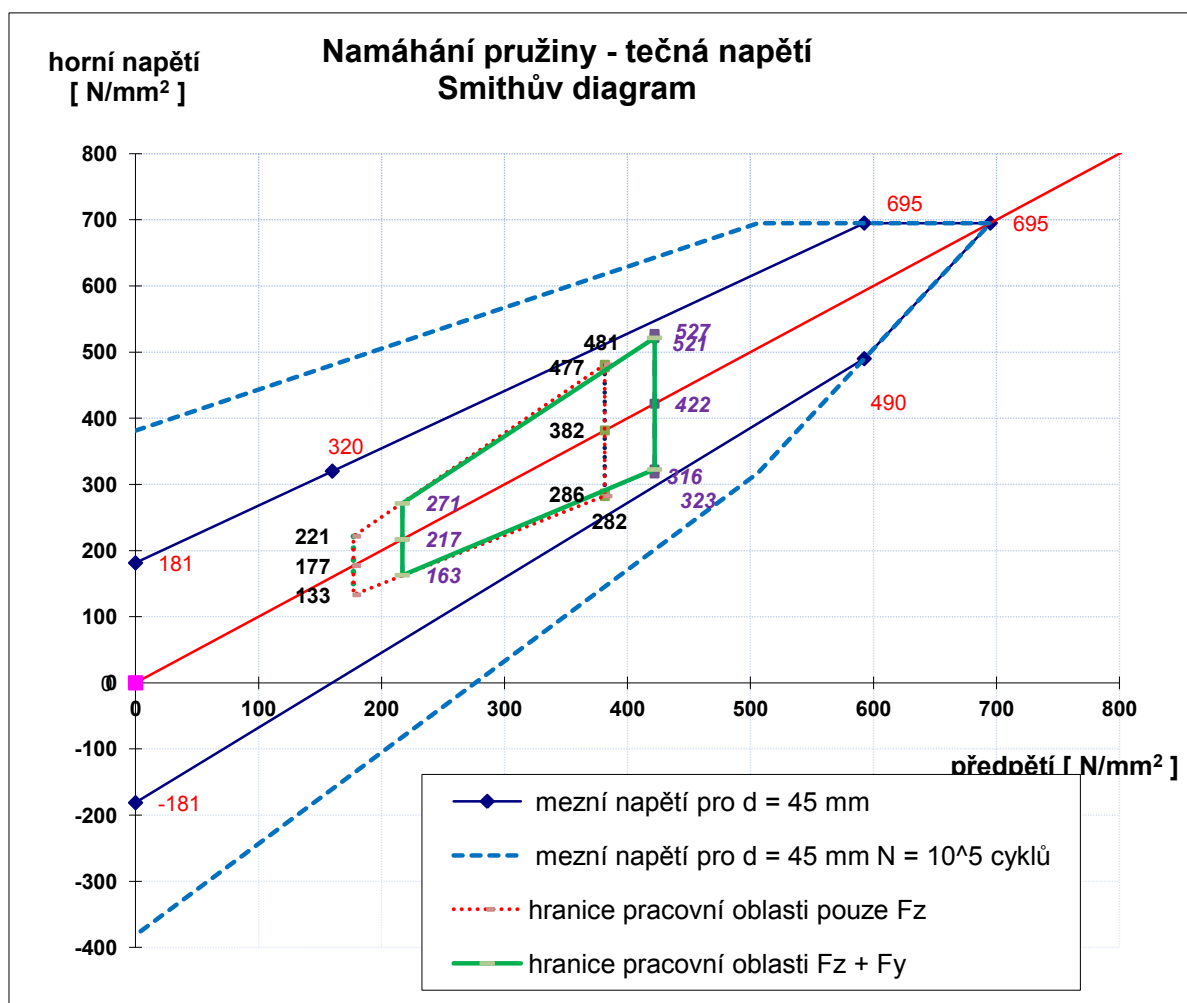
$$n = \frac{G * d^4 * s}{8 * D^3 * F_2} \quad (28)$$

Pro výpočet rozměrů pružin a zobrazení Smithova o Goodmanova diagramu jsem použil program doc. Koláře. [16]

