

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vlas** Jméno: **Vasile** Osobní číslo: **465541**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Návrh závěsky u hypoidní nápravové převodovky pohonu dvojkolí**

Název bakalářské práce anglicky:

**A design of the sprung-hange of axle hypoid-gearbox in a partially sprung drive of the wheelset**

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši koncepcí řešení částečně odpruženého podélného pohonu dvojkolí.
2. Základní schemata řešení závěsu u nápravové převodovky.
3. Stanovte základní technické parametry podélného pohonu dvojkolí.
4. Rozbor silových účinků působících při jízdě na závěsku převodovky.
5. Pevnostní výpočet závěsky převodovky.
6. Průvodní technickou zprávou a sestavný výkres částečně odpruženého pohonu 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) bakalářské práce:

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


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

Datum zadání bakalářské práce: **18.04.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **10.07.2019**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

  
\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Josef Kolář, CSc.  
podpis vedoucí(ho) práce

  
\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
\_\_\_\_\_  
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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.

29.04.2019  
Datum převzetí zadání

  
\_\_\_\_\_  
Podpis studenta

# ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

## Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



## BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

**Návrh závěsky u hypoidní nápravové převodovky pohonu dvojkolí**

Autor:

Vasile Vlas

Vedoucí práce:

doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

Rok:

2018/2019

## **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře, CSc. a s použitím uvedené literatury.

V Praze dne 10.7.2019

Vasile Vlas

## **Poděkování**

Děkuji vedoucímu práce doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. za cenné rady a připomínky při zpracování bakalářská práce.

## Anotační list

Jméno autora:	Vasile Vlas
Název BP:	Návrh závěšky u hypoidní nápravové převodovky pohonu dvojkolí
Anglický název:	A design of the sprung-hange of axle hypoid-gearbox in a partially sprung drive of the wheelset
Rok:	2019
Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	bez oboru
Ústav:	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí BP:	doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
Bibliografické údaje:	počet stran: 51 Počet obrázků: 39 Počet tabulek: 2 Počet příloh: 1
Klíčová slova:	částečně odpružený podvozek, vodorovná závěska, vzpěr, lisovaný spoj;
Keywords:	partially sprung drive of the wheelset; horizontal sprung-hange, buckling, pressed joint

## Anotace

Bakalářská práce se zabývá návrhem vodorovné závěsky u nápravové převodovky pohonu dvojkolí. V práci je provedena rešerše vybraných koncepcí částečně odpružených podvozků a závěsek. Pro vzor praktického řešení jsou stanoveny síly působící na závěsku, pomocí kterých jsou vypočítány rozměry průřezu závěsky. Návrh rozměrů vychází z teorie vzpěru a ztráty stability. Dále je v práci provedena kontrola v místě nalisování silentbloků.

## Annotation

The bachelor thesis deals with the design of the sprung-hange of axle gearbox in a partially sprung drive of the wheelset. In the thesis there is a research of selected concepts of partially sprung drives of the wheelset. For the pattern of the practical solution, the forces acting on the sprung-hange are determined by means of which the dimensions of the cross-sectional area of the sprung-hange are calculated. Dimension design is based on buckling theory and stability loss. Furthermore, there is a check in the place of pressing of silent blocks.



## Obsah

1. Úvod .....	5
2. Pohon dvojkolí .....	6
2.1 Ústřední pohon dvojkolí.....	6
2.2 Skupinový pohon dvojkolí .....	7
2.3 Individuální pohon dvojkolí.....	8
2.3.1 S tlakovým motorem .....	8
2.3.2 S odpruženým motorem a částečně odpruženou převodovkou .....	11
3. Základní schémata řešení závěsky u individuálního částečně odpruženého podélného pohonu dvojkolí .....	15
3.1 Vodorovná závěska .....	16
3.2 Svislá závěska .....	18
4. Základní technické parametry pohonu dvojkolí .....	20
5. Rozbor silových účinků sil působících na závěsku .....	24
5.1 Síla působící v závěsce od tíhy převodovky <b>SG</b> .....	24
5.2 Síla působící v závěsce od přenosu hnacího momentu <b>SH</b> .....	26
5.3 Síla v závěsce od jízdy po nerovné koleji <b>SD</b> .....	27
6. Konstrukční řešení a dimenzování závěsky.....	36
6.1 Návrh výkovku .....	37
6.1.1 Dimenzování vodorovné závěsky na vzpěr .....	38
6.1.2 Výpočet napětí od nalisování silentbloků a stanovení rozměrů ok závěsky .....	43
7. Závěr.....	48
8. Použitá literatura .....	50



## Seznam použitých veličin

Označení	Název veličiny	Rozměr
$A$	plocha I profilu závěsky	$[m^2]$
$B$	šířka I profilu závěsky závěsky	$[mm]$
$b$	působíště poloviny tíhové síly kloubového hřídele	$[mm]$
$C^{IV}$	konstanta oka závěsky	$[N]$
$d$	vnitřní průměr silentbloku	$[mm]$
$D$	vnější průměr silentbloku	$[mm]$
$d_{1m}$	průměr roztečné kružnice pastorku na středním průměru	$[mm]$
$d_{2m}$	průměr roztečné kružnice talířového kola na středním průměru	$[mm]$
$d_k$	průměr kola dvojkolí	$[mm]$
$e$	excentricita svislé závěsky	$[mm]$
$E$	Youngův modul	$[N/mm^2]$
$F_{kr1}^{II E}$	první kritická síla druhého případu vzpěru	$[N]$
$F_{kr1}^{IV E}$	první kritická síla čtvrtého případu vzpěru	$[N]$
$F_{rmax}$	maximální radiální zatížení silentbloku	$[N]$
$g$	tíhové zrychlení	$[m/s^2]$
$G_{kh}$	tíhová síla kloubového hřídele	$[N]$
$G_p$	tíhová síla pastorku	$[N]$
$G_R$	tíhová síla působící na rám	$[N]$
$G_{skr}$	tíhová síla skříně převodovky	$[N]$
$h$	rameno síly S u vodorovné závěsky s vrchním uchycením	$[mm]$
$H$	výška I profilu závěsky	$[mm]$
$i$	převod soukolí	$[-]$
$I_{Gsk}$	moment setrvačnosti skříně vzhledem k ose procházející těžištěm	$[kg \cdot mm^2]$
$I_m$	moment setrvačnosti skříně a pastorku vzhledem k ose nápravy	$[kg \cdot mm^2]$
$I_o$	moment setrvačnosti dalších komponentů	$[kg \cdot mm^2]$
$I_p$	moment setrvačnosti pastorku vzhledem k ose procházející těžištěm	$[kg \cdot mm^2]$
$I_{pe}$	moment setrvačnosti pastorku vzhledem ke své ose rotace	$[kg \cdot mm^2]$
$J_x$	kvadratický moment průřezu vzhledem k ose x	$[mm^4]$
$J_y$	kvadratický moment I profilu závěsky vzhledem k ose y	$[mm^4]$
$J_{yob}$	kvadratický moment průřezu obdélníku vzhledem k ose y	$[mm^4]$
$J_z$	kvadratický moment I profilu závěsky vzhledem k ose z	$[mm^4]$
$k$	tuhost primárního odpružení jednoho podvozku	$[N/mm]$
$K^{III}$	konstanta vnějšího kroužku silentbloku	$[N/mm^2]$
$K^{IV}$	konstanta oka závěsky	$[N/mm^2]$
$k_{bvz}$	koeficient bezpečnosti pro vzpěr	$[-]$
$k_o$	bezpečnost oka v místě kontroly	$[-]$





$k_1$	tuhost jedné pružiny primárního odpružení	[N/mm]
$l$	délka závěsky	[mm]
$L$	délka jedné vlny nerovnosti	[mm]
$l_s$	délka vnějšího kroužku silentbloku	[mm]
$L_s$	délka vnitřního kroužku silentbloku	[mm]
$l_{skr}$	působíště tíhové síly skříně převodovky	[mm]
$m$	hmotnost odpružená primárním odpružením	[kg]
$m_1$	průměrná hmotnost jednoho vozu soupravy	[kg]
$m_{1t}$	hmotnost trakčního vozu	[kg]
$m_7$	hmotnost sedmivozové soupravy	[kg]
$m_{kh}$	hmotnost kloubového hřídele	[kg]
$m_{no}$	neodpružená hmotnost jednoho trakčního podvozku	[kg]
$m_p$	hmotnost pastorku	[kg]
$m_{skř}$	hmotnost skříně převodovky	[kg]
$N$	svislá reakce mezi kolem a kolejnicí	[N]
$M_h$	hnací moment	[N/mm]
$n$	otáčky elektromotoru	[ot./min]
$n_{hd}$	počet trakčních motorů	[-]
$n_y$	svislá vzdálenost k uchycení závěsky při spodním uchycení	[mm]
$n_z$	vodorovná vzdálenost k uchycení závěsky při spodním uchycení	[mm]
$p_3$	montážní předpětí v silentbloku	[MPa]
$p_4$	plak v místě lisování	[MPa]
$p_{4max}$	maximální tlak v místě lisování	[MPa]
$p_5$	vnější tlak	[MPa]
$P$	síla od pružiny primárního odpružení	[N]
$q$	působíště tíhové síly pastorku	[mm]
$r_3$	poloměr vnitřní strany vnějšího prstence	[mm]
$r_4$	vnější poloměr silentbloku	[mm]
$r_5$	vnější poloměr oka závěsky	[mm]
$r_{1m}$	poloměr roztečné kružnice pastorku na středním průměru	[mm]
$r_{2m}$	poloměr roztečné kružnice talířového kola na středním průměru	[mm]
$r_{kmin}$	minimální poloměr kola dvojkolí	[mm]
$R_n$	reakce od nápravy do ložisek převodovkové skříně	[N]
$r_k$	poloměr kola dvojkolí	[mm]
$r_z$	rameno síly S u svislé závěsky	[mm]
$S$	síla v závěsce	[N]
$S_{Cmax}$	celková síla působící v závěsce	[N]
$S_D$	síla v závěsce od jízdy po nerovné koleji	[N]
$S_{Dmax}$	maximální hodnota dynamické síly	[N]
$S_G$	síla v závěsce od tíhy převodovky	[N]



$S_H$	síla v závěsce od hnacího momentu	[N]
$S_{tah}$	maximální tahová síla	[N]
$T$	tažná síla jednoho dvojkolí	[N]
$T_{12}$	reakce z talířového kola na pastorek	[N]
$T_{12d}$	dynamická síla v soukolí z talířového kola na pastorek	[N]
$T_{21}$	reakce z pastorku na talířové kolo	[N]
$T_{max}$	maximální tažná síla jednoho dvojkolí	[N]
$T_{cmax}$	maximální tažná síla soupravy	[N]
$v_{max}$	maximální rychlost soupravy	[m/s]
$v_{min}$	minimální světlá výška	[mm]
$z_0$	amplituda nerovnosti	[mm]
$z_1$	počet zubů pastorku	[–]
$z_2$	počet zubů talířového kola	[–]
$z_d$	svislý pohyb dvojkolí	[mm]
$z_p$	svislý pohyb rámu podvozku	[mm]
$z_{pst}$	stlačení primárního odpružení tíhovou silou	[mm]
$\gamma$	úhel naklopení rámu podvozku	[°]
$\Delta_{max}$	maximální přesah	[ $\mu$ m]
$\Delta z$	relativní pohyb rámu a dvojkolí	[mm]
$\lambda^{II}, \lambda^{IV}$	štíhlost pro 2. případ a 4. případ vzpěr	[–]
$\lambda_{mez}^{II}$	mezni štíhlost pro 2. případ vzpěru	[–]
$\lambda_{mez}^{IV}$	mezni štíhlost pro 4. případ vzpěru	[–]
$\epsilon$	úhel natočení pastorku kolem své osy	[rad]
$\ddot{\epsilon}$	úhlové zrychlení pastorku	[rad/s <sup>2</sup> ]
$\sigma_k$	mez kluzu	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{kr}^{Tet}$	kritické Tetmajerovo napětí	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_r^N$	radiální napětí v oku závěsky	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{red}^{Tmax}$	reduované napětí v oku závěsky na poloměru $r_4$	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_u$	mez úměrnosti	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_t^N$	tečné napětí v oku závěsky	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{tah}$	tahové napětí v oku závěsky	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_z$	napětí v závěsce	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\varphi$	úhel natočení závěsky	[rad]
$\varphi_{př}$	úhel natočení převodovkové skříně	[rad]
$\ddot{\varphi}_{př}$	úhlové zrychlení skříně převodovky	[rad/s <sup>2</sup> ]
$\omega$	budící úhlová rychlost	[rad/s]
$\omega_1$	úhlová rychlost pastorku	[rad/s]
$\omega_2$	úhlová rychlost	[rad/s]
$\Omega$	vlastní úhlová frekvence netlumené soustavy	[rad/s]

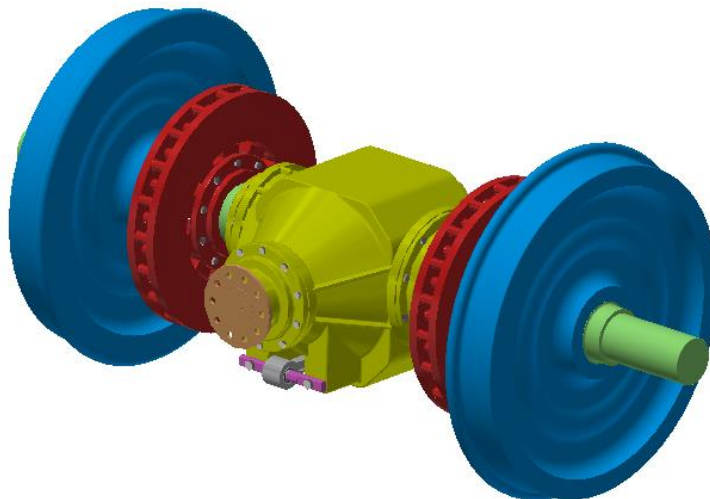
# 1. Úvod

Elektrické lokomotivy a elektrické vozy v dnešní době tvoří páteř hnacích vozidel železniční dopravy. První elektrickou lokomotivu předvedl na výstavě v Berlíně Werner von Siemens v roce 1879. V České republice se první použití elektrické lokomotivy přičítá roku 1903 na trati z Tábora do Bechyně. Od té doby elektrická a dieselová trakce postupně vytlačovala parní, až se parní lokomotivy staly minulostí. Z důvodu rozšiřující se elektrifikace železnice a tlaku na ekologii je i dieselová trakce na ústupu před elektrickou, přestože zcela nikdy nevymizí.

Hnací moment, u elektrické i dieselové trakce, se na dvojkolí přenáší pomocí nápravové převodovky. Bez použití závěsky se ale lokomotiva nerozjede a nápravová převodovka by měla tendenci se otočit kolem nápravy. Právě proto je použita závěska, aby tomuto stavu zabránila.

Hlavní náplní této bakalářské práce je návrh závěsky nápravové převodovky pohonu dvojkolí u elektrické jednotky. Jako vzor praktického řešení mi posloužila jednotka řady 680, viz Obr. 1, známé také pod názvem Pendolino. Nejprve se seznámíme s rozdělením pohonu dvojkolí, jeho charakteristikou a konstrukčním řešením, problematikou závěsky a několika příklady konstrukčních řešení závěsky. Dál se budu zabývat rozborem sil působících na závěsku a pevnostním výpočtem závěsky. Nakonec ještě vytvořím sestavný výkres s mnou navrženou závěskou.

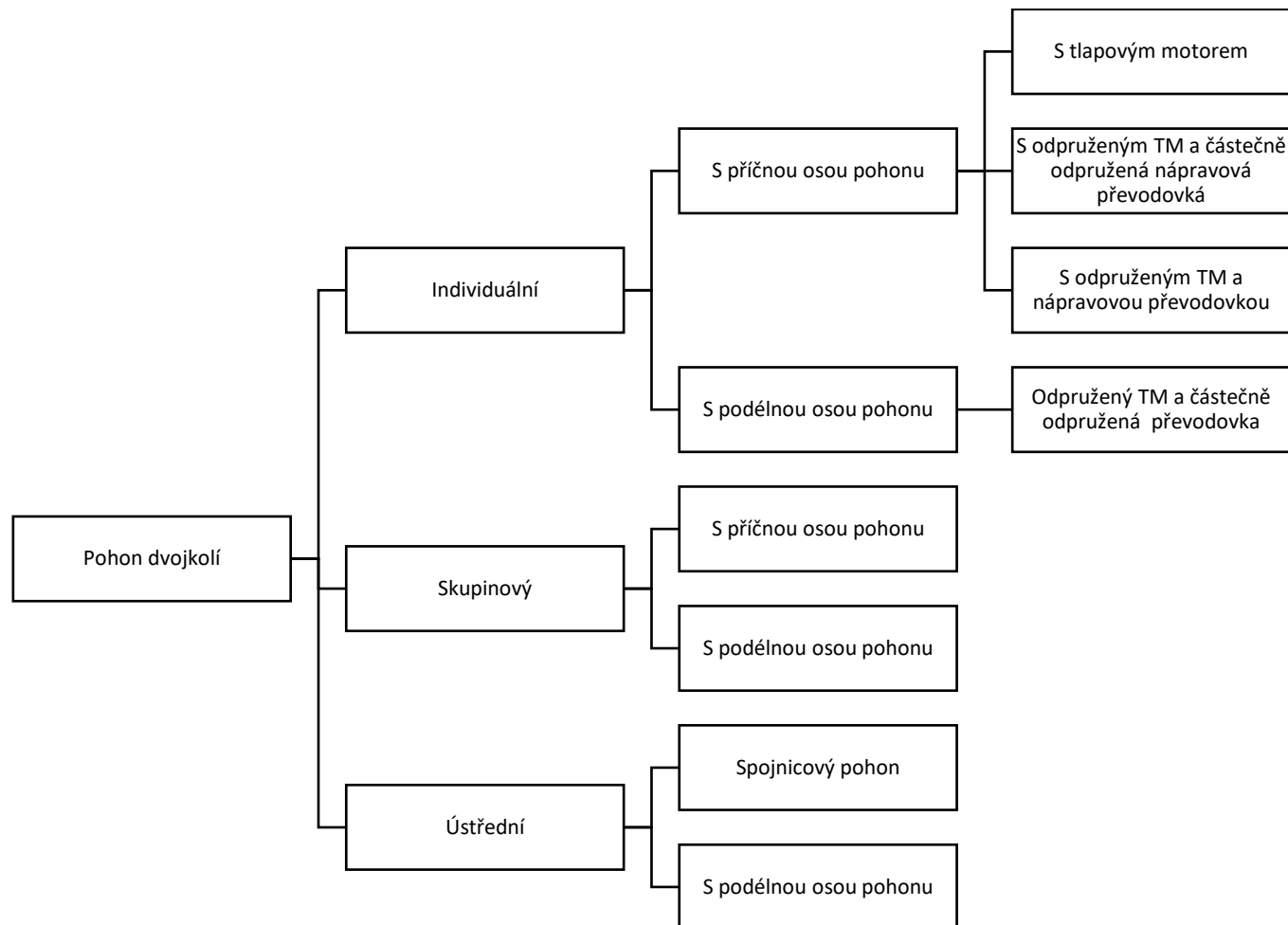
Cílem této bakalářské práce je navrhnout vodorovnou závěsku pro zvolený provozní stav elektrické jednotky řady 680, která by byla schopna konat svojí funkci v tomto provozním stavu.



