



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh konstrukce a pohonu zadní nápravy
elektrického vozidla**

Design of rear drive axle of electric vehicle

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2020

Bc. Michal KALOUSEK

Studijní program: B2301 STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: Ing. Marek Štádl



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem „Návrh konstrukce a pohonu zadní nápravy elektrického vozidla“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Marka Štádlera, s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne

.....

Michal KALOUSEK

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval Ing. Marku Štádlrovi za rady a připomínky k mé práci. Dále děkuji své rodině za podporu během studia a tvorby diplomové práce.

Anotační list

- Jméno autora: Bc. Michal KALOUSEK
- Název DP: Návrh konstrukce a pohonu zadní nápravy elektrického vozidla
- Anglický název: Design of rear drive axle of electric vehicle
- Rok: 2020
- Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
- Obor studia: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
- Ústav: Ústav konstruování a částí strojů
- Vedoucí DP: Ing. Marek Štádler
- Bibliografické údaje:
- | | |
|---------------|----|
| počet stran | 69 |
| počet obrázků | 50 |
| počet tabulek | 8 |
| počet příloh | 4 |
- Klíčová slova: komunální vozidlo, tuhé nápravy, výpočet stoupavosti, pevnost nápravy, elektropohon, 3D model, kmitání nápravy, spojovací prvky
- Keyword: municipal vehicle, rigid axles, gradient calculation, axle strength, electric drive, 3D model, axle oscillation, connecting elements
- Anotace: Práce se zabývá návrhem konstrukce a pohonu zadní nápravy elektrického komunálního vozidla. Po krátké rešerši elektricky poháněných komunálních vozidel následuje volba jednotlivých uspořádání pohonu a jeho návrhový výpočet. Dále je navržena konstrukce náprav včetně 3D modelu a proveden pevnostní výpočet. V závěru práce je vypočítáno kmitání zadní nápravy a je proveden pevnostní výpočet spojovacích prvků.
- Abstract: The work deals with the design of the structure and drive of the rear axle of an electric municipal vehicle. After a short search of electrically powered municipal vehicles, the selection of individual drive arrangements and its design calculation follow. Furthermore, the construction of the axles, including the 3D model, is designed and a strength calculation is performed. At the end of the work, the oscillation of the rear axle is checked and the strength calculation of the connecting elements is performed.

Obsah

Seznam zkratek použitých fyzikálních veličin	1
1 Úvod	8
2 Poháněné zadní nápravy nákladních automobilů	9
2.1 Tuhé nápravy	9
2.2 Nezávislé zavěšení	9
2.3 Uložení kol na nápravách	9
2.4 Vypružení	10
3 Uspořádání pohonného ústrojí elektromobilů	11
3.1 Tuhá náprava	11
3.2 Nezávislá náprava	11
3.3 Umístění na kole	12
4 Elektrická komunální vozidla	14
4.1 Goupil G5	14
4.2 Elektromobil Enviel	15
4.3 City II	15
5 Zadání	17
6 Varianty uspořádání pohonu	18
6.1 První varianta uspořádání	18
6.2 Druhá varianta uspořádání	18
6.3 Třetí varianta uspořádání	19
6.4 Čtvrtá varianta uspořádání	20
6.5 Zhodnocení	21
7 Návrhový výpočet pohonu	22
7.1 Řízení motoru	22
7.2 Elektromotor	22
7.3 Výpočet převodu a stoupání	25
7.3.1 Výpočet převodu	25
7.3.2 Maximální stoupání	25
7.4 Závěr návrhového výpočtu pohonu	30
8 Návrh konstrukce pohonu	31

8.1	Popis konstrukce zadní nápravy	31
8.2	Popis konstrukce přední nápravy.....	32
8.3	Pevnostní analýza	33
8.3.1	Statická zatížení kol.....	34
8.3.2	Dynamické přítěžování kol	36
8.3.3	Výpočet únavové pevnosti	45
9	Návrh hnacího hřídele zadní nápravy.....	47
9.1	Napětí v krutu	47
10	Návrh ložisek	50
11	Návrh konstrukce chladicího okruhu	53
11.1	Tepelný výkon motorů	53
11.2	Průtok chladicím okruhem.....	53
11.3	Tepelný výměník.....	54
12	Kmitání dvoumotové soustavy	55
12.1	Tuhost listového pera	55
12.2	Kmitání zadní nápravy	56
13	Výpočet spojovacích prvků	58
13.1	Drážkování.....	58
13.2	Šroubové spoje.....	60
14	Závěr.....	63
	Seznam použité literatury.....	64
	Seznam obrázků.....	66
	Seznam tabulek.....	68
	Seznam příloh	69

Seznam zkratk použitých fyzikálních veličin

η_1	účinnost první varianty uspořádání	[1]
η_{pl}	účinnost planetové převodovky – údaj z katalogu	[1]
$\eta_{hř}$	účinnost ohybem namáhaného hřídele	[1]
η_2	účinnost druhé varianty uspořádání	[1]
$\eta_{ř}$	účinnost řemenového převodu	[1]
η_{kp}	účinnost kuželové převodovky	[1]
η_{kh}	účinnost kloubového hřídele	[1]
η_{aif}	účinnost rozvodového soukolí diferenciálu	[1]
η_3	účinnost třetí varianty uspořádání	[1]
$\eta_{čp}$	účinnost čelní převodovky	[1]
η_{kh}	účinnost kloubového hřídele	[1]
η_{aif}	účinnost rozvodového soukolí diferenciálu	[1]
η_4	účinnost čtvrté varianty uspořádání	[1]
$\eta_{ř}$	účinnost řemenového převodu	[1]
η_{kl}	účinnost napínací kladky	[1]
η_r	účinnost převodového hřídele	[1]
r_v	výpočtový poloměr kola	[m]
v_p	požadovaná rychlost vozidla	[km/h]
i_v	výpočtový převodový poměr	[1]
v	skutečná rychlost vozidla	[km/h]
n_m	otáčky motoru	[ot/min]
r_d	dynamický poloměr kola	[m]
i	převodový poměr	[1]

M_m	moment motoru	$[Nm]$
m	celková hmotnost vozidla	$[kg]$
ξ	součinitel valivého odporu	$[1]$
α	úhel stoupání	$[^\circ]$
ρ	hustota vzduchu	$[kg/m^3]$
C_x	součinitel odporu	$[1]$
S	čelní plocha vozidla	$[m^2]$
v	rychlost vozidla	$[m/s]$
η	účinnost pohonného ústrojí	$[1]$
F_a	akcelerační síla	$[N]$
a	zrychlení vozidla	$[m/s^2]$
F_z	zátěžná síla na jedno kolo	$[N]$
m_z	maximální zatížení zadní nápravy	$[kg]$
g	tíhové zrychlení	$[m/s^2]$
M_{rb}	reakční moment brzdových třmenů	$[Nm]$
F_{ad}	mezní adhezní síly	$[N]$
r_d	dynamický poloměr pneumatiky	$[m]$
m_1	hmotnost vozidla na jedno kolo zadní nápravy	$[kg]$
f_{ad}	součinitel adheze mezi pneumatikou a vozovkou	$[1]$
F_{br}	brzdná síla působící na kolech	$[N]$
F_{ol}	odlehčující síly od brzdění vozidla	$[N]$
F_{br}	brzdná síla na vozidlo	$[N]$
h	výška těžiště	$[m]$
r_v	rozvor vozidla	$[m]$
F_{oh}	ohybová síla od tažného účinku	$[N]$
F_{od}	odporová síla při nulovém stoupání	$[N]$
F_t	tažná síla	$[N]$



F_{p1}	přítěžující síly od akcelerace vozidla	[N]
F_a	akcelerační síla na vozidlo	[N]
h	výška těžiště	[m]
r_v	rozvor vozidla	[m]
F_{p2}	přítěžující síla při průjezdu obloukem	[N]
F_z	statická zátěžná síla	[N]
τ_{k30}	napětí v krutu na průměru 30 mm	[MPa]
τ_{k33}	napětí v krutu na průměru 33 mm	[MPa]
M_k	přenášený krouticí moment	[Nm]
d_{30}	průměr 30 mm	[mm]
d_{33}	průměr 33 mm	[mm]
τ_{oC33}^x	snížená mez únavy pro místo na průměru 33 mm	[MPa]
τ_{oC}	mez únavy	[MPa]
τ_{oC30}^x	snížená mez únavy pro místo na průměru 30 mm	[MPa]
k_{33}	bezpečnost ke snížené mezi únavy v místě na průměru 33 mm	[1]
k_{30}	bezpečnost ke snížené mezi únavy v místě na průměru 30 mm	[1]
J	kvadratický moment průřezu	[m ⁴]
b	šířka listu	[m]
t	tloušťka listu	[m]
s	stlačení	[mm]
E	modul pružnosti	[MPa]
F	zátěžná síla	[N]
L	délka listu	[mm]
c	poddajnost	[m/N]
k	tuhost	[N/m]
P_{tep}	tepelný výkon elektromotoru	[W]



U	napětí elektromotoru	$[V]$
I	kontinuální proud elektromotoru	$[A]$
M	točivý moment elektromotoru při 88V a 200 A	$[Nm]$
ω	úhlová rychlost	$[rad/s]$
n	otáčky elektromotoru	$[ot/min]$
\dot{m}	hmotnostní tok vody v chladicím okruhu	$[kg/s]$
ρ	hustota vody	$[kg/m^3]$
\dot{V}	objemový tok vody v chladicím okruhu	$[m^3/s]$
P	výkon odváděný chladicím okruhem	$[W]$
c	měrná tepelná kapacita vody	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
Δt	rozdíl teplot na vstupu a výstupu z motoru	$[K]$
p	kontaktní tlak	$[MPa]$
M_k	přenášený krouticí moment	$[Nm]$
M_m	moment motoru	$[Nm]$
η_p	účinnost převodovky	$[1]$
l	délka drážkování	$[mm]$
ψ	součinitel	$[1]$
F	síla působící na jeden zub drážkování	$[N]$
M_k	přenášený krouticí moment	$[Nm]$
d	roztečný průměr	$[mm]$
z	počet zubů drážkování	$[1]$
F_o	ohybová síla působící na zub	$[N]$
F_t	tlaková síla působící na zub	$[N]$
α	úhel záběru	$[^\circ]$
σ_o	ohybové napětí	$[MPa]$
M_o	ohybový moment v patě zubu	$[Nm]$

s	rameno ohybové síly	[mm]
W_o	modul průřezu v ohybu	[mm^3]
h	šířka paty zubu	[mm]
σ_d	tlakové napětí	[MPa]
F_t	tlaková síla působící na zub	[MPa]
σ_c	celkové napětí	[MPa]
Q_c	součet osových sil ve všech šroubech	[N]
k	bezpečnost přenášeného momentu	[1]
M_ξ	šrouby přenášený krouticí moment	[Nm]
d_ξ	průměr roztečné kružnice šroubů	[mm]
f_z	součinitel tření ocel-ocel	[1]
$\sigma_{k\ min}$	minimální mez kluzu	[MPa]
k_κ	součinitel vlivu krutu	[1]
Q_1	osová síla v jednom šroubu	[N]
d_3	průměr závitu M8	[mm]
F_{brv}	brzdná síla působící na vozidlo	[N]
M_{rm}	reakční moment motoru	[Nm]
σ_m	střední složka napětí	[MPa]
σ_a	amplitudová složka napětí	[MPa]
R_m	mez pevnosti v tahu	[MPa]
R_e, σ_k	mez kluzu v tahu	[MPa]
σ_{oC}	mez únavy v ohybu	[MPa]
β	součinitel tvaru	[1]
ε_m	součinitel velikosti	[1]
ε_p	součinitel povrchu	[1]
σ_{oC}^x	snížená mez únavy	[MPa]