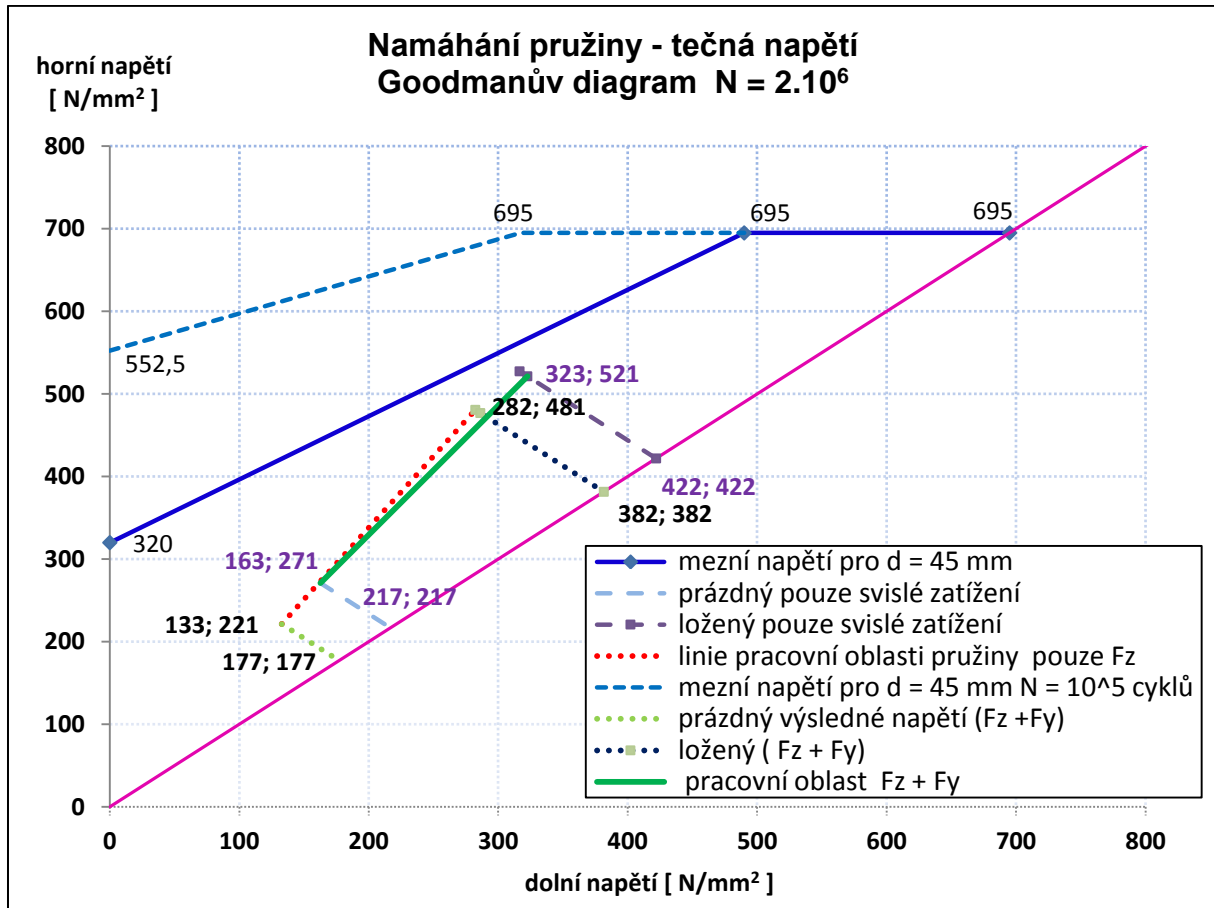
### Vnější pružina



**Obr. 19.** Vložení vypočtených hodnot vnější pružiny do výpočtu grafů a její rozměry

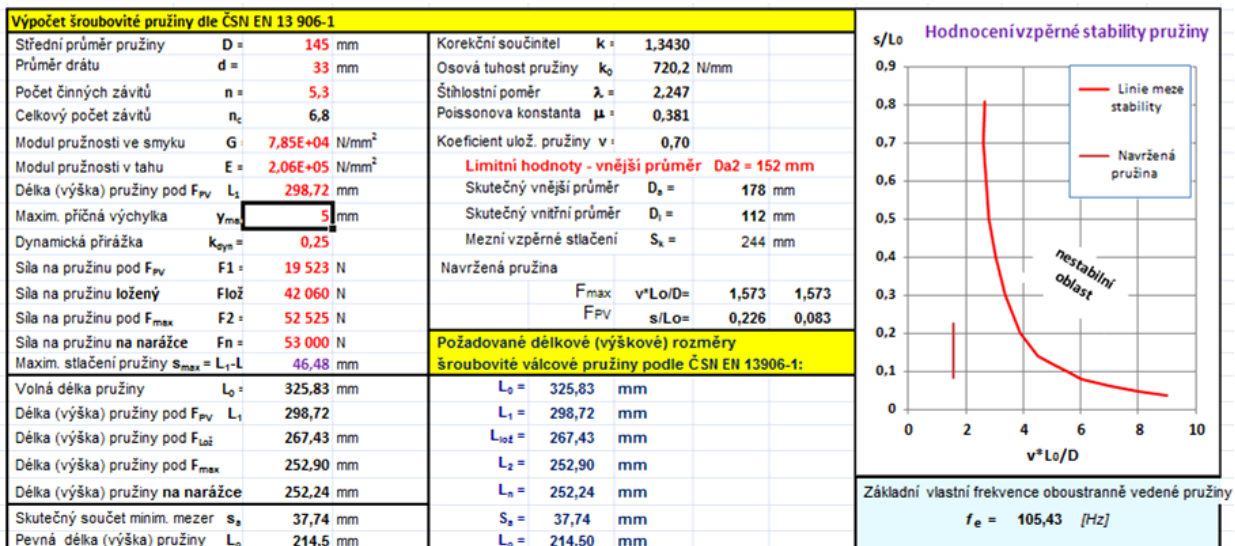


**Obr. 20.** Smithův diagram vnější pružiny



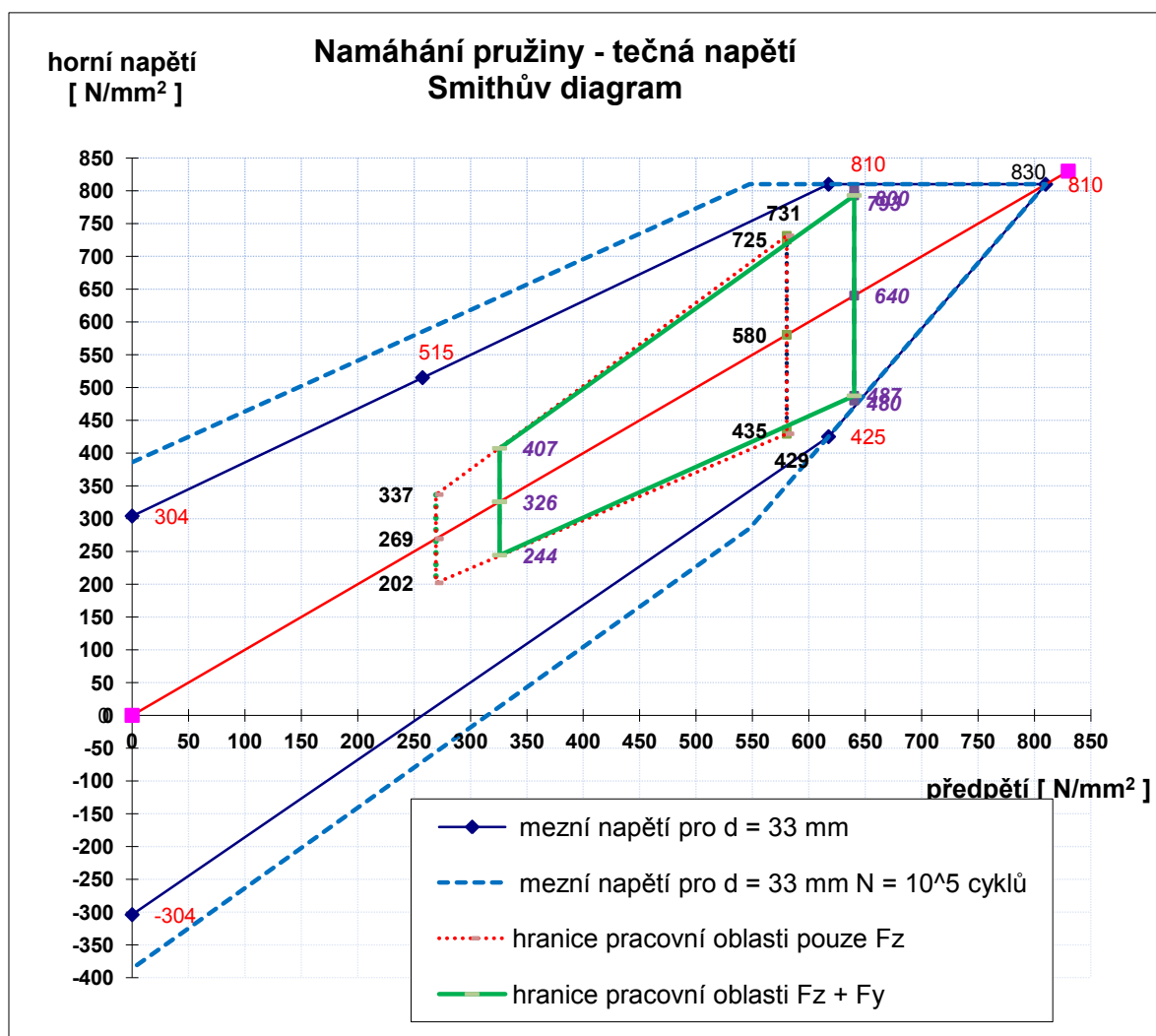
Obr. 21. Goodmanův diagram vnější pružiny

Vnitřní pružina

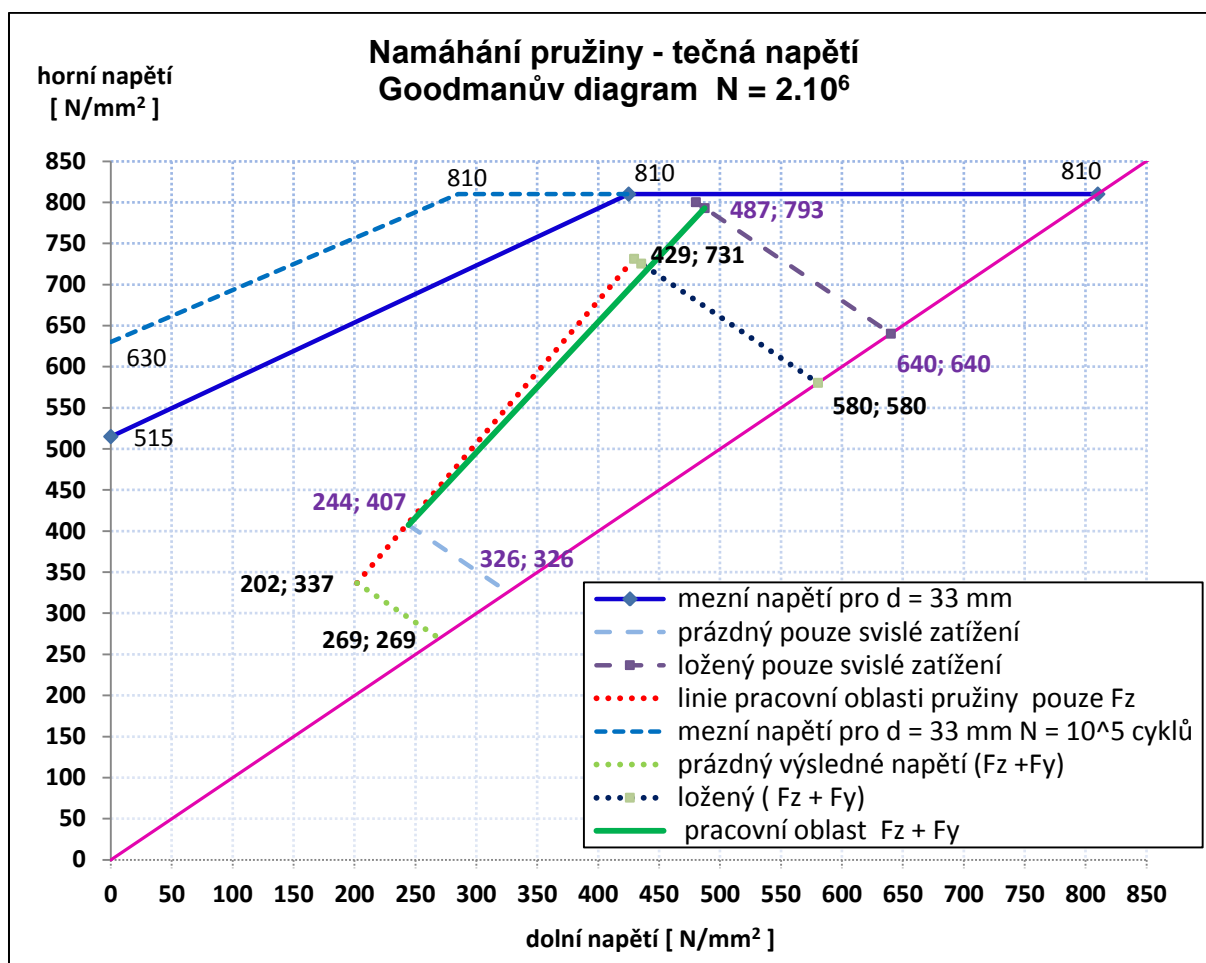


Obr. 22. Vložení vypočtených hodnot vnitřní pružiny do výpočtu grafů a její rozměry





Obr. 23. Smithův diagram vnější pružiny



Obr. 24. Goodmanův diagram vnitřní pružiny

Na diagramech je patrné, že pracovní oblasti pružin leží pod křivkou mezního napětí a pružiny proto vydrží požadované zatížení.

