

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

**Návrh závěsky u nápravové převodovky příčného částečně
odpruženého pohonu dvojkolí**

Autor:

Oldřich Suchánek

Vedoucí práce:

doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

Rok:

2018/2019

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Suchánek** Jméno: **Oldřich** Osobní číslo: **466656**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh závěsky u nápravové převodovky příčného částečně odpruženého pohonu dvojkolí

Název bakalářské práce anglicky:

A design of the sprung-hange of axle-gearbox in the transverse partially sprung drive of the wheelset

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši koncepcí řešení částečně odpruženého příčného pohonu dvojkolí.
2. Základní schemata řešení závěsu u nápravové převodovky.
3. Stanovte základní technické parametry příčného pohonu dvojkolí lokomotivy.
4. Rozbor silových účinků působících při jízdě na závěsku nápravové převodovky.
5. Pevnostní výpočet závěsky převodovky.
6. Průvodní technickou zprávu 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

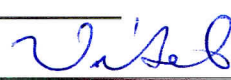
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

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

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci *Návrh závěsky u nápravové převodovky příčného částečně odpruženého pohonu dvojkolí* vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře, CSc. a použil jsem pouze podklady uvedené v seznamu zdrojů.

V Praze dne 10.7.2019

Oldřich Suchánek

Poděkování

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

Anotační list

Jméno autora:	Oldřich Suchánek
Název BP:	Návrh závěsky u nápravové převodovky příčného částečně odpruženého pohonu dvojkolí
Anglický název:	A design of the sprung-hange of axle-gearbox in the transverse 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: 44 Počet obrázků: 37 Počet tabulek: 2 Počet příloh: 1
Klíčová slova:	částečně odpružený podvozek, svislá závěska, tah, vzpěr, lisovaný spoj
Keywords:	partially sprung drive of the wheelset; vertical sprung-hange, thrust, buckling, pressed joint

Anotace

Bakalářská práce se zabývá návrhem svislé závěsky u nápravové převodovky příčného částečně odpruženého pohonu dvojkolí. V práci je provedena rešerše pohonů dvojkolí a rešerše provedení závěsek. Ze vzoru praktického řešení jsou stanoveny síly působící na závěsku, pomocí kterých jsou vypočítány rozměry průřezu závěsky. Návrh rozměrů vychází z teorie tahu, vzpěru a ztráty stability. Dále je v práci provedena kontrola v místě nalisování silentbloků.

Annotation

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



Obsah

1. Úvod	5
2. Konstrukční řešení pohonu dvojkolí.....	6
2.1. Ústřední pohon dvojkolí.....	6
2.2. Skupinový pohon dvojkolí.....	7
2.3. Individuální pohon dvojkolí.....	7
2.3.1. Pohon s tlakovým motorem.....	8
2.3.2. Pohon s odpruženým trakčním motorem a částečně odpruženou převodovkou	9
2.3.3. Pohon se zcela odpruženým trakčním motorem a převodovkou	11
3. Základní schémata řešení závěsky u individuálního částečně odpruženého příčného pohonu dvojkolí	13
3.1. Vodorovná závěska.....	14
3.2. Svislá závěska.....	15
3.3. Šikmá závěska.....	17
4. Základní technické parametry příčného pohonu dvojkolí	18
5. Rozbor silových účinků působících při jízdě na závěsku	20
5.1. Výpočet síly způsobené hnacím momentem SH	20
5.2. Výpočet síly způsobené tíhou převodovky SG	22
5.3. Výpočet síly od dynamiky pohonu dvojkolí SD	23
6. Konstrukční řešení a pevnostní výpočty závěsky	29
6.1. Návrh výkovku	30
6.1.1. Dimenzování svislé závěsky na tah.....	30
6.1.2. Ověření stability svislé závěsky	31
6.1.3. Návrh kloubových ok.....	34
7. Závěr	40
8. Seznam použitých zdrojů	42
9. Seznam obrázků	43
10. Seznam tabulek	44



Seznam použitých veličin

Označení	Název veličiny	Rozměr
a	strana čtverce průřezu závěsky	$[mm]$
a	vzdálenost těžiště krytu převodovky od osy nápravy	$[mm]$
b	vzdálenost těžiště pastorku od osy nápravy	$[mm]$
c	vzdálenost závěsky od osy nápravy	$[mm]$
C	konstanta oka závěsky	$[N]$
E	modul pružnosti	$[N/mm^2]$
f	budící frekvence	$[Hz]$
$F_{kritIII}^T$	první kritická síla pro třetí případ vzpěru podle Tetmajera	$[N]$
F_p	síla v pružinách	$[N]$
F_{TAH}	tahová síla působící v závěsce	$[N]$
F_{TLAK}	tlaková síla působící v závěsce	$[N]$
g	gravitační zrychlení	$[m/s^2]$
G_1	tíhová síla způsobena hmotností m_{kryt}	$[N]$
G_2	tíhová síla způsobena hmotností m_2	$[N]$
G_p	tíhová síla způsobena čtvrtinou odpružené hmotnosti lokomotivy	$[N]$
i_{min}	minimální kvadratický poloměr průřezu	$[mm]$
I_{pas1}	moment setrvačnosti pastorku vůči ose pastorku	$[kg \cdot mm^2]$
I_{kh1}	moment setrvačnosti kloubového hřídele vůči ose pastorku	$[kg \cdot mm^2]$
I_{kam1}	moment setrvačnosti kotvy asynchronního motoru vůči ose pastorku	$[kg \cdot mm^2]$
I_{ps2}	moment setrvačnosti převodové skříně vůči ose nápravy dvojkolí	$[kg \cdot mm^2]$
I_{pas2}	moment setrvačnosti pastorku vůči ose nápravy dvojkolí	$[kg \cdot mm^2]$
I_{kh2}	moment setrvačnosti kloubového hřídele vůči ose nápravy dvojkolí	$[kg \cdot mm^2]$



J_{min}	kvadratický moment čtvercového průřezu	$[mm^4]$
k	součinitel bezpečnosti	$[-]$
k	čtvrtina celkové tuhosti primárního odpružení	$[N/mm]$
k_c	celková tuhost primárního odpružení	$[N/mm]$
K^I	konstanta vnějšího kroužku silentbloku	$[MPa]$
K^{II}	konstanta oka závěsky	$[MPa]$
l	délka jedné vlny nerovnosti	$[mm]$
l	vzdálenost os hlav závěsky	$[mm]$
l_1	funkční délka lisovaného spoje	$[mm]$
m	čtvrtina odpružené hmotnosti lokomotivy	$[kg]$
m_{nh}	hmotnost neodpružené hmoty	$[kg]$
m_{lok}	hmotnost lokomotivy Siemens Vectron	$[kg]$
m_{kryt}	hmotnost skříně převodovky	$[kg]$
m_2	součet hmotností pastorku, části kloubového hřídele a ostatních součástí pohonu	$[kg]$
M_H	hnací moment	$[N \cdot mm]$
M_M	moment motoru	$[N \cdot mm]$
n, n'	rameno působíště síly v závěsce	$[mm]$
N	normálová síla mezi kolem a kolejnicí	$[N]$
p_1	montážní předpětí v silentbloku	$[MPa]$
p_2	tlak v místě lisování	$[MPa]$
p_3	atmosférický tlak	$[kPa]$
r_1	poloměr roztečné kružnice pastorku	$[mm]$
r_2	poloměr roztečné kružnice ozubeného kola	$[mm]$
r_k	poloměr kola	$[mm]$
S, S'	síla v závěsce	$[N]$
S_H	síla v závěsce od hnacího momentu	$[N]$
S_G	síla způsobena vlastní tíhou převodovky	$[N]$
S_D	síla v závěsce od jízdy po nerovné koleji	$[N]$



S	obsah průřezu závěsky	$[mm^2]$
T	trakční síla	$[N]$
T_{12}	reakce z pastorku na kolo	$[N]$
T_{max}	maximální trakční síla	$[N]$
v	rychlost vlaku	$[m/s]$
z_0	amplituda nerovnosti	$[mm]$
z_k	svislý pohyb dvojkolí	$[mm]$
z_{pst}	stlačení primárního odpružení tíhovou silou	$[mm]$
z_p	svislý pohyb rámu podvozku	$[mm]$
μ	součinitel adheze	$[-]$
λ	štíhlost závěsky	$[-]$
λ_{mez}	mezí štíhlost	$[-]$
ω	budící úhlová rychlost	$[rad/s]$
Ω	vlastní uhlová frekvence	$[rad/s]$
$\varphi_{př}$	úhel natočení převodkovové skříně	$[rad]$
$\ddot{\varphi}_{př}$	úhlové zrychlení skříně převodovky	$[rad/s^2]$
φ_{pas}	úhel natočení pastorku kolem své osy	$[rad]$
σ	tahové napětí v závěsce	$[N/mm^2]$
σ_E	mez kluzu	$[N/mm^2]$
σ_D	dovolené napětí	$[N/mm^2]$
σ_u	mez úměrnosti	$[N/mm^2]$
σ_r^H	radiální napětí v závěsce	$[N/mm^2]$
σ_t^H	tečné napětí v závěsce	$[N/mm^2]$
σ_{TAH}	tahové napětí v oku závěsky	$[N/mm^2]$
σ_{red}	reduované napětí	$[N/mm^2]$
δ_{max}	maximální přesah lisovaného spoje	$[\mu m]$



1. Úvod

Hlavní princip pohybu kolejového vozidla je odvalování dvojkolí po trati. S tím je tedy spojena závislost této dopravy na železniční infrastruktuře. Kolejová doprava zaujímá v dnešní době značný podíl na celkovém objemu přeneseného zboží a v přepravě osob. Vliv na to má převážně vysoká energetická účinnost, neboť kola mají při pohybu na kolejích nízký valivý odpor, a velmi dobrá infrastruktura, která pokrývá většinu českého území.

Počátky kolejové dopravy jsou spojeny s použitím koňského spřežení, kde zvířata byla schopna převést až sedm krát více materiálu s použitím stejné síly. S příchodem průmyslové revoluce na přelomu 18. a 19. století se koňská síla nahradila parními motory, s větším výkonem se dalo přepravit více materiálu najednou a zásadně se zvýšila rychlost dopravy. S postupem času se železnice modernizovala a parní lokomotivy byly nahrazeny elektrickými a motorovými (dieselovými) stroji s podstatně vyššími výkony. [1]

Dieselové lokomotivy se převážně ve světě využívají na tratích, kde zatím neproběhla elektrifikace, nebo v místech kde je provoz vznětového motoru cenově výhodnější než elektrický motor kvůli levné ropě.

K pohybu elektrických kolejových vozidel je potřebný přívod elektrické energie, který je zabezpečen napájecí soustavou buď na principu trolejového vedení, které je umístěno nad tratí, nebo pomocí napájecích kolejnic, využití například u podzemních drah či metra. V Česku se využívá jak střídavý, tak stejnosměrný proud k pohonu a na základě toho rozlišujeme tři typy lokomotiv: stejnosměrné (např. 162), střídavé (např. 242) a více systémové (např. 363). Elektrická energie se přenáší do trakčního motoru vytvářející mechanický točivý (hnací) moment, který se pomocí převodovky přenáší na dvojkolí a uvede lokomotivu či vůz metra do pohybu.

Cílem mé bakalářské práce bude návrh dílčí části individuálního pohonu dvojkolí, konkrétně **závěska u čelní nápravové převodovky**, která vytváří reakční moment a zajišťuje tím, aby se převodová skříň při přenosu krouticího momentu neotáčela kolem osy dvojkolí.



2. Konstrukční řešení pohonu dvojkolí

Podle způsobu pohánění dvojkolí rozlišujeme pohony na: [2]

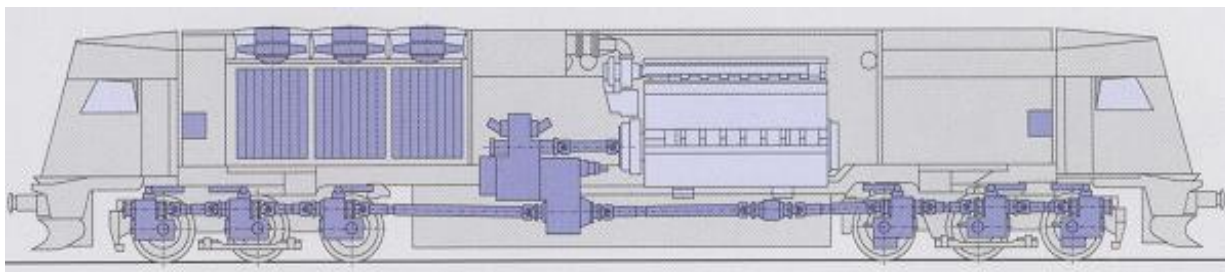
- Ústřední – z jednoho motoru jsou mechanicky poháněna všechna dvojkolí vozidla
- Skupinové – z jednoho motoru jsou mechanicky poháněna všechna dvojkolí v podvozku
- Individuální – každé dvojkolí má svůj vlastní motor.

2.1. Ústřední pohon dvojkolí

Tento způsob využívaly například parní lokomotivy. U tohoto způsobu řešení je použit jeden motor „parní stroj“ k pohonu všech dvojkolí. Hlavní nevýhody jsou především malý výkon kvůli přítomnosti pouze jednoho motoru a neschopnost individuálně řídit výkon na jednotlivých kolech, ale na druhou stranu je pohon levnější a je použit menší počet konstrukčních prvků, to se projeví na hmotnosti vlaku. V současnosti se tento koncept pohonu používá u lokomotiv s hydrodynamickým přenosem výkonu. [2]



Obrázek 1: Ústřední pohon dvojkolí Lokomotiva 475 [3]

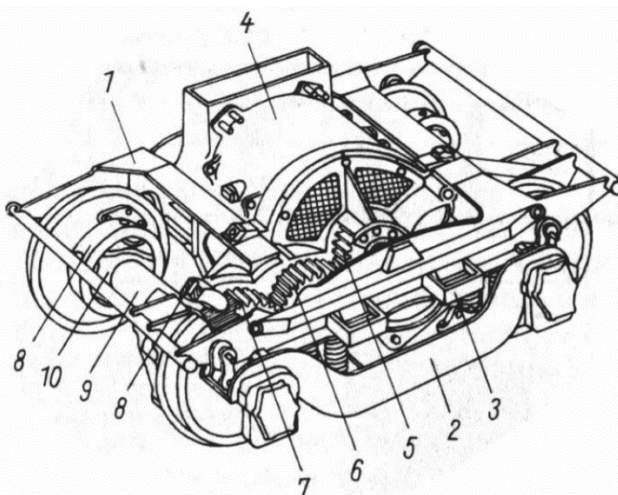


Obrázek 2: Ústřední pohon dvojkolí u lokomotivy Maxima 40 CC [4]



2.2. Skupinový pohon dvojkolí

V tomto případě jeden motor (spalovací nebo elektromotor) pohání všechna dvojkolí v jednom podvozku. Oproti předešlému způsobu pohonu je možné instalovat vyšší výkon vozidla (dva motory) a lze jej regulovat na jednotlivých podvozcích. V případě výpadku jednoho z motorů, může vozidlo dojet s polovičním výkonem na druhý motor. Oproti individuálnímu způsobu pohonu je ale převodovka složitější. [2]



Obrázek 3: Skupinový pohon dvojkolí [2]

2.3. Individuální pohon dvojkolí

Tento případ se využívá u elektrických lokomotiv, disponující velkým výkonem a schopností regulace výkonu na každé nápravě zvlášť. Každé dvojkolí má svůj vlastní trakční elektromotor (stejnoseměrný nebo střídavý). [2]

Moderní lokomotivy používají střídavé trakční motory založené na točivém magnetickém poli. Toto pole je vyvoláno třífázovým zapojením statoru elektromotoru a v důsledku interakce s vinutím kotvy motoru (zapojení na krátko) roztáčí jeho rotor (výstupní hřídel). [2]

Rozlišujeme dva typy individuálního pohonu dvojkolí:

- s příčnou osou pohonu
- podélnou osou pohonu.