σ_{pt}	fiktivní napětí	[MPa]
k_1	bezpečnost ke statické čáře zatěžování	[1]
k_2	bezpečnost k dynamické čáře zatěžování	[1]
k	výsledná bezpečnost mostu zadní nápravy	[1]
m_{zn}	hmotnost zadní nápravy	[kg]
k_l	tuhost listového pera	[N/m]
b	konstanta tlumení tlumiče	[N.s/m]
m_d	modul drážkování	[mm]
d	průměr roztečné kružnice	[mm]
d_f	průměr jádra	[mm]
d_a	průměr hlavové kružnice	[mm]
z	počet zubů	[1]
p_D	dovolený tlak v závitech	[MPa]
H	nosná výška závitu	[mm]
z_ζ	počet činných závitů	[1]
L	rozchod nápravy	[mm]
h	výška těžiště	[mm]
F_o	odstředivá síla	[N]
F_r	radiální zatížení ložiska	[N]
F_a	axiální zatížení ložiska	[N]
d_i	vnitřní průměr ložiska	[mm]
D	vnější průměr ložiska	[mm]
B	šířka ložiska	[mm]
C	základní dynamická únosnost	[kN]
C_0	základní statická únosnost	[kN]
n_m	mezní otáčky	[ot/min]



k_r	výpočtový součinitel	[1]
Y_0	výpočtový součinitel	[1]
e	výpočtový součinitel	[1]
Y_1	výpočtový součinitel	[1]
C_0	základní statická únosnost	[kN]
P_0	ekvivalentní statické zatížení	[kN]
L_h	základní trvanlivost	[hod]
C	základní dynamická únosnost	[kN]
P	ekvivalentní dynamické zatížení	[kN]
n_l	otáčky ložiska	[ot/min]
p	exponent rovnice trvanlivosti	[1]

1 Úvod

V dnešní době se klade velký požadavek na nízkoemisní a ekologická vozidla. Zejména ta, která se pohybují ve městech, nesmí znečišťovat svoje okolí a zhoršovat tak životní prostředí obyvatelům. Komunální vozidla se z 90 % pohybují ve městech, kde vykonávají různé pracovní úkoly, jako například zametání ulic, zimní posyp chodníku, vyvážení odpadu nebo kropení ulic. Při těchto činnostech se vozidla pohybují sice nízkou rychlostí, ale potřebují dostatečný výkon pro pohon svých nástaveb. Při dodávání energie z jednoho centrálního spalovacího motoru tak vzniká značné množství znečištění a hluku.

Elektricky poháněné komunální vozidlo je ideální volbou do městského provozu. Obyvatele nebude obtěžovat emisemi a hlukem. Nabídne úsporu energie, protože nebude potřeba minimálních (volnoběžných) otáček motoru při nečinnosti. Umožní vjezd i do skladů a hal, kam by konvenční vozidla nesměla. Jednou z dalších výhod je i nízká cena údržby a servisu.

Cílem této práce je navrhnout elektrický pohon komunálního vozidla. Konstrukce se opírá o již vyráběné komunální vozidlo s konvenčním spalovacím motorem (Obr. 1). Cílem je stávající konstrukci co nejméně upravit a zakomponovat do ní elektrický pohon. Úprava se týká zejména hnací zadní nápravy. Požadavky na návrh jsou následující: minimální změny stávající konstrukce, nízké náklady na úpravy vozidla, maximální účinnost a efektivita, vysoká spolehlivost a optimální výkon vozidla.



Obr. 1: Stávající komunální vozidlo [13]

2 Poháněné zadní nápravy nákladních automobilů

Poháněné zadní nápravy se odlišují způsobem zavěšení kol, uložením kol a způsobem vypružení. Výkon je přiváděn do rozvodovky, ve které je umístěn diferenciál a stálý převod. Tam se výkon dělí a je přenášen přes kloubový nebo tuhý hřídel ke kolům.

2.1 Tuhé nápravy

Kola jsou uložena na nápravnicí nebo mostu nápravy pevně. Náprava je odpružena jako celek vůči rámu vozidla. Při propružení jednoho kola dojde k pohybu i kola druhého, proto se toto uspořádání také nazývá závislé zavěšení. Tuhé nápravy jsou nejstarším a stále vyžívaným typem náprav. Mají jednoduchou konstrukci a nízké nároky na údržbu. Jejich nevýhodou je velká neodpružená hmota. Mostové nápravy jsou vícedílné nápravy složené z mostových rour a skříně pro diferenciál. Toto uspořádání je použité například u vozů značky Avia.

2.2 Nezávislé zavěšení

Pravé a levé kolo na sebe není vázané. Každé kolo má svou polonápravu a jejich pohyb je svázán pouze přes rám vozidla. Toto uspořádání umožňuje vlastní výkyv každého kola a zlepšuje tak prostupnost terénem. U nákladních vozidel není toto uspořádání tolik rozšířené. Typické je například pro vozy značky Tatra.

2.3 Uložení kol na nápravách

Kolo musí být uloženo vzhledem k pevné části nápravy. Pro uložení kol se používají valivá ložiska. Ložisko přenáší všechny síly mezi kolem a nápravou. Dle velikosti zatížení kola lze rozlišit různé uložení kola na nápravě.

Uložení kol na otočném čepu

Na otočném čepu jsou uložena nepoháněná kola. Otočný čep může být proveden u neřízených náprav buď jako zakončení nápravy (tuhá, výkyvná, úhlová, sprážená náprava) nebo jako součást těhlice.

Uložení kola letmo

Toto uložení se používá u hnacích kol vozidel, kde je zatížení hnacího hřídele únosné. Hlava kola je uložena pevně, přímo na hnací hřídel, který je uložen uvnitř nápravy a otáčí se na ložisku. Hnací hřídel zachycuje veškeré rázy vznikající při přejíždění nerovností a je namáhán na ohyb a krut.

Uložení kola pololetmo

Uložení pololetmo se používá pro hnací kola u vozidel s vyšším zatížením náprav. Hlava kola je pevně spojena s hnacím hřídelem, který se otáčí na valivém ložisku uloženém na nápravě. Vznikající ohybový moment se přenáší částečně na nápravu a

částečně na hnací hřídel. Další používanou variantou uložení je upevnění hlavy kola v přírubě hnacího hřídele, který je uložen na ložisku vně mostu nápravy.

Uložení kola odlehčeným hřídelem

Kolo je uloženo na dvou ložiskách na vnějším konci mostu nápravy. Ložiska jsou většinou kuželíková. Uložení kola odlehčeným hřídelem se používá u hnacích kol vozidel s vysokým zatížením. Hnací hřídel je namáhán pouze na krut. Vznikající ohybové namáhání nese most nápravy. Ložiska přenášejí velká zatížení, ale hnací hřídel může mít u tohoto provedení menší průměr.

2.4 Vypružení

Vypružení zachycuje nárazy vznikající při jízdě vozidla přes nerovnosti. Pružící prvky jsou umísťovány mezi nápravy a rám vozidla. Účelem pérování je zmírnit prudké a tvrdé rázy vznikající při přejezdu nerovností, zmenšit namáhání rámu a udržet kola ve stálém styku s vozovkou. Pružiny mohou být vinuté, listové, torzní, vzduchové nebo pryžové.

Každé vypružení musí být doplněno také tlumiči, které tlumí kmity po přejezdu nerovnosti a snaží se kmitání v optimálním čase utlumit.

Vinuté pružiny

Nejčastěji jsou použity u osobních vozidel. Jejich výhodou je bezúdržbová konstrukce, absence suchého tření, malá hmotnost a jednoduchost uložení. Mezi jejich nevýhody patří, že nemohou vést nápravu a nemají samotlumící vlastnosti.

Listová pera

Nejčastěji se používají u tuhých náprav nákladních automobilů. Listové pero je pružný nosník, který se skládá z jednotlivých listů. Listy jsou k sobě staženy pomocí spon a svorníků. Středový šroub zabraňuje vzájemnému posunu. Listové pero musí být na jednom konci uloženo rotačně a na druhém posuvně, aby byla možná změna délky pera při propružení.

Zkrutné tyče

Pérování je zajištěno kroucením tyče kruhového průřezu. Povrch tyče je speciálně upraven, aby nedošlo k únavovým trhlinám.

Pneumatické pružiny

Pružícím prvkem je pryžový měch naplněný stlačeným vzduchem. Tlak v měchu je možné regulovat a tím i regulovat výšku vozidla. Pneumatické vypružení musí být doplněno dalšími prvky například kompresorem, rozvody vzduchu a regulátorem. Výhodou tohoto vypružení je velké tlumení vibrací.

3 Uspořádání pohonného ústrojí elektromobilů

Konstrukční uspořádání elektromobilů může být různé dle požadavku na jízdní vlastnosti, výkon vozidla a složitost konstrukce. Na rozdíl od konvenčních vozidel s velkým a těžkým spalovacím motorem je elektromobil vybaven lehkými a menšími elektromotory, které mohou být umístěny na různá místa v různém počtu. Může být tedy dosaženo pohonu dvou i čtyř kol. Elektromotor si drží stálý točivý moment ve velkém rozsahu otáček, proto zde není nutné použití vícestupňové převodovky jako u vozidel se spalovacím motorem. Elektromobil si tak vystačí s jedním redukčním převodem. U pracovních strojů se ale často používají dva řaditelné chody (rychlý a pomalý) kvůli požadavku na velkou tažnou sílu při velmi malé pracovní rychlosti stroje. Protože elektromotory nepotřebují volnoběžné otáčky, nemusí být součástí ústrojí spojka.

3.1 Tuhá náprava

Umístění motorů a převodu přímo na tuhou nápravu vozidla je nejjednodušší řešení. Využívá se u manipulačních vozíků s malou maximální rychlostí jako jsou golfové vozíky, vozíky na přepravu zavazadel (Obr. 2) a menší komunální vozidla. Uspořádání je převážně ve složení – motor, stálý převod a diferenciál – to vše na tuhé nápravě vozidla. Velkou nevýhodou takového řešení je velká neodpružená hmotnost. Pokud ovšem uvážíme, že komunální vozidla jsou určena pro práci v malé rychlosti, lze takovéto řešení použít.

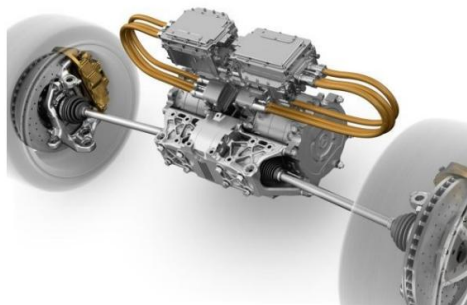


Obr. 2: Nádražní vozík [1]

Další používanou variantou uspořádání je použití jednoho centrálního elektromotoru a rozvedení výkonu kardanovými hřídeli do diferenciálů tuhých náprav. Toto uspořádání je tak velmi podobné uspořádání nákladního konvenčního vozidla. Nevýhodou je nižší účinnost celého ústrojí.