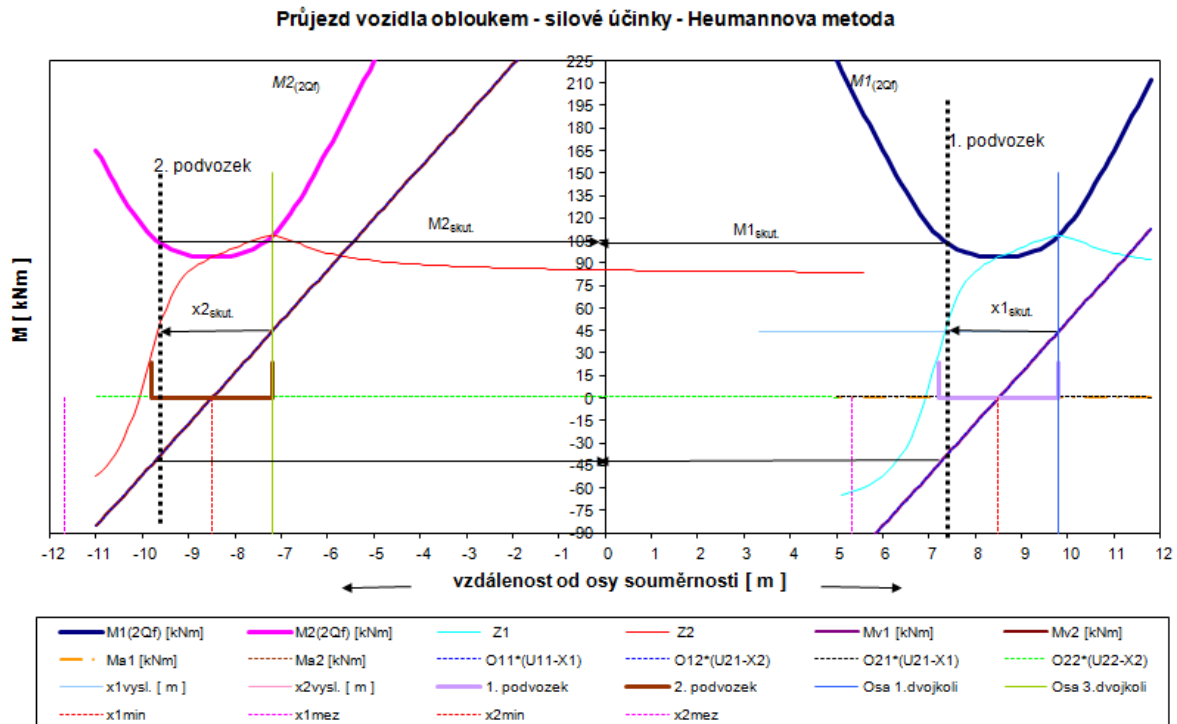
#### 4.4 Návrh vzduchové pružiny

V sekundárním vypružení použiju vzduchovou pružinu Continental 732 N 2.100 B, která má maximální svislou tuhost  $k_s = 800 \text{ N/mm}$  a maximální příčnou tuhost  $k_p = 180 \text{ N/mm}$ . Při použití 4 vzduchových pružin mají maximální celkovou svislou tuhost

$$k_{\text{scelk}} = 800 \cdot 4 = 3200 > 2599 \text{ N/mm}$$

, která je vyšší než požadovaná minimální tuhost sekundárního vypružení (viz rovnice (15)).

## 4.5 Bezpečnost proti vykolejení v oblouku



**Obr. 25.** Odečtení hodnot  $M$  a  $x$  programu na výpočet silových účinků pomocí Heumannovy metody

Řídící síla působící na dvojkolí se vypočte vzorcem

$$P_{p,z} = \frac{M}{x} = \frac{155\,000}{2,8} = 55\,357\,N \quad (29)$$

Hodnoty  $M$  a  $x$  jsem odečetl z programu pro výpočet silových poměrů při průjezdu vozidla obloukem pomocí Heumannovy metody, který mi poskytl doc. Kolář, viz obr. 19. [17] Kolová síla  $Q$  je svislé zatížení jednoho kola, která se vypočítá

$$Q = \frac{(m_2 + m_{podv}) * g}{n_{kol}} = \frac{(21\,000 + 4100) * 9,81}{4} = 61\,558\,N \quad (30)$$

Vodící síla se vypočte podle vztahu

$$Y_{p,z} = P_{p,z} - Q * f = 55\,357 - 61\,558 * 0,1 = 49\,201\,N \quad (31)$$

Bezpečnost proti vykolejení je dána poměrem vodící a řídicí síly kritické ku poměru vodící a řídicí síly provozní, který musí být větší než 1

$$k = \frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{krit}}{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{prov}} \geq 1 \quad (32)$$

Po dosazení dostávám

$$k = \frac{1,2}{\left(\frac{49\,201}{61\,558}\right)_{prov}} = 1,5 \geq 1 \quad (33)$$

**Bezpečnost proti vykolejení v oblouku je proto splněna.**

## 4.6 Bezpečnost proti vykolejení na zborcené koleji

Výsledná torzní poddajnost vozidla se vypočte rovnicí

$$\begin{aligned} \frac{1}{k_{tcp2}} &= \frac{1}{4 * k_{p1} * w^2} + \frac{1}{2 * k_{p2} * w^2} + \frac{1}{k_{ts}} + \frac{1}{2 * k_{p2} * w^2} + \frac{1}{4 * k_{p1} * w^2} = \\ &= \frac{1}{4 * 1\,393\,538 * 1^2} + \frac{1}{2 * 650\,000 * 1^2} + \frac{1}{\infty} + \frac{1}{2 * 650\,000 * 1} \\ &+ \frac{1}{4 * 1\,393\,538 * 1^2} \end{aligned} \quad (34)$$

a výsledná tuhost je její převrácená hodnota

$$k_{tcp2} = 581\,938 \text{ Nm}^{-1}$$

Pro výpočet uvažuji skříň jako dokonale tuhou, proto  $k_{ts} = \infty$ .

Výsledná torzní tuhost podvozku je dána vzorcem

$$k_{tcp1} = k_{p1} * w^2 = 454\,969 * 1^2 = 1\,393\,538 \text{ Nm}^{-1} \quad (35)$$

Hodnota mezního zborcení je závislá na míře  $a$ , což je rozvor podvozku, resp. vzdálenost otočných čepů podvozku. Rozvor podvozku je 2,6m a pro tuto hodnotu je mezní zborcení stanoveno na

$$\alpha_{cp1} = 7\text{‰} \text{ pro } a < 4m \quad (36)$$

Vzdálenost otočných čepů je 17m a mezní zborcení se proto vypočte vztahem

$$\alpha_{cp2} = \frac{20}{a} + 2 = \frac{20}{17} + 2 = 3,18\text{‰} \text{ pro } 4m \leq a \leq 20m \quad (37)$$

Dosazením vypočtených hodnot mohu spočítat změnu kolové síly od podvozků při postavení na zborcené koleji

$$\Delta Q_P = \frac{2a^+}{(2s)^2} * k_{tcp1} * \frac{\alpha_{cp1}[\text{‰}]}{1000} = \frac{2,6}{(1,5)^2} * 1\,393\,538 * \frac{7}{1000} = 11\,272\,N \quad (38)$$

a změna kolové síly od skříně podvozků při postavení na zborcené koleji vzorcem

$$\Delta Q_S = \frac{1}{2} * \frac{2a^+}{(2s)^2} * k_{tcp2} * \frac{\alpha_{cp2}[\text{‰}]}{1000} = \frac{1}{2} * \frac{17}{(1,5)^2} * 581\,938 * \frac{3,14}{1000} = 6\,983\,N \quad (39)$$

Celková změna kolové síly je součtem změn kolové síly od podvozku a od skříně

$$\Delta Q = \Delta Q_P + \Delta Q_S = 11\,272 + 6\,983 = 18\,255\,N \quad (40)$$

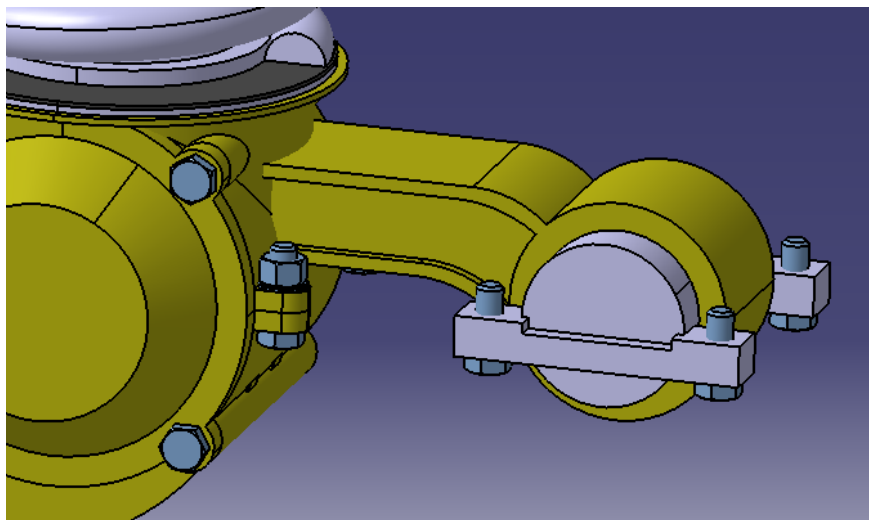
Bezpečnost na zborcené koleji se vypočte pomocí vztahu

$$k_p = \frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{krit}}{\left(\frac{Y}{Q-\Delta Q}\right)_{prov}} = \frac{1,2}{\frac{49\,201}{61\,558-18\,255}} = 1,06 \geq 1 \quad (41)$$

**Bezpečnost na zborcené koleji je splněna.**

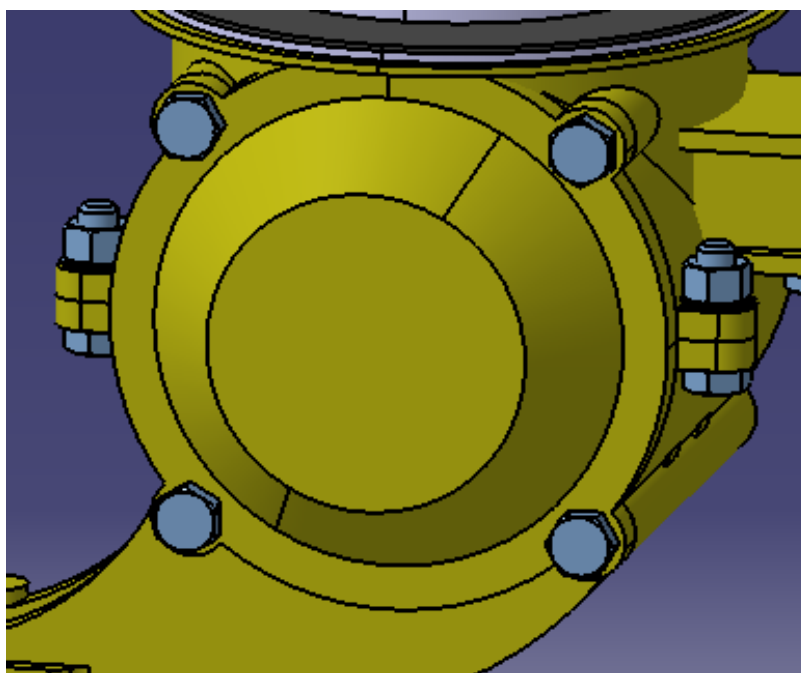
## 6. Konstrukční návrh vypružení

Vedení dvojkolí je realizováno pomocí kyvného ramena. Jedná se o jednoduché řešení, které poskytuje dostatečně tuhé vedení dvojkolí a u kterého nedochází k zhoršování vedení dvojkolí v provozu (jako je tomu například u rozsochového vedení).