U příčného pohonu jsou osy rotoru a nápravy vůči sobě rovnoběžné a k pohonu dvojkolí lze použít nápravovou převodovku s čelním soukolím.

U podélného pohonu jsou osy na sebe kolmé a je potřeba použít kuželovou či hypoidní převodovku. Individuální příčný pohon lze najít ve třech konstrukčních variantách. [2]

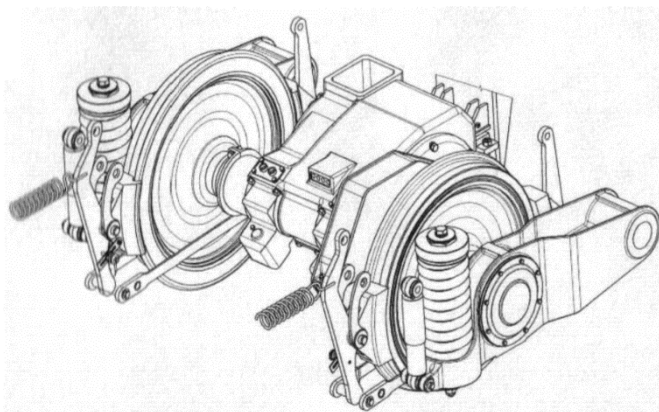


2.3.1. Pohon s tlapovým motorem

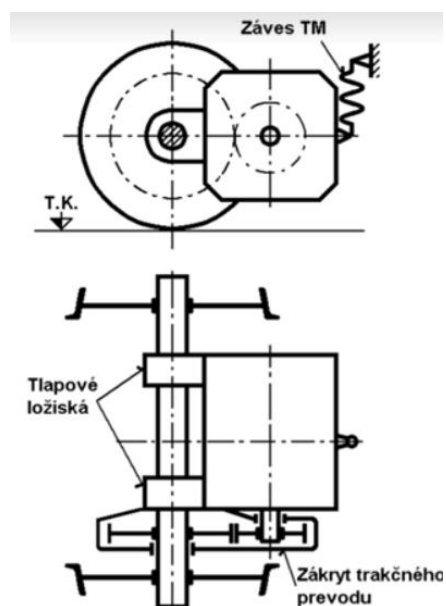
Na kostře motoru (statoru) jsou vytvořeny nálitky ložiskových komor, do kterých jsou vložena kluzná ložiska. Tvar dělených ložiskových komor, umožňujících upevnění motoru na osu dvojkolí připomíná tvar „medvědí tlapy“, odtud název tlapový motor. [2]

Trakční motor je tedy zavěšený pomocí dvou ložisek na nápravě a třetím bodem je pružně zavěšen na rám podvozku. V tomto konstrukčním provedení je většina hmotnosti motoru neodpružená. [2]

U klasického tlapového motoru, viz Obrázky 4 a 5, je přenos krouticího momentu zajišťován soukolím, kde pastorek je nalisovaný na hřídel kotvy motoru a velké kolo je nalisované na nápravě. Pastorek je zde letmo uložený. U tohoto provedení není tedy použita převodovka, ale ozubené čelní soukolí je kryto plechovým obalem, který zajišťuje ochranu proti vniknutí cizích těles do převodu a také zabezpečuje zásobárnu oleje. Velké ozubené kolo pak pomocí brodění v oleji maže a chladí soukolí. [2],[5]

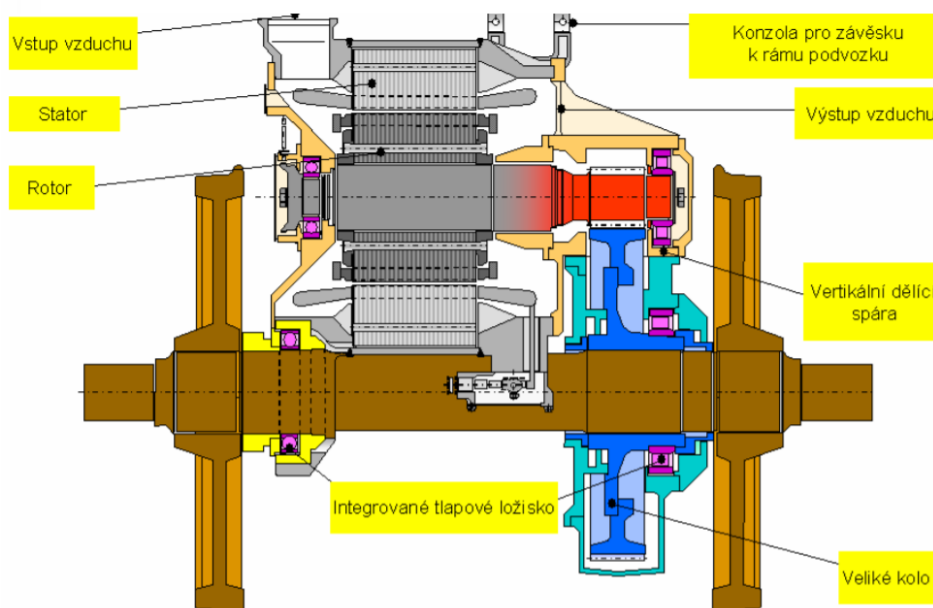


Obrázek 4: Klasický tlapový motor [2]



Obrázek 5: Klasický tlapový motor [6]

V případě moderního řešení pohonu dvojkolí s tlapovým motorem se jedno tlapové ložisko přesunulo do převodovky a druhé zůstalo přišroubované na kostru motoru. Tím se zlepšily silové účinky v ozubení a lépe se rozložily reakce v ložiskách. Pro potlačení axiálních sil se používá šípové ozubení. [2],[5]

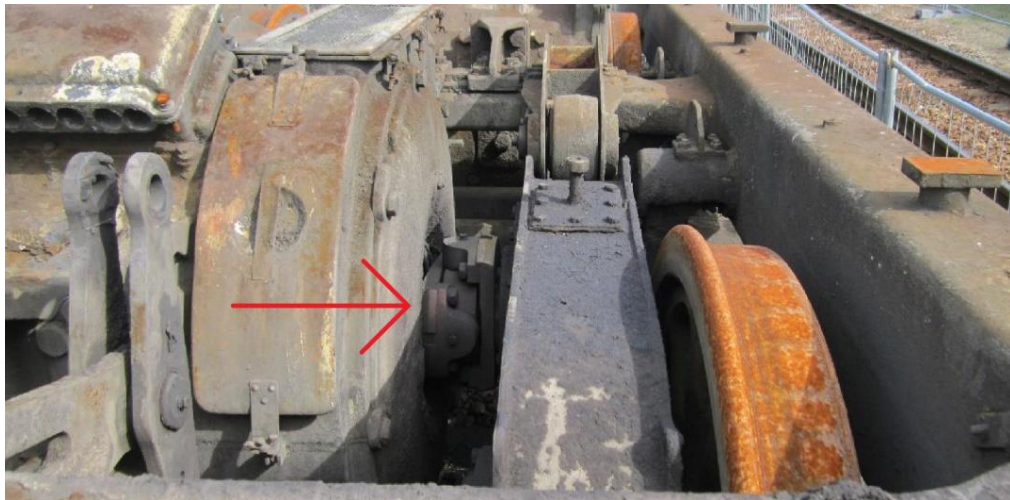


Obrázek 6: Moderní řešení dvojkolí s tlapovým motorem [2]

Mezi výhody patří jednoduchost konstrukce, lehká výroba a údržba, zapříčiněna snadnou demontáží motoru z nápravy. Hlavní nevýhody tohoto uspořádání jsou především velké neodpružené hmoty, to způsobuje větší citlivost na nerovnosti na trati a nutnost vodorovného postavení motoru vůči nápravě, čímž se zvětší rozvor podvozku. [2],[5]

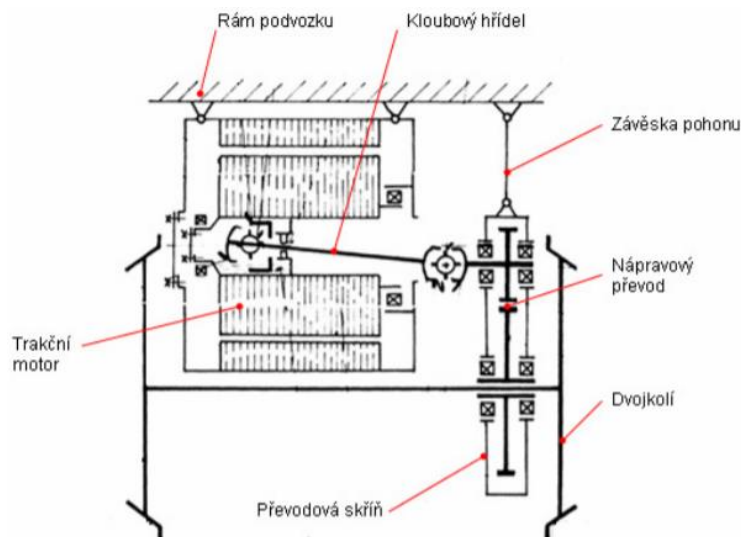
2.3.2. Pohon s odpruženým trakčním motorem a částečně odpruženou převodovkou

U tohoto řešení individuálního pohonu dvojkolí je trakční motor pevně připojen k rámu podvozku a tím pádem je jeho hmotnost zcela odpružena. Z hřídele motoru se kroutící moment přenáší pomocí hřídelové spojky nebo kloubového hřídele na pastorek převodovky a přes velké ozubené kolo čelního ozubení na nápravu dvojkolí. Spojka či kloubový hřídel musí svým provedením zabezpečit pokrytí vzájemných relativních pohybů trakčního motoru a nápravové převodovky, tyto pohyby jsou způsobeny průjezdem obloukem či horizontálními nerovnostmi koleje. Z kloubového hřídele je poté moment přenášen na pastorek a z pastorku přes nalisované velké ozubené kolo na nápravu. Nápravová převodovka je uložena pomocí ložisek na dvojkolí a je zavěšena pomocí závěsky na rám podvozku. Tím je přenášen reakční moment převodovky. [2],[5]



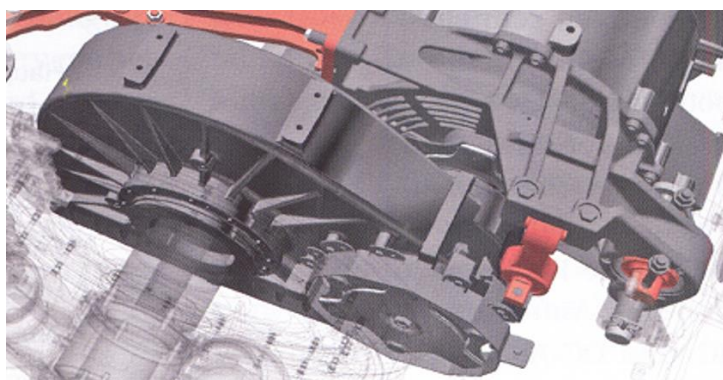
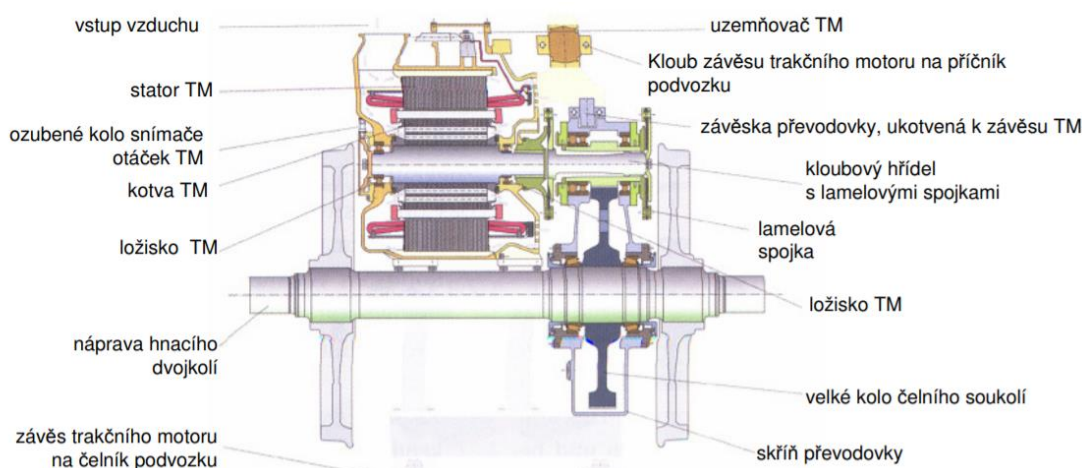
Obrázek 7: Kloubový hřídel

U starších provedeních tohoto pohonu je kloubový hřídel umístěn v dutině stejnosměrného trakčního motoru. Točivý moment se z kotvy motoru přenáší pomocí sférické zubové spojky, která je v této části zaplněna olejem a umožňuje kompenzovat vzájemné pohyby motoru a hnacího dvojkolí. Na druhé straně kloubového hřídele je použit klasický křížový Cardanův kloub, přes který se točivý moment přenáší na pastorek. [2]



Obrázek 8: Starší provedení s kloubovým hřídelem v dutině kotvy motoru [2]

U moderních pohonů je použit asynchronní motor s plným hřídelem, viz Obrázek 8. Hnací moment se přenáší z výstupního hřídele motoru pomocí lamelové spojky na kloubový hřídel, který je uložen v duté hřídeli pastorku a přes další lamelovou spojku se moment přeneše do hřídele pastorku. Tento případ řešení je použit například u lokomotivy Vectron. [2],[5]

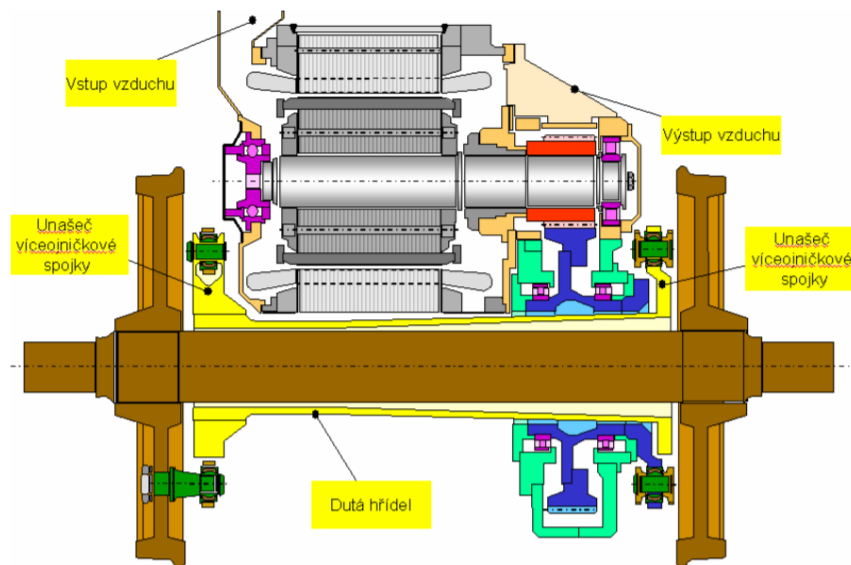


Obrázek 9: Aplikace kloubového hřídele s lamelovými spojkami – Siemens Vectron [2]