3.2 Nezávislá náprava

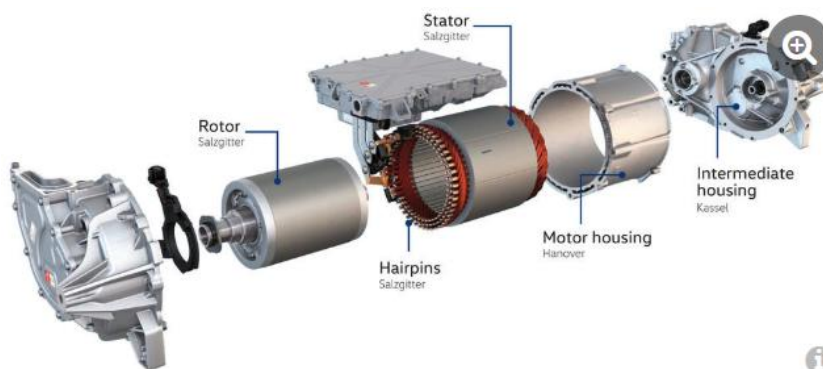
Vytvoření nezávislé nápravy, kde má každé kolo svou poloosu, je konstrukčně složitější, ale má lepší jízdní vlastnosti a umožňuje vyšší rychlost. Používá se u osobních elektromobilů jako například Tesla S, Škoda Citigo (Obr. 4) nebo Mercedes Benz (Obr. 3). Jeden centrální agregát (motor, převod a diferenciál) je umístěn v blízkosti osy nápravy a je pevně spojen s rámem vozidla. Kloubovými hřídeli je výkon přenášen na kola. Výhodou je nižší neodpružená hmotnost, vyšší jízdní komfort a možnost vyšší světlé výšky vozidla.



Obr. 3: Pohon zadní nápravy Mercedes Benz[2]



Obr. 4: Pohonné ústrojí škody Citigo iV [11]



Obr. 5: Motor Volkswagenu ID.3 [10]

3.3 Umístění na kole

Díky malým rozměrům a hmotnosti elektromotoru je možné jeho umístění přímo na kola vozidla (Obr. 6, Obr. 7). Jedná se o jednoduché řešení s vysokou účinností. Stator motoru je spojen s karoserií a obsahuje také potřebnou řídicí elektroniku, takže je do motoru veden jen přívod stejnosměrného proudu a řídicí signál pro ovládání rychlosti otáčení. Motor musí být utěsněn proti vnikání vlhkosti, musí být odolný proti otřesům a musí se efektivně chladit. Toto chlazení je zajišťováno speciální chladicí kapalinou. Celková účinnost motoru včetně měniče přesahuje 93 % a praktická účinnost při reálné jízdě je údajně větší než 85 %. [9]

Toto řešení pohonu má ale i určité nevýhody. Hlavním problémem motorů v kolech se zatím ukázala být vysoká neodpružená hmotnost. Těžká kola negativně ovlivňují některé jízdni vlastnosti. [9]

Sestava je v současné podobě poměrně velká a je určena pro kola o rozměrech 18 až 24 palců. [9]



Obr. 6: Schéma motoru v kole [8]



Obr. 7: Řez elektromotorem v kole [8]

4 Elektrická komunální vozidla

Rozvoj elektromobility se netýká pouze osobních aut, ale také jiných oblastí. Jednou z nich jsou komunální vozy, kde elektrický pohon obecně dává mnohem větší smysl. Komunální vozy toho během dne obvykle mnoho nenajezdí, často zastavují a nedosahují příliš vysokých rychlostí. Navíc se pohybují ve městech. To vše jsou důvody, proč diesellové (respektive obecně spalovací) motory nejsou pro tento druh provozu vhodné.

Na trhu se již vyskytují první komunální vozidla plně elektrická s různými výkony a různým uspořádáním pohonu. Dalším důležitým parametrem je kapacita a výdrž baterií, resp. dojezd. Vozidla jsou uzpůsobena k nesení různých nástaveb, které jsou poháněny elektrohydraulickým systémem. Pořizovací cena těchto vozidel je značně vyšší než cena vozidel s konvenčním pohonem. Na nákup elektrovozidla lze čerpat dotaci, která pořizovací cenu sníží. Provoz vozidel je také levnější a tak lze během několika let dosáhnout navrácení investované částky.

4.1 Goupil G5

Jedná se o užitkový elektromobil od společnosti Eurogreen CZ s.r.o. (Obr. 8). Vozidlo je homologováno v kategorii N1. Poháněna je tuhá zadní náprava s diferenciálem, na kterém je umístěn také třífázový asynchronní elektromotor (Obr. 9). Vozidlo má jeden konstantní převod. Základní parametry vozidla:

maximální rychlost	70 km/h
maximální sklon s nákladem	18%
užitné zatížení	1 200 kg
maximální hmotnost	2 000 kg
maximální točivý moment motoru	76 Nm
převod	14,89
dojezd	200 km



Obr. 8: Elektromobil Goupil G5[6]



Obr. 9: Pohonné ústrojí elektromobilu Goupil [6]

4.2 Elektromobil Enviel

Elektromobil Enviel je univerzální komunální vozidlo od Enviel system s.r.o. (Obr. 10). Pohonné ústrojí se skládá z jednoho centrálního, vodou chlazeného elektromotoru, stálého převodu a řaditelné redukce rychlosti. Z tohoto celku je výkon přiváděn kardanovým hřídelem k přední a zadní tuhé nápravě s diferenciálem (Obr. 11). Pohon přední nápravy je možné vypnout. Zadní náprava má uzávěrku diferenciálu. Základní parametry vozidla:



Obr. 10: Elektromobil Enviel [3]

maximální rychlost	100 km/h
užitné zatížení	1500 kg
maximální hmotnost	3500 kg
výkon motoru	72 kW
dojezd	250 km
cena bez DPH	cca 3 200 000



Obr. 11: Pohonné ústrojí elektromobilu Enviel [3]

4.3 City II

City II je komunální vozidlo od společnosti TPC Industry s.r.o. (Obr. 12), která se zabývá převážně výrobou elektrických plošinových vozíků. Vozidlo je zařazeno do kategorie N1.

maximální rychlost	65 km/h
užitné zatížení	1500 kg
maximální hmotnost	3500 kg
výkon motoru	20 kW
dojezd	140 km
cena bez DPH	cca 1 000 000



Obr. 12: Vozidlo City II [20]

5 Zadání

Cílem práce je navrhnout konstrukci a pohon zadní nápravy elektrického komunálního vozidla. Navržená varianta má být rozpracována včetně provedení potřebných návrhových a kontrolních výpočtů jednotlivých uzlů.

Pro navrženou konstrukci zadní nápravy je nutné zvolit vhodný elektrický pohon tak, aby vozidlo splňovalo požadavky zadání. Dále je nutné vypočítat jízdní vlastnosti vozidla a zhodnotit použitelnost vozidla v různém terénu a při různé činnosti.

Je nutné provést pevnostní kontrolu mostu zadní nápravy při statickém i dynamickém zatěžování a pevnostní kontrolu hnacího hřídele zadní nápravy. Dále je třeba provést kontrolu kmitání nově navržené nápravy a navrhnout chladicí okruh motorů. Na závěr je potřeba provést pevnostní kontrolu spojovacích prvků.

U vozidla je požadovaná rychlost 50 km/h. Vozidlo má být zařazeno do kategorie N1, tedy s celkovou hmotností do 3,5 tun. Má být schopno vyjet do 12 % stoupání při plném zatížení.

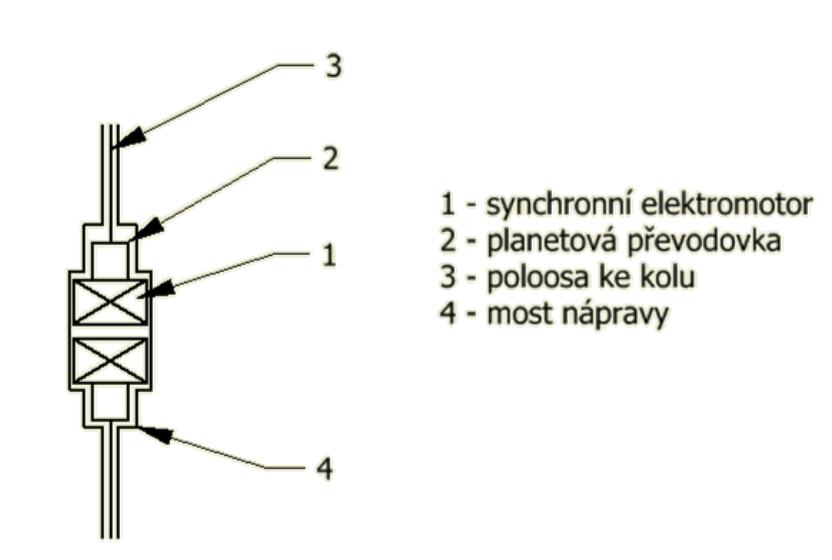
Grafickým výstupem práce má být 3D CAD model, sestavný výkres hnací nápravy a vybrané výrobní výkresy.

6 Varianty uspořádání pohonu

Byly navrženy čtyři varianty uspořádání pohonu. U všech variant je použit synchronní bezkartáčový elektromotor. Tento elektromotor lze snadno regulovat a napájet z baterií. Je běžně používaný pro pohon vozidel. Krouticí moment z motoru je přes dostatečný převodový stupeň přiváděn na kola vozidla. Pro dosažení potřebného výkonu je nutné použití dvou nebo čtyř elektromotorů.

6.1 První varianta uspořádání

První variantou uspořádání je umístění elektromotorů přímo na nápravu vozidla (Obr. 13). Každá poloosa je poháněna jedním elektromotorem. Převodového poměru je dosaženo planetovou převodovkou umístěnou přímo na motoru. Z převodovky je krouticí moment na kola přiváděn přes tuhý hřídel.