Obr. 1: Model vzoru pohonu dvojkolí

## 2. Pohon dvojkolí

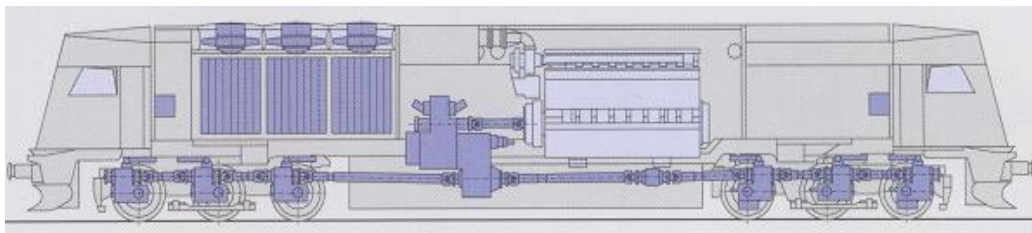
V této kapitole se budu zabývat rozdělením pohonů a jejich popisem. Pohon dvojkolí lze rozdělit dle následujícího schématu, viz schéma Obr 2. [1][2]



Obr. 2: Rozdělení pohonu dvojkolí

### 2.1 Ústřední pohon dvojkolí

Ústřední pohon dvojkolí představoval ve formě spojnicového pohonu nejstarší řešení, používané u parních lokomotiv. Byl řešen tak, že jeden parní stroj poháněl všechna hnací dvojkolí. Spojnicový pohon dvojkolí byl zachován i u prvních elektrických lokomotiv, kde trakční motor poháněl jalový hřídel. V současnosti se ústřední pohon používá u lokomotiv s hydrodynamickým přenosem výkonu, viz Obr. 3. [1]



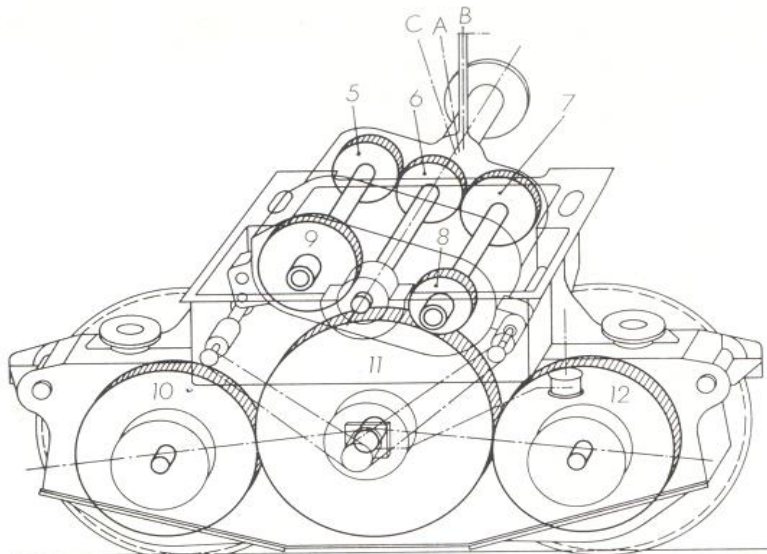
Obr. 3: Schéma ústředního pohonu dvojkolí u lokomotivy Maxima 40 CC [3]

## 2.2 Skupinový pohon dvojkolí

V případě skupinového řešení jeden trakční motor pohání skupinu dvojkolí podvozku. Podle osy pohonu můžeme skupinový pohon dále dělit na pohon s příčnou osou pohonu nebo s podélnou osou pohonu.[1]

Výhodou tohoto pohonu je zjednodušení silových a řídicích obvodů z důvodu použití menšího počtu trakčních motorů. Zlepšení adhezních vlastností, jelikož moment je dělen dle adhezních možností dvojkolí. Toto uspořádání umožňovalo například i použití dvoustupňového převodu a lokomotivu je pak možné použít jako rychlík i jako nákladní vlak, viz Obr. 4. Pro konfiguraci jako nákladní vlak je v záběru kolo 9 a v konfiguraci jako rychlík kolo 8. [1]

Nevýhodami jsou např.: složitější řešení mechanické části pohonu, větší počet součástí a v důsledku toho i větší poruchovost a náročnější údržba. [1]



Obr. 4: Skupinový pohon univerzální lokomotivy Nr. 16 501SNCF [1]

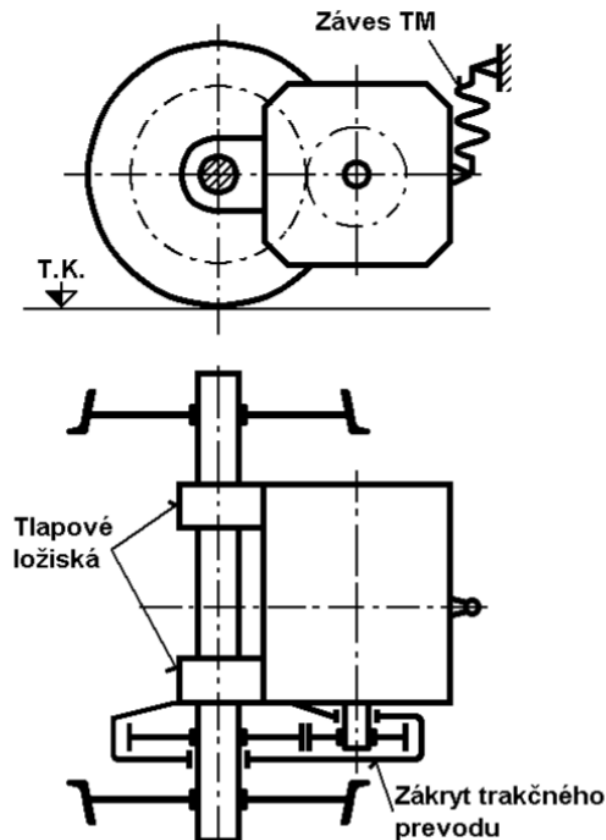
## 2.3 Individuální pohon dvojkolí

U individuálního pohonu je každé hnací dvojkolí poháněno vlastním trakčním motorem. Dále tento typ pohonu dvojkolí lze rozdělit na individuální pohon s příčnou osou pohonu a s podélnou osou pohonu. Pohon s příčnou osou pohonu poznáme tak, že osa rotoru motoru je rovnoběžná s osou nápravy. Pohon s podélnou osou má osu rotoru kolmou na osu nápravy. Individuální pohon je v dnešní době u elektrických lokomotiv nepoužívanější. [1]

Dle konstrukčního řešení je možné individuální pohon dvojkolí rozdělit do 3 skupin:

### 2.3.1 S tlapovým motorem

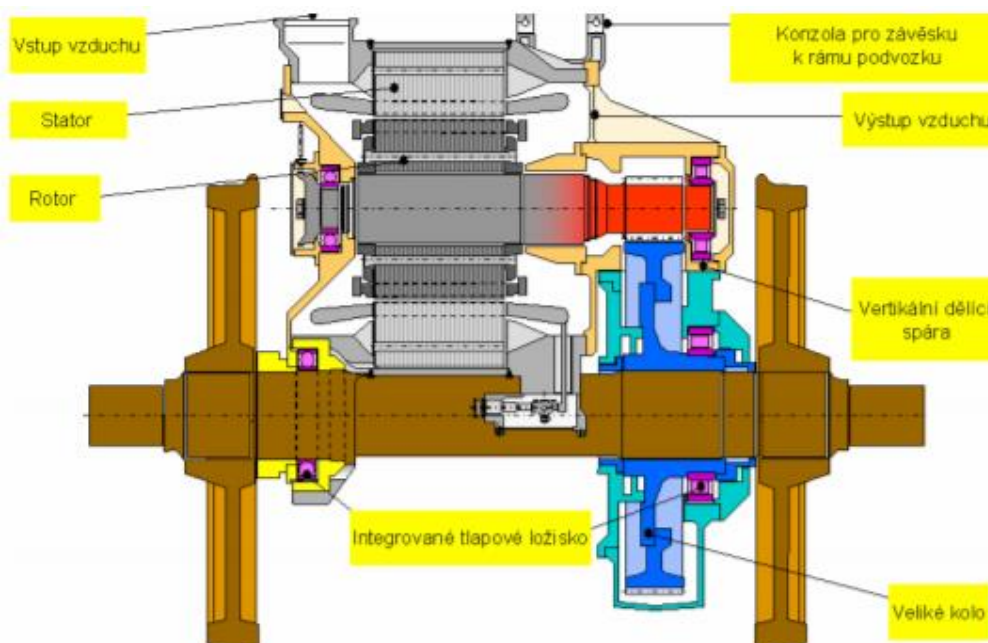
Toto uspořádání individuálního pohonu dvojkolí představuje nejjednodušší konstrukční řešení. Tímto řešením, viz Obr. 5, je možné dosáhnout vyššího převodového poměru v porovnání s ostatními konstrukčními řešeními individuálního pohonu dvojkolí. [1]



Obr. 5: Individuální pohon dvojkolí s tlapovým motorem [4]

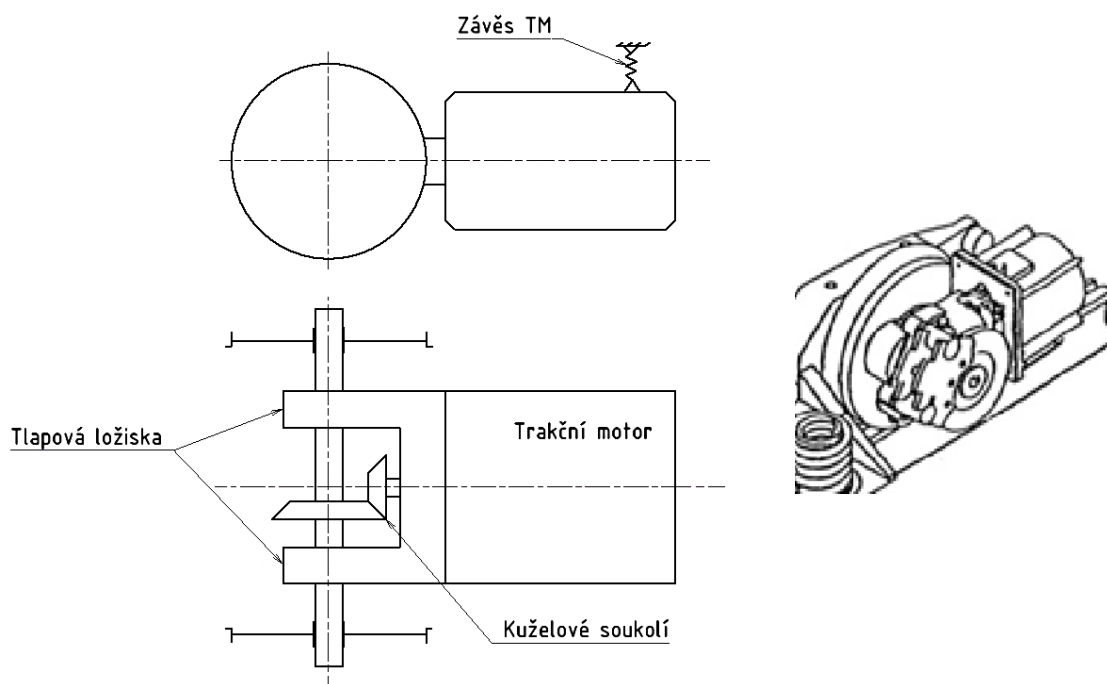
U tohoto konstrukčního provedení je pastorek nalisován na hřídel kotvy motoru. Velké ozubené kolo je nalisované na nápravě. Toto řešení pohonu nemá převodovku. Převod tvořený letmou uloženým pastorkem a velkým ozubeným kolem je kryt pouze plechovým obalem, který brání vniknutí prachu a cizích těles do převodu a umožňuje vytvořit zásobník oleje, neboť čelní soukolí je mazáno a chlazeno broděním velkého kola v olejové náplni. Trakční motor je dvěma tlapovými ložisky (kluzná) uložen na nápravě a z druhé strany je pomocí pružin přichycen k příčnicku rámu podvozku. Výhodou tohoto uložení je snadná demontáž motoru z nápravy, ale naopak nevýhodou je velká míra neodpružené hmoty trakčního motoru, (asi 60 - 80%), která způsobuje při jízdě velké dynamické účinky. Nutné je také vodorovné uspořádání pohonu, jehož důsledkem je zvětšení rozvoru podvozku. Se zvyšujícím se odchýlením od vodorovného uspořádání roste množství neodpružené hmoty. [1],[5]

Moderní řešení pohonu dvojkolí tlapovým motorem představuje Obr. 6. U něho je jedno tlapové ložisko přišroubováno na kostru motoru a druhé tlapové ložisko se přesunulo do převodovky. Jedno ložisko je tedy na straně motoru a druhé ve skříni převodovky v níž je uložen pastorek. To má za následek zlepšení silových účinků v ozubení a lepší rozložení reakcí do ložiska trakčního motoru a ložiska ve štítu převodovky. Pro eliminaci axiálních sil se používá šípové ozubení. [1], [5]



Obr. 6: Moderní řešení pohonu tlapovým motorem [1]

Teoreticky je možné použít u tlapového pohonu trakční motor s podélně orientovanou osou a kuželovou převodovkou. Uspořádání tohoto pohonu by mohlo vypadat např. dle Obr. 7.

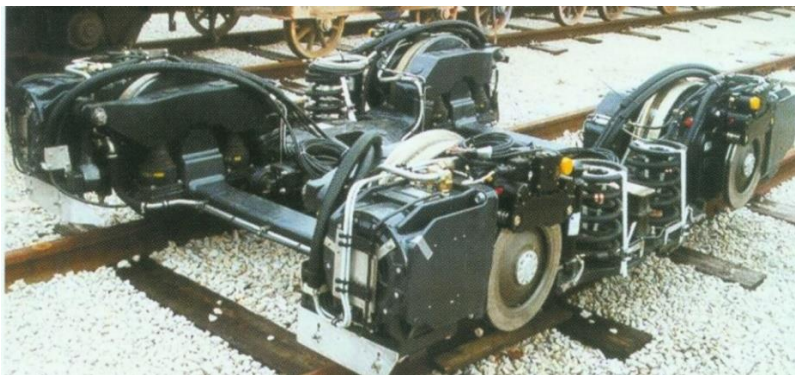


Obr. 7: Tlapový pohon s kuželovou převodovkou

Prakticky se toto řešení téměř nepoužívá, jelikož použití čelní převodovky je levnější a konstrukčně jednodušší. U kuželové převodovky je nutné zajistit posun pastorku v podélném směru z důvodu nepřesností. Posunem pastorku je možné zajistit správné záběrové podmínky soukolí, ale konstrukčně se jedná o komplikaci. Další nevýhodou použití kuželové převodovky u tlapového pohonu je zvětšení rozvoru trakčního podvozku, oproti řešení s čelní převodovkou.

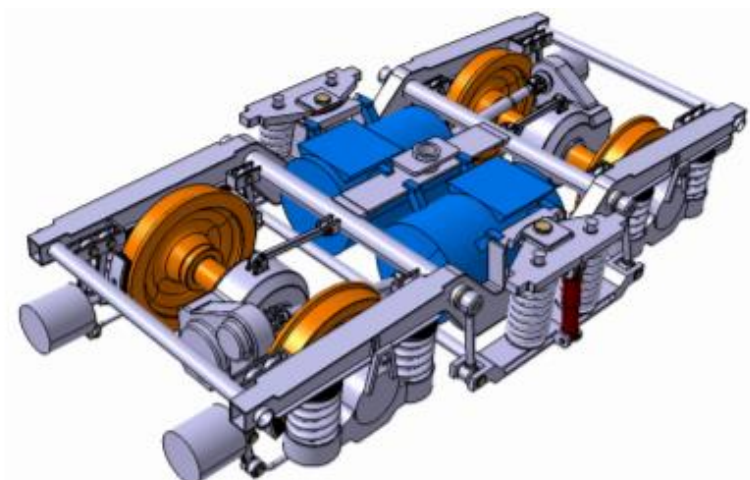
Analogické uspořádání je použito u pohonu volně otáčivých tramvajových kol tramvaje Incentro, viz Obr. 8. Trakční motor s kuželovou převodovkou vytváří integrovanou jednotku uloženou na kolovém čepu. Toto řešení je možné použít pouze pro malé výkony. [6]





Obr. 8: Podvozek tramvaje Incentro

### 2.3.2 S odpruženým motorem a částečně odpruženou převodovkou



Obr. 9: Individuální pohon dvojkolí s podélnou osou trakčního motoru a částečně odpruženou převodovkou [1]

V tomto případě je trakční motor upevněn na rám podvozku a jeho hmotnost je součástí primárně odpružené hmoty podvozku. Osu trakčního motoru je možné orientovat příčně nebo podélně vzhledem ke směru pohybu trakčního podvozku. U trakčního motoru s příčně orientovanou osou se používá zpravidla čelní převodovka a u řešení s podélnou osou je použita kuželová nebo hypoidní převodovka. Provedení s podélnou osou můžeme vidět na Obr. 9. Nápravová převodovka je uložena na nápravě dvojkolí pomocí ložisek a část její hmotnosti je součástí neodpružené hmotnosti podvozku. Pomocí kloubového hřídele je hnací moment přenášen z trakčního motoru na pastorek nápravové převodovky. Kloubový hřídel musí být schopen pokrýt vzájemný relativní pohyby trakčního motoru a nápravové převodovky. Hnací moment je přenášen z pastorku pomocí velkého kola na nápravu. Pro zachycení reakčního momentu je použita vrchní vodorovná závěska.

Výhody tohoto způsobu uspořádání pohonu jsou např.: snížení nevypružených hmot podvozku, jednoduchá montáž motoru do podvozku nebo zjednodušení mazání ložisek, které jsou umístěné ve skříni převodovky. [1]

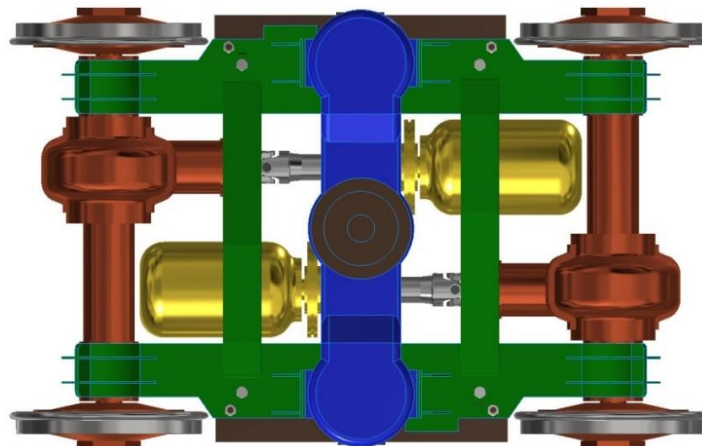
Nevýhodou toho uspořádání je stále ne zcela odpružená hmotnost nápravové převodovky. [1]

V bakalářské práci se zabývám vodorovnou závěškou u částečně odpruženého pohonu dvojkolí, proto nebudu dále rozebírat plně odpružený pohon dvojkolí, ale uvedu příklady částečně odpružených pohonů dvojkolí.