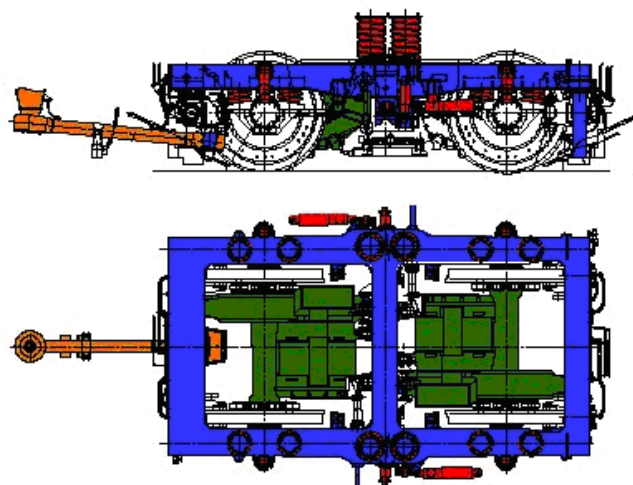
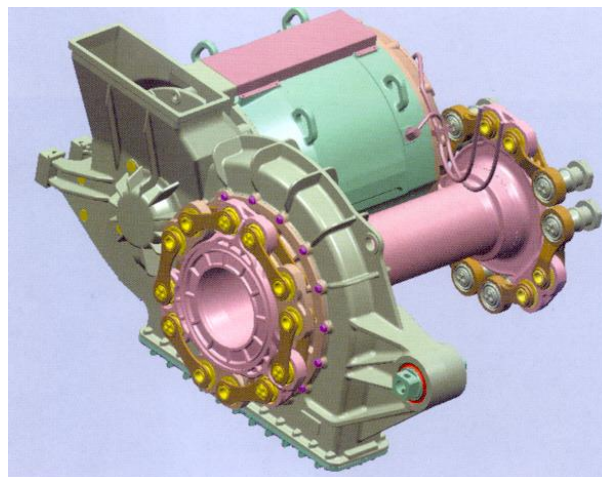
2.3.3. Pohon se zcela odpruženým trakčním motorem a převodovkou

Motor a převodovka jsou zde navzájem spojené a jsou pružně (přes silentbloky) uložené na rámu podvozku. Jejich hmotnost je zcela odpružená, tím je pohon chráněn proti výrazným dynamickým účinkům způsobený pohybem dvojkolí. Z toho plyne větší životnost a spolehlivost. Přenos hnacího momentu je zde realizován pomocí duté hřídele obepínající nápravu. Z trakčního střídavého elektromotoru se moment přenáší přes pastorek na velké ozubené kolo, které je v tomto případě nalisované na dutou výstupní hřídel převodovky. Z ní se pomocí víceojničkové spojky dále přenáší na dutou kloubovou hřídel. Ta je na druhé straně opatřena opět víceojničkovou spojkou, která přenáší hnací moment na disk kola dvojkolí. Část hnacího momentu se z disku kola přenáší lisovaným spojem na nápravu, a tedy na druhé kolo dvojkolí. [2],[5]

Mezi nevýhody lze řadit vyšší cenu provedení, složitost konstrukce zapříčiněnou vyšším počtem součástek v pohonu a nutnost konstrukčně zajistit rovnoměrný přenos hnacího momentu na kola z duté hřídele při jejich vzájemném pohybu. [2],[5]



Obrázek 10: Příklad příčného pohonu s dutou hřídelí objímající nápravu – BR 146 DB [2]



Obrázek 11: Pohon BR 146 DB a jeho zástavba v podvozku [7]

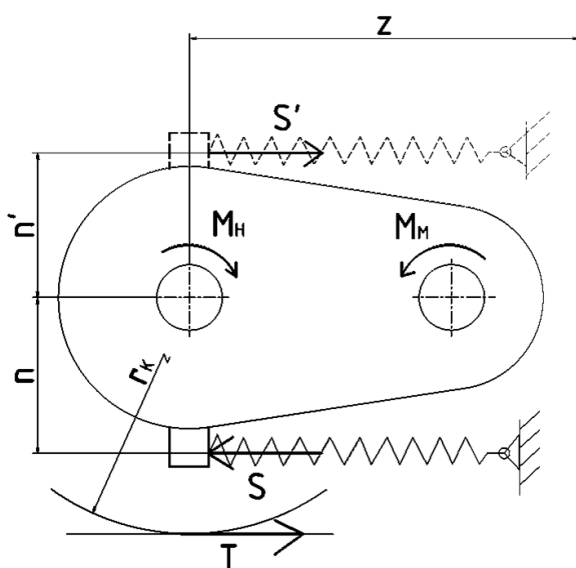


3. Základní schémata řešení závěsky u individuálního částečně odpruženého příčného pohonu dvojkolí

Závěska je dílčí součást částečně odpruženého individuálního pohonu dvojkolí, která je připevněna k nápravové převodovce a k rámu podvozku. Slouží k zachycení části tíhy převodovky, a především k zachycení reakčního momentu vznikajícího v nápravové převodovce při přenosu hnacího momentu. Závěska přenáší tyto silové účinky na rám podvozku. Bez ní by došlo k otáčení převodovky kolem osy nápravy a tím k nežádoucímu zatížení kloubového hřídele nebo spojky (v závislosti na konstrukčním řešení přenosu momentu z trakčního motoru na převodovku) a mechanismus by nebyl schopen vyvíjet hnací sílu.

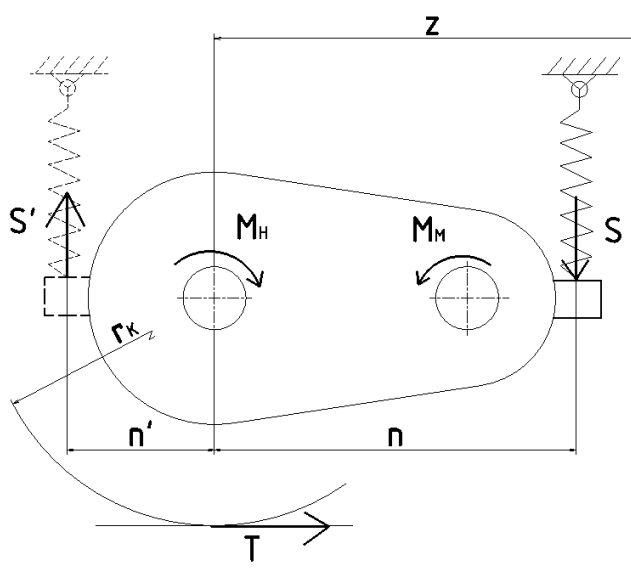
Podle orientace uchycení závěsky v prostoru rozlišujeme 3 druhy závěsek: [2]

- Vodorovná
- Svislá
- Šikmá



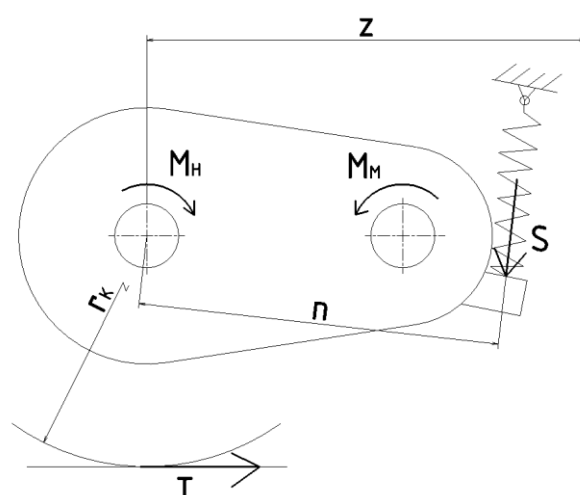
Obrázek 12: Vodorovná závěska

(čárkovaně – horní uložení, plně – dolní uložení)



Obrázek 13: Svislá závěska

(čárkovaně – uložení u velkého kola, plně – uložení u pastorku)



Obrázek 14: Šikmá závěska

3.1. Vodorovná závěska

U tohoto provedení, jak už je z názvu patrné, je závěska orientovaná vodorovně vůči rovině temene koleje. Lze jí umístit na vrchní nebo spodní stranu převodovky. Spodní uchycení je příznivější pro nápravu, protože síla v závěsce S snižuje výslednou podélnou sílu působící ve vedení dvojkolí. Spodního uchycení nelze však vždy dosáhnout, neboť je potřeba dodržet minimální světlost nad rovinou temene koleje a tím pádem je nutno závěsku uchytit na vrchní stranu převodovky. U tohoto řešení naopak síla v závěsce S' zvětšuje sílu ve vedení dvojkolí. [2]

Kvůli krátkému ramenu n/n' , na kterém působí síla v závěsce, je reakční síla velká. Společně s tím, že vodorovné závěsky jsou delší než svislé, zapříčiňuje větší namáhání na tah/vzpěr a musejí být mohutnější, ale naopak lze vhodně konstrukčně uchytit na rám podvozku, aniž by bylo nutné zvětšovat rozvor podvozku.

Příklad vodorovné závěsky u pohonu lokomotivního dvojkolí s příčnou osou trakčního motoru se mi nepodařilo najít. Mohlo by to být způsobeno tím, že se pohon využívá převážně u lokomotiv, které mají vysoký výkon a reakční síla v závěsce by vyšla příliš velká a závěska by byla příliš mohutná.

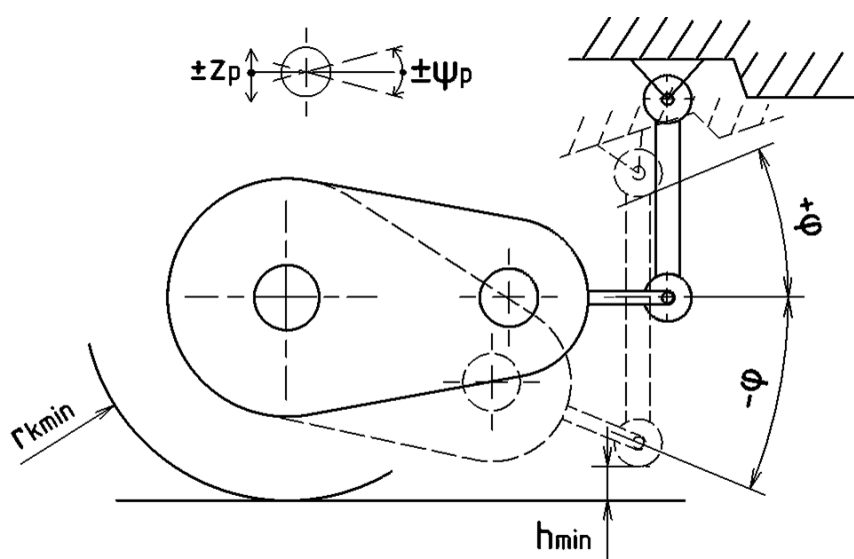


3.2. Svislá závěska

Další přijatelné řešení je možnost uchytit závěsku na jedné či druhé straně převodovky, viz Obrázek 13. Zde nositelka reakčních sil působí kolmo vůči rovině temene koleje. Výhodou svislé závěsky je ulehčení primárního odpružení podvozku tím, že část nápravového zatížení se přenesse i přes závěsku. [2]

Uchytí-li se závěska na straně velkého kola, reakční síla S' v ní bude větší. Je to způsobeno krátkým ramenem n' , na kterém působí síla. V druhém případě, kdy se uchytí závěska na straně pastorku, bude síla S menší, díky delšímu ramenu n , ale konstrukční řešení uchycení závěsky zvětší rozvor podvozku $t_p = 2 \cdot z$, viz Obrázek 13.

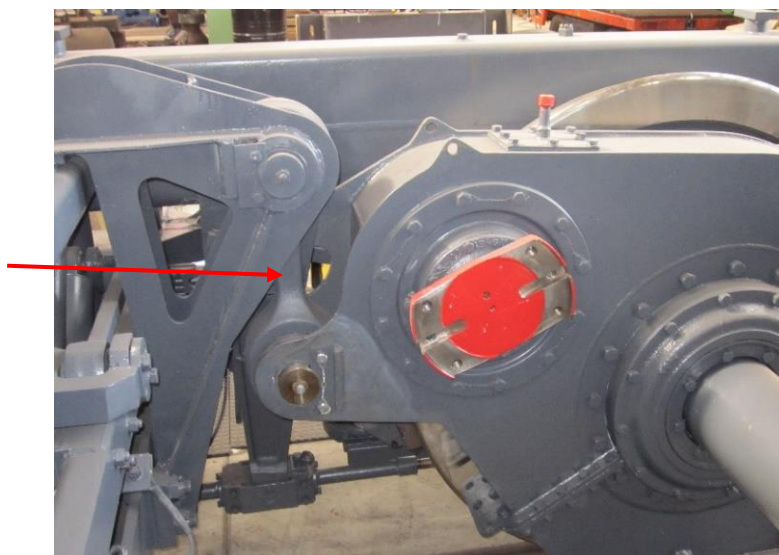
Při uchycení svislé závěsky je také potřeba dbát na dodržení minimální vzdálenosti jakéhokoliv konstrukčního prvku od roviny temene kolejnice (dále rovina TK), viz Obrázek 15, tato hodnota minimální světlé výšky je $h_{min} = 80 \text{ mm}$. Při jízdě po nerovné koleji dochází ke svislému pohybu rámu podvozku o vzdálenost $\pm z_p$ a vlivem setrvačných sil se naklání o úhel $\pm \psi_p$. Vlivem těchto pohybů dochází k natáčení převodovky kolem osy nápravy o úhel φ a uchycení závěsky by se mohlo dostat pod dovolenou hranici světlé výšky vozidla. V potaz je nutno také brát ojetí kol na minimální poloměr r_{kmin} .



Obrázek 15: Minimální světlá výška u svislé závěsky

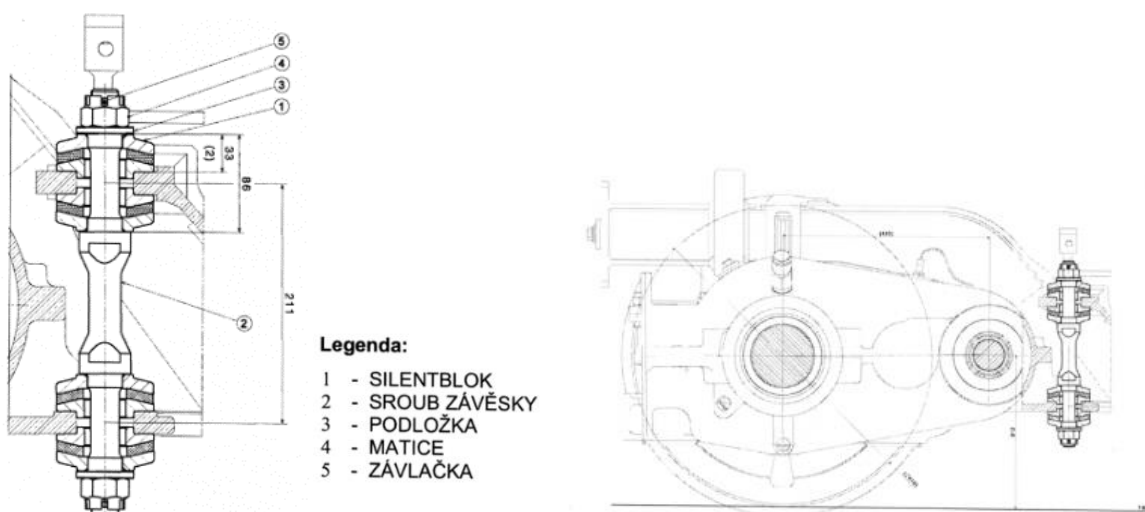


Svislou závěsku lze uskutečnit různými způsoby, například na Obrázku 16 lze vidět řešení z pohonu s částečně odpruženou převodovkou, kde je závěska ve formě ojnice připojená k rámu podvozku a druhým koncem k převodovce.