Obr. 13: První varianta uspořádání

Celková mechanická účinnost první varianty uspořádání je následující:

$$\eta_1 = \eta_{pl}\eta_{hř} = 0,94 \cdot 0,98 = 0,92 \quad (1)$$

η_1 účinnost první varianty uspořádání

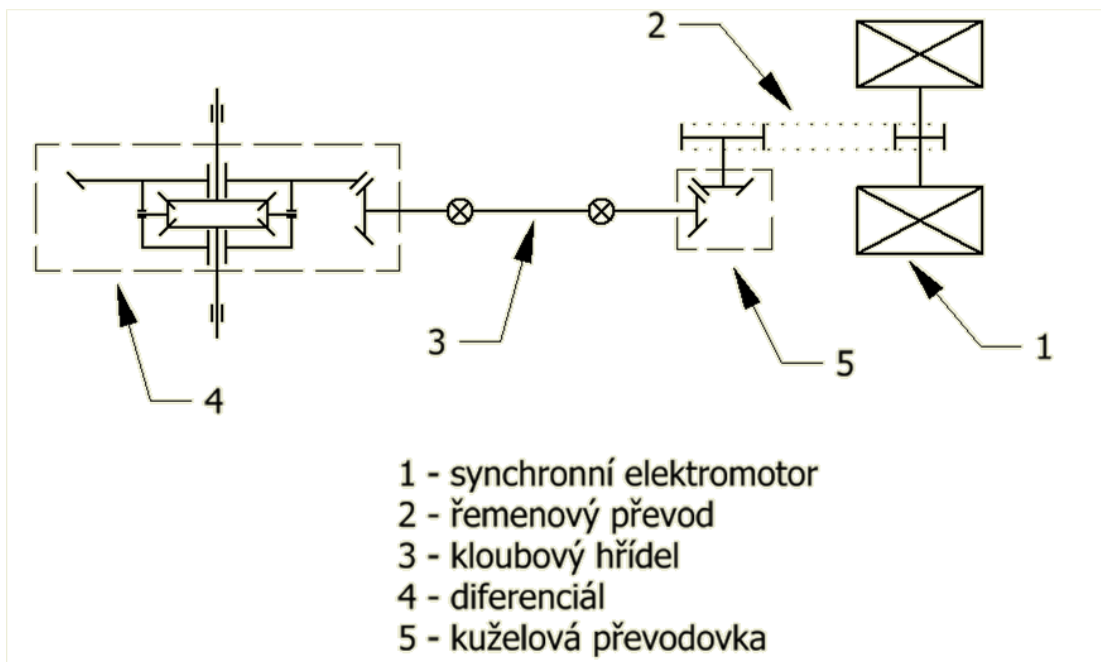
η_{pl} účinnost planetové převodovky – údaj z katalogu (0,94)

$\eta_{hř}$ účinnost ohybem namáhaného hřídele (odhad 0,98)

6.2 Druhá varianta uspořádání

Druhou variantou uspořádání je umístění elektromotorů na rám vozidla (Obr. 14). Převodového poměru je dosaženo řemenovým převodem, kuželovou převodovkou a rozvodovým převodem diferenciálu. Na nápravu je moment přiveden přes kloubový hřídel.

Jeho účinnost se mění s úhlem zalomení hřídele. Použitá účinnost je pro zalomení do přibližně 5 stupňů.



Obr. 14: Druhá varianta uspořádání

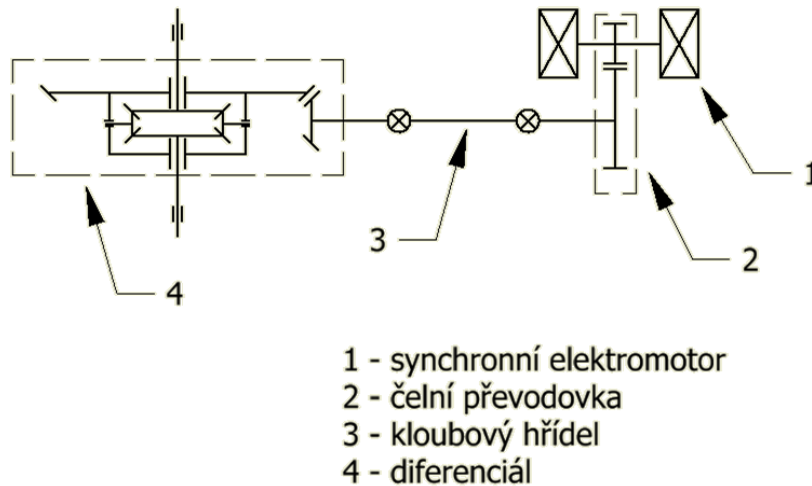
Celková mechanická účinnost druhé varianty uspořádání je následující:

$$\eta_2 = \eta_{\dot{\gamma}} \eta_{kp} \eta_{kh} \eta_{dif} = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,95 = 0,9 \quad (2)$$

- η_2 účinnost druhé varianty uspořádání
- $\eta_{\dot{\gamma}}$ účinnost řemenového převodu (0,98)
- η_{kp} účinnost kuželové převodovky (0,98)
- η_{kh} účinnost kloubového hřídele (0,99)
- η_{dif} účinnost rozvodového soukolí diferenciálu (0,95)

6.3 Třetí varianta uspořádání

Třetí varianta uspořádání je podobná druhé s tím, že mezi motory a kloubovým hřídelem by byla jedna čelní převodovka se šikmými zuby (Obr. 15). Vstupní hřídel převodovky by byl na obou koncích dutý pro připevnění dvou motorů na jednom hřídel. To by vyžadovalo speciální konstrukci a výrobu převodovky.



Obr. 15: Třetí varianta uspořádání

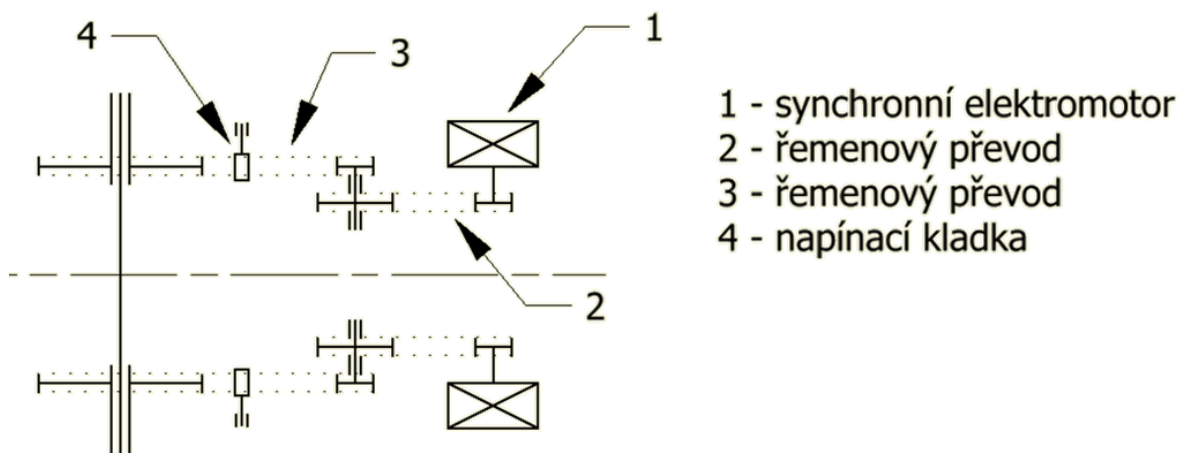
Celková mechanická účinnost třetí varianty uspořádání je následující:

$$\eta_3 = \eta_{\check{c}p} \eta_{kh} \eta_{dif} = 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,95 = 0,92 \quad (3)$$

- η_3 účinnost třetí varianty uspořádání
 $\eta_{\check{c}p}$ účinnost čelní převodovky (0,98)
 η_{kh} účinnost kloubového hřídele (0,99)
 η_{dif} účinnost rozvodového soukolí diferenciálu (0,95)

6.4 Čtvrtá varianta uspořádání

Čtvrtou variantou uspořádání je umístění elektromotorů na bok rámu vozidla (Obr. 16). Převodový poměr je dosažen dvěma řemenovými převody. Moment je přiváděn přímo na náboj pevně spojený s kolem.



Obr. 16: Čtvrtá varianta uspořádání

Celková mechanická účinnost čtvrté varianty uspořádání je následující:

$$\eta_4 = \eta_{\dot{r}}^2 \eta_{kl} \eta_r = 0,98^2 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 0,93 \quad (4)$$

η_4	účinnost čtvrté varianty uspořádání
$\eta_{\dot{r}}$	účinnost řemenového převodu (0,98)
η_{kl}	účinnost napínací kladky (0,99)
η_r	účinnost převodového hřídele (0,98)

6.5 Zhodnocení

První varianta: Výhodou tohoto uspořádání je jednoduchost a prostorová nenáročnost. Nevýhodou tohoto uspořádání je podstatné navýšení hmotnosti neodpružených hmot, přenášení vibrací a rázů na elektromotor. Hnací hřídel bude namáhán na ohyb stejně jako celý most nápravy. To bude mít vliv na účinnost a životnost ústrojí.

Druhá varianta: Výhodou je jednoduchá konstrukce složená z nakupovaných dílů a možnost využití stávající zadní nápravy s diferenciálem. Elektromotory lze chránit před vibracemi řemenovým převodem, který by zde plnil funkci pružné spojky. Nevýhodou je nižší účinnost, větší prostorová náročnost a větší počet převodů.

Třetí varianta: Výhodou je jednoduchá konstrukce složená z nakupovaných dílů a možnost využití stávající zadní nápravy s diferenciálem. Nevýhodou je nižší účinnost, větší prostorová náročnost a větší počet převodů.

Čtvrtá varianta: Výhodou je tlumení vibrací řemenovými převody a minimální hmotnost neodpružených hmot. Nevýhodou tohoto uspořádání je nutnost dopínání ozubeného řemene při dynamickém stlačování vypružení. Další nevýhodou je odlišné uložení kol, než je tomu na stávajícím vozidle.

Po zvážení všech výhod a nevýhod je vybrána první varianta pro další rozpracování.

7 Návrhový výpočet pohonu

Pro návrhový výpočet pohonu budou použity synchronní elektromotory s parametry uvedenými v kapitole 7.2. Řízení elektromotory bude probíhat pomocí pulzně šířkového modulátoru. Součástí pohonného ústrojí bude převod s převodovým poměrem vypočítaným v kapitole 7.3. Napětí na bateriích se předpokládá dle stavu nabití 88 V až 108 V.

Pro výpočet bude použit výpočtový model, který může vykazovat odchylky od reálného chování.

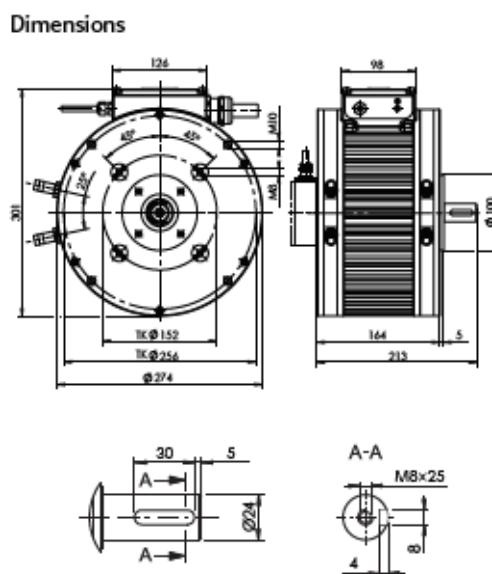
7.1 Řízení motoru

Řízení motoru bude probíhat pulzně šířkovou modulací. Tato metoda využívá MOSFET tranzistoru, který na základě vstupního signálu mění poměr časových intervalů, kdy je ve vodivém a nevodivém stavu. Tak je možné plynule regulovat střední hodnotu proudu ve výkonovém okruhu pomocí malého signálního proudu. Hlavní výhodou je hladká a plynulá regulace s minimálními ztrátami.