### 2.3.2.1 Trakční podvozek tramvaje Tatra T3



Obr. 10: Podvozek tramvaje Tatra T3, boční pohled [7]



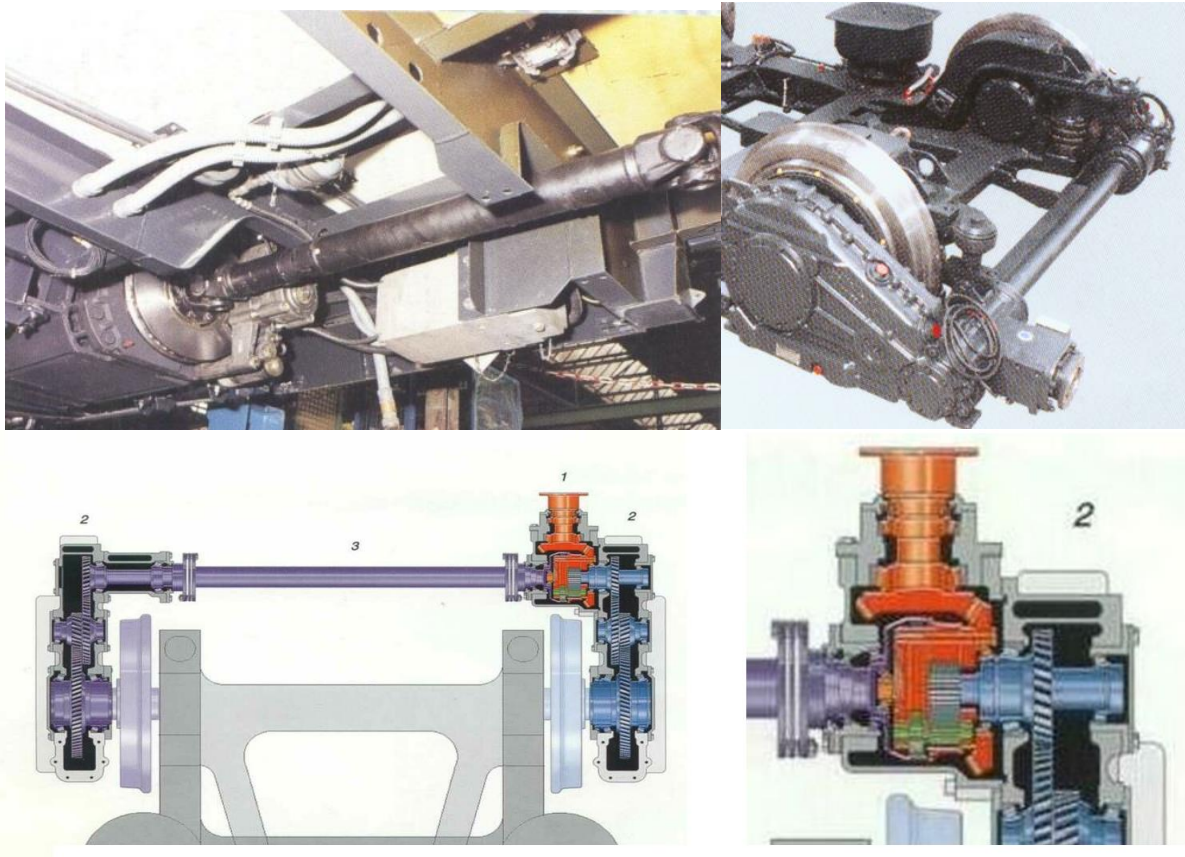
Obr. 11: Podvozek tramvaje Tatra T3, půdorys [7]

Na Obr. 10 je boční pohled na podvozek tramvaje Tatra T3 a na Obr. 11 je pohled na půdorys podvozku. Jedná se o starší typ částečně odpruženého pohonu. Trakční motor je pomocí pružných členů přichycen k rámu podvozku a jeho osa je orientována podélně. Pomocí kloubového hřídele se přenáší hnací moment na hypoidní nápravovou převodovku, která je skrze ozubené kolo nalisovaná na nápravě a její hmotnost je součástí neodpružené hmoty

podvozku. Reakční moment nápravové převodovky není zachycen závěskou, ale dutou nápravnicí, pevně spojenou s podélníky rámu podvozku.

### 2.3.2.2 Trakční podvozek Brémské tramvaje – GT6N

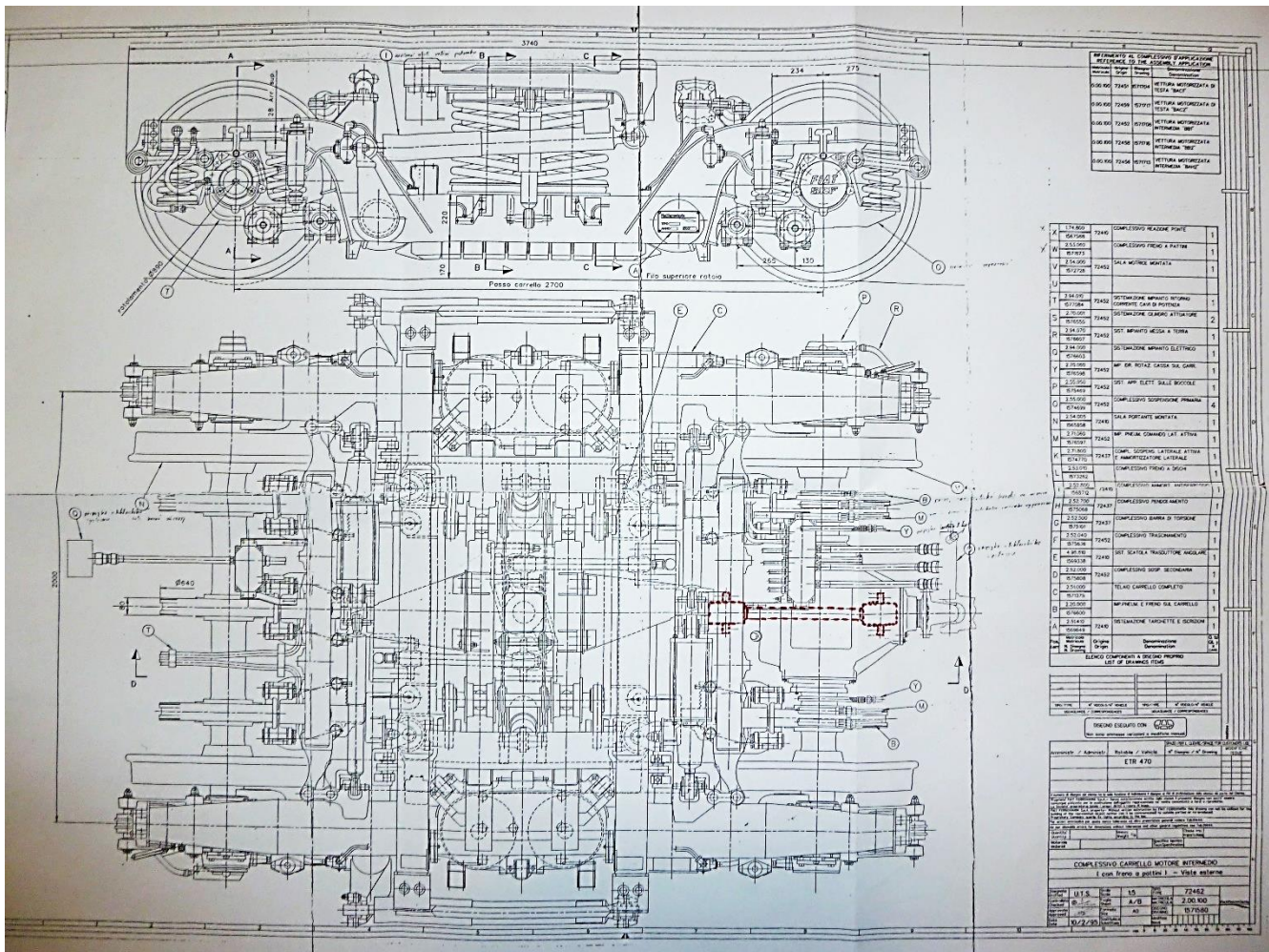
Řešení s částečně odpruženým trakčním pohonem je použito také u Brémské tramvaje GT6N, viz Obr. 12. Osa trakčního motoru, ukotveného na skříni článku vozidla, je orientována podélně a přenos hnacího momentu z trakčního motoru do kuželové převodovky je realizován kloubovým hřídelem s Cardanovými klouby. Pomocí kuželové převodovky je hnací moment distribuován mezi dvě čelní převodovky, uložených vedle příslušných kol z vnější strany na čepech kol. K zachycení reakčního momentu těchto převodovek jsou použité dvě svislé závěsky, u každé čelní převodovky jedna. [8]



Obr. 12: Individuální pohon tramvajového dvojkolí s podélnou osou trakčního motoru a částečně odpruženou převodovkou [8]

### 2.3.2.3 Trakční podvozek Pendolina

U Pendolina je trakční povozek, viz Obr. 13, řešen jako částečně odpružený s podélnou osou pohonu. Trakční motor je upevněn mimo podvozek pod podlahou skříňě vozu na příčných nosnících pomocí pryžokovových silentbloků. Točivý moment je přenášen kloubovým hřídelem do kuželové převodovky. Velké kuželové kolo je nalisované na hnací nápravě. Poháněno je jedno dvojkolí a druhé dvojkolí je řešeno jako běžné. Protože je nápravová převodovka skrze ložiska nalisována na hnané nápravě, představuje její hmotnost část neodpružené hmotnosti podvozku. Reakční moment nápravové převodovky je zachycen vodorovnou závěskou, která je na Obr. 13 zvýrazněna červenou barvou. Do závěsky jsou nalisovány dva silentbloky a skrze čepy je přišroubována k rámu podvozku a ke spodní straně přední části nápravové převodovky.



Obr. 13: Sestavný výkres trakčního podvozku Pendolina

### 3. Základní schémata řešení závěsky u individuálního částečně odpruženého podélného pohonu dvojkolí

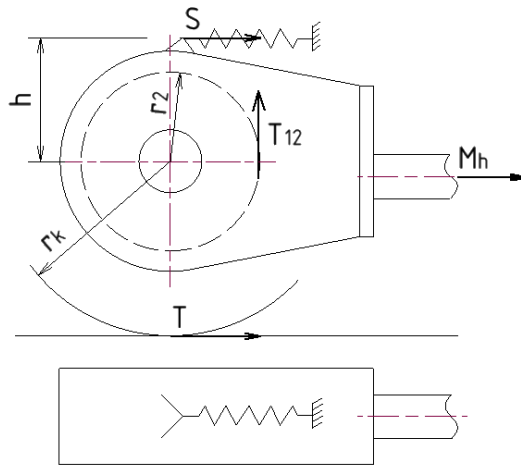
Závěska je součást, která je připevněna k nápravové převodovce a k rámu podvozku. Slouží k zachycení reakčního momentu vznikajícího v nápravové převodovce a přenáší ho na rám. Bez závěsky by došlo k nežádoucímu zatížení kloubového hřídele nebo hřídelové spojky v závislosti na konstrukčním řešení přenosu momentu z trakčního motoru na převodovku a mohlo by dojít k destrukci spojky a jiných komponentů na podvozku v důsledku protočení převodovkové skříně kolem nápravy.

Podle orientace závěsky v prostoru rozlišujeme 3 druhy závěsek [1]:

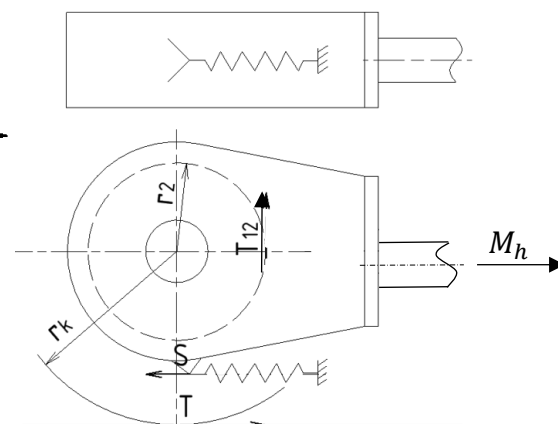
- vodorovnou
- svislou
- šikmou.

Z předchozí rešerše vyplynulo, že u provedení individuálního pohonu dvojkolí s kuželovou převodovkou se šikmá závěska nepoužívá. Z tohoto důvodu se budu v této kapitole zabývat pouze vodorovnou závěskou (Obr. 15) a svislou závěskou (Obr. 14).

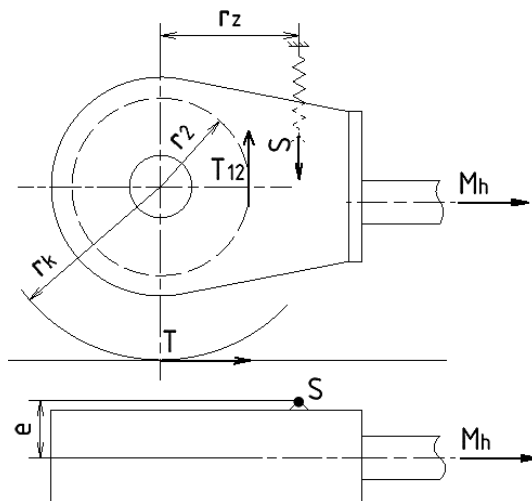
Vodorovná závěska s vrchním uchycením



Vodorovná závěska se spodním uchycením



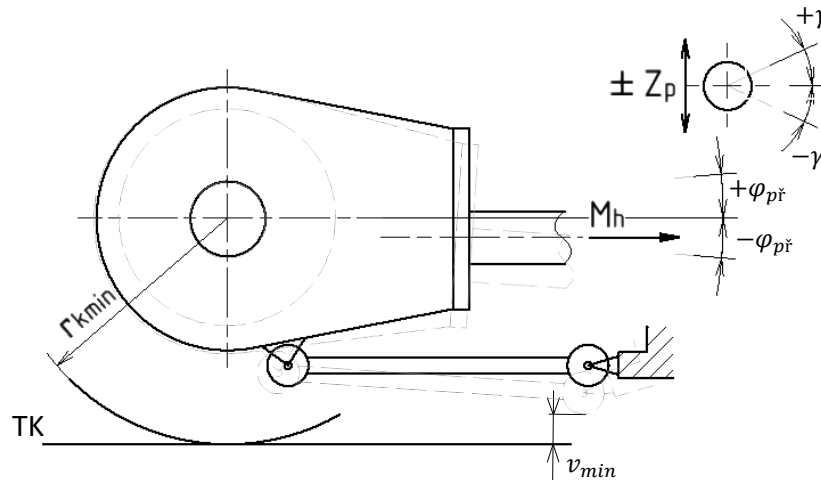
Obr. 14: Schématické znázornění vodorovné závěsky



Obr. 15: Schématické znázornění svislé závěsky

### 3.1 Vodorovná závěska

V případě vodorovné závěsky je nositelka reakčních sil  $S$  orientována vodorovně vůči zemi. Vodorovnou závěsku můžeme uchytit na vrchní nebo na spodní straně převodovky, viz Obr. 14. Pokud závěsku uchytneme na spodní straně, síla v závěsce  $S$  snižuje výslednou sílu působící na vedení dvojkolí. Toto umístění ale není vždy možné, z důvodu dodržení minimální světlé výšky vozidla nad rovinou temene koleje (TK.). Hodnota této výšky je  $v_{min} = 80 \text{ mm}$  nad rovinou TK a vztahuje se na nejnižší bod kteréhokoliv prvku trakčního podvozku nacházející se v oblasti mezi kolejnicemi, viz Obr. 16. Uchytení vodorovné závěsky k příčníku podvozku je přes silentblok v hlavě závěsky. Rám podvozku je vůči nápravě odpružen prostřednictvím primárního vypružení. Uchytení vodorovné závěsky na straně převodovky je provedeno přes silentblok v hlavě závěsky. V důsledku jízdy po nerovné koleji se rám podvozku posouvá o vzdálenost  $\pm z_p$  ve svislém směru a vlivem setrvačných sil se podvozek naklápí o úhel  $\pm \gamma$ . Následkem těchto pohybů dochází k natáčení a posuvu vodorovné závěsky, a to způsobí i natočení skříně nápravové převodovky o úhel  $\varphi_{př}$ . S náklonem závěsky se musí počítat při dodržení světlé výšky podvozku, viz Obr. 16: Spodní vodorovná závěska s vyznačenou min. světlou výškou. Dále je potřeba brát v potaz opotřebení kol na poloměr  $r_{kmin}$ .



Obr. 16: Spodní vodorovná závěska s vyznačenou min. světloú výškou

Pokud závěsku není možné uchytit na spodní straně, uchyťí se na vrchní straně převodovky. V tomto případě síla v závěsce  $S$  již neodlehčuje sílu ve vedení dvojkolí, ale naopak přitěžuje. [1]

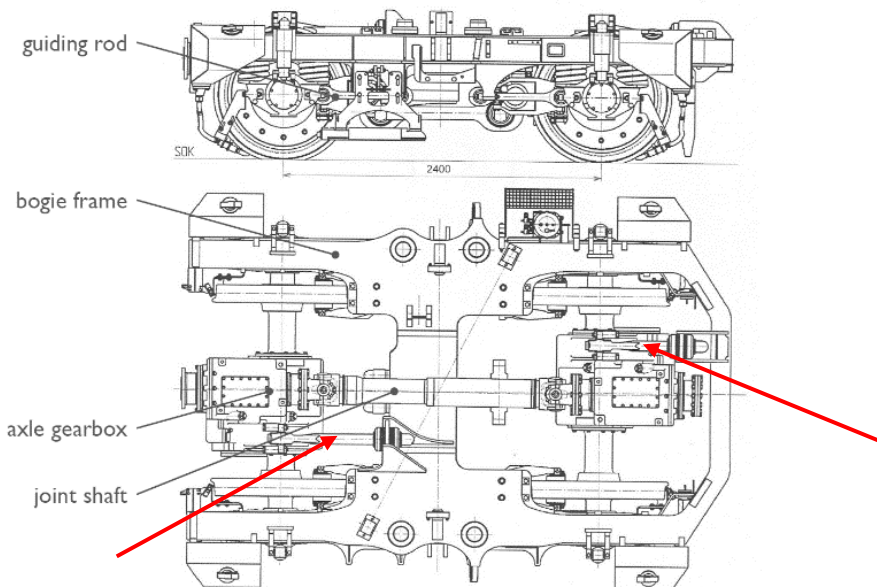
Rameno síly u vodorovné závěsky je menší než u svislé a následkem toho působí ve vodorovné závěsce větší síla. Také je možné si všimnout, že vodorovná závěska je z konstrukčních důvodů delší než svislá závěska a v případě namáhání na tlak může dojít ke ztrátě stability. Z tohoto důvodu musí být vodorovná závěska mohutnější než svislá.

Na Obr. 17 je zobrazeno uchycení spodní vodorovné závěsky u trakčního podvozku Pendolina. Závěska je skrze čep přišroubována ke skříní převodovky a obdobně je přichycena i k příčnicku podvozku.