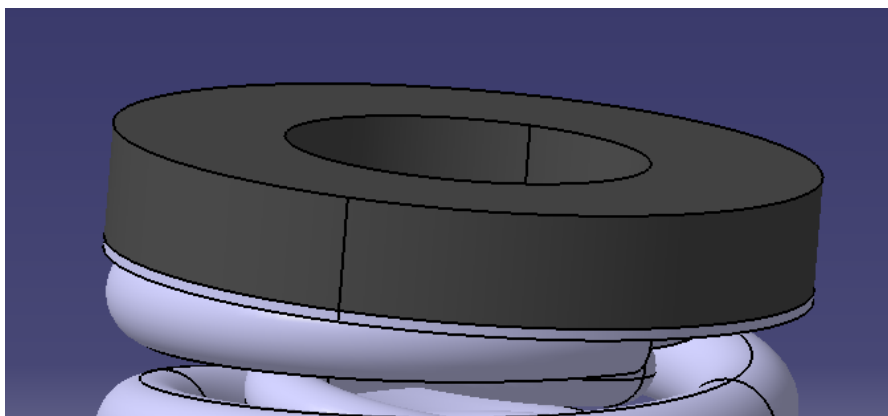
*Obr. 26. Kyvné rameno*

Na konci kyvného ramena je ložiskový domek, ve kterém je umístěno dvojité kuželové ložisko, ve kterém je uloženo dvojkolí.



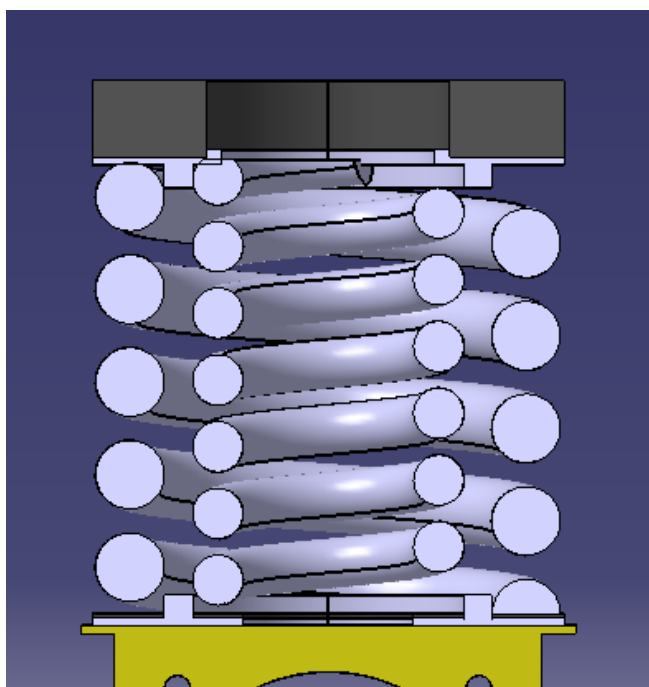
*Obr. 27. Ložiskový domek*

Na pružinách je umístěn válcový silentblok. Konec kyvného ramena se pohybuje po kružnici a je proto nutné vyrovnat vzájemné natočení horní a dolní podstavy pružin.



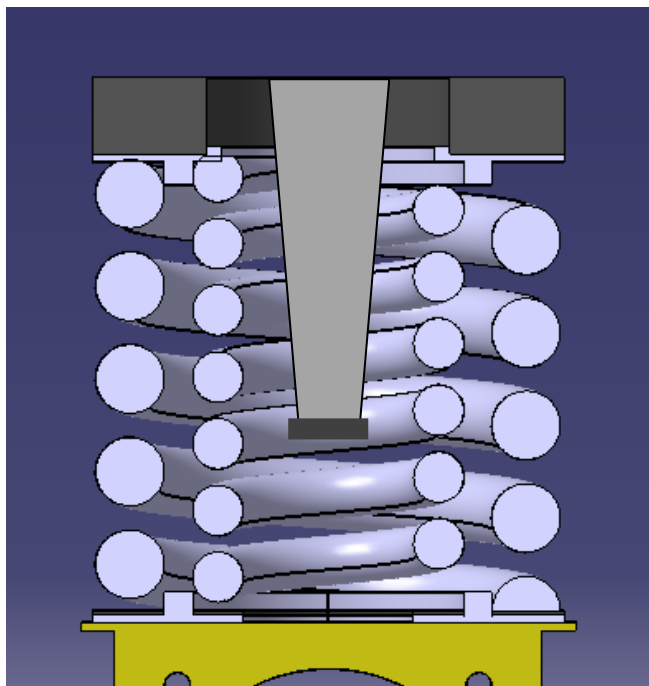
**Obr. 28.** Pryžový silentblok

Vnitřní a vnější pružiny primárního vypružení mají opačný směr stoupání šroubovice. Tím je eliminován přídatný moment, který v pružině vzniká při jejím stlačení



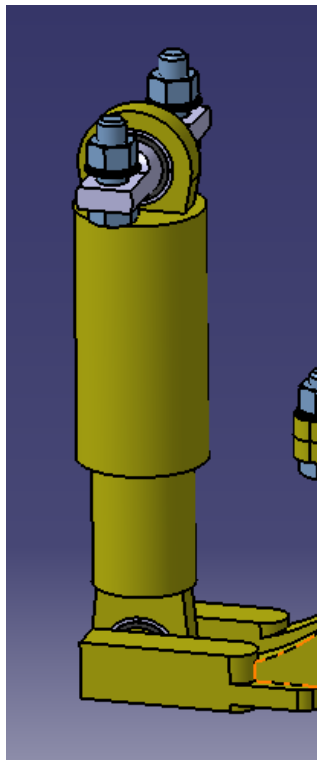
**Obr. 29.** Pružiny primárního vypružení

Maximální stlačení pružin je omezeno narážkou



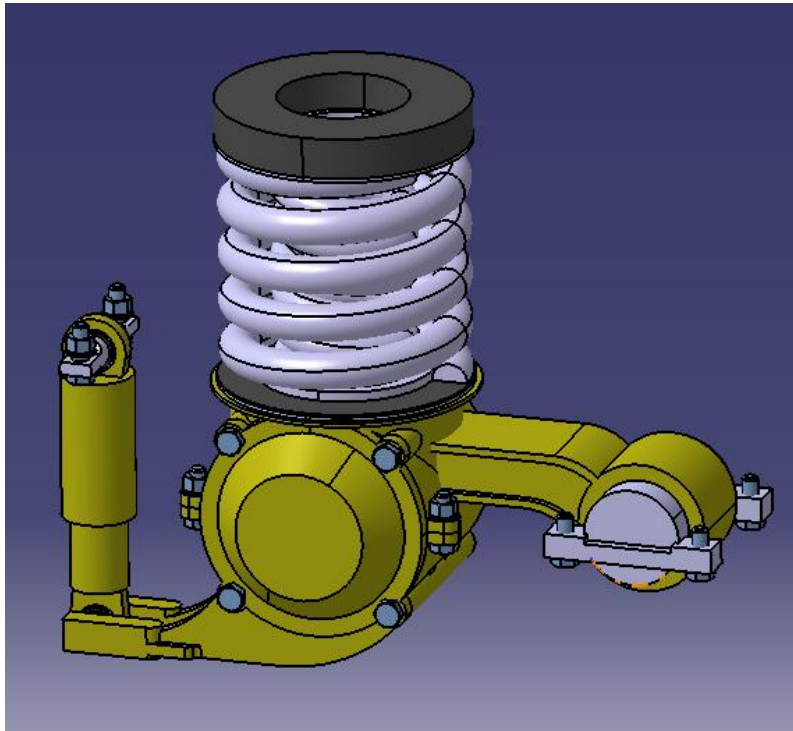
**Obr. 30.** Narážka limitující maximální stlačení pružin

Na druhé straně ložiskového domku je připevněn tlumič primárního vypružení. Jeho horní část se přichytí k podélníku rámu podvozku.