Obrázek 16: Pohon s příčnou osou trakčního motoru se svislou závěskou

U tramvaje Škoda 14T, viz Obrázek 17, je závěska vytvořena tažnou tyčí (pozice 2) připevněnou pomocí dvojice silentbloků na jedné straně k rámu podvozku a na druhé straně k převodovce. [2]



Obrázek 17: Umístění svislé závěsky v tramvaji Škoda 14T [1]

Svislá závěska nemusí být vždy řešena pomocí ocelových prvků, ale mohou být použity pryžokovové prvky, jako například u vozu metra M1, viz Obrázek 18 u něhož je svislá závěska vyřešena pomocí odlitku ve tvaru písmene C, který je připevněn k příčníku rámu trakčního



podvozku a dvojice pryžokových prvků mezi sebou fixuje skříň převodovky. Při ztrátě soudržnosti pryžokových prvků je tvar odlitku přizpůsoben k tomu, aby zachytil skříň převodovky a nedošlo k jejímu protočení kolem osy nápravy a tím k poškození pohonu a podvozku. [2]

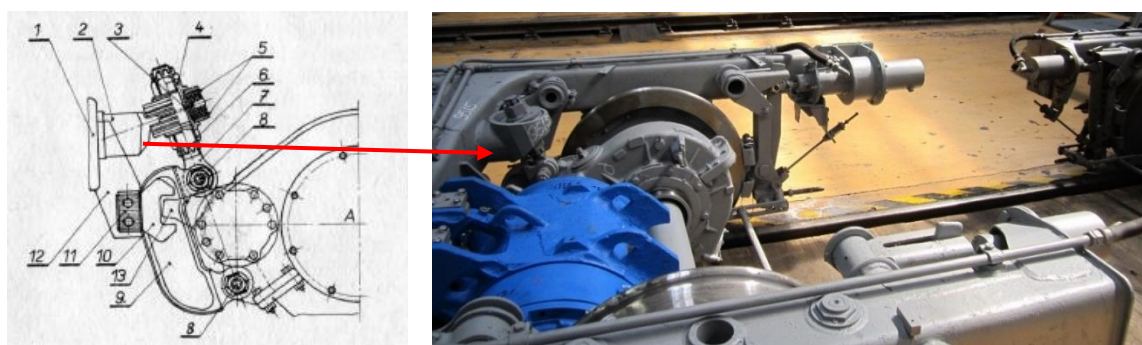


Obrázek 18: Dvojkolí metra M1

3.3. Šikmá závěska

Šikmá závěska spojuje výhody svislé a vodorovné závěsky. Neoptimálnějším řešením je varianta na Obrázku 14, kde je závěska uchycena u pastorku na spodní straně převodovky. V tomto případě síla S v závěsce ulehčuje primárnímu odpružení a zároveň zmenšuje sílu působící na vedení dvojkolí.

Toto řešení je využito u podvozků vozu metra 81-71M, viz Obrázek 19. Zde má závěska tvar písmene C, aby obepnula převodovku a dala se uchytit na spodní stranu skříňě. K rámu podvozku je závěska připojena pomocí silentbloků. Z Obrázku 14 je patrné, že nositelka reakčních sil je orientována šikmo.



Obrázek 19: Podvozek jednotky metra 81-71M



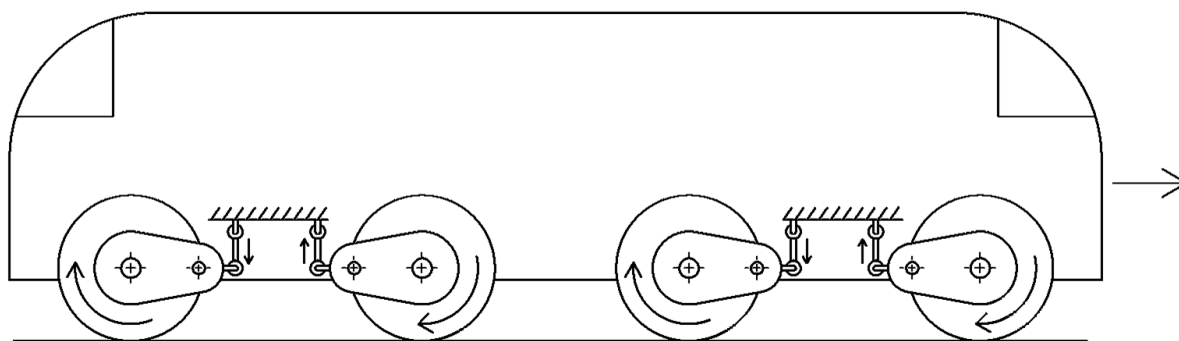
4. Základní technické parametry příčného pohonu dvojkolí

Jako vzor praktického řešení mi byly zadány vedoucím bakalářské práce tyto hodnoty:

Výkon lokomotivy:	6,4 MW
Počet trakčních motorů:	4
Maximální rychlost:	200 km/h
Hmotnost lokomotivy:	87 000 kg
Maximální tažná síla:	300 kN
Brzdná síla:	240 kN
Průměr kola vlaku:	1 250 mm

Tabulka 1: Základní technické parametry

Lokomotiva Siemens Vectron je schopná obousměrné jízdy, aby se lokomotiva nemusela otáčet. Změnou směru hnacího momentu se taktéž mění typ zatěžování závěsek převodovek. Při jízdě jsou vždy dvě závěsky namáhané tlakem a dvě jsou podrobeny tahovým silám, viz Obrázek 20, při změně směru se směry zatěžování prohodí.



Obrázek 20: Schéma umístění závěsek

Asynchronní motor lokomotivy tedy pracuje ve čtyřech kvadrantech, viz Obrázek 21. První a třetí kvadrant (motorický režim) slouží pro jízdu v jednom či druhém směru, druhý a čtvrtý kvadrant (generátorický režim) slouží k brždění. V každém kvadrantu je do určité rychlosti maximální trakční síla omezena adhezí. Po překročení této rychlosti je trakční síla omezena výkonem trakčního motoru. Při brždění je možné asynchronní motor krátkodobě přetěžovat, z tohoto důvodu je v generátorickém režimu trakční síla omezena o 20 % vyšším výkonem než lze vidět v motorickém režimu. [6]



Adhezní omezení je pro oba režimy různé. V motorickém režimu se uvažuje se součinitelem adheze $\mu = 0,35$, který statisticky zaručuje 50 % schopnost přenesení požadované trakční síly z dvojkolí na kolejnice. V generátorickém režimu je součinitel adheze redukován na $\mu = 0,28$, který je dosažitelný při jízdě na suché koleji a zajišťuje přenos potřebné brzdné síly.

Omezení trakční síly adhezí lze vypočítat podle vztahu:

$$T = |\mu \cdot N|, \quad (4.1)$$

kde N je normálová síla, která působí mezi dvojkolím a kolejnicí.

Normálovou sílu působící na každé dvojkolí lze vypočítat z hmotnosti lokomotivy vztahem:

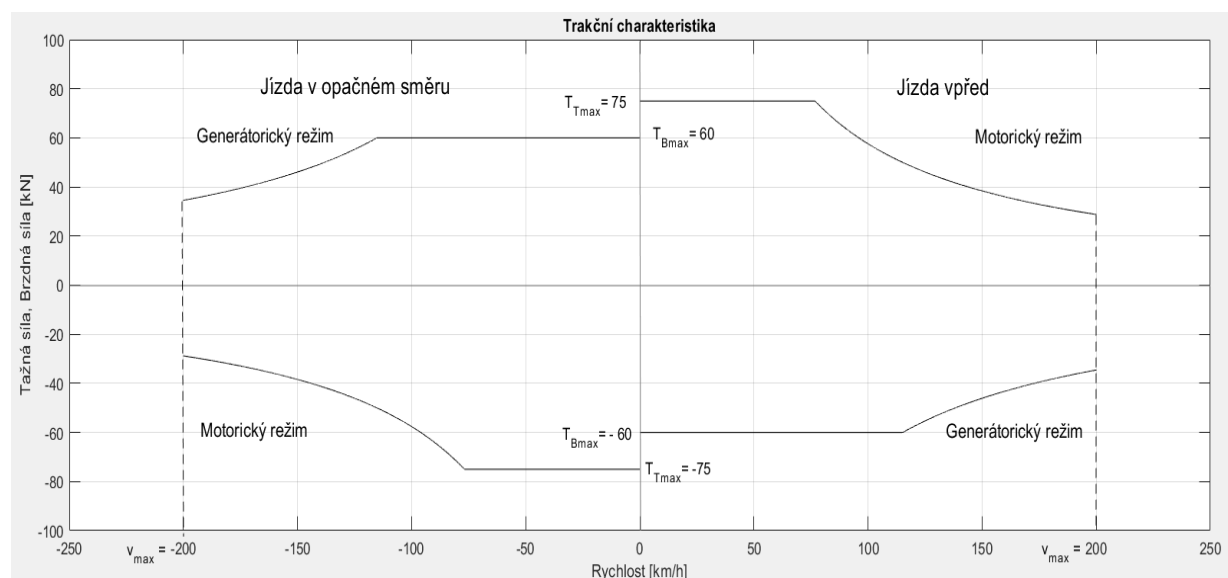
$$N = \frac{m_{lok} \cdot g}{4} \quad (4.2)$$

Lokomotiva Vectron má čtyři dvojkolí, a proto dělím čtyřmi.

Výsledné maximální trakční síly pro jednotlivé režimy omezené adhezí vychází:

$$T_{Tmax} = 0,35 \cdot \frac{87\,000 \cdot 9,81}{4} = 74\,679\,N \doteq 75\,kN$$

$$T_{Bmax} = 0,28 \cdot \frac{87\,000 \cdot 9,81}{4} = 59\,743\,N \doteq 60\,kN$$



Obrázek 21: Trakční charakteristika lokomotivy Siemens Vectron



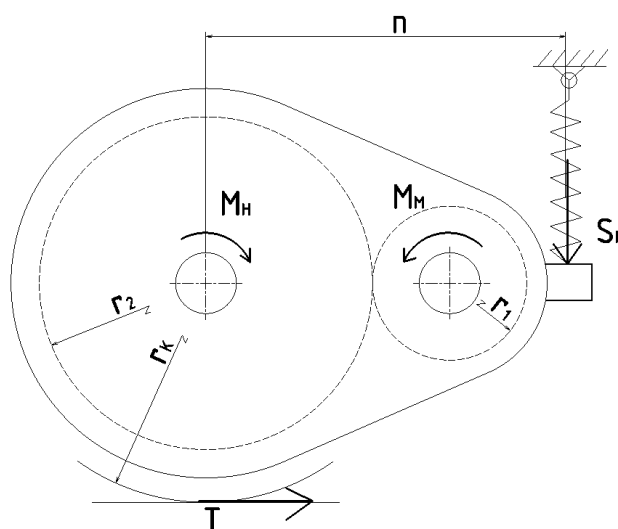
5. Rozbor silových účinků působících při jízdě na závěsku

V této kapitole se budu zabývat zjištěním typu a velikostí sil, které působí na závěsku. V jízdě jedním či druhým směrem je vždy polovina závěsek namáhaná tlakem a druhá polovina tahem od hnacího momentu. Při brždění se směr trakční síly obrátí a první polovina závěsek, které byly namáhány tlakem jsou při brždění namáhány tahem a obdobně je to i druhé poloviny, ale jak lze zjistit z trakční charakteristiky, síla v závěsce způsobená brzdícím momentem nebude tak velká jako síla způsobená hnacím momentem z důvodu menší trakční síly. Dále v závěsce působí vždy tahová síla od vlastní tíhy převodovky nezávisle na směru hnacího či brzdného momentu. Nakonec se také musí počítat se silou v závěsce způsobenou dynamikou pohonu dvojkolí. Tato přídatná síla vzniká při jízdě po nerovné trati, kdy vlivem relativního pohybu rámu podvozku a dvojkolí dochází k planetovému pohybu pastorku, viz Obrázek 15. Tento pohyb způsobuje přídatný moment na pastorku. [2]

Největší tahová síla v závěsce nastane v případě, kdy se sečte tahová síla způsobená hnacím momentem, tahová síla způsobena vlastní tíhou převodovky a přídatná tahová síla od dynamiky pohonu dvojkolí.

Největší tlaková síla, které bude závěska vystavena je případ, kdy se k tlakové síle od hnacího momentu přičte přídatná tlaková síla od dynamiky pohonu dvojkolí a odečte se tahová síla způsobená vlastní tíhou převodovky.

5.1. Výpočet síly způsobené hnacím momentem S_H



Obrázek 22: Síla v závěsce způsobená hnacím momentem



Z Obrázku 22 lze vyjádřit momentovou rovnicí sil působících na převodovku:

$$M_H + M_M - S_H \cdot n = 0 \quad (5.1.1)$$

kde M_H je hnací moment, M_M je moment motoru, S_H je síla v závěsce a n je rameno síly v závěsce od osy dvojkolí.

Moment M_H lze vypočítat z momentové rovnováhy vůči ose nápravy:

$$M_H = T \cdot r_k = -T_{21} \cdot r_2 = T_{12} \cdot r_2 \quad (5.1.2)$$

kde T je trakční síla, r_k je poloměr kola, T_{21} je síla, kterou působí velké ozubené kolo na pastorek, r_2 je poloměr roztečné kružnice ozubeného kola a T_{12} je síla působící, kterou působí pastorek na ozubené kolo.

Moment M_M lze vypočítat z momentové rovnováhy vůči ose pastorku:

$$M_M = T_{12} \cdot r_1 \quad (5.1.3)$$

kde r_1 je poloměr roztečné kružnice pastorku.

Po dosazení do momentové rovnice (5.1.1) mi vychází vztah:

$$S_H \cdot n = T \cdot r_k + T_{12} \cdot r_1 \quad (5.1.4)$$

Dále pak z rovnice (5.1.2) vyjádřím T_{12} :

$$T_{12} = \frac{T \cdot r_k}{r_2} \quad (5.1.5)$$

A po dosazení zpět do rovnice (5.1.4) mi vyšel vztah pro sílu v závěsce:

$$S_H = \frac{T \cdot r_k}{n} \cdot \left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right) \quad (5.1.6)$$

K určení síly v závěsce je tedy potřeba znát maximální trakční sílu, která působí na kolo vlaku. Z trakční charakteristiky lze odečíst maximální trakční sílu $T_{max} = 75 \text{ kN}$.

Vzorec také obsahuje rozměry hnacího ústrojí. Pro lokomotivu Vectron je poloměr kola $r_k = 625 \text{ mm}$. Z vytvořeného CAD modelu jsem odečetl $r_1 = 100 \text{ mm}$, $r_2 = 450 \text{ mm}$ a rameno $n = 790 \text{ mm}$. Získaná síla v závěsce po dosazení všech hodnot mi vychází:

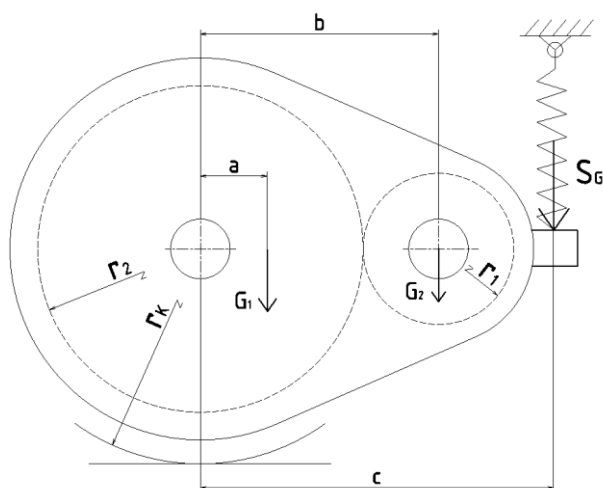
$$S_H = \frac{75\,000 \cdot 0,625}{0,790} \cdot \left(1 + \frac{0,100}{0,450}\right) = 72\,521 \text{ N}$$



5.2. Výpočet síly způsobené tíhou převodovky S_G

Tíha převodovky, kterou musí závěska zachytit, je tvořena pastorkem, skříní nápravové převodovky, kloubovým hřídelem a dalšími součástkami. Tíha velkého ozubeného kola nezpůsobuje žádnou sílu v závěsce, neboť je tato tíha zachycena nápravou, tj. osou dvojkolí.