Obr. 17: Uchycení vodorovné závěsky Pendolina [9]

Vodorovná závěska s vrchním uchycením je zobrazena na Obr. 18 červenou šipkou. Jedná se o trakční podvozek motorového vozu se skupinovým pohonem.



Obr. 18: Vodorovná závěska na vrchní straně převodovky [1]

## 3.2 Svislá závěska

Jedním z možných řešení závěsky je použití svislé závěsky, u které je nositelka reakčních sil působících na závěsku orientovaná svisle vůči zemi, viz Obr. 15. Závěsku je možné uchytit na straně velkého kola nebo na straně pastorku. Výhodnější je umístit závěsku na straně pastorku, jelikož rameno síly zachytávající reakční moment je větší a síla v závěsce je menší než v případě uchycení na straně velkého kola. U kuželové převodovky se svislá závěska neuchycuje v ose rotace kloubového hřídele, ale je posunuta o vzdálenost  $e$ , aby zachytila moment vznikající od síly  $T_{12}$  vzhledem k ose kloubového hřídele.

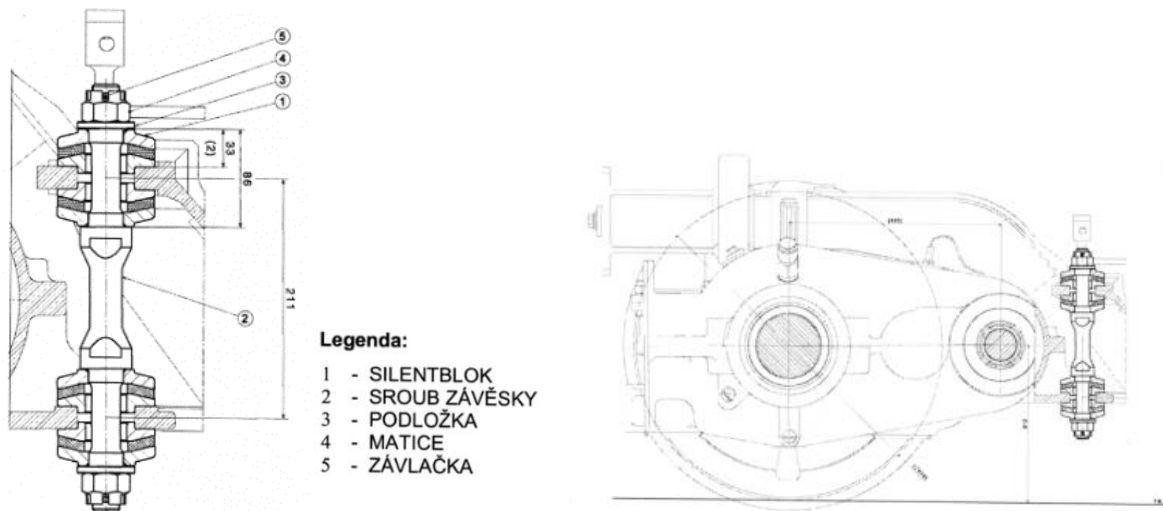
Při umístění svislé závěsky je, analogicky jako u vodorovné závěsky, třeba brát ohled na minimální světlou výšku vozidla nad zemí.

Použitím svislé závěsky se přenáší změna nápravového zatížení na rám podvozku pomocí primárního odpružení a svislou závěskou. Z tohoto důvodu je primární odpružení méně zatížené.

Příklad svislé závěsky můžeme vidět na Obr. 19. Jedná se o závěsku u tramvaje Škoda 14T. Závěsku konstrukčně tvoří šroub závěsky, který je upevněn pružně přes silentbloky. Spodní část

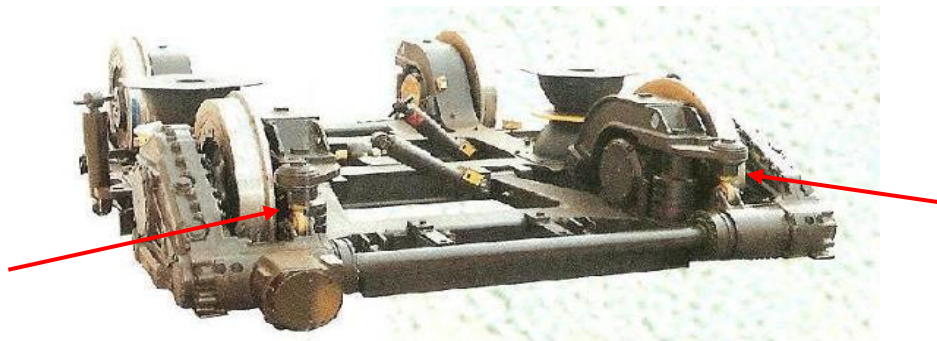


závěsky je skrze silentbloky připevněná k převodovce a druhou stranou k rámu trakčního podvozku.



Obr. 19: Závěska tramvaje Škoda T14 [1]

Dalším příkladem, kde je použita svislá závěska je trakční podvozek tramvaje GT6N, viz Obr. 20. V tomto případě jsou použity dvě svislé závěsky. Jedna zachycuje reakční sílu v kuželočelní převodovce a čelní převodovce zároveň a druhá pouze v čelní převodovce.



Obr. 20: Podvozek tramvaje GT6N [1]

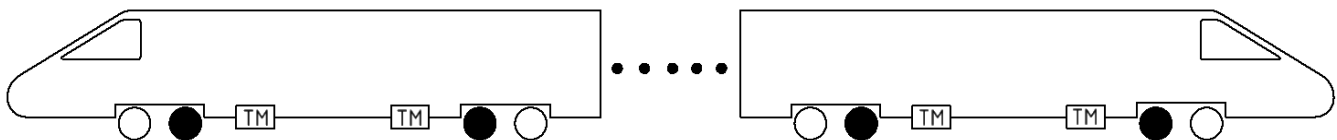
## 4. Základní technické parametry pohonu dvojkolí

Pro vzor praktického řešení mi vedoucí bakalářské práce zadal tyto parametry pohonu:

Výkon jednotky	3,92 MW
Počet trakčních motorů $n_{hd}$	8
Maximální tažná síla soupravy $T_{cmax}$	200 kN
Maximální rychlost soupravy $v_{max}$	230 km/h
Rozjezdové zrychlení soupravy	0,41 m/s <sup>2</sup>
Maximální zatížení trakčního podvozku	13 000 kg
Hmotnost sedmivozové soupravy $m_7$	385 000 kg
Průměr kol $d_k$	890 mm

Tabulka 1: Základní parametry

Při provozu elektrické jednotky řady 680 je požadován obousměrný provoz, aby se nemusela jednotka otáčet. Následkem toho se mění směr hnacího momentu i charakter zatížení závěsky. Jednotka se skládá ze sedmi vozů, z nichž jsou čtyři vozy trakční. Na Obr. 21 můžeme vidět uspořádání pohonů elektrické jednotky řady 680. Tento typ uspořádání pohonů na trakčním voze označujeme zkráceně jako 1AA1. Černé kruhy reprezentují hnané dvojkolí.



Obr. 21: Schéma rozložení pohonů elektrické jednotky řady 680

Každý trakční vůz je tvořen dvěma trakčními podvozky a každému trakčnímu podvozku náleží jeden trakční motor, který pohání jedno dvojkolí. Na jednom trakčním voze jsou tedy dvě vodorovné závěsky. Při jízdě je vždy jedna namáhána na tlak a druhá na tah, a naopak v případě změny směru jízdy nebo brzdění elektrodynamickou brzdou.

Maximální tažná síla, viz Tabulka 1, je dána pro celou jednotku. Při výpočtu závěsky potřebuji zjistit maximální tažnou sílu jednoho dvojkolí. Toho docílím podílem maximální tažné síly počtem hnaných dvojkolí, což odpovídá počtu trakčních motorů:

$$T_{max} = \frac{T_{cmax}}{n_{hd}} = \frac{200}{8} = 25 \text{ kN} \quad (3.2.1)$$

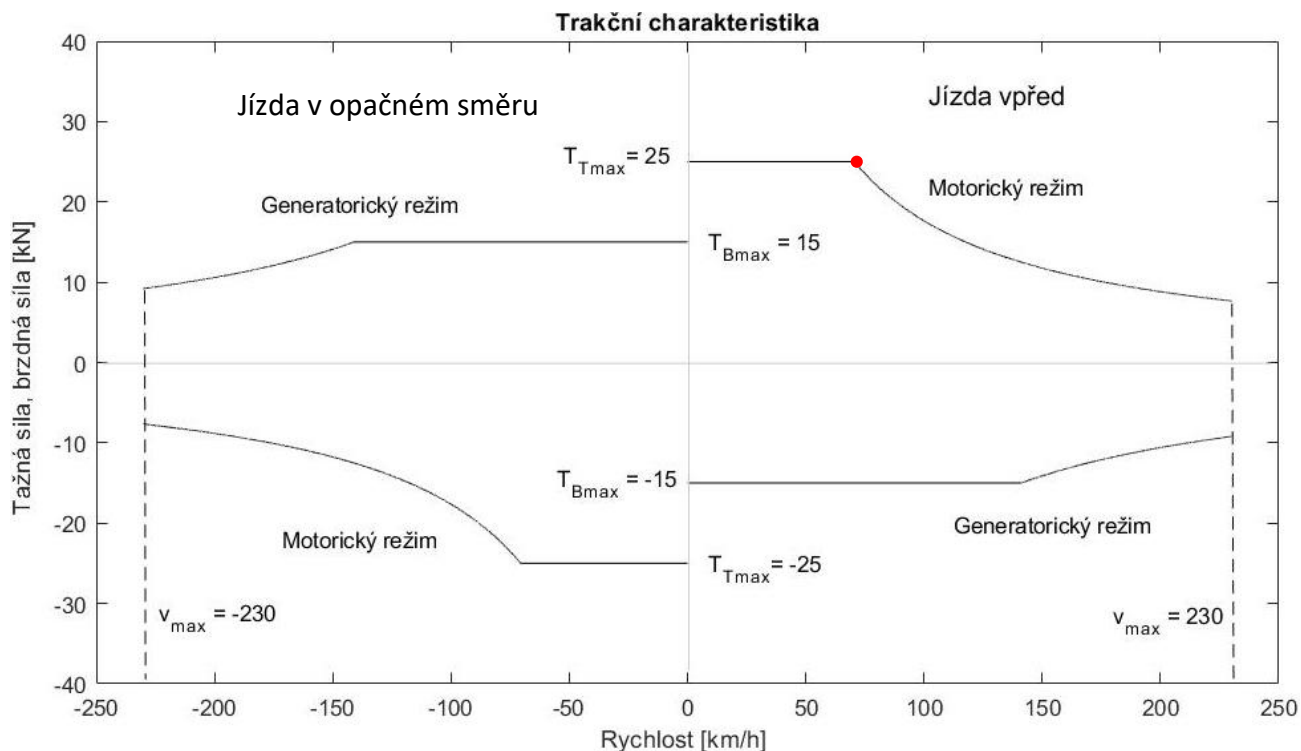


Průběh maximální tažné síly na jedno dvojkolí v závislosti na rychlosti můžeme vidět na Obr. 222. Do určité rychlosti je maximální tažná síla omezena adhezí. Po překročení této rychlosti je tažná síla omezena výkonem trakčního motoru. Trakční motor Pendolina je schopný pracovat i v režimu elektrodynamické brzdy, kdy může být brzdná síla větší než trakční. V praxi tomu tak není, kvůli zaručení přenosu požadované síly mezi kolem trakčního podvozku a kolejnicí tak, aby nedošlo k prokluzu. V důsledku opotřebení kolejnic a kol, námraze, dešti, nerovností a dalších vlivů není maximální hodnota tažné nebo brzdné síly konstantní. Z toho důvodu jsme statisticky stanovili součinitele adheze k přenosu dané síly s určitou pravděpodobností. V případě brždění je požadována 95% úspěšnost přenosu maximální brzdné síly a této hodnotě odpovídá součinitel adheze  $\mu = 0,15$ . Maximální tažné síle  $T_{max} = 25 \text{ kN}$  odpovídá součinitel adheze  $\mu = 0,2$ . Sílu na mezi adheze lze vypočítat ze vztahu:

$$F_{mez} = |\mu \cdot N|, \quad (3.2.2)$$

kde  $\mathbf{N}$  je svíslá reakce mezi kolem a kolejnicí, která je pro akceleraci i brždění shodná, pokud se zanedbají setrvačné účinky. Z rovnice **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** je patrné, že maximální brzdná síla musí být menší než maximální trakční síla a pro výpočet závěsky stačí znát pouze maximální trakční sílu.

Na Obr. 22 je červenou tečkou znázorněn provozní stav, pro který bude závěska navržena. Tento bod odpovídá maximální tažné síle a maximální rychlosti, kdy je ještě výkon dostačující pro udržení maximální tažné síly.



Obr. 22: Obousměrná trakční charakteristika trakčního vozu elektrické jednotky řady 680

Vzhledem k pozdějším výpočtům je potřeba určit působíště síly v soukolí, které se umísťuje na roztečnou kružnici nebo na valivou kružnici v případě korigovaného soukolí, které v mém případě pro zjednodušení neuvažuji. Průměry roztečných kružnic jsou vyjádřené na středních průměrech pastorku a kola. Vedoucím bakalářské práce mi byl zadán počet zubů pastorku s ohledem na životnost,  $z_1 = 9$  a maximální otáčky elektromotoru,  $n = 3000 \text{ ot./min}$ . K výpočtu průměrů roztečných kružnic na středním průměru musím nejprve vypočítat převod soukolí a určit počet zubů talířového kola. Převod  $i$  je definován jako poměr úhlové rychlosti pastorku  $\omega_1$  a úhlové rychlosti talířového kola  $\omega_2$ :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (3.2.3)$$

Úhlovou rychlost pastorku je stejná jako úhlová rychlost kotvy elektromotoru a má hodnotu:

$$\omega_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 3000}{60} = 314,16 \text{ rad/s} \quad (3.2.4)$$

Maximální otáčky elektromotoru odpovídají maximální rychlosti elektrické jednotky, která je v případě Pendolina:

$$v_{max} = 230 \text{ km/h} = 63,89 \text{ m/s}.$$



Jelikož je talířové kolo nalisované na nápravě dvojkolí, je úhlová rychlost talířového kola a dvojkolí stejná a lze jí vypočítat ze vztahu:

$$\omega_2 = \frac{2 \cdot v_{max}}{d_k} = \frac{2 \cdot 63,89}{0,89} = 143,57 \text{ rad/s.} \quad (3.2.5)$$

Dále dosadím do vztahu (3.2.3) známé uhlové rychlosti a získám převod soukolí:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{314,16}{143,57} = 2,19. \quad (3.2.6)$$

V zadání bakalářské práce bylo sice uvedeno slůvko hypoidní převodovka, ale po konzultaci s vedoucím práce jsme zvolili, s ohledem na velikost převodu, klasické kuželové soukolí s přímými zuby, se kterým uvažuji při výpočtech v dalších kapitolách.

Pomocí převodu stanovím počet zubů talířového kola:

$$z_2 = z_1 \cdot i = 2,19 \cdot 9 \doteq 20. \quad (3.2.7)$$

Po konzultaci s vedoucím práce volím pro výpočet roztečných průměrů modul soukolí na středním průměru  $m_m = 6$ .

Roztečný průměr pastorku a kola lze poté spočítat ze vztahu:

$$d_{1m} = m_m \cdot z_1 = 6 \cdot 9 = 54 \text{ mm} \quad (3.2.8)$$

$$d_{2m} = m_m \cdot z_2 = 6 \cdot 20 = 120 \text{ mm} \quad (3.2.9)$$

Dalším parametrem, který je potřeba určit je hmotnost jednoho trakčního vozu, kterou se mi nepodařilo zjistit z dostupných zdrojů. Proto jsem se rozhodl k následujícímu zjednodušujícímu postupu.

Byla mi známa hmotnost sedmivozové soupravy, viz Tabulka 1. Vydělím-li tuto hmotnost počtem vozů, získám průměrnou hmotnost jednoho vozu:

$$m_1 = \frac{m_7}{7} = \frac{385\,000}{7} = 55\,000 \text{ kg.} \quad (3.2.10)$$

Předpokládám, že trakční vozy jsou těžší než vozy netrakční, a proto hmotnost  $m_1$  zvětším o odhadnutou hmotnost elektromotorů a dalších potřebných komponentů zajišťující přenos hnacího momentu. Jejich hmotnost odhaduji na cca 4 t. Dosazením do vztahu (3.2.11) jsem získal hmotnost trakčního vozu cca 59 000 kg.

$$m_{1t} = m_1 + 4\,000 = 55\,000 + 4\,000 = 59\,000 \text{ kg.} \quad (3.2.11)$$

S takto odhadnutou hmotností pracuji v následujících kapitolách bakalářské práce.

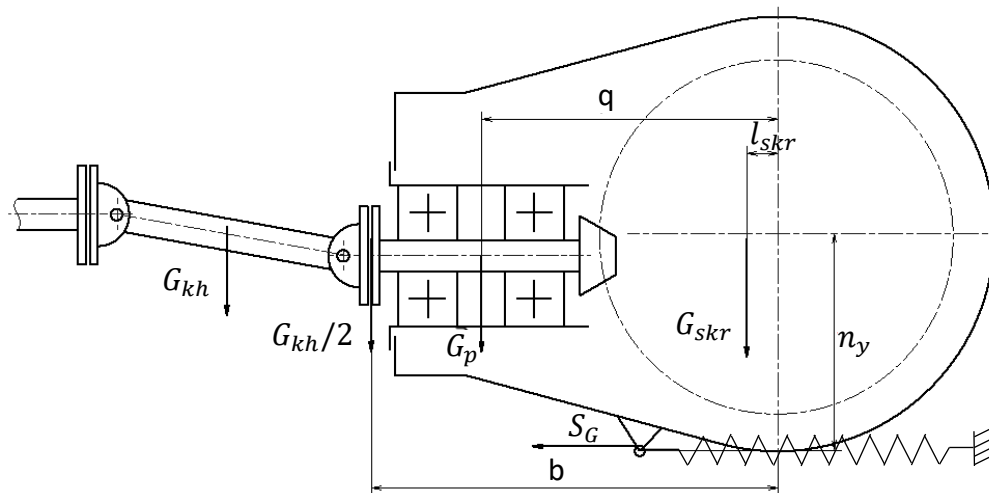
## 5. Rozbor silových účinků sil působících na závěsku

V této kapitole se budu zabývat určením velikosti síly  $S$  v závěsce. Při provozním stavu je závěska zatěžována třemi typy sil: statickou silou od tíhy převodovky, kvazistatickou silou od hnacího momentu a dynamickou silou způsobené jízdou po nerovné koleji.

Největší síla v závěsce je tlakového charakteru a vzniká právě tehdy, kdy je síla v závěsce úměrná součtu statické, kvazistatické a dynamické síly.

V případě namáhání na tah je síla v závěsce menší, neboť kvazistatická síla od hnacího momentu má opačný směr než statická síla od tíhy převodovky. V tomto případě je síla v závěsce úměrná rozdílu statické síly a součtu kvazistatické a dynamické síly.