Byl vybrán kontroler od společnosti Curtis, model 1239E, určený pro regulaci trakčních motorů vozidel. Kontroler je určený pro napětí 72 V až 108 V. Výstupní proud do motoru je maximálně 650 A (po dobu 2 minut) nebo 200 A (po dobu 60 minut). Maximální výstupní proud je během používání automaticky regulován dle teploty na motoru a kontroleru. Tím se mění čas, po který lze určitý proud odebrat. Nastavením kontroleru lze nastavit maximální proud, který teče do motoru. Vyšší intenzitou chlazení lze zvýšit kontinuální proud, který teče do motoru.

7.2 Elektromotor

Byl vybrán synchronní bezkartáčový elektromotor od společnosti Heinzmann (Obr. 17). Jedná se o typ PSM 156W, který je pro použitou kombinaci napětí a dostupného proudu nejvýkonnějším vodou chlazeným motorem. Vzduchem chlazený motor nelze použít z důvodu nedostatečné konvekce kolem motoru. Při vysokých výkonech, a tedy i vysokých proudech, by se vinutí motoru nadměrně zahřívalo. Vodou chlazený motor nám umožní užití vyšších proudů. Dle výrobce je motor určen pro trakční pohon vozidel.



Obr. 17: Rozměry elektromotoru [17]

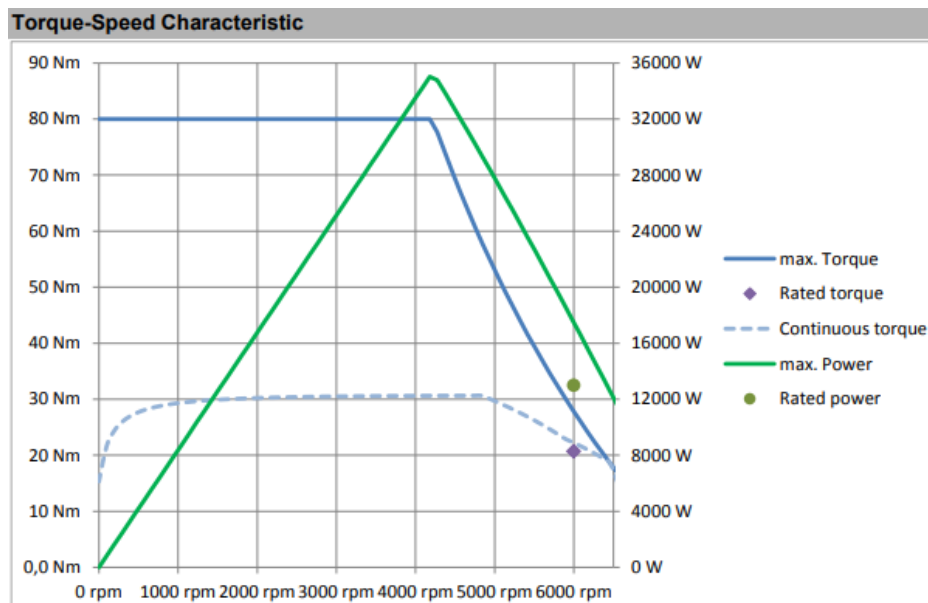
Z údajů na Obr. 18 lze odečíst, že motor lze dlouhodobě zatěžovat proudem přes 200 A. Maximální proud je až 590 A.

Dalším důležitým údajem je momentová konstanta, která udává moment motoru při napájení proudem 1 A při určitém napětí. S klesajícím napětím na motoru její hodnota klesá. Její hodnota se částečně mění také s otáčkami motoru.

Technical Data									
	Rated speed	Rated power	Rated current	Rated load torque	Torque constant	Voltage constant	Max. power	Max. current	Max. load torque
Voltage	n rpm	P_N kW	I_N A (AC)	M_N Nm	K_t Nm/A	K_e V/1000 rpm	P_{max} kW	I_{max} A	M_{max} Nm
96 VDC	3000	18.5	237	58.9	0.248	15.60	23.2	330	80
	4500	21.0	250	44.6	0.178	11.14	32.5	450	80
	6000	21.0	245	33.4	0.136	8.56	40.7	590	80
330 VDC	3000	18.5	69	58.9	0.849	53.48	23.3	95	80
	4500	23.0	85	48.8	0.571	35.65	35.6	150	80
	6000	25.0	90	39.8	0.444	27.74	40.5	190	80
560 VDC	3000	18.5	42	58.9	1.400	88.02	24.0	58	80
	4500	25.0	53	53.1	1.007	62.95	34.3	80	80
	6000	25.0	54	39.8	0.740	46.20	40.4	110	80

► Cooling: Liquid-cooled ► $m = 29.8 \text{ kg}$ ► $J = 58.6 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$ ► Max. permissible load = 6/60 sec ► Operating mode = S1

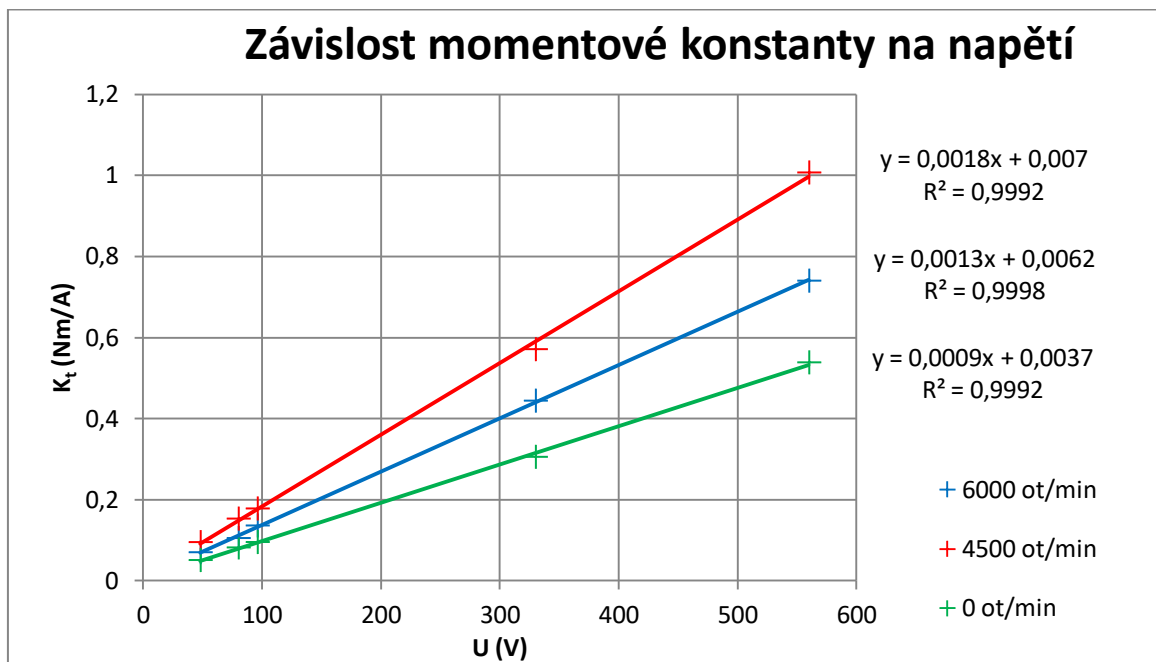
Obr. 18: Technické údaje o elektromotoru [17]



Obr. 19: Momentová charakteristika motoru při $I=176 \text{ A}$, $U=80 \text{ V}$ [17]

Z Obr. 19 je patrné, že motor si drží nejvyšší kontinuální moment přibližně od 1000 ot/min do 4500 ot/min. Hodnota momentu záleží na skutečnosti, zda motor odebírá kontinuální nebo krátkodobý proud.

Z údajů na Obr. 18 byla stanovena závislost momentové konstanty na napětí při různých otáčkách motoru. Z Obr. 20 lze určit, že je lineární závislost splněna poměrně přesně. Pomocí předpisů lineárních funkcí pro různé otáčky lze spočítat momentovou konstantu pro různé napětí a otáčky. Po vynásobení momentové konstanty proudem lze dostat moment na motoru při daném napětí a otáčkách.



Obr. 20: Graf závislosti momentové konstanty na napětí

Pro další výpočty pohonu bude počítáno vždy s nejmenším napětím na bateriích, protože nelze v praxi omezovat parametry vozidla v průběhu vybíjení. Použitelný rozsah napětí byl zvolen v rozmezí 88 V až 108 V.

Pro napětí 88 V jsou hodnoty momentové konstanty, kontinuálního (proud 200 A) a krátkodobého (proud 450 A) momentu následující:

n (ot/min)	K_t (Nm/A)	M_{kon} (Nm)	M_{kr} (Nm)
0	0,083	16,6	37,3
4 500	0,165	33,1	74,4
6 000	0,121	24,1	54,3

Tab. 1: Hodnoty momentu pro $U = 88$ V

7.3 Výpočet převodu a stoupání

Výpočet převodu bude proveden z maximální požadované rychlosti a maximálních otáček motoru. Následně bude dopočítána maximální stoupavost kontinuální a krátkodobá.

7.3.1 Výpočet převodu

U vozidla je požadovaná maximální rychlost 50 km/h. Maximální otáčky motoru jsou 6000 ot/min. U vozidla budou použity pneumatiky 225/70 R15.

Výpočtový poloměr kola:

$$r_v = \frac{15,2,54}{2} + 0,7,22,5 = 34,8 \text{ cm} \quad (5)$$

r_v výpočtový poloměr kola (34,8 cm)

Dynamický poloměr kola je přibližně $r_d = 0,33 \text{ m}$.

Výpočet potřebného převodového poměru:

$$i_v = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m \cdot r_d}{60 \cdot v_p} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 6\,000 \cdot 0,33}{60 \cdot \frac{50}{3,6}} = 14,93 \quad (6)$$

n_m otáčky motoru (6 000 ot/min)

r_d dynamický poloměr kola (0,33 m)

v_p požadovaná rychlost vozidla (50 km/h)

i_v výpočtový převodový poměr (14,93)

Výrobce motoru nabízí také planetové převodovky kompatibilní s motorem. Nejblíže vypočítanému převodu je planetová převodovka s převodovým poměrem $i = 16$.

Skutečná rychlost vozidla:

$$v = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m \cdot r_d}{60 \cdot i} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 6\,000 \cdot 0,33}{60 \cdot 16} \cdot 3,6 = 46,7 \text{ km/h} \quad (7)$$

v skutečná rychlost vozidla (46,7 km/h)

n_m otáčky motoru (6 000 ot/min)

r_d dynamický poloměr kola (0,33 m)

i převodový poměr (16)

Skutečná rychlost vozidla je přibližně 47 km/h. Pro pohyb vozidla ve městském prostředí je tato rychlost dostatečná. Pokud by byl požadavek na vyšší rychlost vozidla, řešením by byla řaditelná dvoustupňová převodovka.

7.3.2 Maximální stoupání

Maximální stoupání bude vypočítáno pro tři rychlosti, které odpovídají otáčkám motoru 0 ot/min, 1000 až 4500 ot/min a 6000 ot/min. Odpovídající rychlosti jsou 0 km/h, 8

až 40 km/h a 50 km/h. Bude vypočítáno stoupání, kterého vozidlo dosahuje při kontinuálním a krátkodobém režimu při napětí 88 V (tedy při vybitých bateriích) a při použití 4 elektromotorů. Celková hmotnost vozidla pro výpočet je 3500 kg.