Sílu v závěsce od tíhy převodovky si tedy mohou rozdělit na dvě síly. První síla je způsobena skříní převodovky. Z CAD modelu jsem odečetl hmotnost skříně $m_{kryt} = 650 \text{ kg}$ a těžiště je dle programu Autodesk Inventor umístěno 160 mm od osy nápravy dvojkolí směrem k pastorku. Druhá síla je vyvolána hmotností pastorku, kloubového hřídele a ostatních součástí jejichž celková hmotnost je $m_2 = 70 \text{ kg}$ a těžiště mají umístěno na ose rotoru motoru. Celková síla v závěsce od tíhy převodovky je poté součet těchto dvou sil.



Obrázek 23: Síla v závěsce od tíhy převodovky

Velikost tíhových sil G_1 a G_2 lze určit jako součin hmotnosti a tíhového zrychlení $g = 9,81 \text{ m/s}^2$:

$$G_1 = m_{kryt} \cdot g = 650 \cdot 9,81 = 6\,376,5 \text{ N}$$

$$G_2 = m_2 \cdot g = 70 \cdot 9,81 = 686,7 \text{ N}$$

Z Obrázku 23 lze vyčíst momentovou rovnici vůči ose nápravy dvojkolí.

$$G_1 \cdot a + G_2 \cdot b - S \cdot c = 0 \quad (5.2.1)$$

kde a je vzdálenost těžiště krytu převodovky od osy nápravy, b je vzdálenost těžiště ostatních součástí od osy nápravy c je vzdálenost závěsky od osy nápravy a S_G je síla v závěsce.



Po vyjádření síly v závěsce mi vyšel vztah:

$$S_G = \frac{G_1 \cdot a + G_2 \cdot b}{c} = \frac{6\,376,5 \cdot 160 + 686,7 \cdot 550}{790} = 1\,770 \text{ N} \quad (5.2.2)$$

5.3. Výpočet síly od dynamiky pohonu dvojkolí S_D

Jak už bylo zmíněno u svislé závěsky při pohybu po nerovné trati dochází k svislému pohybu podvozku, který lze popsat souřadnicí z_p . Tento pohyb je vyvolán pohybem dvojkolí, který se přenáší přes primární vypružení na podvozek a je předpokládáno, že dvojkolí přesně kopíruje nerovnosti koleje a tyto nerovnosti budou na obou kolejnicích stejné, poté tento pohyb lze popsat souřadnicí z_k . Vlivem odpružení ale amplitudy a frekvence pohybu rámu podvozku a dvojkolí nebudou stejné. Relativní pohyb těchto dvou součástí způsobí planetární pohyb pastorku okolo osy nápravy dvojkolí a z tohoto důvodu se otočí převodovka o úhel φ . Tento pohyb způsobuje přídavnou sílu působící v soukolí ozubených kol.

Pro zjednodušený popis nerovnosti trati použiji funkci sinus ve tvaru:

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

kde z_0 je amplituda nerovnosti, jejíž hodnotu budu uvažovat $z_0 = 0,005 \text{ m}$ a úhlovou rychlost ω lze vypočítat z rychlosti vlaku a délky jedné vlny nerovnosti pomocí následujícího vzorce:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f = 2 \cdot \pi \cdot \frac{v}{l} \quad (5.3.2)$$

Jako délku jedné vlny budu brát hodnotu $l = 10 \text{ m}$. Rychlost lokomotivy se v průběhu jízdy mění, čímž se mění frekvence a výsledná síla působící v ozubení bude tedy mimo jiné funkcí rychlosti jízdy vlaku.

Ve výpočtu se zaměřím na jediný pracovní bod trakční charakteristiky, kde bude součet celkové síly od hnacího momentu, od vlastní tíhy převodovky a od dynamiky pohonu dvojkolí největší. Tento pracovní bod se nachází na rozhraní přímkové a hyperbolické části trakční charakteristiky a odpovídá rychlosti $v = 76,8 \text{ km/h} = 21,33 \text{ m/s}$. Úhlová rychlost pracovního bodu je tedy rovna:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{21,33}{10} = 13,404 \text{ rad/s}$$

Tvar výsledné rovnice popisující nerovnost je tedy:

$$z_k = 0,005 \cdot \sin(13,404 \cdot t)$$

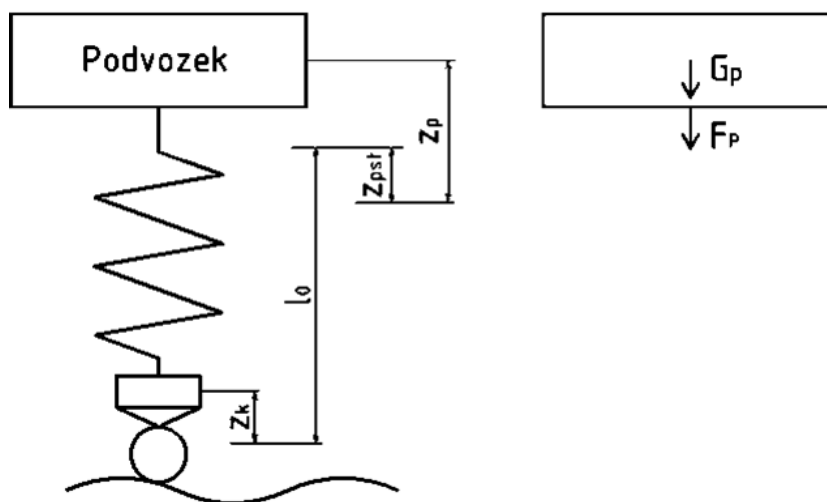


K dalšímu výpočtu je nutné znát pohyb rámu podvozku. K tomuto kroku použijí zjednodušený model jednoho dvojkolí dvou hmotové soustavy, viz Obrázek 24. U tohoto modelu je zanedbán vliv sekundárního odpružení a tlumení soustavy tlumiči, pohyb dvojkolí se do podvozku přenáší pouze primárním odpružením. Dále předpokládám, že výchylka rámu podvozku z_p je větší než výchylka dvojkolí z_k . Na odpruženou hmotu zde působí síla F_p způsobena pružinami a tíhová síla G_p , která je způsobena jednou čtvrtinou hmotností lokomotivy, od které je odečtena hmotnost neodpružené hmoty trakčního podvozku. Sílu F_p lze vyjádřit pomocí následujícího vztahu:

$$F_p = k \cdot (z_p - z_{pst} - z_k) \quad (5.3.3)$$

kde z_{pst} je rovno stlačení pružin při zatížení tíhou G_p a tuhost pružin k je rovna jedné čtvrtině celkové tuhosti primárního odpružení lokomotivy, jejíž hodnota je rovna $k_c = 17\,000\text{ N/mm}$.

$$k = \frac{k_c}{4} = \frac{17\,000}{4} = 4\,250\text{ N/mm} = 4\,250\,000\text{ N/m}$$



Obrázek 24 Schématické znázornění spojení podvozku a dvojkolí pomocí primárního odpružení

Z obrázku lze vyčíst Newtonovu pohybovou rovnici do svislého směru z:

$$m \cdot \ddot{z}_p = \sum F = -F_p - G_p \quad (5.3.4)$$

kde hmotnost m je pro můj zjednodušený model rovna jedné čtvrtině celkové hmotnosti lokomotivy, od které je odečtena neodpružená hmota trakčního podvozku, kterou volím $m_{nh} = 1\,750\text{ kg}$.

$$m = \frac{m_{lok}}{4} - m_{nh} = \frac{87\,000}{4} - 1\,750 = 20\,000\text{ kg}$$



Do této rovnice dosadím vztah pro výpočet síly F_p a dostanu rovnici:

$$m \cdot \dot{z}_p = -k \cdot (z_p - z_{pst} - z_k) - G_p \quad (5.3.5)$$

Statické stlačení pružiny z_{pst} vlivem tíhy G_p lze zapsat následovně:

$$z_{pst} = \frac{G_p}{k} \quad (5.3.6)$$

Výsledná Newtonova rovnice má tedy tvar:

$$m \cdot \ddot{z}_p + k \cdot z_p = k \cdot z_k \quad (5.3.7)$$

Takto vzniklou diferenciální rovnici druhého řádu s konstantními koeficienty lze řešit jako součet homogenního a partikulárního řešení:

$$z_p = z_{phom} + z_{part} \quad (5.3.8)$$

Homogenní řešení má tvar:

$$z_{phom} = A \cdot \cos(\Omega \cdot t) + B \cdot \sin(\Omega \cdot t) \quad (5.3.9)$$

kde A a B jsou konstanty, které se dopočítají z počátečních podmínek po přičtení partikulárního řešení k homogennímu a Ω je vlastní úhlová frekvence netlumené soustavy, kterou lze vypočíst dle vztahu:

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{4\,250\,000}{20\,000}} = 14,58 \text{ rad/s} \quad (5.3.10)$$

K řešení partikulární části je nejdříve nutné dosadit rovnici (5.3.1) do rovnice (5.3.7):

$$m \cdot \ddot{z}_p + k \cdot z_p = k \cdot z_0 \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad (5.3.11)$$

podle výrazu na pravé straně lze odhadnout partikulární řešení ve tvaru:

$$z_{part} = A_{0P} \cdot \sin(\omega \cdot t). \quad (5.3.12)$$

konstantu A_{0P} získám tak, že partikulární řešení dvakrát zderivuji a dosadím do rovnice (5.3.11) a poté porovnám koeficienty u funkce sinus. Konstanta A_{0P} vyšla ve tvaru:

$$\begin{aligned} A_{0P} &= \left(\frac{k}{k - m \cdot \omega^2} \right) \cdot z_0 = \left(\frac{4\,250\,000}{4\,250\,000 - 20\,000 \cdot 13,404^2} \right) \cdot 0,005 = \\ &= 0,03236 \text{ m} \end{aligned} \quad (5.3.13)$$

Po sečtení partikulárního a homogenního řešení získám vztah:

$$z_p = A \cdot \cos(\Omega \cdot t) + B \cdot \sin(\Omega \cdot t) + \left(\frac{k}{k - m \cdot \omega^2} \right) \cdot z_0 \cdot \sin(\omega \cdot t). \quad (5.3.14)$$



a pomocí počátečních podmínek v čase $t=0$

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

získám koeficienty A a B ve tvaru:

$$A = 0 \text{ m}$$

$$B = -\frac{k \cdot z_0 \cdot \omega}{(k - m \cdot \omega^2) \cdot \Omega} = -\frac{4\,250\,000 \cdot 0,005 \cdot 13,404}{(4\,250\,000 - 20\,000 \cdot 13,404^2) \cdot 14,58} = -0,02975 \text{ m}$$

Dosazením konstant A a B do rovnice (5.3.14) získám rovnici pohybu rámu ve tvaru:

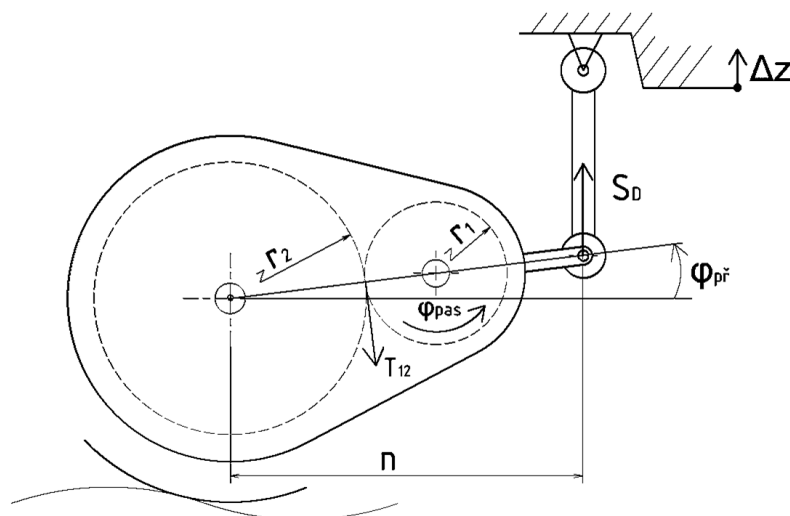
$$\begin{aligned} z_p &= B \cdot \sin(\Omega \cdot t) + A_{0p} \cdot \sin(\omega \cdot t) = \\ &= -0,02975 \cdot \sin(14,58 \cdot t) + 0,03236 \cdot \sin(13,404 \cdot t) \end{aligned} \quad (5.3.15)$$

Po nalezení příslušné rovnice pohybu podvozku a dvojkolí je dále v pořadí nutné zjistit natočení převodovky v závislosti na jejich relativním pohybu. K určení této závislosti mi pomůže Obrázek 25. U výpočtu zanedbám naklánění rámu podvozku (úhel ψ_p na Obrázku 15) a dále také budu předpokládat, že úhel natočení závěsky je malý a z tohoto důvodu se pohyb uchycení závěsky na převodovce bude realizovat pouze ve svislém směru nikoliv po kružnici. Rozdíl relativních pohybů dvojkolí a podvozku je charakterizován vzáleností Δz , která je rovna:

$$\Delta z = z_p - z_d$$

$$\Delta z = -0,02975 \cdot \sin(14,58 \cdot t) + 0,03236 \cdot \sin(13,404 \cdot t) - 0,005 \sin(13,404 \cdot t)$$

$$\Delta z = -0,02975 \cdot \sin(14,58 \cdot t) + 0,02736 \cdot \sin(13,404 \cdot t) . \quad (5.3.16)$$



Obrázek 25: Schéma natočení převodovky



Z obrázku 25 lze vyjádřit závislost vzdálenosti Δz na úhlu $\varphi_{př}$ následovně:

$$\sin \varphi_{př} = \frac{\Delta z}{n} \rightarrow \text{pro malé úhly} \rightarrow \varphi_{př} = \frac{\Delta z}{n} \quad (5.3.17)$$

Vzhledem k pozdějšímu výpočtu si rovnou rovnici (5.3.17) dvakrát zderivuji:

$$\ddot{\varphi}_{př} = \frac{\ddot{\Delta z}}{n} \quad (5.3.18)$$

kde zrychlení $\ddot{\Delta z}$ získám tím, že dvakrát zderivuji Δz :

$$\begin{aligned} \ddot{\Delta z} &= 0,02975 \cdot 14,58^2 \cdot \sin(14,58 \cdot t) - 0,02736 \cdot 13,404^2 \cdot \sin(13,404 \cdot t) \\ \ddot{\Delta z} &= 6,32415 \cdot \sin(14,58 \cdot t) - 4,9157 \cdot \sin(13,404 \cdot t) \end{aligned} \quad (5.3.19)$$

Dále platí, že při planetovém pohybu dochází k odvalování a musí platit vztah:

$$\varphi_{př} \cdot r_2 = \varphi_{pas} \cdot r_1 \quad (5.3.20)$$

Pro budoucí výpočet si rovnou tuto rovnici dvakrát zderivuji a získám vztah:

$$\ddot{\varphi}_{př} \cdot r_2 = \ddot{\varphi}_{pas} \cdot r_1 \quad (5.3.21)$$