### 5.1 Síla působící v závěsce od tíhy převodovky $S_G$



Obr. 23: Schéma tíhových sil zatěžujících závěsku

Tíha převodovky způsobuje tahové napětí bez ohledu na směr hnacího momentu. Hmotnost způsobující reakci v závěsce je tvořena hmotností převodkovkové skříně, pastorku, kloubového hřídele a dalšími komponenty, viz Obr. 23. Z CAD modelu jsem odečetl hmotnost převodkovkové skříně  $m_{skř} = 278 \text{ kg}$  a hmotnost pastorku  $m_p = 25 \text{ kg}$ . Kloubový hřídel je pomocí Cardanových (křížových) kloubů připevněn k pastorku a ke hřídeli asynchronního motoru a jeho tíha se rovnoměrně roznese do obou kloubů. Z důvodu neznámé hmotnosti kloubového hřídele, volím výpočtovou hmotnost  $m_{kh} = 50 \text{ kg}$ . Těžiště skříně převodovky,



které je zároveň i působišťem tíhové síly  $G_{skr}$ , je dle programu Autodesk Inventor vzdálené ve vodorovném směru  $l_{skr} = 16 \text{ mm}$  od osy nápravy směrem ke kloubovému hřídeli. Působišťe tíhové síly pastorku  $G_p$  odečítám z CAD modelu ve vzdálenosti  $q = 414 \text{ mm}$  a dále odečítám ze sestavného výkresu trakčního podvozku elektrické jednotky řady 680, viz Obr. 13, vzdálenost působišťe poloviny tíhové síly kloubového hřídela  $G_{kh}/2$ ,  $b = 500 \text{ mm}$ .

Nejprve určím velikost tíhových sil  $G_{skr}$ ,  $G_p$  a  $G_{kh}$  jako součin hmotnosti a tíhového zrychlení  $g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$ :

$$G_{skr} = m_{skr} \cdot g = 278 \cdot 9,81 = 2727 \text{ N} \quad (5.1.1)$$

$$G_p = m_p \cdot g = 25 \cdot 9,81 = 245 \text{ N} \quad (5.1.2)$$

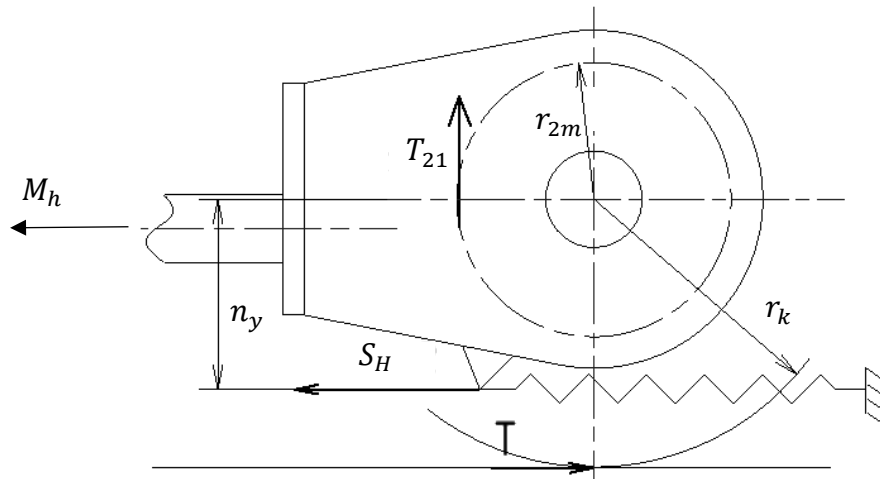
$$G_{kh} = m_{kh} \cdot g = 50 \cdot 9,81 = 491 \text{ N} \quad (5.1.3)$$

Velikost síly  $S_G$  lze určit momentovou rovnováhou vzhledem k ose nápravy, viz Obr. 22:

$$S_G = \frac{G_{skr} \cdot l_{skr} + G_p \cdot q + \frac{G_{kh}}{2} \cdot b}{n_y} \quad (5.1.4)$$
$$S_G = \frac{2727 \cdot 0,016 + 245 \cdot 0,414 + 491 \cdot 0,5}{0,230}$$
$$S_G \doteq 1698 \text{ N},$$

kde  $n_y$  je rameno síly  $S_G$  a dle CAD modelu  $n_y = 230 \text{ mm}$ .

## 5.2 Síla působící v závěsce od přenosu hnacího momentu $S_H$



Obr. 24: Rozbor sil působících na převodovku od hnacího momentu

Cílem této kapitoly je vyjádřit maximální sílu v závěsce od hnacího momentu  $S_H$  v závislosti na maximální tažné síle  $T$ . Při výpočtu budu uvažovat kuželovou převodovku s přímými zuby, jak je uvedeno v kapitole 4 a polohu pastorku za talířovým kolem. K odvození závislosti mi poslouží Obr. 24, kde je schematicky znázorněno hnací ústrojí včetně zobrazených sil a potřebných rozměrů.

K vyjádření závislosti síly  $S_H$  na tažné síle  $T$  využiji momentové rovnováhy k osám. Nejprve sílu  $S$  určím z momentové rovnováhy sil působících na převodovkou vzhledem k ose nápravy:

$$S_H \cdot n_y = T_{12} \cdot r_{2m}, \quad (5.2.1)$$

kde  $T_{12}$  je tečná síla, kterou působí talířové kolo na pastorek a  $r_{2m}$  je roztečný poloměr talířového kola. Pro sílu  $T_{12}$  platí ze zákona akce a reakce, že má stejnou velikost ale opačný směr než síla  $T_{21}$ .

Dále si sílu  $T_{21}$  vyjádřím pomocí trakční síly dvojkolí  $T$ :

$$T \cdot r_k = T_{21} \cdot r_{2m}, \quad (5.2.2)$$

kde  $r_k$  je poloměr kol trakčního podvozku. Pro jednotku ř.680 Pendolino je  $r_k = 445 \text{ mm}$ . Dosazením rovnice (5.2.1) do rovnice (5.2.2) získám vztah závislosti síly  $S$  v závěsce na trakční síle dvojkolí  $T$ :

$$S_H = T \cdot \frac{r_k}{n_y}. \quad (5.2.3)$$



Maximální tažná síla elektrické jednotky řady 680 na jedno dvojkolí je dle rovnice (3.2.1):

$$T_{max} = 25\,000\, N$$

Dosazení všech hodnot do rovnice (5.2.3) získám maximální velikost síly v závěsce od hnacího momentu:

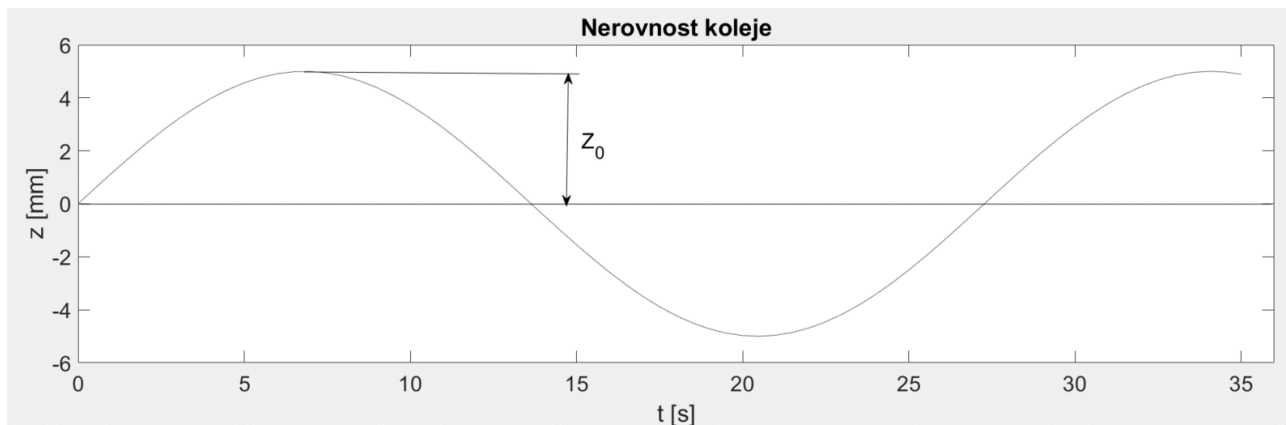
$$S_H = 25000 \cdot \frac{445}{230} = 48\,370\, N.$$

### 5.3 Síla v závěsce od jízdy po nerovné koleji $S_D$

V důsledku jízdy po nerovné koleji dochází ke svislému pohybu dvojkolí, popsán souřadnicí  $z_d$ , a tento pohyb vyvolá skrze primární odpružení svislý pohyb rámu trakčního podvozku, popsán souřadnicí  $z_p$ . Vlivem odpružení není amplituda těchto dvou pohybů shodná a závěska způsobí natočení převodovky o úhel  $\varphi_{př}$ , viz Obr. 16. Toto naklopení způsobí planetový pohyb pastorku kolem osy talířového kola, jehož důsledkem je přídatná dynamická síla působící v soukolí, která má proměnlivou velikost.

Vlivem tíhy vozidla, dvojkolí přesně kopíruje svislé nerovnosti kolejnic, jejichž skutečný průběh lze nahradit Fourierovou řadou, která představuje součet harmonických funkcí. Popisem nerovností kolejnic získám zároveň i popis svislého pohybu dvojkolí. Pro potřeby bakalářské práce mi bylo vedoucím doporučeno započíst vliv jízdy po koleji opatřené svislými nerovnostmi ve formě jedné harmonické funkce. Dále byl zvolen předpoklad, že svislá nerovnost je na obou kolejnicích shodná a fázově neposunutá. Její průběh proto mohu popsat pomocí harmonické funkce sinus, viz Obr. 25, ve tvaru:

$$z_d = z_0 \cdot \sin(\omega t). \quad (5.3.1)$$



Obr. 25: Nerovnost kolejnice



Maximální dovolená amplituda svislé nerovnosti  $z_0$  je  $0,005\text{ m}$  a úhlová rychlost  $\omega$  je funkcí rychlosti vlaku a délky jedné vlny svislé nerovnosti.

Vedoucím práce mi byla zadána délka jedné vlny svislé nerovnosti,  $L = 10\text{ m}$ . Rychlost vlaku se v průběhu jízdy mění a v důsledku toho se mění frekvence nerovnosti i velikost a frekvence dynamické síly působící v soukolí. Z tohoto důvodu je třeba vytvořit matematický model, který vystihne reálný průběh rychlosti elektrické jednotky. To by bylo složité a vyžadovalo by to podrobnou analýzu jízdy po koleji.

Pro zjednodušení se zaměřím pouze na jeden pracovní bod trakční charakteristiky, viz Obr. 22, pro který vypočítám zatížení závěsky od dynamické síly v soukolí. Pro tento bod je rychlost jednotky  $v = 75\text{ km/h} = 20,83\text{ m/s}$ . Jelikož znám délku jedné vlny nerovnosti a rychlost jednotky, mohu spočítat frekvenci s jakou se vlna opakuje:

$$f = \frac{v}{L} = \frac{20,83}{10} = 2,083\text{ Hz.} \quad (5.3.2)$$

Z frekvence je možné vypočítat úhlovou rychlost pomocí vzhatu:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f = 2 \cdot \pi \cdot 2,083 = 13,088\text{ rad/s} \quad (5.3.3)$$

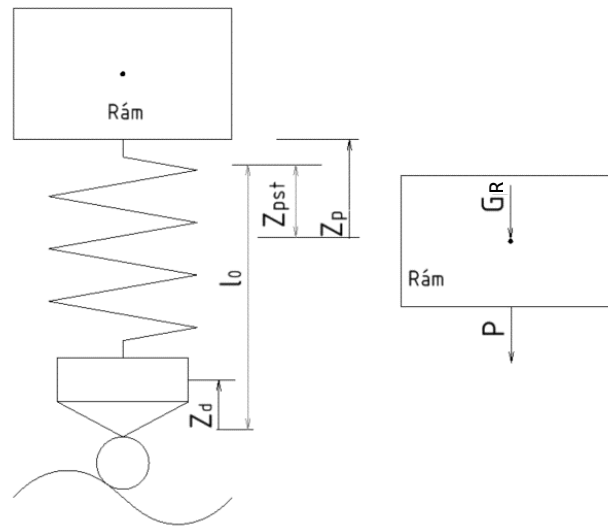
Po dosazení známých hodnot do rovnice (5.3.1) získám vztah popisující nerovnosti koleje:

$$z_d = 0,005 \cdot \sin(13,088 \cdot t). \quad (5.3.4)$$

K výpočtu natočení převodovky je potřeba ještě popsat pohyb rámu podvozku, zatíženého tíhou poloviny skříně vozidla a odpružených hmot podvozku, který je s nápravou spojen pomocí primárního odpružení, viz Obr 26.

Na Obr. 26 je zjednodušený model, kdy uvažuji pouze primární odpružení bez tlumičů a vlivu sekundárního odpružení. Na rám působí síla od pružiny primárního vypružení  $\mathbf{P}$  a tíha  $\mathbf{G}_R$ . Předpokládám, že výchylka rámu podvozku  $z_p$  je větší než výchylka  $z_d$  dvojkolí. Při zatížení pružin pouze polovinou hmotnosti skříně a odpruženými hmotami rámu podvozku, tj. tíhou  $\mathbf{G}_R$ , dojde ke stlačení pružiny o vzdálenost  $z_{pst}$ . Svislá výchylka podvozku  $z_p$  je vyjádřena od této vzdálenosti a sílu v pružině  $\mathbf{P}$  pak můžeme vyjádřit následujícím způsobem [10]:

$$P = k \cdot (z_p - z_d - z_{pst}). \quad (5.3.5)$$



Obr. 26: Schématické znázornění podvozku, primárního odpružení a dvojkolí

Tuhost jedné pružiny primárního odpružení je  $k_1 = 656 \text{ N/mm}$  a na jednom trakčním podvozku je 8 paralelně řazených pružin. Celková tuhost primárního odpružení jednoho trakčního podvozku je:

$$k = k_1 \cdot 8 = 656 \cdot 8 = 5\,248 \text{ N/mm} = 5\,248\,000 \text{ N/m}. \quad (5.3.6)$$

Dále si vyjádřím Newtonovu pohybovou rovnici pro rám do směru souřadnice  $z_p$ :

$$m \cdot \ddot{z}_p = \sum F = -P - G_R. \quad (5.3.7)$$

Pro můj zjednodušený model je hmotnost  $m$  tvořena poloviční hmotností jednoho trakčního vozu. Tato hmotnost je snížena o neodpruženou hmotnost jednoho trakčního podvozku, kterou odhaduji cca  $m_{no} = 2\,000 \text{ kg}$ :

$$m = \frac{m_{1t}}{2} - m_{no} = \frac{59\,000}{2} - 2\,000 = 27\,500 \text{ kg}. \quad (5.3.8)$$

Do rovnice (5.3.7) dosadím rovnici (5.3.5):

$$m \cdot \ddot{z}_p = k(-z_p + z_d) + k \cdot z_{pst} - G_R \quad (5.3.9)$$

Stlačení pružiny vlivem tíhy,  $z_{pst}$ , je možné zapsat také jako:

$$z_{pst} = \frac{G_R}{k}. \quad (5.3.10)$$

Dosazením rovnice (5.3.10) do rovnice (5.3.9) se síla  $G_R$  odečte a diferenciální rovnice se zjednoduší do tvaru:



$$m \cdot \ddot{z}_p + k \cdot z_p = k \cdot z_d \quad (5.3.11)$$

Rovnice (5.3.11) je diferenciální rovnice 2. řádu s konstantními koeficienty, jejíž řešením je součet homogenního a partikulárního řešení:

$$z_p = z_h + z_{part}. \quad (5.3.12)$$

Je známo, že homogenní řešení rovnice (5.3.12) je možné získat ve tvaru [10]:

$$z_h = A \cdot \cos(\Omega t) + B \cdot \sin(\Omega t), \quad (5.3.13)$$

kde A a B jsou konstanty, které se dopočítají z počátečních podmínek po přičtení partikulárního řešení k homogennímu a  $\Omega$  je vlastní úhlová frekvence netlumené soustavy a vypočítá se dle vztahu:

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{5\,248\,000}{27\,500}} = 13,81 \text{ rad/s} \quad (5.3.14)$$

Po dosazení rovnice (5.3.1) do rovnice (5.3.11) získám pohybovou rovnici:

$$m \cdot \ddot{z}_p + k \cdot z_p = k \cdot z_0 \cdot \sin(\omega t), \quad (5.3.15)$$

ze které je možné podle tvaru výrazu na pravé straně odhadnout partikulární řešení diferenciální rovnice ve tvaru:

$$z_{part} = A_p \cdot \sin(\omega t). \quad (5.3.16)$$

Konstantu  $A_p$  získám, po zderivování partikulárního řešení a jeho dosazení do rovnice (5.3.15).

Po úpravě jsem obdržel konstantu  $A_p$  ve tvaru:

$$A_p = \left( \frac{k}{k - m \cdot \omega^2} \right) \cdot z_0 \quad (5.3.17)$$

Po dosazení do vztahu (5.3.17) jsem obdržel

$$A_p = \left( \frac{5\,248\,000}{5\,248\,000 - 27\,500 \cdot 13,088^2} \right) \cdot 0,005 = 0,0488 \text{ m}$$

Řešením diferenciální rovnice (5.3.15) je tvar:

$$z_p = A \cdot \cos(\Omega t) + B \cdot \sin(\Omega t) + A_p \cdot \sin(\omega t). \quad (5.3.18)$$

Z počátečních podmínek:

$$z_p(0) = 0 \text{ m a } \dot{z}_p(0) = 0 \text{ m/s} \quad (5.3.19)$$

se vypočítají konstanty A a B:

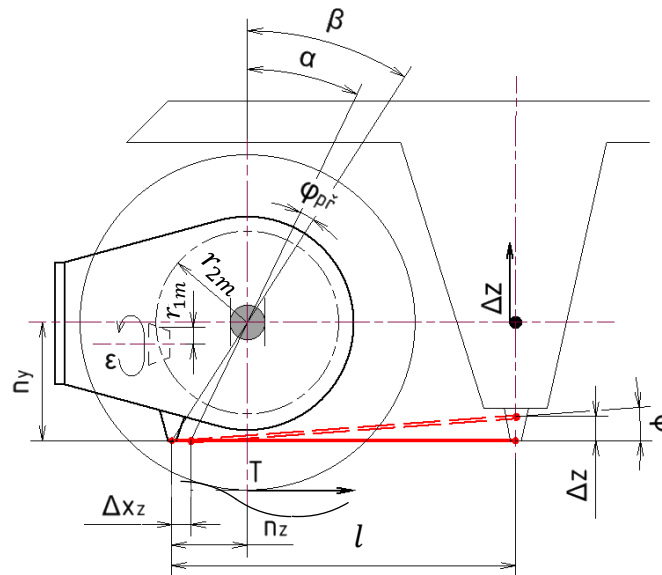
$$A = 0 \text{ m} \quad (5.3.20)$$

$$B = -\frac{k \cdot z_0 \cdot \omega}{(k - m \omega^2) \cdot \Omega} = -\frac{5\,248\,000 \cdot 0,005 \cdot 13,088}{(5\,248\,000 - 27\,500 \cdot 13,088^2) \cdot 13,81} = -0,046 \text{ m} \quad (5.3.21)$$

Pohyb rámu,  $z_p$ , je popsán rovnicí:

$$z_p = B \cdot \sin(\Omega t) + A_0 \cdot \sin(\omega t) = -0,046 \cdot \sin(13,81t) + 0,0488 \cdot \sin(13,088t) \quad (5.3.22)$$

Jelikož umím popsat pohyb rámu, mohu se začít zabývat natočením převodovky v závislosti na relativním pohybu rámu a dvojkolí. K tomu mi poslouží Obr. 27, kde je znázorěna geometrie podvozku. Při výpočtu zanedbám natočení rámu trakčního podvozku a budu předpokládat pouze svislý pohyb rámu. Dále předpokládám, že úhel natočení závěsky  $\varphi$  je malý a pohyb uchycení na straně převodovky se realizuje pouze do vodorovného směru po přímce a ne po kružnici.