Rovnice rovnováhy:

$$F_{tr} = F_v + F_{st} + F_{vz} + F_a \quad (8)$$

$$\frac{2 \cdot M_m \cdot i}{r_d} \eta = m \cdot g \cdot \xi \cdot \cos(\alpha) + m \cdot g \cdot \sin(\alpha) + \frac{1}{2} \rho \cdot C_x \cdot S \cdot v^2 + m \cdot a \quad (8)$$

M_m	moment motoru (Nm)
i	převodový poměr (16)
r_d	dynamický poloměr kola (0,33 m)
m	hmotnost vozidla (3 500 kg)
ξ	součinitel valivého odporu (0,02)
α	úhel stoupání ($^\circ$)
ρ	hustota vzduchu (1,2 kg/m ³)
C_x	součinitel odporu (0,7)
S	čelní plocha vozidla (3,26 m ²)
v	rychlost vozidla (m/s)
η	účinnost pohonného ústrojí (0,92)
F_a	akcelerační síla (N)
a	zrychlení vozidla (0,5 m/s ²)

V Tab. 2 jsou výsledky výpočtu při užití čtyř motorů a nulového zrychlení vozidla. Jedná se tedy o hodnoty při pohybu konstantní rychlostí. Zelená pole odpovídají stoupání dosahovanému při kontinuálním proudu. Červená pole odpovídají stoupání při krátkodobém proudu. Vozidlo je schopné při maximální celkové hmotnosti v krátkodobém režimu vyjet stoupání až 39 %. V kontinuálním režimu je vozidlo schopno v závislosti na rychlosti vyjet stoupání 6 až 15 %.

V Tab. 3 jsou výsledky výpočtu při užití čtyř motorů a zrychlení 0,5 m/s². Zelená pole odpovídají stoupání dosahovanému při kontinuálním proudu. Červená pole odpovídají stoupání při krátkodobém proudu. Vozidlo je schopné při maximální celkové hmotnosti rozjezdu se zrychlením 0,5 m/s² do stoupání až 12% v krátkodobém režimu. Po malém nárůstu rychlosti se ale velikost zrychlení při stejném stoupání podstatně zvýší a to na přibližně 2,4 m/s². To je dáno momentovou charakteristikou motoru. Tím lze konstatovat, že je splněna podmínka zadání na stoupavost minimálně 12 %.

Při stoupání 0% se vozidlo může rozjet z počátku se zrychlením $1,7 \text{ m/s}^2$. Po malém nárůstu rychlosti se může pohybovat se zrychlením až $3,55 \text{ m/s}^2$. (Tab. 4, Tab. 5)

stoupavost		0 km/h			8 až 40 km/h			50 km/h		
(%)	(°)	tažná síla krátkodobá (N)	tažná síla kontinuální (N)	odporová síla (N)	tažná síla krátkodobá (N)	tažná síla kontinuální (N)	odporová síla (N)	tažná síla krátkodobá (N)	tažná síla kontinuální (N)	odporová síla (N)
0	0,00	6 656,1	2 958,3	686,7	13 280,1	5 902,3	747,6	9 683,1	4 303,6	950,8
1	0,57	6 656,1	2 958,3	1 030,0	13 280,1	5 902,3	1 090,9	9 683,1	4 303,6	1 294,1
2	1,15	6 656,1	2 958,3	1 373,1	13 280,1	5 902,3	1 434,0	9 683,1	4 303,6	1 637,2
3	1,72	6 656,1	2 958,3	1 716,0	13 280,1	5 902,3	1 776,8	9 683,1	4 303,6	1 980,1
4	2,29	6 656,1	2 958,3	2 058,5	13 280,1	5 902,3	2 119,3	9 683,1	4 303,6	2 322,6
5	2,86	6 656,1	2 958,3	2 400,5	13 280,1	5 902,3	2 461,3	9 683,1	4 303,6	2 664,6
6	3,44	6 656,1	2 958,3	2 741,9	13 280,1	5 902,3	2 802,7	9 683,1	4 303,6	3 006,0
7	4,01	6 656,1	2 958,3	3 082,6	13 280,1	5 902,3	3 143,5	9 683,1	4 303,6	3 346,7
8	4,58	6 656,1	2 958,3	3 422,6	13 280,1	5 902,3	3 483,4	9 683,1	4 303,6	3 686,7
9	5,15	6 656,1	2 958,3	3 761,6	13 280,1	5 902,3	3 822,5	9 683,1	4 303,6	4 025,8
10	5,71	6 656,1	2 958,3	4 099,8	13 280,1	5 902,3	4 160,6	9 683,1	4 303,6	4 363,9
11	6,28	6 656,1	2 958,3	4 436,8	13 280,1	5 902,3	4 497,6	9 683,1	4 303,6	4 700,9
12	6,85	6 656,1	2 958,3	4 772,7	13 280,1	5 902,3	4 833,5	9 683,1	4 303,6	5 036,8
13	7,41	6 656,1	2 958,3	5 107,3	13 280,1	5 902,3	5 168,1	9 683,1	4 303,6	5 371,4
14	7,97	6 656,1	2 958,3	5 440,5	13 280,1	5 902,3	5 501,4	9 683,1	4 303,6	5 704,7
15	8,54	6 656,1	2 958,3	5 772,4	13 280,1	5 902,3	5 833,2	9 683,1	4 303,6	6 036,5
16	9,09	6 656,1	2 958,3	6 102,7	13 280,1	5 902,3	6 163,5	9 683,1	4 303,6	6 366,8
17	9,65	6 656,1	2 958,3	6 431,4	13 280,1	5 902,3	6 492,2	9 683,1	4 303,6	6 695,5
18	10,21	6 656,1	2 958,3	6 758,4	13 280,1	5 902,3	6 819,2	9 683,1	4 303,6	7 022,5
19	10,76	6 656,1	2 958,3	7 083,6	13 280,1	5 902,3	7 144,5	9 683,1	4 303,6	7 347,7
20	11,32	6 656,1	2 958,3	7 407,0	13 280,1	5 902,3	7 467,9	9 683,1	4 303,6	7 671,1
21	11,87	6 656,1	2 958,3	7 728,5	13 280,1	5 902,3	7 789,3	9 683,1	4 303,6	7 992,6
22	12,41	6 656,1	2 958,3	8 047,9	13 280,1	5 902,3	8 108,8	9 683,1	4 303,6	8 312,1
23	12,96	6 656,1	2 958,3	8 365,3	13 280,1	5 902,3	8 426,2	9 683,1	4 303,6	8 629,5
24	13,50	6 656,1	2 958,3	8 680,6	13 280,1	5 902,3	8 741,5	9 683,1	4 303,6	8 944,7
25	14,04	6 656,1	2 958,3	8 993,7	13 280,1	5 902,3	9 054,5	9 683,1	4 303,6	9 257,8
26	14,58	6 656,1	2 958,3	9 304,5	13 280,1	5 902,3	9 365,3	9 683,1	4 303,6	9 568,6
27	15,12	6 656,1	2 958,3	9 612,9	13 280,1	5 902,3	9 673,8	9 683,1	4 303,6	9 877,0
28	15,65	6 656,1	2 958,3	9 919,0	13 280,1	5 902,3	9 979,9	9 683,1	4 303,6	10 183,1
29	16,18	6 656,1	2 958,3	10 222,7	13 280,1	5 902,3	10 283,5	9 683,1	4 303,6	10 486,8
30	16,71	6 656,1	2 958,3	10 523,8	13 280,1	5 902,3	10 584,7	9 683,1	4 303,6	10 787,9
31	17,23	6 656,1	2 958,3	10 822,5	13 280,1	5 902,3	10 883,3	9 683,1	4 303,6	11 086,6
32	17,75	6 656,1	2 958,3	11 118,5	13 280,1	5 902,3	11 179,4	9 683,1	4 303,6	11 382,6
33	18,27	6 656,1	2 958,3	11 411,9	13 280,1	5 902,3	11 472,8	9 683,1	4 303,6	11 676,0
34	18,79	6 656,1	2 958,3	11 702,7	13 280,1	5 902,3	11 763,5	9 683,1	4 303,6	11 966,8
35	19,30	6 656,1	2 958,3	11 990,7	13 280,1	5 902,3	12 051,6	9 683,1	4 303,6	12 254,8
36	19,81	6 656,1	2 958,3	12 276,0	13 280,1	5 902,3	12 336,9	9 683,1	4 303,6	12 540,2
37	20,31	6 656,1	2 958,3	12 558,6	13 280,1	5 902,3	12 619,4	9 683,1	4 303,6	12 822,7
38	20,82	6 656,1	2 958,3	12 838,3	13 280,1	5 902,3	12 899,2	9 683,1	4 303,6	13 102,4
39	21,32	6 656,1	2 958,3	13 115,2	13 280,1	5 902,3	13 176,1	9 683,1	4 303,6	13 379,3
40	21,81	6 656,1	2 958,3	13 389,3	13 280,1	5 902,3	13 450,1	9 683,1	4 303,6	13 653,4