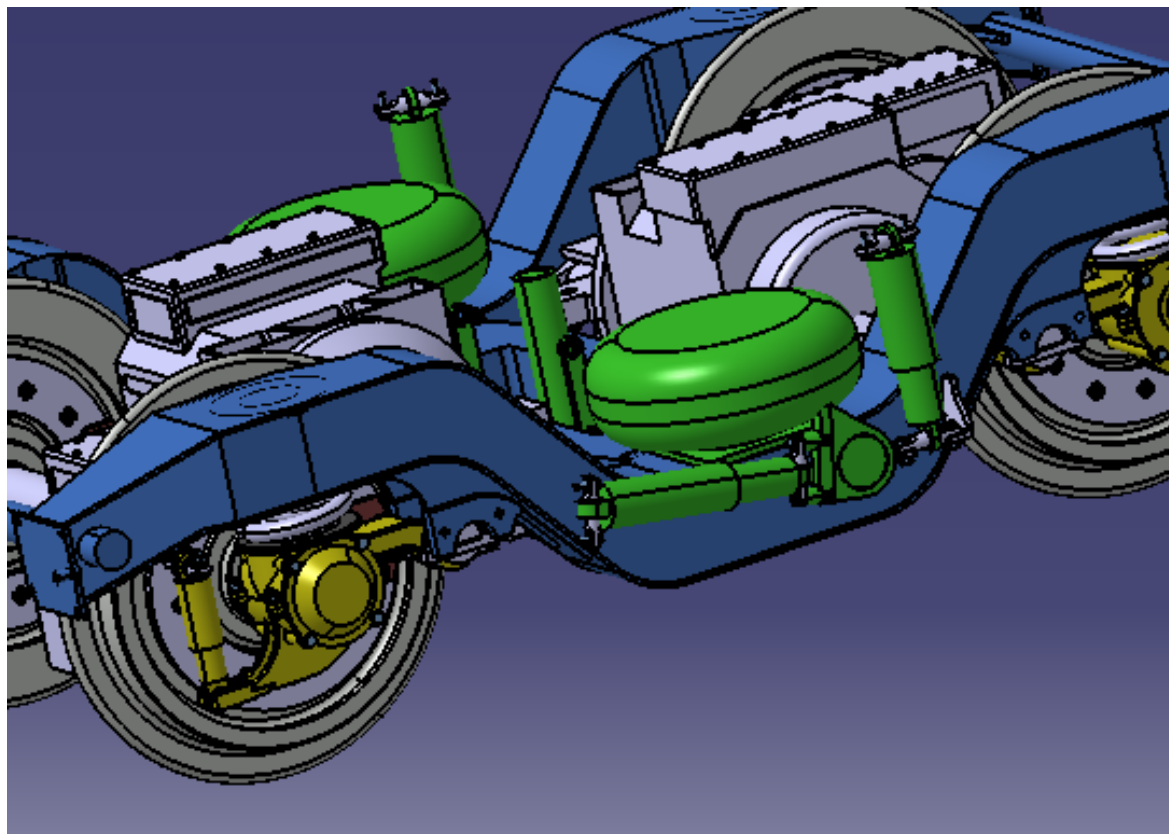
**Obr. 31.** Tlumič primárního vypružení





**Obr. 32.** Celkový pohled na primární vypružení

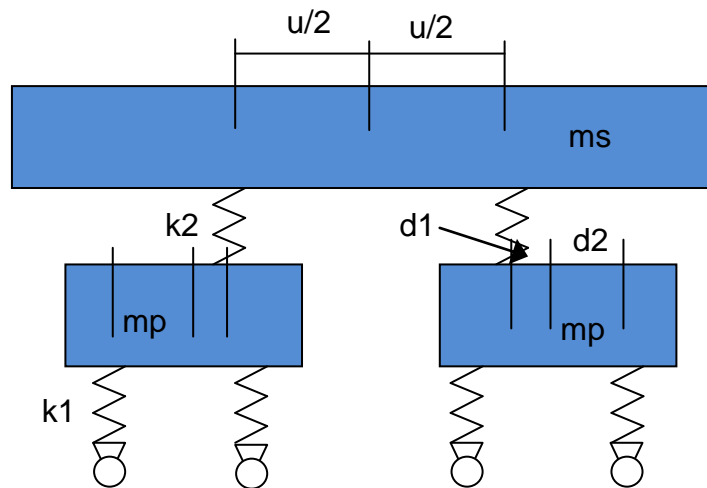
Vzduchová pružina sekundárního vypružení je umístěna ve snížené části podélníku. Zároveň je tam tlumič sekundárního vypružení (svislý) a tlumič vrtivých pohybů (šikmý). Oba budou



*Obr. 33. Sekundární vzduchová pružina se sekundárním tlumičem a tlumičem vrcení*

## 7. Model kmitání

### 7.1 Houpání a kývání



**Obr. 34.** Výpočtový model pro houpání a kývání

Pro výpočet houpání a kývání jsem vytvořil rovinný model se 6°volnosti. Po uvolnění mohu napsat celkem šest rovnic, které přepíšu do maticového tvaru

$$M * \ddot{x} + K * x = 0$$

, kde M je matice hmotnosti a K je matice tuhosti.

$$M = \begin{bmatrix} m_s & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{sy} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{p1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{p1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{p2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{p2} \end{bmatrix}$$

**Obr. 35.** Matice hmotnosti

$$K = \begin{bmatrix} 4 \cdot k_2 & 4 \cdot k_2 \cdot (u_1 - u_2) & -2 \cdot k_2 & -2 \cdot k_2 \cdot d_2 & -2 \cdot k_2 & -2 \cdot k_2 \cdot d_2; \\ 4 \cdot k_2 \cdot (u_1 - u_2) & 4 \cdot k_2 \cdot (u_1^2 + u_2^2) & -2 \cdot k_2 \cdot u_2 & -2 \cdot k_2 \cdot (u_1 + d_2) & -2 \cdot k_2 \cdot u_1 & -2 \cdot k_2 \cdot (d_2 + u_2); \\ -2 \cdot k_2 & -2 \cdot k_2 \cdot u_2 & 4 \cdot k_1 + 2 \cdot k_2 & 0 & 0 & 0; \\ -2 \cdot k_2 \cdot d_2 & -2 \cdot k_2 \cdot (u_1 + d_2) & 0 & 4 \cdot k_1 \cdot (p^2 + p^2) & 0 & 0; \\ -2 \cdot k_2 & -2 \cdot k_2 \cdot u_1 & 0 & 0 & 4 \cdot k_1 + 2 \cdot k_2 & 0; \\ -2 \cdot k_2 \cdot d_2 & -2 \cdot k_2 \cdot (d_2 + u_2) & 0 & 0 & 0 & 4 \cdot k_1 \cdot (p^2 + p^2); \end{bmatrix}$$

**Obr. 36.** Matice tuhosti

Výpočet jsem provedl v programu Matlab (příloha 4). Výsledkem výpočtu je 6 vlastních frekvencí a 6 vlastních tvarů kmitu této soustavy.

$$f_1 = 1,25\text{Hz}$$

$$f_2 = 3,04\text{Hz}$$

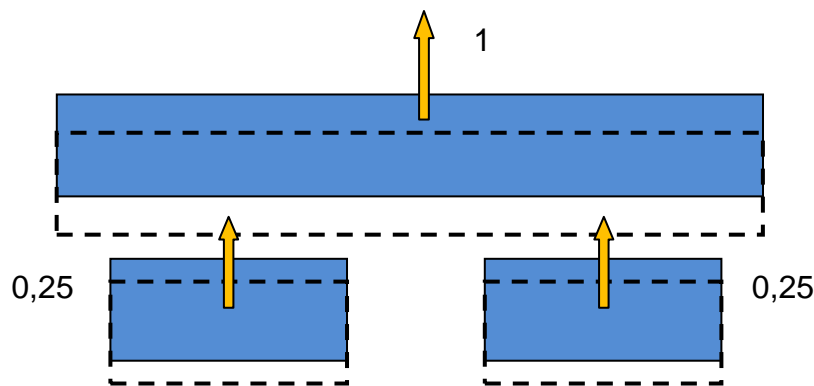
$$f_3 = 6,49\text{Hz}$$

$$f_4 = 6,61\text{Hz}$$

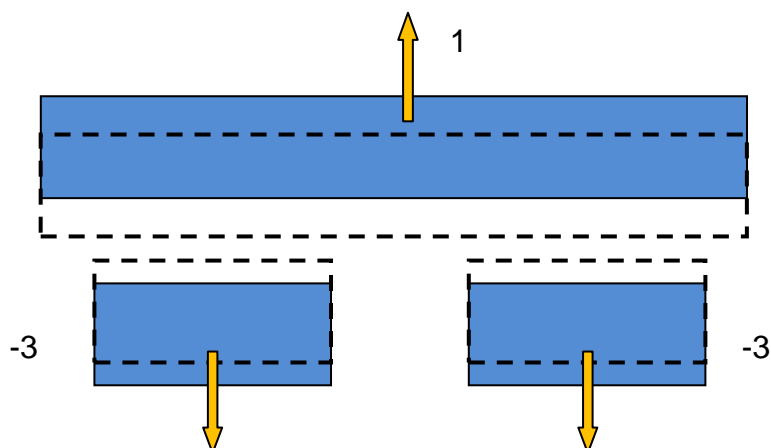
$$f_5 = 9,97\text{Hz}$$

$$f_6 = 9,99\text{Hz}$$

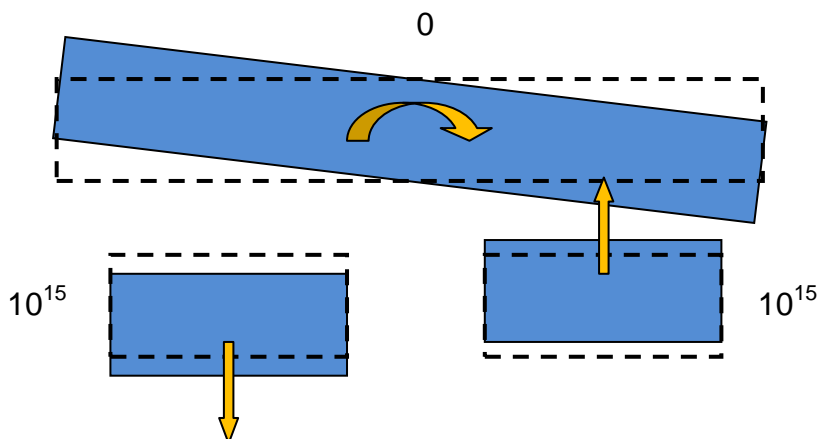
Výchylky vlastních kmitů jsou normovány. To znamená, výchylka skříně je vždy rovna jedné a ostatní výchylky (natočení) k ní mají poměrnou hodnotu. Jedná se tedy o bezrozměrné jednotky.