Obr. 27: Schéma natočení závěsky a převodovky

Pro zjednodušení vztahů mezi pohybem dvojkolí, pohybem rámu a natočením převodovky budu úlohu řešit v rámci relativních pohybů mezi dvojkolím a rámem trakčního podvozku, který je popsán vzdáleností:

$$\Delta z = z_p - z_d = -0,046 \cdot \sin(13,81t) + 0,0488 \cdot \sin(13,088t) - 0,005 \sin(13,088t) = -0,046 \cdot \sin(13,81t) + 0,0438 \cdot \sin(13,088t) . \quad (5.3.23)$$



Vzhledem k pozdějšímu výpočtu si rovnou vyjádřím vztah pro první a druhou časovou derivaci souřadnice  $\Delta z$ :

$$\dot{\Delta z} = -0,046 \cdot 13,81 \cdot \cos(13,81t) + 0,0438 \cdot 13,088 \cdot \cos(13,088t) \quad (5.3.24)$$

$$\ddot{\Delta z} = 0,046 \cdot 13,81^2 \cdot \sin(13,81t) - 0,0438 \cdot 13,088^2 \cdot \sin(13,088t) \quad (5.3.25)$$

Nejprve určím natočení závěsky  $\varphi$  v závislosti na  $\Delta z$ :

$$\sin \varphi = \frac{\Delta z}{l}, \quad (5.3.26)$$

kde  $l = 0,688 \text{ m}$  je délka závěsky, kterou odečítám ze sestavného výkresu trakčního podvozku. Pomocí vzorce pro součet druhých mocnin kosinu a sinu vyjádřím  $\cos \varphi$  v závislosti na  $\Delta z$ . Protože úhel  $\varphi$  nabývá pouze malých hodnot a funkce cosinus je sudá, neomezím použitím odmocniny v rovnici (5.3.27) množinu řešení.

$$\cos \varphi = \sqrt{1 - \sin^2 \varphi} = \sqrt{1 - \frac{\Delta z^2}{l^2}} \quad (5.3.27)$$

Natočení převodovky  $\varphi_{př}$  je možné vyjádřit jako:

$$\varphi_{př} = \beta - \alpha. \quad (5.3.28)$$

Dále předpokládám, že úhly  $\alpha$  a  $\beta$  jsou také malé a platí aproximace:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{n_z - \Delta x_z}{n_y} \approx \alpha \quad (5.3.29)$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{n_z}{n_y} \approx \beta. \quad (5.3.30)$$

Dosazením rovnic (5.3.29) a (5.3.30) do rovnice (5.3.28) získám vztah pro  $\varphi_{př}$  ve tvaru:

$$\varphi_{př} = \frac{n_z}{n_y} - \frac{n_z - \Delta x_z}{n_y} = \frac{\Delta x_z}{n_y}. \quad (5.3.31)$$

Vzdálenost  $\Delta x_z$  si dle Obr. 27 vyjádřím jako:

$$\Delta x_z = l - l \cdot \cos \varphi = l \cdot (1 - \cos \varphi) \quad (5.3.32)$$

Rovnice (5.3.32) a rovnice (5.3.27) se dosadí do rovnice (5.3.31) a získá se závislost mezi natočením převodovky  $\varphi_{př}$  a relativním pohybem dvojkolí a rámu trakčního podvozku:

$$\varphi_{př} = \frac{1}{n_y} (l - \sqrt{l^2 - \Delta z^2}). \quad (5.3.33)$$

Protože se pastorek při planetovém pohybu odvaluje po velkém kole, musí platit vztah:

$$\varphi_{př} \cdot r_{2m} = \epsilon \cdot r_{1m} \quad (5.3.34)$$

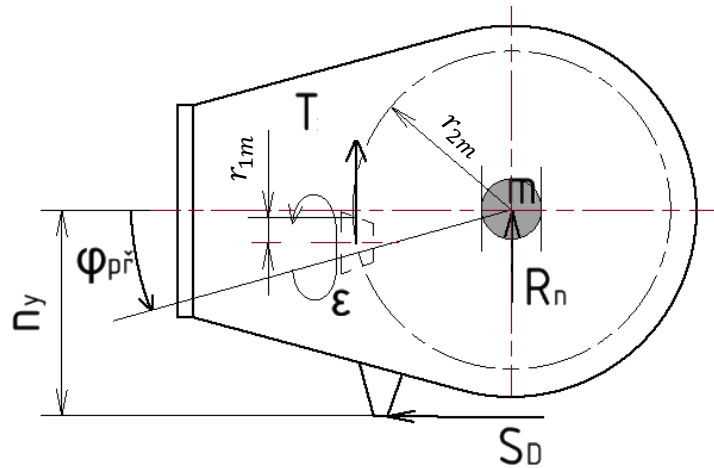
Vztah (5.3.34) se dvakrát zderivuje a získá se vztah mezi úhlovým zrychlením převodovky a pastorku:

$$\ddot{\varphi}_{př} \cdot r_{2m} = \ddot{\epsilon} \cdot r_{1m} \quad (5.3.35)$$

Úhlové zrychlení skříně převodovky  $\ddot{\varphi}_{př}$  lze získat druhou derivací vztahu (5.3.33) podle času ve tvaru:

$$\ddot{\varphi}_{př} = -\frac{1}{n_y} \cdot \frac{1}{\sqrt{l^2 - \Delta z^2}} \cdot \left( \frac{\Delta z^2 \cdot \Delta \dot{z}^2}{l^2 - \Delta z^2} + \Delta \dot{z}^2 + \Delta z \cdot \Delta \ddot{z} \right) \quad (5.3.36)$$

V tuto chvíli znám všechny potřebné kinematické vztahy k vyjádření závislosti síly v závěsce  $S_D$  na dynamické síle vznikající v soukolí  $T_{12d}$ , kterou působí talířové kolo na pastorek. K vyjádření závislosti použiji Eulerovou dynamickou rovnici vzhledem k bodu m, viz Obr. 28. Pastorek v Obr. 28 uvažuji za talířovým kolem.



Obr. 28: Schéma převodovky s dynamickými silami

Eulerova dynamická rovnice rovnice má pak tvar:

$$I_m \cdot \dot{\varphi}_{př} = -S_D \cdot n_y - T_{12d} \cdot r_{2m}, \quad (5.3.37)$$

kde  $I_m$  je moment setrvačnosti vzhledem k ose rotace talířového kola. Moment setrvačnosti  $I_m$  je tvořen momentem setrvačnosti skříně převodovky, pastorku, ložisek ve kterých je pastorek uložen a kloubového hřídele, všechny vztažené k ose nápravy. Vzhledem k nedostatku informací ohledně ložisek a kloubového hřídele, uvažuji pouze známé hodnoty a to setrvačnost převodkovky skříně a pastorku. Ostatní setrvačnosti zohledním zvýšením koeficientu



bezpečnosti v pevnostním výpočtu. Z programu Autodesk Inventor jsem pro převodovou skřín a pastorek odečetl hodnoty momentů setrvačností  $I_{Gsk}$  a  $I_{Gp}$  vzhledem k ose rovnoběžné s osou nápravy a procházející těžištěm jednotlivých těles:

$$I_{Gsk} = 14\,260\,735 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2.$$

$$I_{Gp} = 71\,264 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2.$$

Pomocí Steinerovy věty vyjádřím momenty setrvačnosti  $I_{Gsk}$  a  $I_{Gp}$  vzhledem k ose rotace nápravy a poté je pomocí zákona zachování energie při rotačním pohybu vyjádřím moment setrvačnosti  $I_m$ :

$$\frac{1}{2} \cdot I_m \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} \cdot (I_{Gsk} + m_{skř} \cdot l_{skř}^2) \cdot \omega^2 + \frac{1}{2} \cdot (I_{Gp} + m_p \cdot q^2) \cdot \omega^2 \quad (5.3.38)$$

$$I_m = I_{Gsk} + m_{skř} \cdot l_{skř}^2 + I_{Gp} + m_p \cdot q^2 = \quad (5.3.39)$$

$$\begin{aligned} &= 14\,260\,735 + 278 \cdot 16^2 + 71\,264 + 25 \cdot 414^2 = 18\,688\,067 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 = \\ &= 18,688 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

Planetový pohyb pastorku kolem talířového kola v důsledku natočení převodovkové skříně způsobí roztočení pastorku, kloubového hřídele a kotvy asynchronního motoru kolem své osy se zrychlením  $\ddot{\epsilon}$ . Setrvačnost těchto komponent vytváří odpor proti změně rychlosti a generuje v soukolí přídavnou dynamickou sílu  $T_{12d}$ . Moment setrvačnosti pastorku vzhledem ke své ose odečítám z CAD modelu:

$$I_{p\epsilon} = 23\,257 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2.$$

Momenty setrvačnosti kloubového hřídele a kotvy asynchronního motoru mi nejsou známé, proto volím moment setrvačnosti  $I_o$ , který je bude reprezentovat:

$$I_o = 60\,000 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2.$$

Celkový moment setrvačnosti reprezentující pastorek a ostatní součásti určené k přenosu hnacího momentu na pastorek si vyjádřím, obdobně jako v případě momentu setrvačnosti  $I_m$ , pomocí zákona zachování energie při rotačním pohybu:

$$\frac{1}{2} \cdot I_1 \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} \cdot I_{p\epsilon} \cdot \omega^2 + \frac{1}{2} \cdot I_o \cdot \omega^2. \quad (5.3.40)$$

$$I_1 = I_{p\epsilon} + I_o = 23\,257 + 60\,000 = 83\,257 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \doteq 0,083 \text{ kg} \cdot \text{m}^2. \quad (5.3.41)$$



Sílu  $T_{12d}$  si vyjádřím pomocí Eulerovy dynamické rovnice pro pastorek vzhledem k ose rotace pastorku:

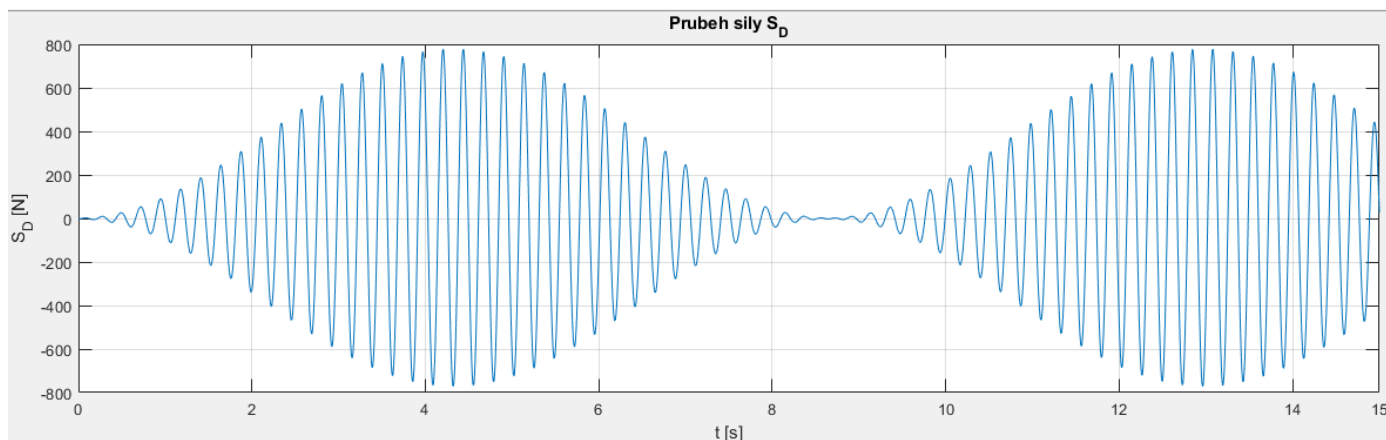
$$I_1 \cdot \ddot{\epsilon} = T_{12d} \cdot r_{1m}, \quad (5.3.42)$$

Z rovnice (5.3.42) si vyjádřím sílu  $T_{12d}$ , kterou poté dosadím do rovnice (5.3.37), do té následně dosadím  $\ddot{\epsilon}$  vyjádřené z rovnice (5.3.35) a vyjádřím sílu  $S_D$  ve tvaru:

$$S_D = - \frac{\varphi_{př} \ddot{\epsilon} \cdot \left( \frac{r_{2m}^2}{r_{1m}^2} \cdot I_1 + I_m \right)}{n_y}. \quad (5.3.43)$$

Znaménko – v rovnici (5.3.43) vypovídá pouze o směru síly  $S_D$  vzhledem ke zvolenému směru v Obr. 28.

Průběh síly  $S_D$  je možné vidět na Obr. 29:



Obr. 29: Průběh síly  $S_D$

Maximální hodnota, které síla  $S_D$  nabývá je:

$$S_{Dmax} = 777 \text{ N}$$

Celková síla, která v závěsce působí je součet statické, kvazistatické a dynamické síly a její velikost nabývá maxima právě v případě, kdy mají všechny tři síly stejný směr. Tento stav nastává při namáhání vodorovné závěsky na tlak a celková velikost má hodnotu:

$$S_{Cmax} = S_G + S_H + S_{Dmax} = 1\,698 + 48\,370 + 777 = 50\,845 \text{ N} \quad (5.3.44)$$

Maximální tahová síla v závěsce má hodnotu:

$$S_{tah} = -S_G + S_H + S_{Dmax} = -1\,698 + 48\,370 + 777 = 47\,449 \text{ N} \quad (5.3.45)$$

## 6. Konstrukční řešení a dimenzování závěsky

V tomto momentě již znám síly působící v závěsce a mohu se začít zabývat vlastním návrhem závěsky.

Vzhledem k délce závěsky je dominantním namáháním namáhání na vzpěr. Rozměry závěsky navrhnu tak, aby při namáhání závěsky nedošlo ke ztrátě stability v důsledku vzpěru.

Dále vypočítám napětí, které způsobí lisování silentbloků do ok závěsky a navrhnu rozměry průřezu těchto ok.

Vliv vlastní tíhy závěsky v pevnostním výpočtu zanedbám a zohledním ho v bezpečnostním koeficientu.

Závěsku je možné konstrukčně řešit různými způsoby. Obecně se jedná o tyč, ve které jsou na obou koncích nalisované silentbloky sloužící k pohlcení relativních pohybů mezi uchyceními a útlumu vibrací. Ve své bakalářské práci představím dva způsoby konstrukčního řešení a poté jeden vyberu a provedu pevnostní výpočet.

První způsob konstrukčního řešení závěsky je zhotovit závěsku z jednoho kusu materiálu jako výkovek, viz Obr. 30. Tento typ řešení je vhodný pro velkosériovou výrobu, kdy se náklady na výrobu dostatečně sníží a naopak vyplatí. Tento způsob řešení se dále vyznačuje snadnější montáží, než v případě složené závěsky a lepšími dynamickými vlastnostmi.

Nevýhodou tohoto řešení je fixní délka závěsky, která klade toleranční požadavky na polohu prvků sloužících k uchycení závěsky. V důsledku toho se může do silentbloků závěsky vnést nežádoucí montážní předpětí.



Obr. 30: Vodorovná závěska zhotovená jako výkovek

Druhým způsobem konstrukčního řešení je složení závěsky z kloubových ok a trubky pomocí závitu, viz. Obr. 31. Zašroubování ok v trubce je pojištěno použitím kontramatic. Na rozdíl od kované závěsky není délka nutně fixní. Díky závitu je možné délku závěsky v omezeném rozsahu měnit a není potřeba taková přesnost polohy prvků sloužící k uchycení závěsky. Výhodou je také možnost výměny pouze poškozené částí v případě selhání závěsky, což je finančně výhodnější než vyměnit celou závěsku. Nevýhodami tohoto řešení jsou např.: předpokládané dražší náklady na výrobu a složitější výroba než v případě výkovku nebo také vrubový účinek způsobený závitem.



Obr. 31: Složená závěska

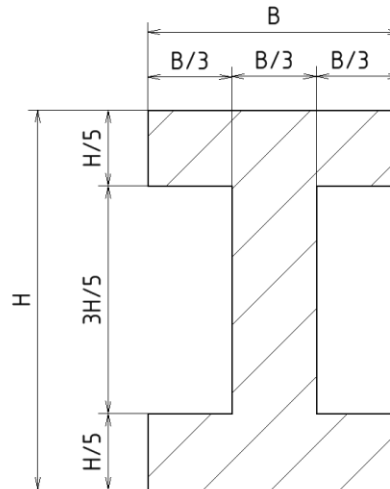
Z těchto dvou navržených způsobů řešení vybírám první způsob jako více vhodný, vzhledem k nevýhodám druhého způsobu řešení. V dalších kapitolách se budu tedy věnovat pouze závěsce zhotovené jako výkovek z jednoho kusu materiálu.

## 6.1 Návrh výkovku

Dále se budu zabývat návrhem vodorovné závěsky, jejíž polotovarem je výkovek. Materiál pro zhotovení výkovku volím konstrukční ocel 11 373. Mez kluzu této oceli je dle strojnických tabulek<sup>[10]</sup>  $\sigma_K = 186 \text{ N/mm}^2$ .

Typem silentbloků, které jsem zvolil pro nalisování jsou pouzdrové pružiny zajišťující vysokou radiální pevnost, ale nízkou axiální a torzní tuhost. To je výhodné pro vyrovnání relativních pohybů mezi uchyceními závěsky.

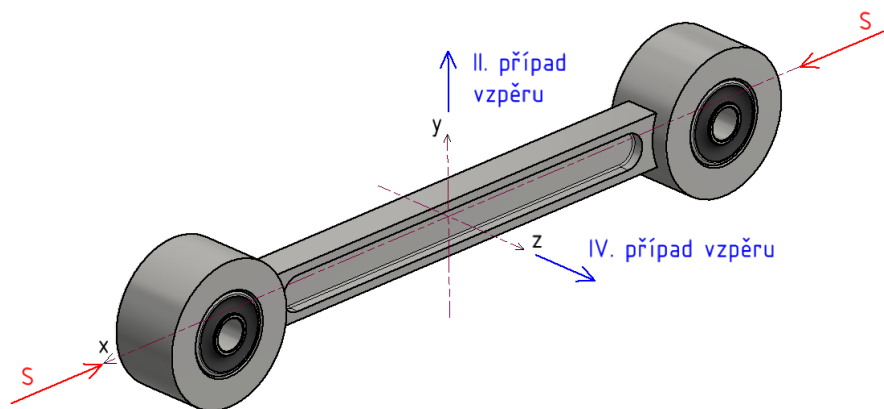
Tvar průřezu závěsky volím typu I profil, viz Obr. 32. Tento tvar průřezu je výhodnější než obdélníkový průřez, jelikož zachovává odolnost vůči vzpěru vzhledem ke své hmotnosti, která je nižší než u obdélníkového průřezu.