Tab. 2: Dosahované stoupavosti pro 4 motory bez zrychlení

stoupavost		0 km/h			8 až 40 km/h			50 km/h		
(%)	(°)	tažná síla krátkodobá (N)	tažná síla kontinuální (N)	odporová síla (N)	tažná síla krátkodobá (N)	tažná síla kontinuální (N)	odporová síla (N)	tažná síla krátkodobá (N)	tažná síla kontinuální (N)	odporová síla (N)
0	0,00	6 656,1	2 958,3	2 436,7	13 280,1	5 902,3	2 497,6	9 683,1	4 303,6	2 700,8
1	0,57	6 656,1	2 958,3	2 780,0	13 280,1	5 902,3	2 840,9	9 683,1	4 303,6	3 044,1
2	1,15	6 656,1	2 958,3	3 123,1	13 280,1	5 902,3	3 184,0	9 683,1	4 303,6	3 387,2
3	1,72	6 656,1	2 958,3	3 466,0	13 280,1	5 902,3	3 526,8	9 683,1	4 303,6	3 730,1
4	2,29	6 656,1	2 958,3	3 808,5	13 280,1	5 902,3	3 869,3	9 683,1	4 303,6	4 072,6
5	2,86	6 656,1	2 958,3	4 150,5	13 280,1	5 902,3	4 211,3	9 683,1	4 303,6	4 414,6
6	3,44	6 656,1	2 958,3	4 491,9	13 280,1	5 902,3	4 552,7	9 683,1	4 303,6	4 756,0
7	4,01	6 656,1	2 958,3	4 832,6	13 280,1	5 902,3	4 893,5	9 683,1	4 303,6	5 096,7
8	4,58	6 656,1	2 958,3	5 172,6	13 280,1	5 902,3	5 233,4	9 683,1	4 303,6	5 436,7
9	5,15	6 656,1	2 958,3	5 511,6	13 280,1	5 902,3	5 572,5	9 683,1	4 303,6	5 775,8
10	5,71	6 656,1	2 958,3	5 849,8	13 280,1	5 902,3	5 910,6	9 683,1	4 303,6	6 113,9
11	6,28	6 656,1	2 958,3	6 186,8	13 280,1	5 902,3	6 247,6	9 683,1	4 303,6	6 450,9
12	6,85	6 656,1	2 958,3	6 522,7	13 280,1	5 902,3	6 583,5	9 683,1	4 303,6	6 786,8
13	7,41	6 656,1	2 958,3	6 857,3	13 280,1	5 902,3	6 918,1	9 683,1	4 303,6	7 121,4
14	7,97	6 656,1	2 958,3	7 190,5	13 280,1	5 902,3	7 251,4	9 683,1	4 303,6	7 454,7
15	8,54	6 656,1	2 958,3	7 522,4	13 280,1	5 902,3	7 583,2	9 683,1	4 303,6	7 786,5
16	9,09	6 656,1	2 958,3	7 852,7	13 280,1	5 902,3	7 913,5	9 683,1	4 303,6	8 116,8
17	9,65	6 656,1	2 958,3	8 181,4	13 280,1	5 902,3	8 242,2	9 683,1	4 303,6	8 445,5
18	10,21	6 656,1	2 958,3	8 508,4	13 280,1	5 902,3	8 569,2	9 683,1	4 303,6	8 772,5
19	10,76	6 656,1	2 958,3	8 833,6	13 280,1	5 902,3	8 894,5	9 683,1	4 303,6	9 097,7
20	11,32	6 656,1	2 958,3	9 157,0	13 280,1	5 902,3	9 217,9	9 683,1	4 303,6	9 421,1
21	11,87	6 656,1	2 958,3	9 478,5	13 280,1	5 902,3	9 539,3	9 683,1	4 303,6	9 742,6
22	12,41	6 656,1	2 958,3	9 797,9	13 280,1	5 902,3	9 858,8	9 683,1	4 303,6	10 062,1
23	12,96	6 656,1	2 958,3	10 115,3	13 280,1	5 902,3	10 176,2	9 683,1	4 303,6	10 379,5
24	13,50	6 656,1	2 958,3	10 430,6	13 280,1	5 902,3	10 491,5	9 683,1	4 303,6	10 694,7
25	14,04	6 656,1	2 958,3	10 743,7	13 280,1	5 902,3	10 804,5	9 683,1	4 303,6	11 007,8
26	14,58	6 656,1	2 958,3	11 054,5	13 280,1	5 902,3	11 115,3	9 683,1	4 303,6	11 318,6
27	15,12	6 656,1	2 958,3	11 362,9	13 280,1	5 902,3	11 423,8	9 683,1	4 303,6	11 627,0
28	15,65	6 656,1	2 958,3	11 669,0	13 280,1	5 902,3	11 729,9	9 683,1	4 303,6	11 933,1
29	16,18	6 656,1	2 958,3	11 972,7	13 280,1	5 902,3	12 033,5	9 683,1	4 303,6	12 236,8
30	16,71	6 656,1	2 958,3	12 273,8	13 280,1	5 902,3	12 334,7	9 683,1	4 303,6	12 537,9
31	17,23	6 656,1	2 958,3	12 572,5	13 280,1	5 902,3	12 633,3	9 683,1	4 303,6	12 836,6
32	17,75	6 656,1	2 958,3	12 868,5	13 280,1	5 902,3	12 929,4	9 683,1	4 303,6	13 132,6
33	18,27	6 656,1	2 958,3	13 161,9	13 280,1	5 902,3	13 222,8	9 683,1	4 303,6	13 426,0
34	18,79	6 656,1	2 958,3	13 452,7	13 280,1	5 902,3	13 513,5	9 683,1	4 303,6	13 716,8
35	19,30	6 656,1	2 958,3	13 740,7	13 280,1	5 902,3	13 801,6	9 683,1	4 303,6	14 004,8
36	19,81	6 656,1	2 958,3	14 026,0	13 280,1	5 902,3	14 086,9	9 683,1	4 303,6	14 290,2
37	20,31	6 656,1	2 958,3	14 308,6	13 280,1	5 902,3	14 369,4	9 683,1	4 303,6	14 572,7
38	20,82	6 656,1	2 958,3	14 588,3	13 280,1	5 902,3	14 649,2	9 683,1	4 303,6	14 852,4
39	21,32	6 656,1	2 958,3	14 865,2	13 280,1	5 902,3	14 926,1	9 683,1	4 303,6	15 129,3
40	21,81	6 656,1	2 958,3	15 139,3	13 280,1	5 902,3	15 200,1	9 683,1	4 303,6	15 403,4

Tab. 3: Dosahované stoupavosti pro 4 motory se zrychlením $0,5 \text{ m/s}^2$

stoupavost		0 km/h			8 až 40 km/h			50 km/h		
(%)	(°)	tažná síla krátkodobá (N)	tažná síla kontinuální (N)	odporová síla (N)	tažná síla krátkodobá (N)	tažná síla kontinuální (N)	odporová síla (N)	tažná síla krátkodobá (N)	tažná síla kontinuální (N)	odporová síla (N)
0	0,00	6 656,1	2 958,3	6 636,7	13 280,1	5 902,3	6 697,6	9 683,1	4 303,6	6 900,8
1	0,57	6 656,1	2 958,3	6 980,0	13 280,1	5 902,3	7 040,9	9 683,1	4 303,6	7 244,1

Tab. 4: Dosahované stoupavosti pro 4 motory se zrychlením 1,7 m/s²

stoupavost		0 km/h			8 až 40 km/h			50 km/h		
(%)	(°)	tažná síla krátkodobá (N)	tažná síla kontinuální (N)	odporová síla (N)	tažná síla krátkodobá (N)	tažná síla kontinuální (N)	odporová síla (N)	tažná síla krátkodobá (N)	tažná síla kontinuální (N)	odporová síla (N)
0	0,00	6 656,1	2 958,3	13 111,7	13 280,1	5 902,3	13 172,6	9 683,1	4 303,6	13 375,8
1	0,57	6 656,1	2 958,3	13 455,0	13 280,1	5 902,3	13 515,9	9 683,1	4 303,6	13 719,1

Tab. 5: Dosahované stoupavosti pro 4 motory se zrychlením 3,55 m/s²

V Tab. 6 jsou shrnuty výsledky výpočtů stoupavosti při různých rychlostech a režimech použití.

rychlost (km/h)	4 motory bez zrychlení		4 motory se zrychlením 0,5 m/s ²	
	dosahované stoupání kontinuální (%)	dosahované stoupání krátkodobé (%)	dosahované stoupání kontinuální (%)	dosahované stoupání krátkodobé (%)
0	6	17	1	12
8 až 40	15	39	9	33
50	9	26	4	20

Tab. 6: Tabulka výsledků – stoupavost

Na Obr. 21 jsou uvedeny stoupavosti komunikací dle kategorie a typu terénu. Porovnáním výsledků lze říci, že vozidlo se dvěma motory by pro běžné užívání nebylo vhodné. Vozidlo se čtyřmi motory je schopno jezdit v rovinnatém, mírně zvlněném až pahorkovitém terénu avšak při dlouhodobém stoupání by se motory mohly nadměrně zahřívat, což by mohlo vést až k zastavení vozidla. Nezbytně nutný bude intenzivní způsob chlazení nezávislý na rychlosti vozidla.

Kategorijní typ silnice nebo dálnice	Návrhová rychlost v km/h pro území			
	rovinaté nebo mírně zvlněné	pahorkovité	horské	
	podélný sklon (s) v %			
D 33,5	120	120	100 ^{*)}	80 ^{*)}
D 27,5	3	4 ^{*)}	4,5 ^{*)}	4,5 ^{*)}
R 33,5; R 27,5	120	100	80	
R 25,5	3,5	4,5	5 ^{*)}	
S 24,5	100	80	70	
	3,5	4,5 (až 6 ^{*)})	6	
S 20,75	90	80	70	
	4	4,5 (až 6 ^{*)})	6	
S 11,5	90	80	70	
	4,5	6	7,5	
S 9,5	80	70	60	
	4,5	6	8	
S 7,5	70	60	50	
	4,5	7	9	
S 6,5	60	60	50	
	7	8	9	
S 4,0	40	40	30	
	10	11	12	

*) Hodnoty pro větve křižovatek jsou uvedeny v ČSN 73 6102.
^{*)} Překročení hodnoty je třeba doložit rozbohem zvýšení spotřeby pohonných hmot a je vázáno na souhlas příslušného ústředního orgánu státní správy ve věcech dopravy.
^{*)} Vyšších hodnot lze použít v případech, kdy neobvyklé zvýšení objemu zemních prací nadměrně zvýší ekonomickou náročnost řešení nebo by se nadměrně zvětšilo trvalé odnětí kvalitní nebo chráněné zemědělské půdy. Současně je však nutné při použití větších sklonů posoudit zvýšenou spotřebu pohonných hmot a bezpečnost dopravy.
^{*)} Rozhodnutí o návrhové rychlosti závisí na možnostech daných především konfigurací terénu.

Obr. 21: Navrhovaná stoupavost komunikací dle kategorie [16]

7.4 Závěr návrhového výpočtu pohonu

Vozidlo se dvěma motory je výkonově slabé a je schopné provozu jen za velmi omezených podmínek. Vozidlo se čtyřmi motory je schopné běžného provozu. Díky použití vodou chlazeného motoru pro vyšší proudy bylo dosaženo potřebného výkonu. Vozidlo je schopné dosahovat 12 % stoupání v kontinuálním režimu bez zrychlení a v krátkodobém režimu se zrychlením minimálně 0,5 m/s².

Otázkou experimentálního zkoušení je, zda při použití výkonnějšího chlazení lze zvýšit proud do motorů a tím i výkon vozidla. Existují dvě možnosti umístění čtyř motorů – čtyři motory pohánějí zadní nápravu nebo dva motory pohánějí zadní a dva přední nápravu. Vzhledem k vybrané variantě uspořádání bude dále rozpracována varianta použití dvou motorů na přední a dvou motorů na zadní nápravě.