Z obrázku lze také získat Eulerovu dynamickou rovnici ve tvaru:

$$I_2 \cdot \ddot{\varphi}_{př} = S_D \cdot n - T_{12} \cdot r_2 \quad (5.3.22)$$

kde T_{12} je síla kterou působí pastorek na velké ozubené kolo, S_D je síla v závěsce a I_2 je moment setrvačnosti vzhledem k ose nápravy dvojkolí, který je převážně tvořen momentem setrvačnosti převodové skříně, pastorku a kloubového hřídele. Z programu Autodesk Inventor jsem získal tyto hodnoty momentů setrvačnosti vůči ose nápravy dvojkolí:

$$I_{ps2} = 125\,546\,486 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

$$I_{pas2} = 12\,029\,892 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

$$I_{kh2} = 9\,363\,664 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

Jejichž součtem získám moment setrvačnosti I_2 :

$$I_2 = I_{ps2} + I_{pas2} + I_{kh2} = 146\,940\,042 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

Při planetovém pohybu pastorku kolem velkého ozubeného kola, dochází k roztočení pastorku, kloubového hřídele a kotvy asynchronního motoru kolem své osy se zrychlením $\ddot{\varphi}_{pas}$. Setrvačnost těchto součástí způsobuje odpor proti změně rychlosti a vytváří v záběru soukolí přídatnou sílu T_{12} . Tuto sílu lze vyjádřit pomocí Eulerovy dynamické rovnice ve tvaru:

$$I_1 \cdot \ddot{\varphi}_{pas} = T_{12} \cdot r_1 \quad (5.3.23)$$



kde I_1 je moment setrvačnosti k ose pastorku a je převážně tvořen pastorkem, kloubovým hřídelem a kotvou asynchronního motoru. Z programu Autodesk Inventor jsem získal následující hodnoty momentů setrvačností vůči ose pastorku:

$$I_{pas1} = 225\,446 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \text{ a } I_{kh1} = 38\,534 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

a moment setrvačnosti kotvy asynchronního motoru volím:

$$I_{kam1} = 30\,000 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

Součtem těchto hodnot získám moment setrvačnosti I_1 :

$$I_1 = I_{pas1} + I_{kh1} + I_{kam1} = 293\,980 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

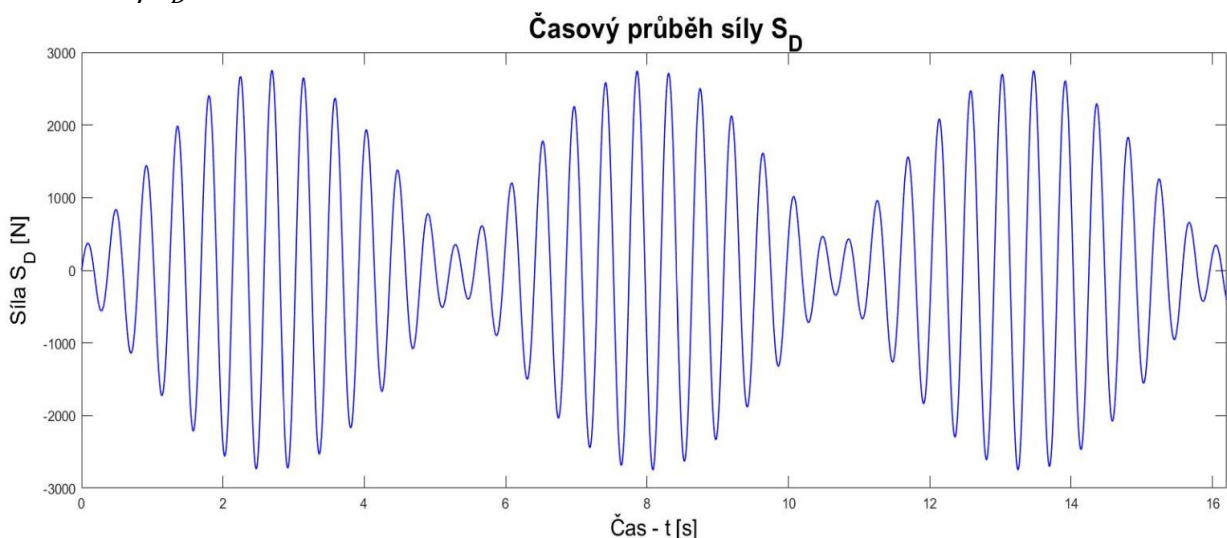
Dále si vyjádřím sílu T_{12} z rovnice (5.3.23) a $\varphi_{pas}^{\ddot{}}$ z rovnice (5.3.21) a dosadím do rovnice (5.3.22) a získám následující vztah:

$$\ddot{\varphi}_{př} \cdot \left(I_2 + \frac{I_1 \cdot r_2^2}{r_1^2} \right) = S_D \cdot n \quad (5.3.24)$$

za $\ddot{\varphi}_{př}$ dosadím z rovnice (5.3.18), vyjádřím sílu S_D a získám konečný vztah pro výpočet síly S_D ve tvaru:

$$S_D = \frac{\ddot{\Delta z} \cdot \left(\frac{r_2^2}{r_1^2} \cdot I_1 + I_2 \right)}{n^2} = \frac{[6,32415 \cdot \sin(14,58 \cdot t) - 4,9157 \cdot \sin(13,404 \cdot t)] \cdot \left(\frac{0,45^2}{0,1^2} \cdot 0,29398 + 146,940042 \right)}{0,790^2}$$

Průběh síly S_D v čase lze vidět na Obrázku 26:



Obrázek 26: Časový průběh síly S_D

Maximální hodnota, které síla S_D dosahuje je rovna $S_D = 2\,753 \text{ N}$.



6. Konstrukční řešení a pevnostní výpočty závěsky

V této části se budu zabývat stanovením rozměrů závěsky tak, aby v žádném bodě nedošlo k překročení hodnoty dovoleno napětí σ_D a také aby v případě vzpěru nedošlo k překročení kritické síly F_{krit} a tudíž ke ztrátě stability. Pokud by došlo k překročení těchto hodnot, mohlo by dojít k plastickým deformacím a po odlehčení se již závěska nevrátí do svého původního stavu. Takový stav je z hlediska provozu nepřijatelný.

Průřez závěsky nejdříve navrhnu tak, aby odolal největší tahové síle, která v ní působí. Po nalezení daného průřezu je nutné ověřit, že závěska neztratí stabilitu i v případě, kdy bude zatížena maximální tlakovou silou. Nakonec bude nutné navrhnout kloubové konce tak, aby při nalisování silentbloků nedošlo k jejich roztržení.

Ve své bakalářské práci představím dva způsoby konstrukční řešení a u jednoho z nich provedu pevnostní výpočty. V obou případech budou závěsky ojniového tvaru, které budou mít na koncích nalisované silentbloky pro tlumení vibrací a pohlcení vzájemných relativních pohybů. Osy hlavy ojníc budou mezi sebou svírat pravý úhel pro zlepšení vlastností, které zlepší pohlcování vzájemných relativních pohybů.

První typ závěsky je zhotoven jako výkovek, viz Obrázek 27. Toto řešení je vhodné pro velkosériovou výrobu, kde se pořizovací náklady na drahé zápustky lépe rozloží do velkého počtu kusů. Hlavní nevýhodou je neměnitelná délka závěsek a v důsledku nepřesné montáže hnacího ústrojí může dojít k zanesení nežádoucího montážního předpětí do soustavy.

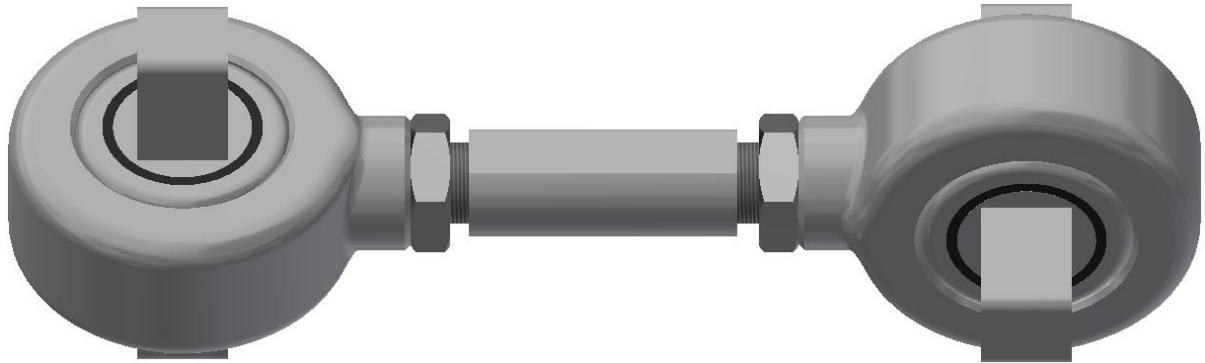


Obrázek 27: Ojnice závěsky, vyrobená z výkovku

Druhý způsob řešení závěsky je zhotoven ze závitové tyče, na kterou se našroubují kloubové oka a zašroubování ok na tyči je pojištěno použitím kontramatic, viz Obrázek 28. Tento způsob řešení je vhodnější pro malosériovou výrobu, kde by byly výrobní náklady na zápustky příliš velké



vzhledem k malému počtu požadovaných závěsek. Kloubová oka je možné již vyrobené nakoupit a závitová tyč se z polotovaru obrobí do požadovaného tvaru. Měnitelná délka závěsek zamezí možnému nežádoucímu montážnímu předpětí. Při poškození jedné části závěsky se může vyměnit dílčí část a není potřeba vyměňovat celou závěsku. Mezi nevýhody lze zařadit větší výrobní náklady, složitější výrobu a zanesení vrubového účinku způsobeným závitem.



Obrázek 28: Složená závěska

Na základě výhod a nevýhod těchto řešení jsem vybral první způsob řešení a dále se tedy budu zabývat pouze závěskou zhotovenou z výkovku.

6.1. Návrh výkovku

Jako tvar průřezu závěsky volím čtvercový profil. Důvodem je pootočení os hlav závěsky a z tohoto důvodu nemožnost odhadnout směr vybočení stěn při kritickém zatěžování při vzpěru. Čtvercový profil má stejnou odolnost vůči vzpěru na obě strany rovnoběžné s jeho stěnami.

6.1.1. Dimenzování svislé závěsky na tah

Při zjištění rozměru průřezu závěsky na tah využiji vztah pro výpočet napětí:

$$\sigma = \frac{F_{TAH}}{S} \quad (6.1.1.1)$$

kde F_{TAH} je působící síla a S je obsah průřezu kolmého na nositelku síly F_{TAH} . Protože má závěska čtvercový průřez, bude její obsah S :

$$S = a^2. \quad (6.1.1.2)$$

Po dosazení do předchozí rovnice získám vztah mezi napětím a průměrem při daném zatížení:

$$\sigma = \frac{F_{TAH}}{a^2}. \quad (6.1.1.3)$$



Pro výkovek jsem vybral materiál ocel 11 373. Jedná se o nelegovanou konstrukční ocel pro strojní součásti namáhané staticky a mírně dynamicky. Dle strojnických tabulek^[4] je mez kluzu této oceli $\sigma_E = 186 \text{ N/mm}^2$. Když se mez kluzu podělí součinitelem bezpečnosti k , tak se získá dovolené napětí σ_D , které udává maximální přípustné napětí, které může v závěsce nastat. Součinitel bezpečnosti volím $k = 2,5$. Takto vysokou hodnotu volím z důvodu zanedbání dalších sil působících na závěsku a nedokonalostmi v materiálu, ve výrobě a při montáži.

Vzniklý vztah pro výpočet napětí:

$$\frac{\sigma_E}{k} = \sigma_D \geq \sigma = \frac{F_{TAH}}{a^2}. \quad (6.1.1.4)$$

Z něho se vyjádří strana a :

$$a = \sqrt{\frac{F_{TAH} \cdot k}{\sigma_E}} \quad (6.1.1.5)$$

Za F_{TAH} dosadím maximální možnou tahovou sílu, kterou získám vztahem:

$$F_{TAH} = S_H + S_G + S_D \quad (6.1.1.6)$$

Největší tahová síla, která působí v závěsce vychází:

$$F_{TAH} = 72\,521 + 1\,770 + 2\,753 = 77\,044 \text{ N}$$

Následně tuto sílu dosadím do předcházející rovnice a výsledná strana a vychází:

$$a' = \sqrt{\frac{77\,044 \cdot 2,5}{186}} = 32,18 \text{ mm}$$

Stranu a zvolím $a = 32,5 \text{ mm}$.

6.1.2. Ověření stability svislé závěsky

Po zjištění rozměru průřezu je nutné ověřit, zda závěska neztratí stabilitu při působení maximální tlakové síly. Vzhledem k jejímu uložení může nastat třetí případ vzpěru. U této varianty si lze jeden konec závěsky představit jako vetknutí a druhý konec jako rotační vazbu, viz Obrázek 29. Na obrázku lze vidět čárkovanou čarou možný způsob vybočení závěsky.



Obrázek 29: Třetí případ vzpěru

K tomuto případu dojde, pokud maximální tlaková síla bude větší než kritická síla F_{krit} . Pro výpočet kritické síly je nejdříve nutné vědět, jestli se pohybujeme v Eulerově či Tetmajerově oblasti nebo se jedná o čistý tlak. U čistého tlaku není potřeba ověřovat, zdali závěska neztratí stabilitu při vzpěru. Pro rozhodnutí, v jaké oblasti se tento případ nachází je nutno znát štíhlost závěsky λ a mezní štíhlost λ_{mez} .

Vztah pro výpočet štíhlosti závěsky je:

$$\lambda = \frac{l}{i_{min}} \quad (6.1.2.1)$$

kde l je vzdálenost os hlav závěsky a i_{min} je minimální kvadratický poloměr průřezu. Vzdálenost l jsem odečetl z CAD modelu a je rovna $l = 315 \text{ mm}$.

Pro výpočet i_{min} slouží vztah

$$i_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{S}} \quad (6.1.2.2)$$

kde J_{min} je kvadratický moment čtvercového průřezu a S je obsah čtvercového průřezu.

Potřebný vztah pro výpočet J_{min} slouží tento vzorec:

$$J_{min} = \frac{1}{12} \cdot a^4 \quad (6.1.2.3)$$

Vztah pro výpočet mezní štíhlosti je:

$$\lambda_{mez} = \sqrt{n \cdot \frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma_u}} \quad (6.1.2.4)$$

kde konstanta n je v třetím případě vzpěru rovna $n = 2$, E je modul pružnosti a σ_u je mez úměrnosti, která je rovno $\sigma_u = 0,75 \cdot \sigma_E = 0,75 \cdot 186 = 139,5 \text{ N/mm}^2$.

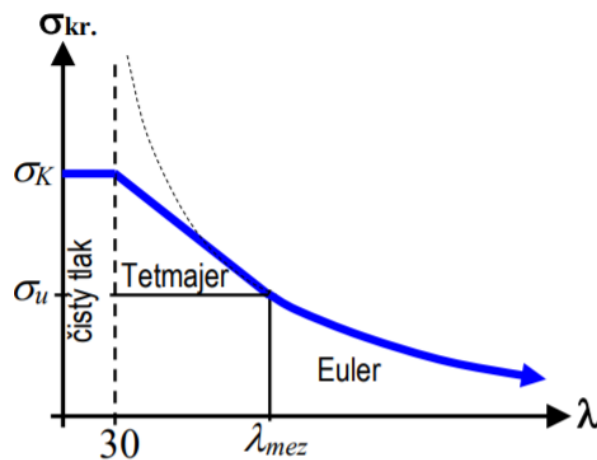


Po dosažení hodnot do rovnic (6.1.2.1) až (6.1.2.4), výsledné hodnoty vychází:

$$\lambda = \sqrt{\frac{a^2 \cdot 12}{a^4}} \cdot l = \frac{\sqrt{12}}{32,5} \cdot 315 = 33,58$$

$$\lambda_{mez} = \sqrt{2 \cdot \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{0,75 \cdot 186}} = 172,4$$

Protože je $\lambda < \lambda_{mez}$ a zároveň je $\lambda > 30$, tak se pohybujeme v Tetmajerově oblasti, viz Obrázek 30.