Obr. 32: Tvar průřezu závěsky zhotovené jako výkovek

### 6.1.1 Dimenzování vodorovné závěsky na vzpěr

Vzhledem k uložení závěsky mohou nastat při zatížení tlakem dva možné případy vzpěru: II a IV. II případ vzpěru může nastat v rovině XY, kdy je menší torzní tuhost pouzdrových pružin a v důsledku toho si uložení závěsky zjednodušeně nahradím jako rotační vazbu odpovídající II. případu vzpěru. Tuhost pouzdrových pružin je v případě vybočení závěsky do směru osy Z, viz Obr. 33, značná, a proto v tomto případě odpovídá zjednodušeně uložení závěsky IV. případu vzpěru.



Obr. 33: Model závěsky zhotovené z výkovku se znázorněnými případy vzpěru

Charakteru obou vzpěrů odpovídá i orientaci I profilu. II. případ vzpěru je pro stejný průřez méně příznivý než IV. případ vzpěru, proto je I profil orientován tak, aby větší vzpěrná pevnost byla ve směru II. případu vzpěru.

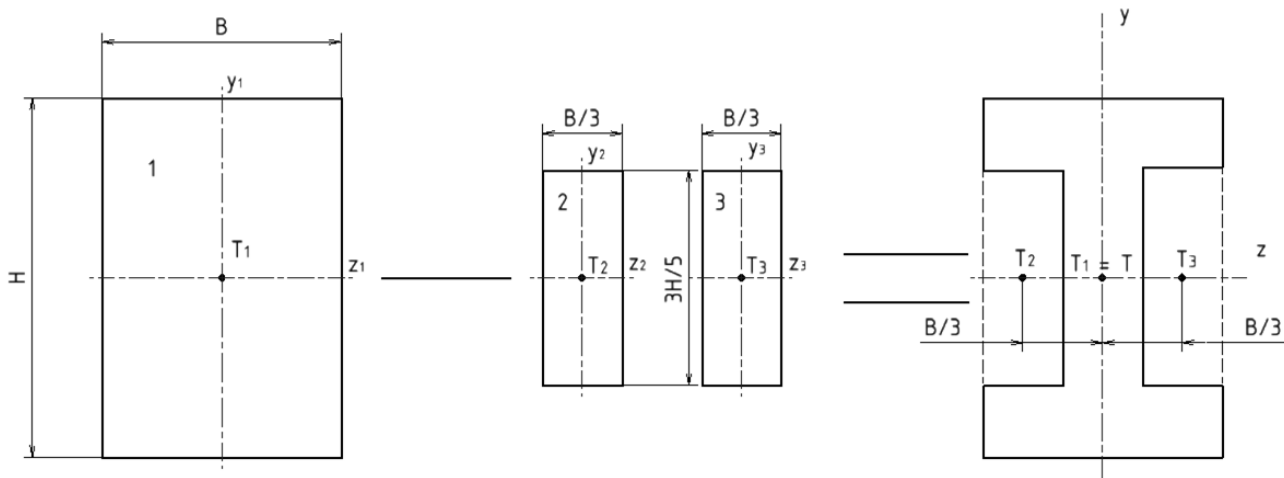
Nejdříve si vyjádřím kvadratické momenty průřezu I profilu k osám  $y$  a  $z$ . Při výpočtu využiji aditivní vlastnosti kvadratických momentů průřezu.

$$J_x = \sum_{i=1}^n J_{xi} [mm^4] \quad (6.1.1)$$

Průřez I profilu se budu snažit vytvořit z geometrických tvarů, jejichž kvadratické momenty znám a jdou lehce vypočítat. Jedním takovým geometrickým tvarem je obdélník, jehož kvadratický moment k ose procházející těžištěm obdélníku je:

$$J_{xob} = \frac{1}{12} \cdot h^3 \cdot b [mm]^4, \quad (6.1.2)$$

kde  $h$  je délka strany obdélníku kolmé na osu, ke které počítám kvadratický moment průřezu a  $b$  je délka zbylé strany obdélníku. Průřez I profilu vytvořím rozdílem následujících obdélníků, viz Obr. 34:



Obr. 34: Výpočet polárního momentu průřezu I profilu

U všech tří obdélníků jsou osy  $z_{1,2,3}$  procházející těžištěm totožné s osou  $z$  I profilu a kvadratické momenty jednotlivých obdélníků vzhledem k ose  $z$  vypočítám dle vztahu ( 6.1.2). Kvadratické momenty obdélníků 2 a 3 vzhledem k ose  $z$  jsou totožné,  $J_{z2} = J_{z3}$ . Výsledný kvadratický moment průřezu k ose  $z$  vyjádřím jako:

$$J_z = J_{z1} - 2 \cdot J_{z2} = \frac{1}{12} H^3 B - \frac{1}{6} \left( \frac{3H}{5} \right)^3 \frac{B}{3} = \frac{107}{1500} H^3 B [mm^4] \quad (6.1.3)$$

Dále potřebuji vyjádřit kvadratický moment setrvačnosti vzhledem k ose  $y$ . V tomto případě nelze použít pro výpočet kvadratického momentu obdélníků 2 a 3 pouze vztah ( 6.1.2), jelikož osy  $y_1$  a  $y_2$  procházející těžištěm obdélníků nejsou totožné s osou  $y$  I profilu a



kvadratický moment musí být k téže ose. Abych vyjádřil kvadratický moment obdélníků 2 a 3 vzhledem k ose  $y$ , použiji Steinerovu větu, pomocí které je možné vyjádřit kvadratický moment k libovolné ose, pokud známe kvadratický moment k ose rovnoběžné a procházející těžištěm. Steinerova věta má následující tvar:

$$J_x = J_{xT} + a^2 \cdot A, \quad (6.1.4)$$

kde  $J_{xt}$  je kvadratický moment k ose procházející těžištěm,  $a$  je vzdálenost osy v těžišti od osy, ke které počítám kvadratický moment a  $A$  je plocha obdélníku. Protože je vzdálenost  $a$  umocněna na druhou, není potřeba řešit kladný nebo záporný směr osy. Kvadratický moment I profilu vzhledem k ose  $y$  vyjádřím jako:

$$J_y = \frac{1}{12} B^3 H - 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \left( \frac{B}{3} \right)^3 \frac{3H}{5} + \left( \frac{B}{3} \right)^2 \frac{B}{3} \cdot \frac{3H}{5} \right) = \frac{19}{540} B^3 H [mm^4] \quad (6.1.5)$$

Vyjádřené kvadratické momenty dále dosadím do Eulerova vztahu pro výpočet kritické síly, viz vztah (6.1.6). Po dosazení příslušných kvadratických momentů, získám soustavu rovnic o dvou neznámých,  $B$  a  $H$ , viz (6.1.7) a (6.1.8). Koeficient bezpečnosti pro vzpěr volím  $k_{bvz} = 2$ , vzhledem k předpokladům při určení síly a voleným parametrům, a Youngův modul  $E = 2,1 \cdot 10^5 \frac{N}{mm^2}$ . Koeficient  $n$  je pro první kritickou sílu druhého případu vzpěru  $n^{II} = 1$  a pro první kritickou sílu čtvrtého případu vzpěru  $n^{IV} = 4$ . Délku závěsky odečítám ze sestavného výkresu trakčního podvozku,  $l = 688 \text{ mm}$ . [12]

$$F_{kr1}^{I+IV E} = n \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l^2} \quad (6.1.6)$$

$$F_{kr1}^{II E} = k_{bvz} \cdot (S_G + S_H + S_D) = n \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_z}{l^2} = 1 \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot \frac{107}{1500} \cdot H^3 \cdot B}{l^2} \quad (6.1.7)$$

$$F_{kr1}^{IV E} = k_{bvz} \cdot (S_G + S_H + S_D) = n \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_y}{l^2} = 4 \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot \frac{19}{540} \cdot B^3 \cdot H}{l^2} \quad (6.1.8)$$

Vyřešením soustavy rovnic (6.1.7) a (6.1.8) a dosazením známých hodnot do rovnic získám rozměry  $H$  a  $B$ :

$$H = 24,94 \text{ mm} \Rightarrow H = 25 \text{ mm}$$

$$B = 17,76 \text{ mm} \Rightarrow B = 18 \text{ mm}.$$



Výsledky z výpočtu vzpěru dle Eulerova je možné použít pouze pokud napětí v závěsce nepřekročí mez úměrnosti, jejíž hodnota je zhruba 75% meze kluzu,  $\sigma_U = 0,75 \cdot 186 = 139,5 \text{ N/mm}^2$ . Napětí v závěsce získám vydělením síly v závěsce plochou závěsky:

$$\sigma_z = \frac{S_G + S_H + S_D}{A} = \frac{S_G + S_H + S_D}{\frac{3}{5} \cdot B \cdot H}$$

$$\sigma_z = \frac{1\,698 + 48\,370 + 777}{\frac{3}{5} \cdot 18 \cdot 25} = 188 \text{ N/mm}^2 \quad (6.1.9)$$

Je patrné, že napětí v závěsce je větší než mez úměrnosti oceli  $\sigma_u$ . Návrh rozměrů je potřeba přepočítat, ale tentokrát dle Tetmajerova vztahu [11]:

$$\sigma_{kr}^{Tet} = \sigma_K - \frac{\sigma_K - \sigma_U}{\lambda_{mez}} \cdot \lambda, \quad (6.1.10)$$

kde  $\lambda_{mez}$  je mezní štíhlost prutu a vypočítá se dle vztahu [12]:

$$\lambda_{mez} = \sqrt{n \cdot \frac{\pi \cdot E}{\sigma_U}}. \quad (6.1.11)$$

Koeficient  $n$  se volí, podle případu vzpěru a je shodný s koeficientem  $n$  u výpočtu dle Eulerova.

Po dosazení známých hodnot, získám mezní štíhlost pro II. a IV. případ vzpěru:

$$\lambda_{mez}^{II} = \sqrt{1 \cdot \frac{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^5}{139,5}} = 68,77 \quad (6.1.12)$$

$$\lambda_{mez}^{IV} = \sqrt{4 \cdot \frac{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^5}{139,5}} = 137,54. \quad (6.1.13)$$

Pro výpočet je třeba vyjádřit štíhlost prutu  $\lambda$  pro oba případy vzpěru [11]:

$$\lambda^{II} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_z}{A}}} = \frac{688}{\sqrt{\frac{107}{1500} H^3 B}} = \frac{20640}{\sqrt{107 \cdot H}} \quad (6.1.14)$$

$$\lambda^{IV} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_y}{A}}} = \frac{688}{\sqrt{\frac{19}{540} B^3 H}} = \frac{12\,384}{\sqrt{19 \cdot B}} \quad (6.1.15)$$



Kritické Tetmajerovo napětí můžeme také vyjádřit pro II. a IV. případ vzpěru podílem kritické síly a plochy průřezu <sup>[11]</sup>. Kritikou sílu vyjádřím jako součin součinitele bezpečnosti a síly v závěsce.

$$\sigma_{kr}^{II Tet} = \frac{F_{kr}^{II}}{A} = \frac{k_{bvz} \cdot (-S_G + S_H + S_D)}{\frac{3}{5} \cdot B \cdot H} \quad (6.1.16)$$

$$\sigma_{kr}^{IV Tet} = \frac{F_{kr}^{IV}}{A} = \frac{k_{bvz} \cdot (-S_G + S_H + S_D)}{\frac{3}{5} \cdot B \cdot H} \quad (6.1.17)$$

Při návrhu rozměrů chci, aby napětí v závěsce bylo menší nebo rovno kritickému Tetmajerovu napětí. Abych toho dosáhl, vytvořím z rovnic (6.1.10) a (6.1.16), (6.1.17) soustavu nerovnic:

$$\frac{k_{bvz} \cdot (S_G + S_H + S_D)}{\frac{3}{5} \cdot B \cdot H} \leq \sigma_K - \frac{\sigma_K - \sigma_U}{\lambda_{mez}^{II}} \cdot \lambda^{II}, \quad (6.1.18)$$

$$\frac{k_{bvz} \cdot (S_G + S_H + S_D)}{\frac{3}{5} \cdot B \cdot H} \leq \sigma_K - \frac{\sigma_K - \sigma_U}{\lambda_{mez}^{IV}} \cdot \lambda^{IV}. \quad (6.1.19)$$

Do nerovnic dosadím známé hodnoty získám soustavu dvou nerovnic o dvou neznámých, B a H:

$$\frac{5 \cdot 2 \cdot (1\,698 + 48\,370 + 777)}{3 \cdot B \cdot H} \leq 186 - \frac{186 - 139,5}{68,77} \cdot \frac{20640}{\sqrt{107} \cdot H} \quad (6.1.20)$$

$$\frac{5 \cdot 2 \cdot (1\,698 + 48\,370 + 777)}{3 \cdot B \cdot H} \leq 186 - \frac{186 - 139,5}{137,54} \cdot \frac{12\,384}{\sqrt{19} \cdot B}. \quad (6.1.21)$$

Po vyřešení soustavy rovnic (6.1.20) a (6.1.21) získám nerovnice pro rozměry B a H průřezu vodorovné závěsky vyrobené jako výkovek:

$$B \geq 28,27 \text{ mm}$$

$$H \geq 39,57 \text{ mm}$$

Volím nejbližší vyšší celé číslo rozměrů průřezu:

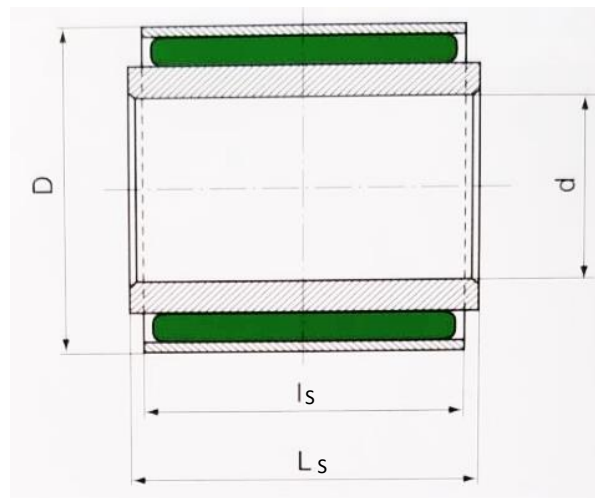
$$B = 29 \text{ mm}$$

$$H = 40 \text{ mm}$$



## 6.1.2 Výpočet napětí od nalisování silentbloků a stanovení rozměrů ok závěsky

Lisováním silentbloků se do oka závěsky vnese tečné a radiální napětí. S tímto napětím je třeba počítat, při návrhu velikosti ok závěsky. K lisování jsem zvolil pouzdrové pružiny z katalogu výrobce Hutchinson Paulstra, viz Obr. 35. Při výběru silentbloku je třeba brát ohled na maximální dovolené radiální zatížení. U tohoto silentbloku je hodnota maximálního radiálního zatížení,  $F_{rmax} = 60 \text{ kN}$ , větší než celková síla působící na závěsku,  $S_{Cmax} = 50 \text{ 845 N}$ . Pod Obr. 34 se nachází tabulka, Tabulka. 2, ve které jsou uvedeny rozměry a další parametry silentbloku.

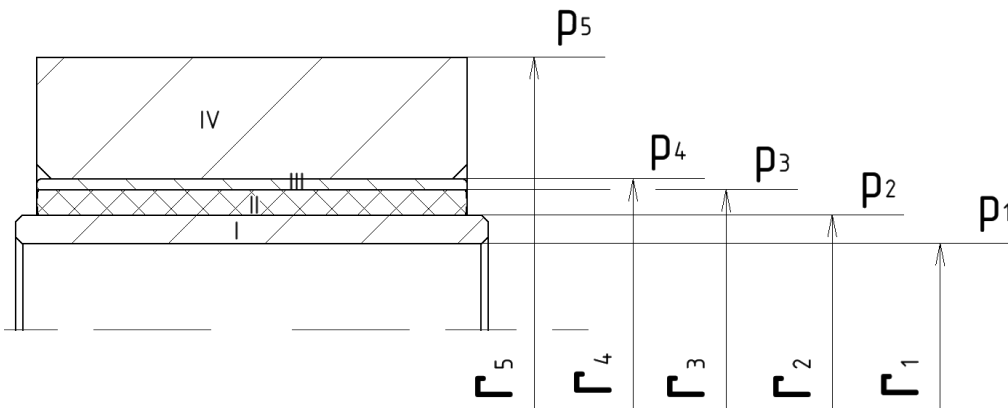


Obr. 35: Silentblok Paulstra [13]

D [mm]	d [mm]	L <sub>s</sub> [mm]	l <sub>s</sub> [mm]	Axiální		Radiální		Torzí
				Max. síla [kN]	Tuhost [kN/mm]	Max. síla [kN]	Tuhost [kN/mm]	Max. úhel [°]
42	24	66	60	4	2,15	60	40	15

Tabulka 2: Parametry silentbloků [13]

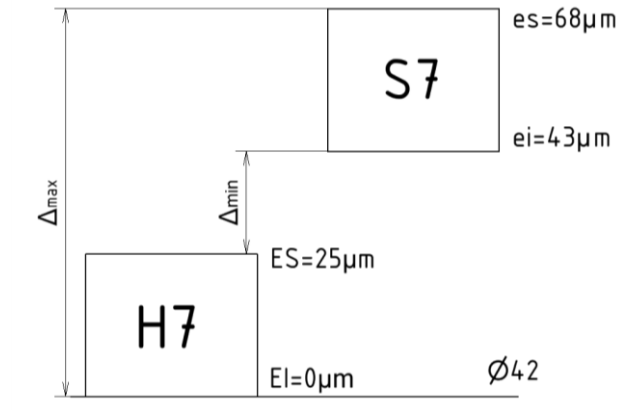
Na Obr. 36 je schematicky znázorněn nalisovaný silentblok do oka závěsky s vyznačenými průměry a tlaky na jednotlivých rozhraních. Při lisování silentbloku do oka je tlak  $p_1$  roven atmosférickému tlaku. Tento tlak se ale změní v případě lisování čepu do oka závěsky. To by způsobilo další napjatost, se kterou by se muselo v případě kontroly oka závěsky počítat. Tímto případem se ale ve své práci zabývat nebudu a zohledním ho v koeficientu bezpečnosti.



Obr. 36: Znázornění poloměrů a tlaků

Tlak  $p_5$  je také roven atmosférickému tlaku, ale tlaky  $p_1, p_2, p_3$  a  $p_4$  je potřeba pro určení napětí v oku závěsky dopočítat dle teorie nalisovaných vícevrstvých silnostěnných nádob s proměnlivým modulem pružnosti  $E$ . Pro zjednodušení jsem po konzultaci s vedoucím práce zvolil tlak  $p_3 = 3 \text{ MPa}$ , který je zároveň požadován jako montážní předpětí v silentbloku. Při zatížení radiální silou je jedna strana silentbloku stlačována a druhá natahována. Natahování pryže není příznivé a z tohoto důvodu je do pryžové části silentbloku vneseno montážní předpětí, které sníží míru natahování pryže.