**Obr. 37.** 1. Kmitový tvar (souběžné houpání)

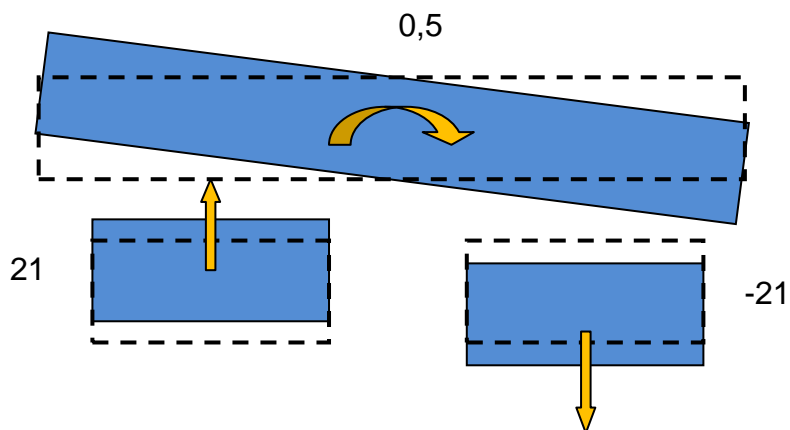


**Obr. 38. 2.** Kmitový tvar (protiběžné houpání)

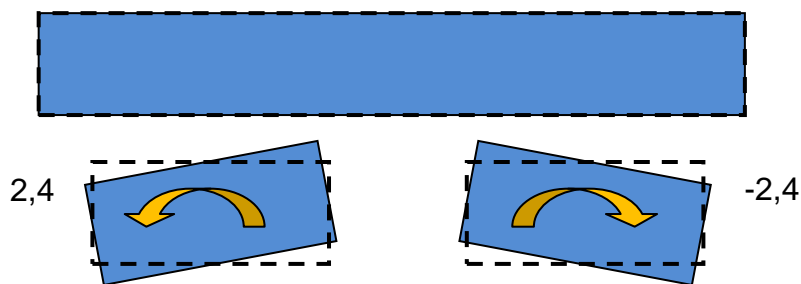


**Obr. 39. 3.** Kmitový tvar (kývání skříně + houpání podvozků)

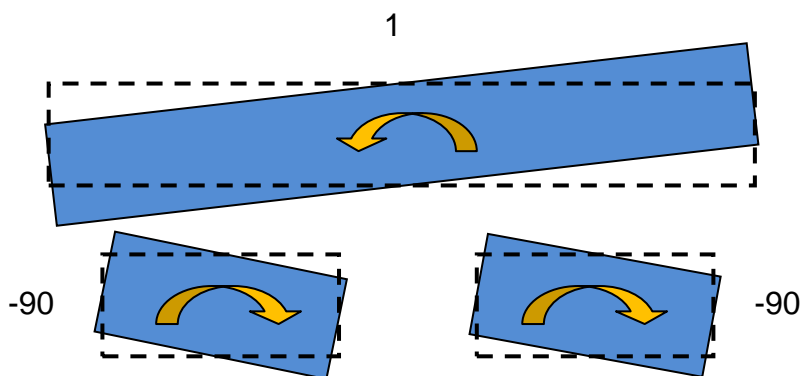
Zdánlivě nesmyslná hodnota výchylky podvozků  $10^{15}$  je způsobena výpočtem. Skříň se v tomto případě nehoupe (má nulovou výchylku), ale má přiřazenou normovanou hodnotu 1.



**Obr. 40. 4.** Kmitový tvar (kývání skříně + houpaní podvozků)

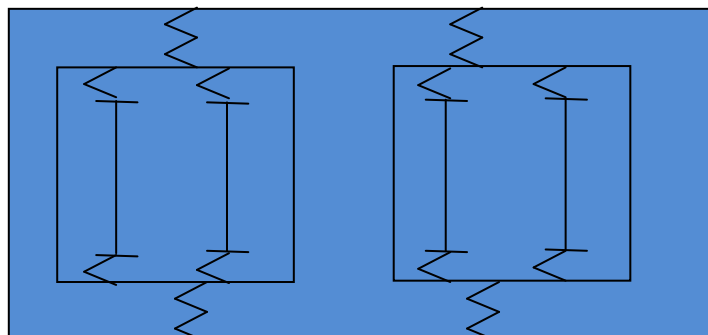


**Obr. 41. 5.** Kmitový tvar (protiběžné kývání podvozků)



**Obr. 42. 6.** Kmitový tvar (souběžné kývání podvozků + kývání skříně)

## 7.2 Vrcení



**Obr. 43.** Výpočtový model pro vrcení

Stejným způsobem jako u zjišťování vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitu u houpání a kývání jsem postupoval u výpočtu vrcení.

$$f_1 = 0,82\text{Hz}$$

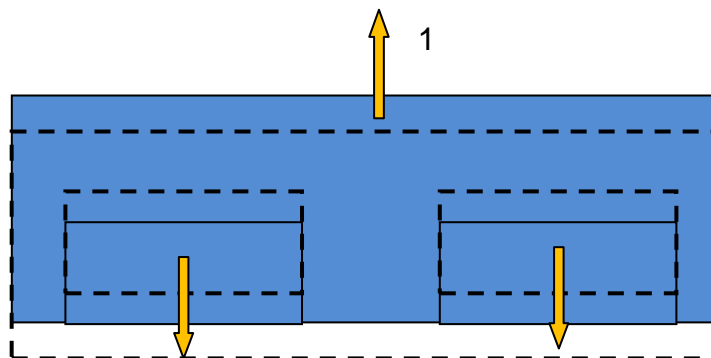
$$f_2 = 2,02\text{Hz}$$

$$f_3 = 5,69\text{Hz}$$

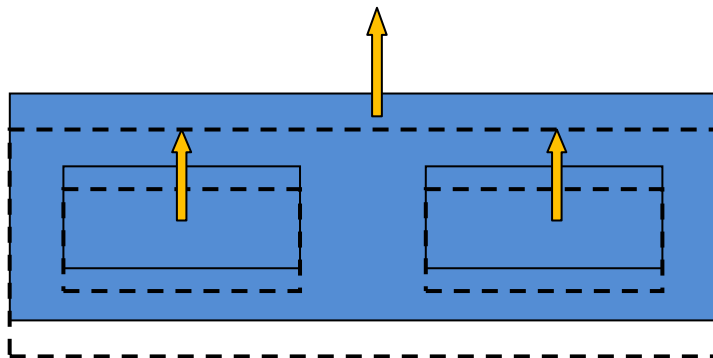
$$f_4 = 5,70\text{Hz}$$

$$f_5 = 9,44\text{Hz}$$

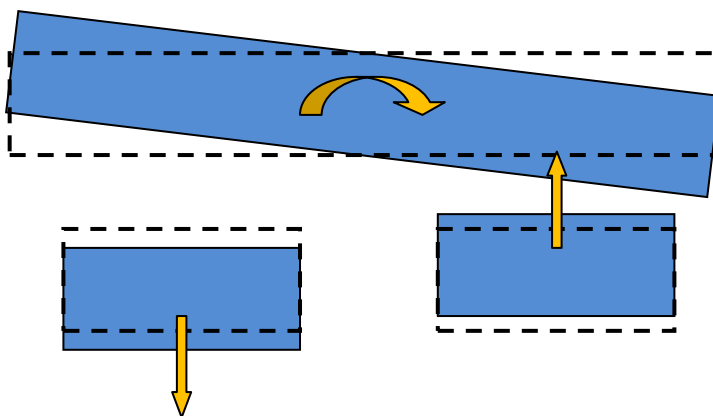
$$f_6 = 9,44\text{Hz}$$



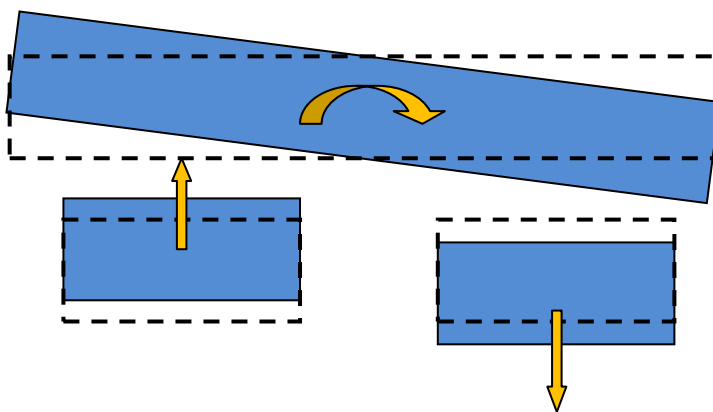
**Obr. 44. 1.** Kmitový tvar (protiběžné vybočování)