Obrázek 30: Závislost σ_{kr} na λ [10]

Pro výpočet kritické síly v této oblasti je možné použít tento vztah:

$$F_{kritIII}^T = \sigma_{krit}^T \cdot S = \left(\sigma_e - \frac{\sigma_e - \sigma_u}{\lambda_{mez}} \cdot \lambda \right) \cdot a^2 = \left(186 - \frac{186 - 139,5}{172,4} \cdot 33,58 \right) \cdot 32,5^2 = 186\,896 \text{ N}$$

Výslednou bezpečnost vůči ztrátě stability získám vztahem:

$$k = \frac{F_{kritIII}^T}{F_{TLAK}} \quad (6.1.2.5)$$

kde síla F_{TLAK} je maximální tlaková síla, která na závěsku působí, kterou získám vztahem:

$$F_{TLAK} = S_H + S_D - S_G \quad (6.1.2.6)$$

Největší tlaková síla vychází:

$$F_{TLAK} = 72\,521 + 2\,753 - 1\,770 = 73\,504 \text{ N}$$

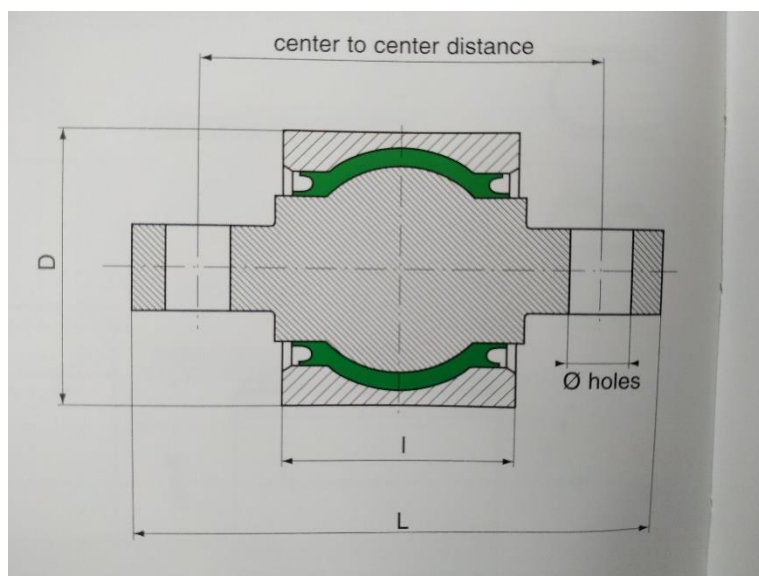
Následně tuto sílu dosadím do předcházející rovnice a výsledná bezpečnost k vychází:

$$k = \frac{186\,896}{73\,504} = 2,543$$



6.1.3. Návrh kloubových ok

V této části bude mým úkolem ověřit, zdali po nalisování silentbloků nedojde k překročení dovoleného napětí σ_D v závěsce. Typem silentbloků, které jsem zvolil je sférický silentblok, viz Obrázek 31, který zajišťuje vysokou radiální pevnost, ale nízkou axiální a torzní tuhost. To je výhodné pro vyrovnání relativních pohybů mezi uchyceními.



Obrázek 31: Sférický silentblok [11]

Pro výběr vhodného silentbloku je v tomto případě důležité vědět maximální radiální sílu, které bude vystaven. V mém případě je tato síla rovna $F = 77\,044\text{ N}$. Vzhledem k této síle jsem zvolil silentblok o následující parametrech.

D [mm]	$ctcd$ [mm]	L [mm]	l [mm]	holes \varnothing [mm]	Radiální		Torzní
					Max síla [kN]	Tuhost [kN/mm]	Max úhel [°]
80	120	160	60	18	78	52,5	10

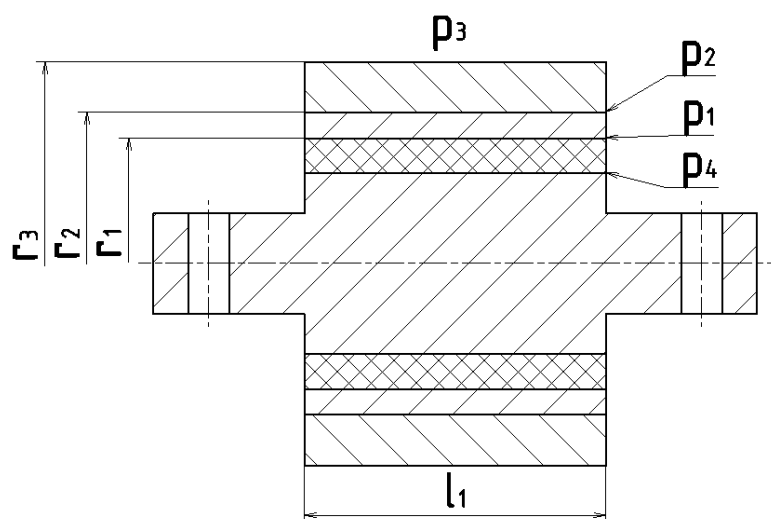
Tabulka 2: Parametry sférického silentbloku

Schéma zjednodušeného modelu lisovaného spoje lze vidět na Obrázku 32. Rozměr l_1 vyjadřuje funkční délku lisovaného náboje, která respektuje zkosení hran a deformaci gumy na okrajích. Tuto vzdálenost zvolím $l_1 = 56\text{ mm}$. Ke zcela správnému výsledku by bylo nutné znát všechny hodnoty tlaků p_i . Tlak p_3 je atmosférický tlak a má hodnotu $p_3 = 101,3\text{ kPa}$. Vypočítat tlaky p_1, p_2 a p_4 lze pomocí teorie nalisovaných vícevrstevných silnostěnných nádob s různými moduly pružnosti E . Tento výpočet by byl příliš složitý, a proto si v mém případě zjednoduším výpočet. Jako zjednodušení si za tlak p_1 dosadím hodnotu $p_1 = 3\text{ MPa}$. Tato hodnota je rovna



tlakovému montážnímu předpětí. Toto tlakové předpětí je zaneseno do silentbloku, protože při namáhání závěsky tahem či tlakem je část pryže v silentbloku zatlačována a část natahována. Natahování pryže je nepřipustné. Vnesením tlakového předpětí do silentbloku se zamezí natahování pryže.

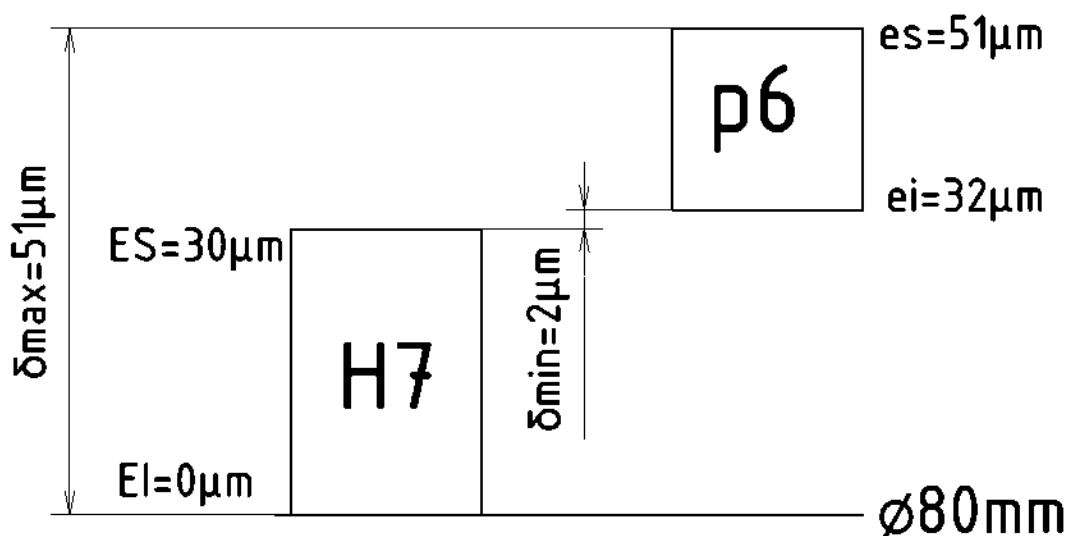
Dále bude nutné zjistit všechny hodnoty poloměrů. Za poloměr r_1 dosadím střední hodnotu vnějšího poloměru gumy, tato hodnota je rovna $r_1 = 33 \text{ mm}$. Poloměr r_2 je roven $r_2 = \frac{D}{2} = 40 \text{ mm}$ a za rozměr r_3 si zvolím hodnotu $r_3 = 65 \text{ mm}$.



Obrázek 32: Zjednodušený model sférického silentbloku

Pro lisovaný spoj jsem zvolil uložení s přesahem v soustavě jednotné díry H7/p6. Pro montáž bych doporučil výběrové lisování, u kterého se na základě přesných rozměrů vyberou vhodné lisovací páry, aby byl zaručen minimální přesah, který zamezí proklouznutí silentbloku v náboji. Montáž tohoto spoje je realizována působením silou, rozdílem teplot nebo jejich kombinací. Ze strojnických tabulek^[8] jsem odečetl mezní úchytky tolerancí pro průměr D , které lze vidět v následující tabulce a graficky na Obrázku 33.

$\text{Ø}80 \text{ H7/p6}$	H7	p6
Horní mezní úchylka:	ES = + 30 μm	es = + 51 μm
Dolní mezní úchylka:	EI = + 0 μm	ei = + 32 μm

Obrázek 33: Toleranční pole uložení $\varnothing 80 \text{ H7/p6}$

Největší možný přesah, který v lisovaném spoji nastane, má hodnotu:

$$\delta_{\max} = es - EI = 51 \mu\text{m}$$

Pro výpočet vzniklého radiálního a tečného napětí v závěsce je nejdříve nutné zjistit největší hodnotu tlaku $p_{2\max}$ v lisovaném spoji, tato hodnota nastane při dosažení maximálního přesahu δ_{\max} . Tlak $p_{2\max}$ lze získat ze vzorce pro určení přesahu δ_{\max} u dvouvrstvé nalisované válcové nádoby, který má tvar:

$$\delta_{\max} = \frac{2 \cdot r_2}{E} \cdot (K^{II} - K^I) \quad (6.1.3.1)$$

kde K^{II} a K^I jsou konstanty (náboje a hřídele) které lze vypočítat dle těchto vztahů:

$$K^I = \frac{p_1 \cdot r_1^2 - p_{2\max} \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (6.1.3.2)$$

$$K^{II} = \frac{p_{2\max} \cdot r_2^2 - p_3 \cdot r_3^2}{r_3^2 - r_2^2} \quad (6.1.3.3)$$

Po dosazení konstant K^I a K^{II} do vzorce (6.1.3.1) mohou vyjádřit tlak $p_{2\max}$.

$$p_{2\max} = \frac{\frac{\delta_{\max} \cdot (r_3^2 - r_2^2) \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot E}{2 \cdot r_2} - p_3 \cdot r_3^2 \cdot (r_1^2 - r_2^2) - p_1 \cdot r_1^2 \cdot (r_2^2 - r_3^2)}{r_2^2 \cdot (r_3^2 - r_1^2)} \quad (6.1.3.4)$$



A po dosazení hodnot do vzorce vychází tlak p_{2max} :

$$p_{2max} = \frac{0,051 \cdot (65^2 - 40^2) \cdot (40^2 - 33^2) \cdot 2,1 \cdot 10^5}{2 \cdot 40} - \frac{0,1013 \cdot 65^2 \cdot (33^2 - 40^2) - 3 \cdot 33^2 \cdot (40^2 - 65^2)}{40^2 \cdot (65^2 - 33^2)}$$

$$p_{2max} = 37,54 \text{ MPa}$$

Nyní již je už možné určit průběhy tečného a radiálního napětí v závěsce. K tomuto účelu poslouží následující vzorce:

$$\sigma_t^H(r) = K + \frac{C}{r^2} \quad (6.1.3.5)$$

$$\sigma_r^H(r) = K - \frac{C}{r^2} \quad (6.1.3.6)$$

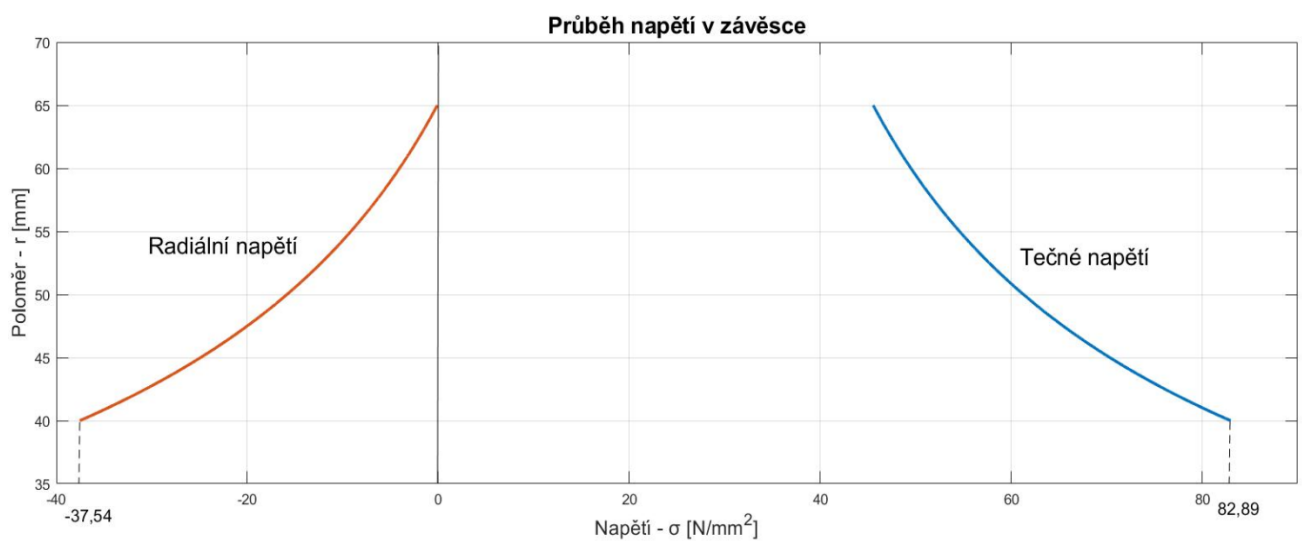
kde konstanta K je rovna konstantě K^{II} a konstantu C lze vypočíst dle vzorce:

$$C = (p_{2max} - p_3) \cdot \frac{r_2^2 \cdot r_3^2}{r_3^2 - r_2^2} \quad (6.1.3.7)$$

$$K = \frac{37,5421 \cdot 40^2 - 0,1013 \cdot 65^2}{65^2 - 40^2} = 22,72 \text{ MPa}$$

$$C = (37,5421 - 0,1013) \cdot \frac{40^2 \cdot 65^2}{65^2 - 40^2} = 96\,418,97 \text{ N}$$

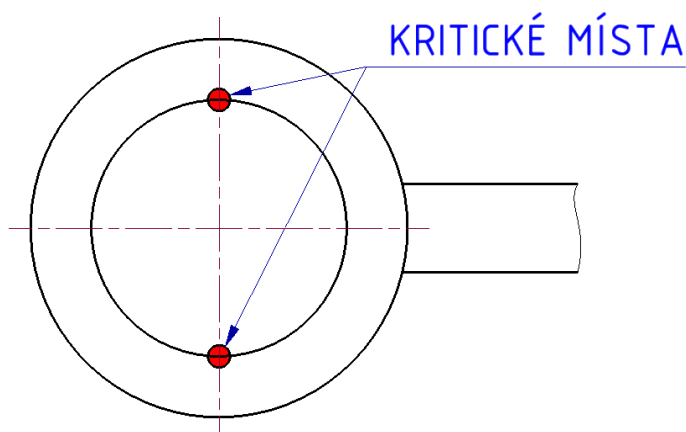
Výsledný průběh tečného a radiálního napětí v závěsce lze vidět na následujícím obrázku.