Po tomto zjednodušení se stačí zaměřit pouze na části III a IV, viz Obr. 36, a pomocí vztahu pro výpočet přesahu u dvouvrstvé nalisované válcové nádoby určit tlak  $p_4$ . Pro tento výpočet je potřeba znát výrobní tolerance vnějšího rozměru silentbloku a zvolit vhodné uložení silentbloku v závěsce. Tyto parametry mi nejsou známé, proto volím k výpočtu, dle strojnických tabulek <sup>[10]</sup>, uložení s přesahem  $\frac{H7}{s7}$ . Největší napjatost vlivem nalisování nastane v případě maximálního přesahu. Maximální přesah zjistím z Obr. 37, kde jsou vyznačené polohy a velikosti tolerančních polí průměru  $r_4$  silentbloku a závěsky.



Obr. 37: Poloha tolerančních polí pro lisování

Maximální přesah má hodnotu:

$$\Delta_{\text{max}} = es - EI = 68 - 0 = 68 \mu\text{m}. \quad (6.1.22)$$

Tlak  $p_4$  si vyjádřím pomocí vzorce:

$$\Delta_{\text{max}} = \frac{2 \cdot r_4}{E} \cdot (K^{IV} - K^{III}), \quad (6.1.23)$$

kde  $K^{IV}$  a  $K^{III}$  jsou konstanty náboje a hřídele, které jsou definovány vztahy:

$$K^{III} = \frac{p_3 \cdot r_3^2 - p_{4\text{max}} \cdot r_4^2}{r_4^2 - r_3^2} \quad (6.1.24)$$

$$K^{IV} = \frac{p_{4\text{max}} \cdot r_4^2 - p_5 \cdot r_5^2}{r_5^2 - r_4^2}. \quad (6.1.25)$$

Poloměr  $r_4$  je roven polovině průměru  $D$ , viz Tabulka 2,  $r_4 = 21 \text{ mm}$ . Poloměr  $r_3$  není v katalogu výrobce silentbloků uveden a po konzultaci s vedoucím práce volím tloušťku vnějšího prstence silentbloku 1,5 mm. Po odečtení této hodnoty od poloměru  $r_4$  získám poloměr  $r_3$ :

$$r_3 = r_4 - 1,5 = 21 - 1,5 = 19,5 \text{ mm}. \quad (6.1.26)$$

Dle doporučení z přednášek Části a mechanismy strojů I volím poloměr  $r_5$ :

$$r_5 = 1,8 \cdot r_4 = 1,8 \cdot 21 = 37,8 \text{ mm} \doteq 40 \text{ mm}. \quad (6.1.27)$$



Dosažením rovnic (6.1.24) a (6.1.25) do rovnice (6.1.23) získám rovnici o jedné neznámé,  $p_{4max}$ , kterou si poté vyjádřím jako:

$$p_{4max} = \frac{\frac{\Delta_{max} \cdot E}{2 \cdot r_4} + \frac{p_5 \cdot r_5^2}{r_5^2 - r_4^2} + \frac{p_3 \cdot r_3^2}{r_4^2 - r_3^2}}{r_4^2 \left( \frac{1}{r_5^2 - r_4^2} + \frac{1}{r_4^2 - r_3^2} \right)} = \quad (6.1.28)$$

$$= \frac{\frac{68 \cdot 10^{-3} \cdot 2,1 \cdot 10^5}{2 \cdot 21} + \frac{0,1 \cdot 38^2}{38^2 - 21^2} + \frac{3 \cdot 19,5^2}{21^2 - 19,5^2}}{21^2 \left( \frac{1}{38^2 - 21^2} + \frac{1}{21^2 - 19,5^2} \right)} = 47 \text{ MPa}$$

Momentálně již znám všechny potřebné tlaky k vyjádření průběhu napětí, které se do oka závěsky vnese nalisováním silentbloku. Tečné a radiální napětí způsobené lisováním je definováno vztahy:

$$\sigma_t^N(r) = K^{IV} + \frac{C^{IV}}{r^2} = 17,738 + \frac{28\,540,576}{r^2} \quad (6.1.29)$$

$$\sigma_r^N(r) = K^{IV} - \frac{C^{IV}}{r^2} = 17,738 - \frac{28\,540,576}{r^2}, \quad (6.1.30)$$

kde konstanta  $C^{IV}$  je definována vztahem:

$$C^{IV} = (p_{4max} - p_5) \cdot \frac{r_4^2 \cdot r_5^2}{r_5^2 - r_4^2} = (47 - 0,1) \cdot \frac{21^2 \cdot 40^2}{40^2 - 21^2} = 28\,541 \text{ N} \quad (6.1.31)$$

a konstanta  $K^{IV}$  má hodnotu:

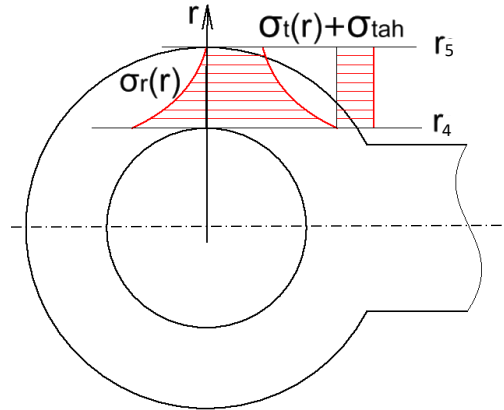
$$K^{IV} = \frac{p_{4max} \cdot r_4^2 - p_5 \cdot r_5^2}{r_5^2 - r_4^2} = \frac{47 \cdot 21^2 - 0,1 \cdot 40^2}{40^2 - 21^2} = 17,738 \text{ N/mm}^2. \quad (6.1.32)$$

Při zatížení závěsky dochází v oku závěsky k superpozici napětí způsobené nalisováním a napětí, které je způsobené zatížením závěsky tahem. Průběh radiálního a tečného napětí je možné vidět na Obr. 38, kde je také znázorněné tahové napětí v závěsce. Tlakové napětí by nenamáhalo zadní část závěsky a nedošlo by k zatížení oka závěsky v místě kontroly. Z tohoto důvodu uvažuji pouze tahové napětí. Maximální tahová síla má hodnotu:

$$S_{tah} = S_G + S_H + S_{Dmax} = 1\,698 + 48\,370 + 777 = 47\,449 \text{ N} \quad (6.1.33)$$

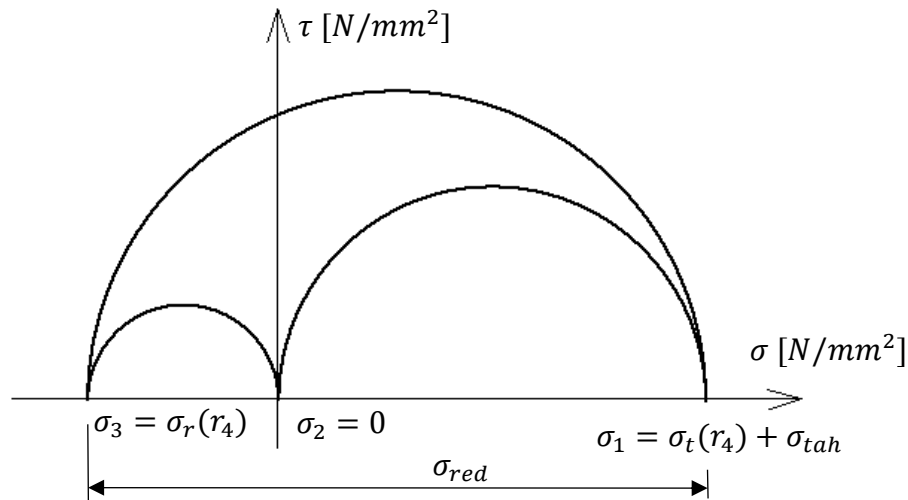
Tahové napětí je rovno podílu síly a plochy na kterou působí:

$$\sigma_{tah} = \frac{S_{tah}}{2 \cdot (r_5 - r_4) \cdot l_s} = \frac{47\,449}{2 \cdot (40 - 21) \cdot 60} = 20,8 \text{ N/mm}^2. \quad (6.1.34)$$



Obr. 38: Průběh napětí v oku závěsky

V oku závěsky vzniká rovinná napjatost, kterou si pro poloměr  $r_4$  znázorním pomocí Mohrových kružnic, viz Obr. 39.



Obr. 39: Mohrovy kružnice pro napětí v oku závěsky

Z Mohrových kružnic určím pomocí teorie  $\tau_{max}$  redukované napětí na poloměru  $r_4$ :

$$\begin{aligned} \sigma_{red}^{\tau_{max}} &= \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_t(r_4) + \sigma_{tah} - \sigma_r(r_4) = \\ &= 17,738 + \frac{28\,540,576}{21^2} + 20,8 - \left( 17,738 - \frac{28\,540,576}{21^2} \right) = \quad (6.1.35) \\ &= 151 \text{ N/mm}^2. \end{aligned}$$

Výsledná bezpečnost oka v místě kontroly je:

$$k_o = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}^{\tau_{max}}} = \frac{186}{151} = 1,23. \quad (6.1.36)$$

Tato bezpečnost je dostačující, neboť hlavním zdrojem předpokladů, které nemusí plně odpovídat realitě je tahové napětí, které tvoří malou část redukovaného napětí.



## 7. Závěr

V této bakalářské práci jsem se zabýval návrhem vodorovné závěsky u nápravové hypoidní převodovky pohonu dvojkolí. Vzorem mého praktického řešení je závěska u nápravové převodovky elektrické jednotky řady 680.

V 2. kapitole bakalářské práce jsem se věnoval rozdělení pohonu dvojkolí a následně popisu tlapového pohonu dvojkolí a částečně odpruženého pohonu dvojkolí. Popsal jsem jejich základní charakteristiky, výhody a nevýhody a uvedl jsem pár příkladů použití těchto pohonů.

Následně jsem se detailněji věnoval rozdělení závěsek a jejich konstrukčnímu provedení včetně uvedení příkladů použití závěsek.

Vzhledem ke vzoru praktického řešení byly zvoleny základní technické parametry, ze kterých jsem si dále musel vyjádřit parametry potřebné ke stanovení sil a pevnostnímu výpočtu závěsky.

Pomocí těchto parametrů byly stanoveny síly působící na závěsku při provozním stavu, jako součet statické síly od tíhy součástí, kvazistatické síly od hnacího momentu a dynamické síly vznikající v důsledku jízdy po nerovné koleji.

Po stanovení působících sil jsem navrhl 2 způsoby konstrukčního řešení závěsky. Prvním řešením je závěsku vyhotovit jako výkovek z jednoho kusu materiálu, kde tělo závěsky má průřez tvaru I profilu z důvodu úspory hmotnosti. Druhým řešením je použití trubky se závitem, do které se našroubují konce závěsky. Vzhledem k nevýhodám druhého řešení závěsky uvedené v kapitole 6 jsem se rozhodl použít první způsob řešení závěsky, tedy zhotovit jí jako výkovek z jednoho kusu materiálu.

Jako dominantní namáhání závěsky jsem určil vzpěr a z něho jsem také vypočítal rozměry průřezu závěsky tak, aby byla splněna požadovaná bezpečnost vůči vzpěru.

Poslední kapitola praktické části bakalářské práce byla věnována výpočtu napětí, které způsobí nalisování silentbloků do ok závěsky a stanovení rozměru koncových částí závěsky tak, aby měli dostatečnou bezpečnost při superpozici napětí od lisování a napětí způsobené přenosem sil závěskou.



Vznikl 3D model navržené závěsky a sestavný výkres částečně odpruženého pohonu dvojkolí, ve kterém je použita navržená závěska, viz Příloha 1.

Nakonec je potřeba ještě zmínit, že bakalářská práce kontrolovala závěsku pouze na maximální provozní zatížení a dynamický účinek v tomto provozním stavu. Pro konečné řešení by bylo nutné provést kontrolu závěsky na extrémní zatížení, např. při momentu zkratu motoru nebo při havárii vozu. S ohledem na rozsah bakalářského studia, toto již nebylo požadováno, neboť je tato problematika přednášena v navazujícím magisterské studiu.



## 8. Použitá literatura

- [1] doc. Ing. KOLÁŘ, Josef, CSc.; Pohony kolejových vozidel [online]; [cit. 2019-3-3]; Dostupné z: <https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211146/Pohony%20kolejov%C3%BDch%20vozidel%20-%202011.pdf>
- [2] HELLER, Petr a Josef DOSTÁL. *Kolejová vozidla II.* V Plzni: Západočeská univerzita, 2009. ISBN 978-80-7043-641-7.
- [3] doc. Ing. KOLÁŘ, Josef, CSc.; Konstrukce kolejových vozidel [online]; [cit. 2019-3-3]; Dostupné z: [https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211052/Microsoft%20PowerPoint%20-%20Konstrukce%20kolejov%c3%bdch%20vozidel.pdf?fbclid=IwAROSvuNG4SmoXljWVDBpZFW8MkUkcPvXS5cqXfvO9i\\_v17KIOFkOYpWpk4](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211052/Microsoft%20PowerPoint%20-%20Konstrukce%20kolejov%c3%bdch%20vozidel.pdf?fbclid=IwAROSvuNG4SmoXljWVDBpZFW8MkUkcPvXS5cqXfvO9i_v17KIOFkOYpWpk4)
- [4] prof. Ing. KALINČÁK, Daniel, PhD.; Kolejová vozidla [online]; [cit. 2019-3-7]; Dostupné z: <https://docplayer.cz/47422560-Katedra-dopravnej-a-manipulacnej-techniky.html>
- [5] VRBA, Jan; Výpočet lisovaného spoje náboje kola na nápravě hnacího dvojkolí elektrické lokomotivy; Bakalářská práce; ČVUT; Fakulta strojní; Ústav automobilu, spalovacích motorů a kolejových vozidel; 2017-07-12 [cit. 2019-3-3]; Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. KOLÁŘ, Josef, CSc.; Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/70663/F2-BP-2017-Vrba-Jan-Bakalarska%20prace.pdf?sequence=1>
- [6] Bc. KREJČÍK, Stanislav; Studie podvozku pro nízkopodlažní tramvajové vozidlo; Diplomová práce; Západočeská univerzita v Plzni; Fakulta strojní; Katedra konstruování strojů; 2014-09-22 [cit. 2019-04-15]; Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Heller, CSc.; Dostupné z: [https://otik.uk.zcu.cz/bitstream/11025/20304/1/DP\\_Krejcik\\_Stanislav.pdf](https://otik.uk.zcu.cz/bitstream/11025/20304/1/DP_Krejcik_Stanislav.pdf)
- [7] BRŮŽEK, Filip; Projekt 1; ČVUT; Fakulta strojní; Ústav automobilu, spalovacích motorů a kolejových vozidel, [cit. 2019-3-18]
- [8] doc. Ing. KOLÁŘ, Josef, CSc.; Design of a Wheelset Drive[online]; 2015 [cit. 2019-3-18]; Dostupné z: <https://pdfs.semanticscholar.org/9d01/eba06a33c82b2468db94d169d86efc632d67.pdf>
- [9] ŠVESTKA, David; Elektrická jednotka řady 680 [online]; Obr. 17; Dostupné z: <http://www.atlaslokomotiv.net/loko-680.html>
- [10] VALÁŠEK, Michael, Zbyněk ŠIKA a Václav BAUMA. *Mechanika B.* V Praze: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02919-0.





[11] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4

[12] doc. Ing. ŘEZNÍČEK, Jan, CSc.; Pružnost a pevnost II: komentované přednášky [online]; ČVUT; Fakulta strojní; 2017 [cit. 2018-5-15]; Dostupné z: <http://pruznost.unas.cz/>

[13] Katalog Hutchinson Paulstra; [cit. 2018-6-10]



## Seznam obrázků

Obr. 1: Model vzoru pohonu dvojkolí.....	5
Obr. 2: Rozdělení pohonu dvojkolí .....	6
Obr. 3: Schéma ústředního pohonu dvojkolí u lokomotivy Maxima 40 CC.....	7
Obr. 4: Skupinový pohon univerzální lokomotivy Nr. 16 501SNCF [1] .....	7
Obr. 5: Individuální pohon dvojkolí s tlakovým motorem [3] .....	8
Obr. 6: Moderní řešení pohonu tlakovým motorem [1] .....	9
Obr. 7: Tlakový pohon s kuželovou převodovkou .....	10
Obr. 8: Podvozek tramvaje Incentro .....	11
Obr. 9: Individuální pohon dvojkolí s podélnou osou trakčního motoru a částečně odpruženou převodovkou [1].....	11
Obr. 10: Podvozek tramvaje Tatra T3, boční pohled [6].....	12
Obr. 11: Podvozek tramvaje Tatra T3, půdorys [6].....	12
Obr. 12: Individuální pohon tramvajového dvojkolí s podélnou osou trakčního motoru .....	13
Obr. 13: Sestavný výkres trakčního podvozku Pendolina.....	14
Obr. 14: Schématické znázornění vodorovné závěsky .....	15
Obr. 15: Schématické znázornění svislé závěsky .....	16
Obr. 16: Spodní vodorovná závěska s vyznačenou min. světlou výškou .....	17
Obr. 17: Uchycení vodorovné závěsky Pendolina [8] .....	17
Obr. 18: Vodorovná závěska na vrchní straně převodovky [1].....	18
Obr. 19: Závěska tramvaje Škoda T14 [1] .....	19
Obr. 20: Podvozek tramvaje GT6N [1] .....	19
Obr. 21: Schéma rozložení pohonů elektrické jednotky řady 680.....	20
Obr. 22: Obousměrná trakční charakteristika trakčního vozu elektrické jednotky řady 680 .....	22
Obr. 23: Schéma tíhových sil zatěžujících závěsku .....	24
Obr. 24: Rozbor sil působících na převodovku od hnacího momentu .....	26
Obr. 25: Nerovnost kolejnice .....	27
Obr. 26: Schématické znázornění podvozku, primárního odpružení a dvojkolí.....	29
Obr. 27: Schéma natočení závěsky a převodovky .....	31



Obr. 28: Schéma převodovky s dynamickými silami.....	33
Obr. 29: Průběh síly $SD$ .....	35
Obr. 30: Vodorovná závěska zhotovená jako výkovek .....	36
Obr. 31: Složená závěska .....	37
Obr. 32: Tvar průřezu závěsky zhotovené jako výkovek.....	38
Obr. 33: Model závěsky zhotovené z výkovku se znázorněnými případy vzpěru .....	38
Obr. 34: Výpočet polárního momentu průřezu I profilu .....	39
Obr. 35: Silentblok Paulstra [12].....	43
Obr. 36: Znázornění poloměrů a tlaků.....	44
Obr. 37: Poloha tolerančních polí pro lisování .....	45
Obr. 38: Průběh napětí v oku závěsky .....	47
Obr. 39: Mohrovy kružnice pro napětí v oku závěsky .....	47

## Seznam tabulek

Tabulka 1: Základní parametry .....	20
Tabulka 2: Parametry silentbloků [13].....	43

---