**Obr. 45. 2.** Kmitový tvar (souběžné vybočování)

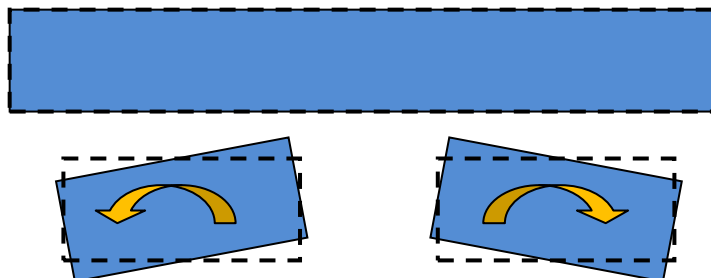


**Obr. 46. 3.** Kmitový tvar (vrčení skříně + vybočování podvozků)

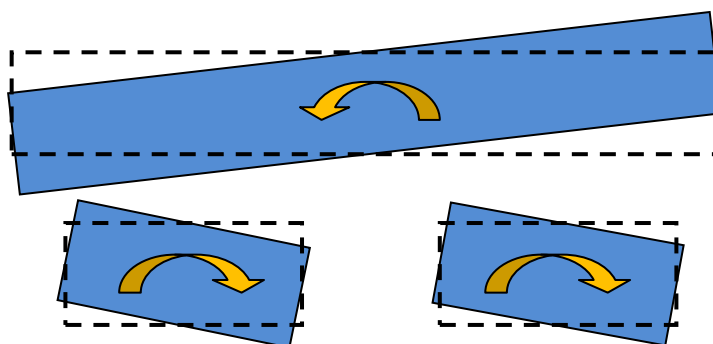




**Obr. 47. 4.** Kmitový tvar (vrcení skříně + vybočování podvozků)

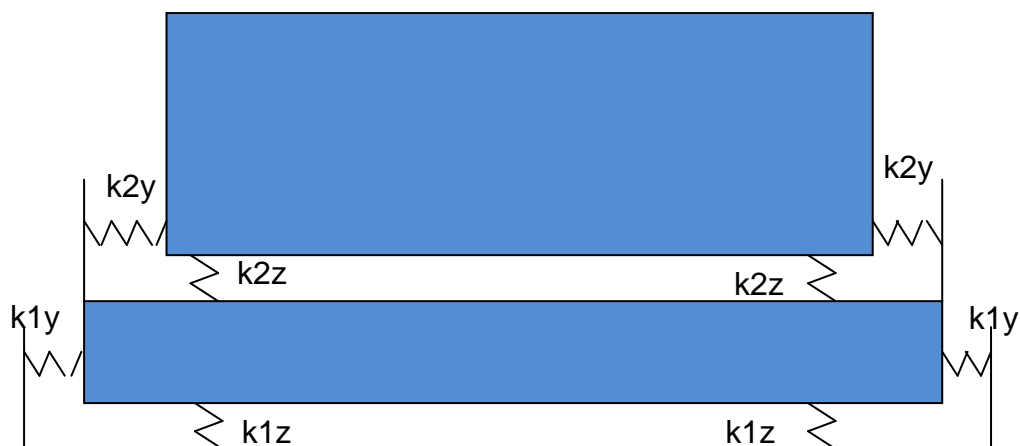


**Obr. 48. 5.** Kmitový tvar (protiběžné vrcení podvozků)



**Obr. 49. 6.** Kmitový tvar (souběžné vrcení podvozků a vrcení skříně)

## 7.3 Kolébání



**Obr. 50.** Výpočtový model pro kolébání

$$f_1 = 0\text{Hz}$$

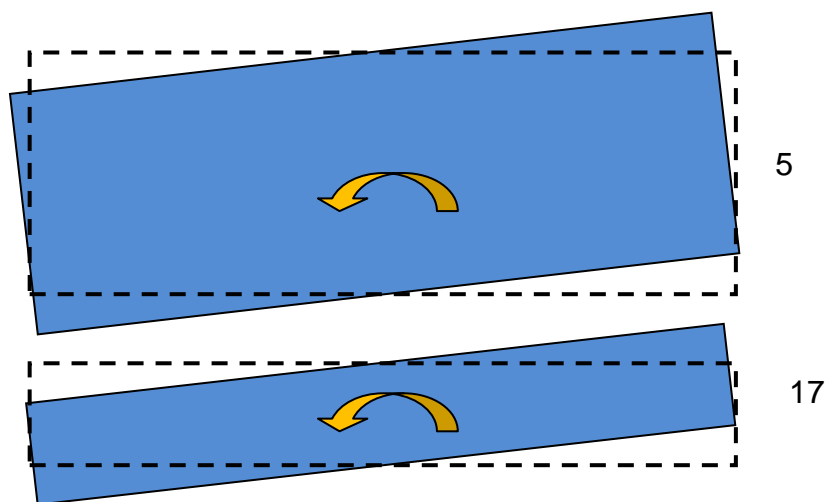
$$f_2 = 0,40\text{Hz}$$

$$f_3 = 0,68\text{Hz}$$

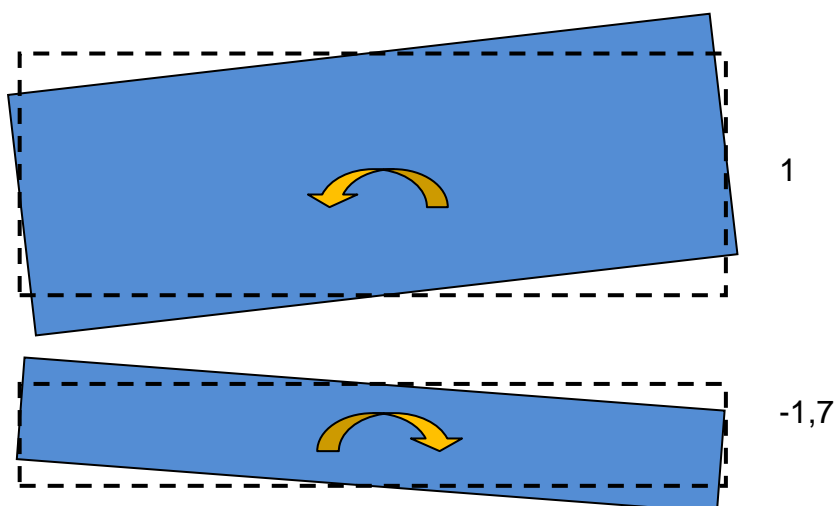
$$f_4 = 0,72\text{Hz}$$

$$f_5 = 3,16\text{Hz}$$

$$f_6 = 3,58\text{Hz}$$



**Obr. 51. 1.** Kmitový tvar (souběžné kolébání)



**Obr. 52. 2.** Kmitový tvar (protiběžné kolébání)

## 8. Závěr

V této diplomové práci jsem nejprve vysvětlil motivaci pro návrh regionální jednotky. Zároveň jsem zmapoval současné jednotky od různých evropských výrobců.

Na základě poznatků z již vyráběných jednotek jsem provedl základní návrh parametrů navrhované příměstské jednotky a vypracoval její typový výkres. Vedení dvojkolí je realizováno pomocí kyvných ramen. Nad nepravými Jakobsovy podvozky jsem navrhnul přechod mezi nízkopodlažní a vysokopodlažní částí pomocí šikmé roviny. Tak lze umožnit bezbariérový průchod mezi vozy.

Následovala kontrola obrysu jednotky podle normy ČSN 28 0312 a stanovení zatížení vypružení i nápravových tlaků. Jednotka je schopná jezdit po tratích únosnosti B2.

Poté jsem přistoupil k výpočtu primárního a sekundárního vypružení. V primárním vypružení jsem navrhnul dvojici soustředných pružin, v sekundárním vypružení jsem použil vzduchové pružiny.

Poté jsem vytvořil matematický model jednotky a spočítal vlastní frekvence a kmitové tvary pro houpání, kývání, kolébání a vybočování.

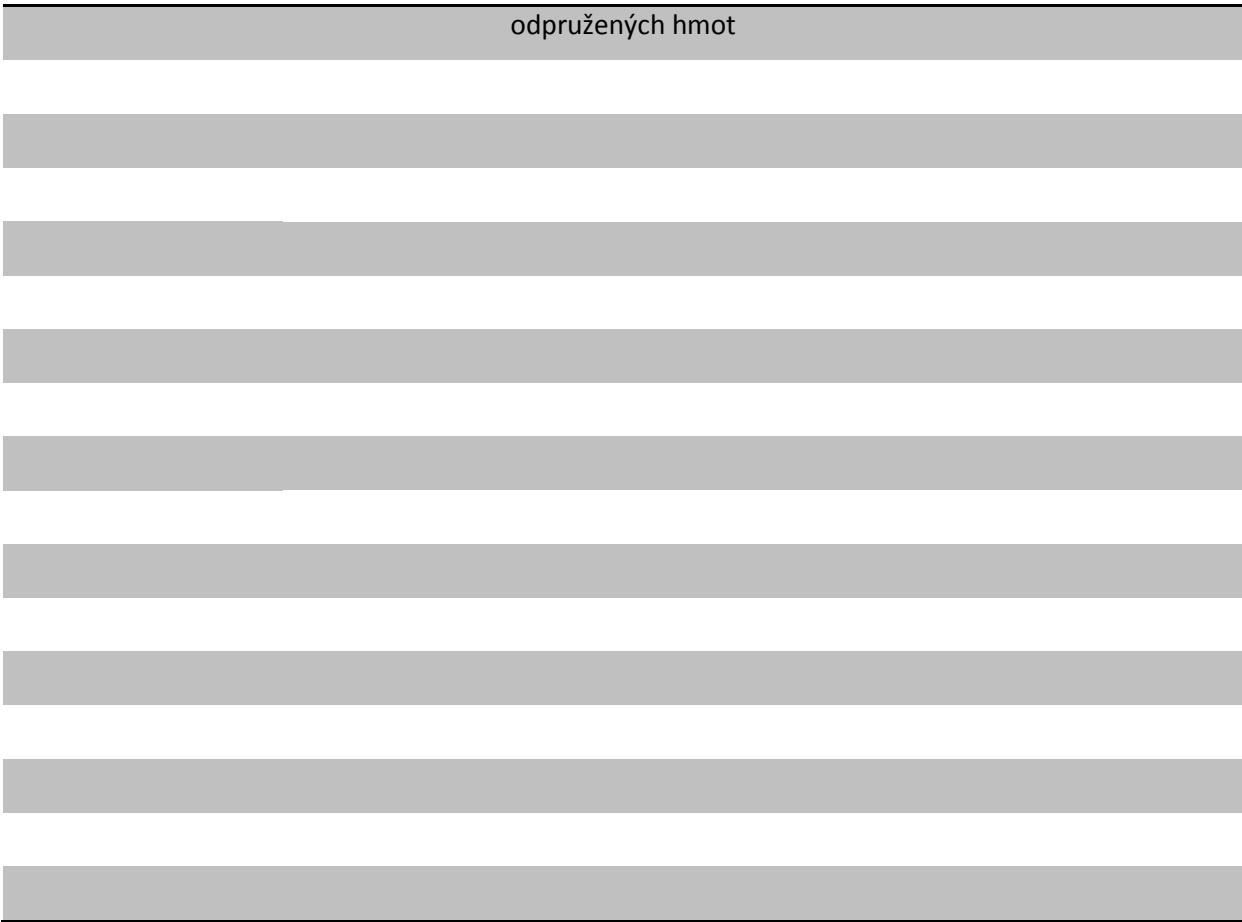
Když jsem měl spočítané prvky vypružení, mohl jsem vytvořit samotný konstrukční návrh primárního i sekundárního vypružení i vedení dvojkolí. Na závěr jsem nakreslil sestavný výkres hnacího podvozku.