Obrázek 34: Průběh tečného a radiálního napětí v závěsce



Pro výpočet σ_{red} je nutné znát nejnamáhavější místo v kloubovém konci závěsky. Pro tento účel je nutné brát v potaz tahové napětí od síly F_{TAH} . Toto napětí bude největší v místě, kde je plocha kolmá na nositelku síly F_{TAH} nejmenší. Z tohoto důvodu je nejnamáhavější místo na vnitřním průměru oka, kde se setká maximální tečné, radiální napětí a tahové napětí, viz Obrázek 35.



Obrázek 35: Kritická místa v uchycení závěsky

Tahové napětí lze vypočítat dle vzorce (6.1.1.1), kde plochu S vypočtu dle vztahu:

$$S = 2 \cdot (r_3 - r_2) \cdot l_1 = 2 \cdot (65 - 40) \cdot 56 = 2\,800 \text{ mm}^2$$

Výsledné tahové napětí vychází:

$$\sigma_{TAH} = \frac{77\,044}{2\,800} = 27,52 \text{ N/mm}^2$$

Pro výpočet σ_{red} použijí výpočetní vztah podle teorie τ_{max} :

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \sigma_3 \quad (6.1.3.8)$$

kde σ_1 a σ_3 (σ_2) jsou hlavní napětí, které lze vyjádřit jako:

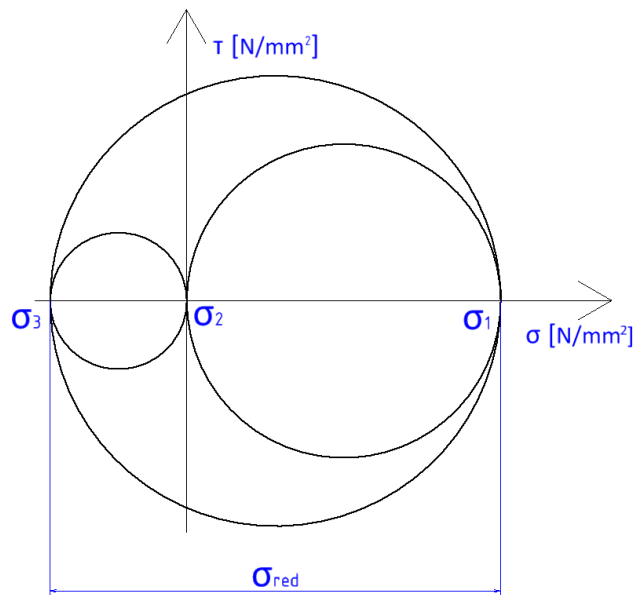
$$\sigma_1 = \sigma_{t(r_2)} + \sigma_{TAH} = 82,98 + 27,52 = 110,5 \text{ N/mm}^2$$

$$(\sigma_2 = 0 \text{ N/mm}^2)$$

$$\sigma_3 = \sigma_{r(r_2)} = -37,54 \text{ N/mm}^2$$



Tato napětí lze vykreslit pomocí Mohrových kružnic, kde lze také odečíst σ_{red} .



Obrázek 36: Mohrovy kružnice

$$\sigma_{red} = 110,5 - (-37,54) = 148,04 \text{ N/mm}^2$$

Výsledná bezpečnost v nejnamáhavějším místě závěsky vychází:

$$k = \frac{\sigma_e}{\sigma_{red}} = \frac{186}{148,03} = 1,2565$$

Výsledná bezpečnost je dostačující, neboť tahové napětí, které se může zvětšit, tvoří menší část redukovaného napětí a nenastane případ překročení meze kluzu.



7. Závěr

Cílem mé bakalářské práce byl návrh závěsky u nápravové převodovky příčného částečně odpruženého pohonu dvojkolí. Nejdříve jsem se musel seznámit s problematikou pohonů dvojkolí. Z tohoto důvodu jsem zpracoval rešerši, kde jsem jednotlivé typy pohonů charakterizoval, uvedl jsem jejich klady a zápory, a nakonec jsem ukázal příklady jejich využití v praxi.

V následující kapitole jsem se zaměřil na rozdělení závěsek podle způsobu uchycení v prostoru a opět jsem shrnul jejich výhody, nevýhody a příklady použití v praxi.

Pro další postup bylo nejdříve nutné zjistit základní technické parametry pohonu, pomocí kterých mohu poté vypočítat síly, které na závěsku při provozu působí. Pro mojí bakalářskou práci mi sloužila jako vzor těchto parametrů lokomotiva Siemens Vectron.

Působící síly jsem rozdělil do tří skupin na statickou sílu způsobenou tíhou převodovky, kvazistatickou sílu zapříčiněnou hnacím momentem a dynamickou sílu, která vzniká při jízdě po nerovné trati. Pomocí parametrů z předešlé kapitoly jsem tyto síly vypočetl. Celková síla působící na závěsku je tedy vektorový součet těchto sil.

Následně jsem navrhl dvoje konstrukční řešení závěsky. První způsob je zhotoven jako jednoduchý výkovek a druhým typem řešení je vícedílná závěska, která je složena ze závitové tyče, na kterou se našroubují kloubová oka a zajistí se kontramaticemi. V obou případech se do kloubových ok nalisují sférické silentbloky. Po zvážení výhod a nevýhod těchto návrhů jsem se rozhodl pro dimenzování jednoduché závěsky vyrobenou z výkovku.

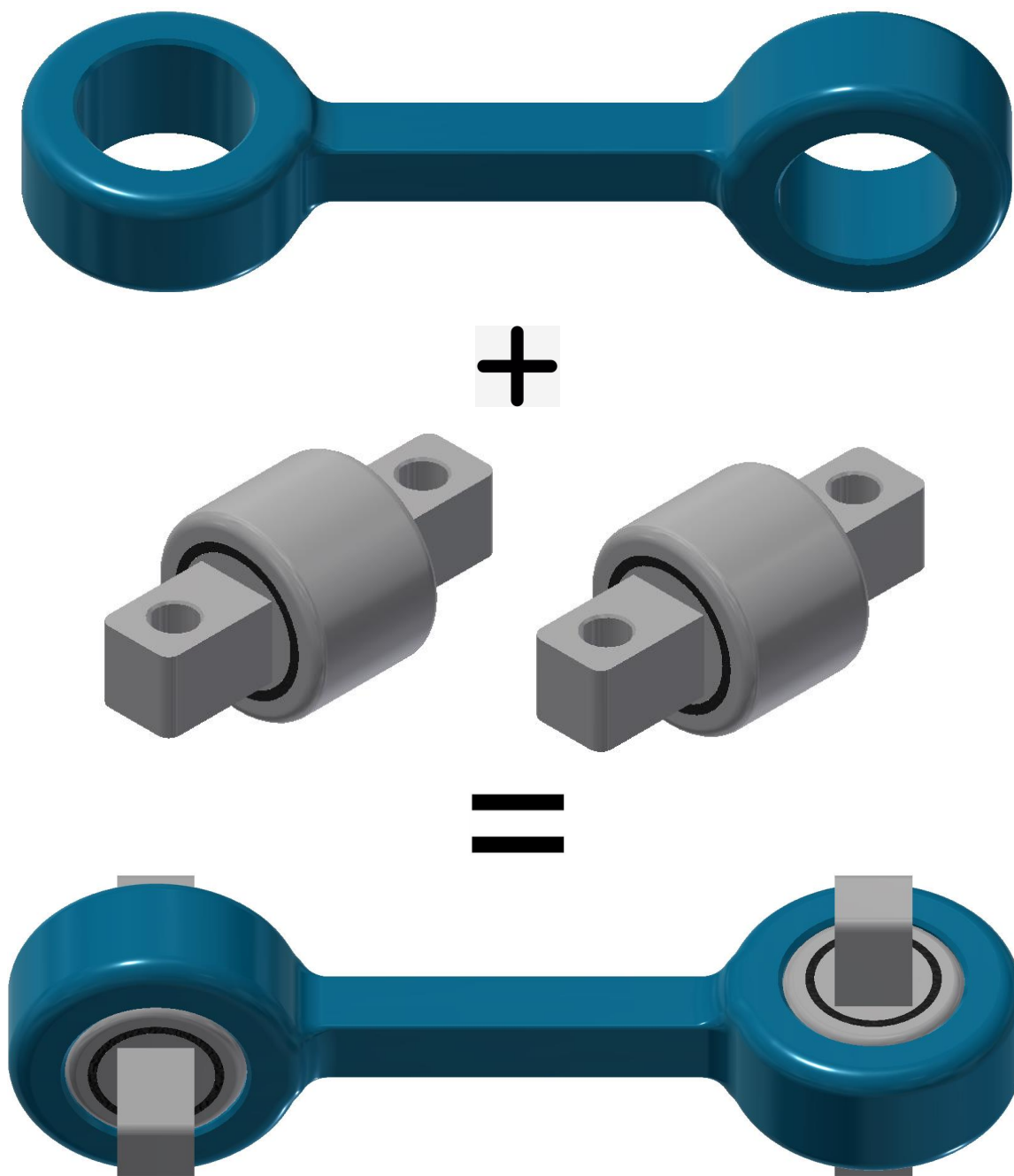
Z délky závěsky a velikosti působící síly jsem usoudil, že závěska nebude náchylná na vzpěr, a proto jsem se rozhodl dimenzovat průřez závěsky z tahového namáhání.

Po zjištění průřezu závěsky bylo nutné ověřit můj předešlý předpoklad, a tudíž jsem provedl kontrolu stability, kde bylo prokázáno, že daný průřez závěsky má dostatečnou bezpečnost vůči vzpěru.

V závěru mé práce jsem se věnoval návrhu kloubového konce závěsky. V tomto kloubu nesmí dojít k překročení dovoleného napětí po nalisování silentbloků. Pro tento účel jsem si zvolil lisovací přesah, na jehož základě jsem navrhl vnější rozměr kloubu. A na závěr jsem vypočetl bezpečnost vůči mezi kluzu v nejkritičtějších místech kloubového konce závěsky.



Výsledkem mé bakalářské práce je závěska navržena tak, aby odolala maximálnímu provoznímu namáhání. Pro konečný návrh řešení by bylo potřebné provést kontrolu závěsky v případě extrémního zatížení, který může nastat například při zkratu motoru (výpadek některé fáze) nebo při havárii. Tato část zde již není vypracovaná, neboť tato problematika je náplní magisterského studia.



Obrázek 37: Konečný tvar závěsky



8. Seznam použitých zdrojů

- [1] Historie železniční dopravy [online]. [cit. 2019-06-29]. Dostupné z:
http://www.vitejtenazemi.cz/cenia/index.php?p=historie_zeleznicni_dopravy&site=doprava
- [2] doc. Ing. KOLÁŘ, Josef, CSc.; Pohony kolejových vozidel [online]; [cit. 2019-6-9]; Dostupné z:
<https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211146/Pohony%20kolejov%C3%BDch%20vozidel%20-%202011.pdf>
- [3] Parní lokomotiva 475.0 hnací soukolí [online]. In: . [cit. 2019-06-29]. Dostupné z:
<https://www.fotoaparát.cz/fotogalerie/fotografie/87677/nahled/#>
- [4] doc. Ing. KOLÁŘ, Josef, CSc.; Konstrukce kolejových vozidel [online]. [cit. 2019-06-09]. Dostupné z: <https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211052/Microsoft%20PowerPoint%20-%20Konstrukce%20kolejov%C3%bdch%20vozidel.pdf>
- [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. 2019-6-9]; 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] prof. Ing. KALINČÁK, Daniel, PhD.; Kolejová vozidla [online]; [cit 2019-6-9]; Dostupné z:
<https://docplayer.cz/47422560-Katedra-dopravnej-a-manipulacnej-techniky.html>
- [7] doc. Ing. KOLÁŘ, Josef, CSc.; Design of a Wheelset Drive [online]; 2015 [cit. 2019-6-9]; Dostupné z: <https://pdfs.semanticscholar.org/9d01/eba06a33c82b2468db94d169d86efc632d67.pdf>
- [8] DRASTÍK, František. Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu. Druhé doplněné vydání. Ostrava: Montanex, 2002. ISBN 80-85780-95-X.
- [9] 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
- [10] doc. Ing. ŘEZNÍČEK, Jan, CSc.; Pružnost a pevnost II: komentované přednášky [online]; ČVUT; Fakulta strojní; 2017 [cit. 2019-6-9]; Dostupné z: <http://pruznost.unas.cz/>
- [11] Katalog Hutchinson Paulstra; [cit. 2019-6-9]
- [12] Ing. KALIVODA, Jan, Ph.D.; Teorie vozidel [online]. [cit. 2019-06-29]. Dostupné z:
https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211054/Teorie%20vozidel%20-%20Kalivoda%202019_04.pdf



9. Seznam obrázků

Obrázek 1: Ústřední pohon dvojkolí Lokomotiva 475 [3]	6
Obrázek 2: Ústřední pohon dvojkolí u lokomotivy Maxima 40 CC [4]	6
Obrázek 3: Skupinový pohon dvojkolí [2]	7
Obrázek 4: Klasický tlakový motor [2]	8
Obrázek 5: Klasický tlakový motor [6]	8
Obrázek 6: Moderní řešení dvojkolí s tlakovým motorem [2]	9
Obrázek 7: Kloubový hřídel	10
Obrázek 8: Starší provedení s kloubovým hřídelem v dutině kotvy motoru [2]	10
Obrázek 9: Aplikace kloubového hřídele s lamelovými spojkami – Siemens Vectron [2]	11
Obrázek 10: Příklad příčného pohonu s dutou hřídelí objímající nápravu – BR 146 DB [2]	12
Obrázek 11: Pohon BR 146 DB a jeho zástavba v podvozku [7]	12
Obrázek 12: Vodorovná závěska	13
Obrázek 13: Svislá závěska	13
Obrázek 14: Šikmá závěska	14
Obrázek 15: Minimální světla výška u svislé závěsky	15
Obrázek 16: Pohon s příčnou osou trakčního motoru se svislou závěskou	16
Obrázek 17: Umístění svislé závěsky v tramvaji Škoda 14T [1]	16
Obrázek 18: Dvojkolí metra M1	17
Obrázek 19: Podvozek jednotky metra 81-71M	17
Obrázek 20: Schéma umístění závěsek	18
Obrázek 21: Trakční charakteristika lokomotivy Siemens Vectron	19
Obrázek 22: Síla v závěsce způsobená hnacím momentem	20
Obrázek 23: Síla v závěsce od tíhy převodovky	22
Obrázek 24 Schématické znázornění spojení podvozku a dvojkolí pomocí primárního odpružení	24
Obrázek 25: Schéma natočení převodovky	26
Obrázek 26: Časový průběh síly SD	28
Obrázek 27: Ojnice závěsky, vyrobená z výkovku	29
Obrázek 28: Složená závěska	30



Obrázek 29: Třetí případ vzpěru.....	32
Obrázek 30: Závislost σ_{kr} na λ [10].....	33
Obrázek 31: Sférický silentblok [11].....	34
Obrázek 32: Zjednodušený model sférického silentbloku	35
Obrázek 33: Toleranční pole uložení $\varnothing 80$ H7/p6.....	36
Obrázek 34: Průběh tečného a radiálního napětí v závěsce	37
Obrázek 35: Kritická místa v uchycení závěsky	38
Obrázek 36: Mohrovy kružnice	39
Obrázek 37: Konečný tvar závěsky	41

10. Seznam tabulek

Tabulka 1: Základní technické parametry	18
Tabulka 2: Parametry sférického silentbloku.....	34