## 9. Seznam použitých veličin

Symbol	Veličina	Jednotka
<b>a</b>	Vzdálenost otočných čepů podvozku	[m]
<b>a<sub>1</sub></b>	Konstanta primárně odpružených hmot	[-]
<b>a<sub>2</sub></b>	Konstanta sekundárně odpružených hmot	[-]
<b>α<sub>cp1</sub></b>	Mezní zborcení pro podvozek	[%o]
<b>α<sub>cp2</sub></b>	Mezní zborcení pro skříň	[%o]
<b>b</b>	Konstanta respektující počet dvojkolí v podvozku	[-]
<b>b<sub>skř</sub></b>	Maximální dovolená šířka skříňe	[mm]
<b>b<sub>sk zv</sub></b>	Zvolená šířka skříňe	[mm]
<b>d</b>	Rozchod dvojkolí při největším opotřebení kol	[m]
<b>E</b>	Modul pružnosti v tahu (Youngův modul)	[GPa]
<b>f</b>	Součinitel smykového tření	[-]
<b>f<sub>1z</sub></b>	Frekvence souběžných kmitů	[Hz]
<b>f<sub>2z</sub></b>	Frekvence protiběžných kmitů	[Hz]
<b>F<sub>max1</sub></b>	Maximální zatížení pružiny	[N]
<b>F<sub>min1</sub></b>	Minimální zatížení pružiny	[N]
<b>g</b>	Tíhové zrychlení	[m/s <sup>-2</sup> ]
<b>h</b>	Výška skříňe	[m]
<b>k<sub>1d</sub></b>	Dynamická přírážka primárního vypružení	[-]
<b>k<sub>2d</sub></b>	Dynamická přírážka primárního vypružení	[-]
<b>k<sub>p1</sub></b>	Bezpečnost na zborcené koleji	[-]
<b>k<sub>p1</sub></b>	Tuhost pružiny primárního vypružení	[Nm <sup>-1</sup> ]
<b>k<sub>p2</sub></b>	Tuhost pružiny sekundárního vypružení	[Nm <sup>-1</sup> ]
<b>k<sub>tcp1</sub></b>	Torzni tuhost podvozku	[Nm <sup>-1</sup> ]
<b>k<sub>tcp2</sub></b>	Torzni tuhost vozidla	[Nm <sup>-1</sup> ]
<b>k<sub>tS</sub></b>	Torzni tuhost skříňe	[Nm <sup>-1</sup> ]
<b>l</b>	Délka skříňe	[m]
<b>m<sub>cest</sub></b>	Hmotnost jednoho cestujícího	[kg]
<b>m<sub>1</sub></b>	Hmotnost primárně odpružených hmot	[kg]
<b>m<sub>2</sub></b>	Hmotnost sekundárně odpružených hmot	[kg]
<b>m<sub>cest</sub></b>	Hmotnost jednoho cestujícího	[kg]

<b><math>m_u</math></b>	Užitečné zatížení	[kg]
<b><math>n_r</math></b>	Vzdálenost příčného řezu od osy podvozku	[m]
<b><math>n</math></b>	Počet činných závitů pružiny	[-]
<b><math>n_c</math></b>	Celkový počet závitů pružiny	[-]
<b><math>p</math></b>	Rozvor podvozku	[m]
<b><math>P</math></b>	Řídicí síla	[N]
<b><math>pz(+)</math></b>	odlehčovací zdvih pružin primárního vypružení na narážku	[mm]
<b><math>pz(-)</math></b>	stlačení pružin primárního vypružení na nárazku	[mm]
<b><math>q</math></b>	Příčný pohyb rámu vůči podvozku	[m]
<b><math>Q</math></b>	Kolová síla	[N]
<b><math>\tau</math></b>	Maximální torzní namáhání pružiny při osovém zatížení	[N/mm <sup>2</sup> ]
<b><math>\tau_{max}</math></b>	Maximální torzní namáhání pružiny při osovém i příčném zatížení	[N/mm <sup>2</sup> ]
<b><math>Y</math></b>	Vodící síla	[N]
<b><math>sz(+)</math></b>	odlehčovací zdvih pružin sekundárního vypružení na narážku	[mm]
<b><math>sz(-)</math></b>	stlačení pružin sekundárního vypružení na nárazku	[mm]
<b><math>w_1</math></b>	vzdálenost os primárního vypružení od osy symetrie	[m]
<b><math>w_2</math></b>	vzdálenost os sekundárního vypružení od osy symetrie	[m]
<b><math>wa(150)</math></b>	vnější příčná vůle podvozek - skříň v oblouku Ro = 150 m	[m]
<b><math>wa(250)</math></b>	vnější příčná vůle podvozek - skříň v oblouku Ro = 250 m	[m]
<b><math>wi(150)</math></b>	vnitřní příčná vůle podvozek - skříň v oblouku Ro = 150 m	[m]
<b><math>wi(250)</math></b>	vnitřní příčná vůle podvozek - skříň v oblouku Ro = 250 m	[m]
<b><math>z</math></b>	Posun od naklonění	[m]
<b><math>z_{max}</math></b>	Součet absolutních hodnot stlačení a odlehčovacích zdvihů pružin	[m]
<b><math>z_{stat}</math></b>	Statické sednutí pružin	[m]
<b><math>\mu</math></b>	Pomocný poměr hmotností primárně a sekundárně	[1]

odpružených hmot



## 10. Seznam použité literatury

- [1] Desiro Classic. In: *VagonWEB* [online]. Filip Daněk, 2010 [cit. 2017-02-18]. Dostupné z: [http://www.vagonweb.cz/fotogalerie/CZ/RJ\\_642.php](http://www.vagonweb.cz/fotogalerie/CZ/RJ_642.php)
- [2] Desiro Classic. In: *Technet* [online]. Rostislav Jančar [cit. 2017-02-18]. Dostupné z: [http://technet.idnes.cz/foto.aspx?foto1=RJA1b86cd\\_schema.jpg](http://technet.idnes.cz/foto.aspx?foto1=RJA1b86cd_schema.jpg)
- [3] Bombardier TALENT. In: *Bombardier* [online]. Bombardier [cit. 2017-02-18]. Dostupné z: <http://www.bombardier.com/fr/transport/projets/project.talent-germany.html?f-region=europe>
- [4] PESA Link. In: *Site Name* [online]. [cit. 2017-02-18]. Dostupné z: [http://upload.mouse.one.pl/images/229PESA\\_Link.png](http://upload.mouse.one.pl/images/229PESA_Link.png)
- [5] Consegnati i convogli GTW. In: *Atsp* [online]. [cit. 2017-02-18]. Dostupné z: <http://www.atsp.it/content/view/188/84/>
- [6] Central Suburban Passenger Co orders GTW+ DMU. *Railway Gazette* [online]. 2015 [cit. 2017-02-18]. Dostupné z: <http://www.railwaygazette.com/news/traction-rolling-stock/single-view/view/central-suburban-passenger-co-orders-gtw-dmu.html>
- [7] Дизель-поезд ДПМ (Метровагонмаш). *Scalet Trainsclub* [online]. 2012 [cit. 2017-02-18]. Dostupné z: <http://scaletrainsclub.com/board/viewtopic.php?t=9086>
- [8] Тяговый модуль дизель-поезда ДПМ-001. *Parovoz* [online]. 2014 [cit. 2017-02-18]. Dostupné z: <http://www.parovoz.com/newgallery/?ID=475461&LNG=RU#picture>
- [9] Pesa Link II. In: *Transportfever* [online]. [cit. 2018-01-02]. Dostupné z: <https://www.transportfever.net/index.php/Attachment/85457-pesa-link-skizze-jpg/?s=7cf83bec828d2db7e681a58bad40546e111f8368>
- [10] ŠVEJNOCH, Vladimír, Doc., Ing., CSc. *Teorie kolejových vozidel*. Praha: ČVUT v Praze, 1991.
- [11] Comfort thanks to a compact roof engine. In: *MAN engines* [online]. 2013 [cit. 2017-03-20]. Dostupné z: <http://www.engines.man.eu/global/en/off-road/rail/in-focus/In-Focus.html>



[12] MARUNA, Zdeněk, Ing., Vilém, Ing. HOFFMANN, Jiří, Ing. KOULA a Zuzana, RNDr. KROUPOVÁ. *Metodika konstruování kolejových vozidel*. Praha: ČVUT v Praze, 1988.

[13] KOLÁŘ, Josef, doc., Ing., CSc. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. Praha.

[14] ŠÍBA, Jaroslav, prof., Ing., DrSc. *Kolejová vozidla II - pojezd*. Praha: ČVUT v Praze, 1987.

[15] 844 001-1 Sokoleč. In: *Fotky a videa lokomotiv na kolejích česko - slovenských* [online]. [cit. 2017-03-20]. Dostupné z: [http://zeleznice.biz/844\\_001-1\\_sokolec\\_\\_26-5-2012.jpg](http://zeleznice.biz/844_001-1_sokolec__26-5-2012.jpg)

[16] KOLÁŘ, Josef, doc., Ing., CSc. *program Excel pro výpočet zatížení pružiny*

[17] KOLÁŘ, Josef, doc., Ing., CSc. *program Excel na výpočet silových účinků pomocí Heumannovy metody*

## 11. Seznam příloh

Příloha č. 1 – Typový výkres jednotky

Příloha č. 2 – program Excel – Výpočet obrysu

Příloha č. 3 – program Excel – Výpočet vypružení

Příloha č. 4 – program Matlab na výpočet houpání a kývání

Příloha č. 5 – program Matlab na výpočet vrcení

Příloha č. 6 – program Matlab na výpočet kolébání

Příloha č. 7 – sestavný výkres hnacího podvozku

Příloha č. 8 – kusovník