8 Návrh konstrukce pohonu

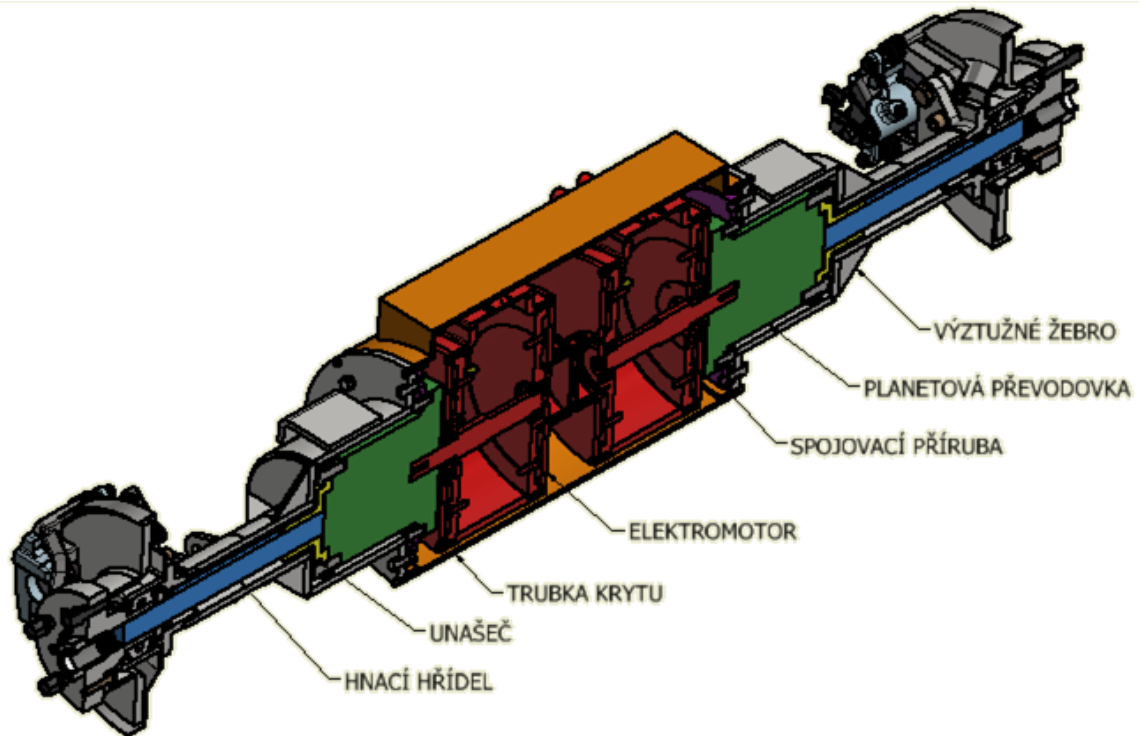
Pro detailní návrh konstrukce byla vybrána první varianta uspořádání, tedy umístění elektromotorů přímo na nápravě. Při návrhu konstrukce bude využita již existující konstrukce zadní nápravy, u které bude upravena střední trubka nápravy pro uložení elektromotorů.

8.1 Popis konstrukce zadní nápravy

Ve střední části budou uloženy dva elektromotory zády k sobě. Přímou na elektromotory bude namontována planetová převodovka s převodovým poměrem $i = 16$. Z ní bude pomocí hřídele přiváděn točivý moment na kola. Spojení planetové převodovky a hřídele bude zajišťovat unašeč, který bude přes přírubu namontovaný k převodovce, a do drážkování na druhé straně bude vložen hřídel. Planetová převodovka bude přes přípojovací přírubu připevněna k nosnému mostu nápravy. Reakční moment motoru bude tedy přes převodovku přenášen na most nápravy.

Střední trubka bude dělena na segmenty, které budou přišroubovány k sobě, aby bylo možné vložit elektromotor s převodovkou dovnitř. Nejprve se sešroubuje motor, převodovka a spojovací příruba. Ta se poté připevní k poloosám nápravy a ty se poté připevní ke střední trubce. V té bude výstupek pro přívod napětí a chlazení do elektromotorů.

Na trubce krytu planetové převodovky budou navařeny plochy pro připevnění listových pružin. Osazení na nejmenším průměru trubky bude vyztuženo žebry, aby zde nevznikalo příliš velké napětí.

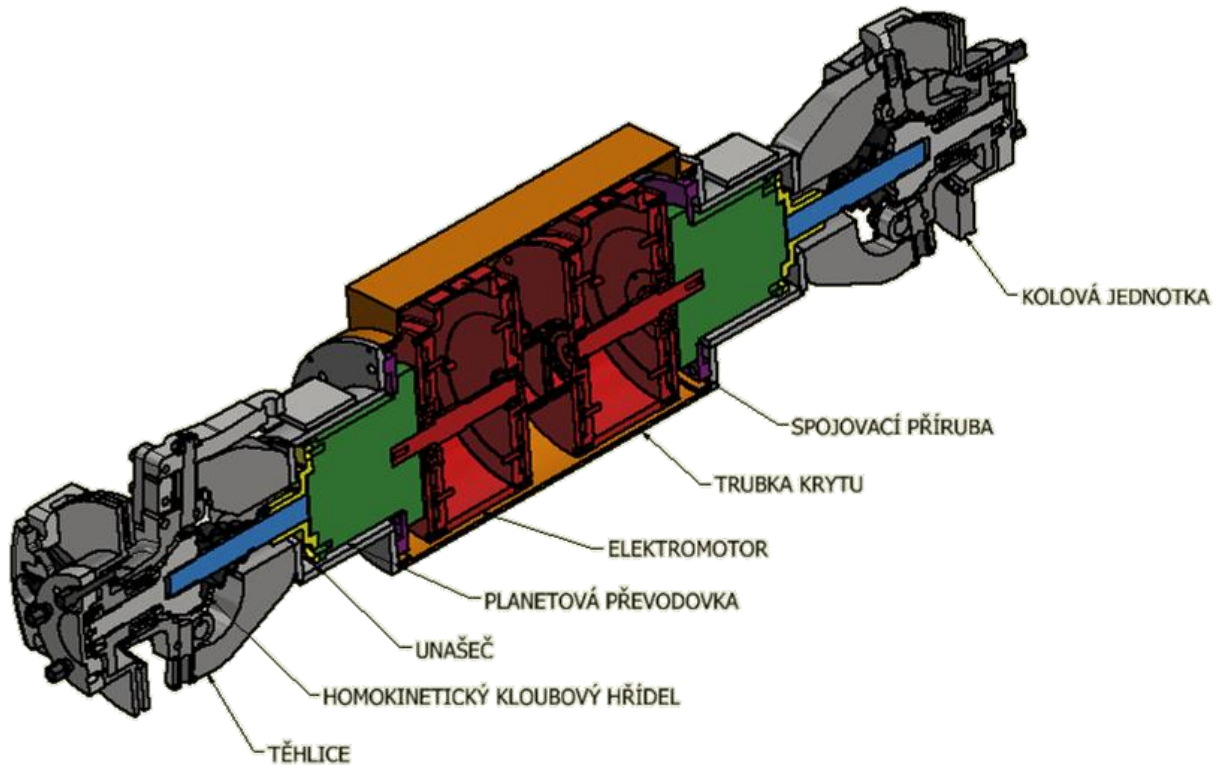


Obr. 22: Schéma konstrukce zadní nápravy

Nová konstrukce má v porovnání se starou o 20 mm menší světlost. I přesto je světlost nápravy 180 mm, což je pro silniční vozidlo dostačující hodnota. Hmotnost nové nápravy je o 100 kg vyšší. To je dáno zejména hmotností hnacího ústrojí. Při nízké rychlosti, kterou se bude vozidlo pohybovat, a správném nastavení vypružení je to přijatelná hodnota. Na druhé straně bylo díky těmto nevýhodám dosaženo vyšší účinnosti a jednoduchosti konstrukce.

8.2 Popis konstrukce přední nápravy

Pro pohon přední nápravy bude použito podobné konstrukce jako u zadní nápravy s tím, že moment bude ke kolu přiváděn přes homokinetický kloubový hřídel. Kryt planetové převodovky bude přivařen přímo k těhlici. V těhlici jsou umístěny otočné kolové jednotky, které umožňují rejdivání kol. Výkon přenášený na kola zde bude snížen také o ztráty v homokinetickém kloubu, které se mohou měnit v závislosti na úhlu zalomení kloubu.

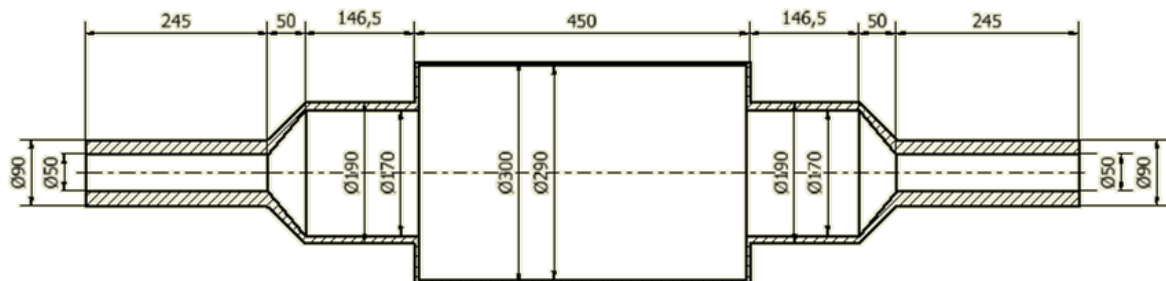


Obr. 23: Schéma konstrukce přední nápravy

8.3 Pevnostní analýza

Pevnostní analýza byla provedena v programu Autodesk Inventor. Most nápravy byl vymodelován jako jeden nosník uložený v místech upevnění listové pružiny. Zatěžující síly jsou umístěny do místa, které představuje střední bod kontaktu kola se zemí. Vyztužující funkce žeber je ve výpočtovém modelu reprezentována kuželovým průřezem v místě žeber.

Na Obr. 24 je zobrazen tvar výpočtového modelu mostu zadní nápravy včetně rozměrů.



Obr. 24: Most zadní nápravy – výpočtový model

8.3.1 Statická zatížení kol

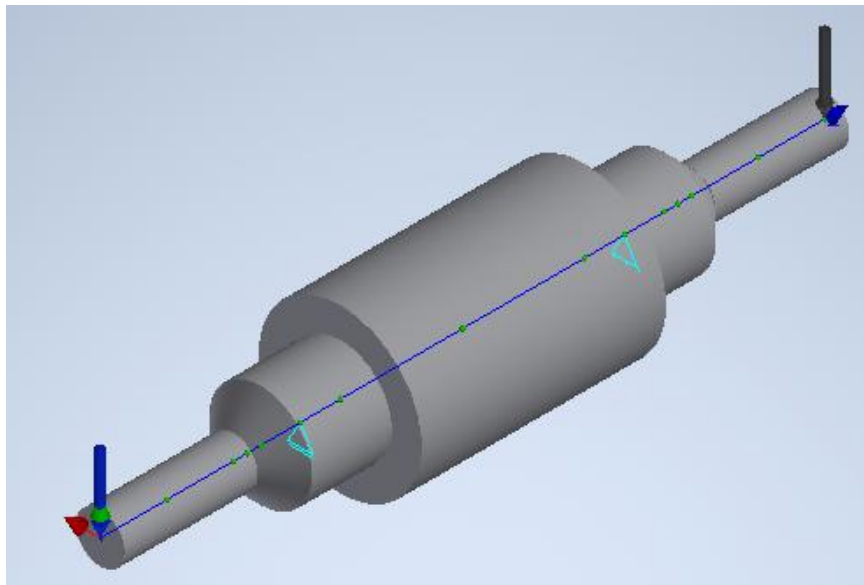
V místech kontaktu kola se zemí byl nosník zatížen silami, které představují zatížení nápravy od tíhy vozu (Obr. 25). Dle výrobce je zatížení při hmotnosti vozu 3,5 tun rozděleno takto: Přední náprava je zatížena hmotností 1 250 kg a zadní náprava hmotností 2 250 kg. Výpočtem bylo zjištěno, že zátěžná síla na jedno kolo na zadní nápravu je 11 kN.

$$F_z = \frac{m_z}{2} \cdot g = \frac{2\,250}{2} \cdot 9,81 = 11\,036\,N \cong 11\,000\,N \quad (9)$$

F_z zátěžná síla na jedno kolo (11 000 N)

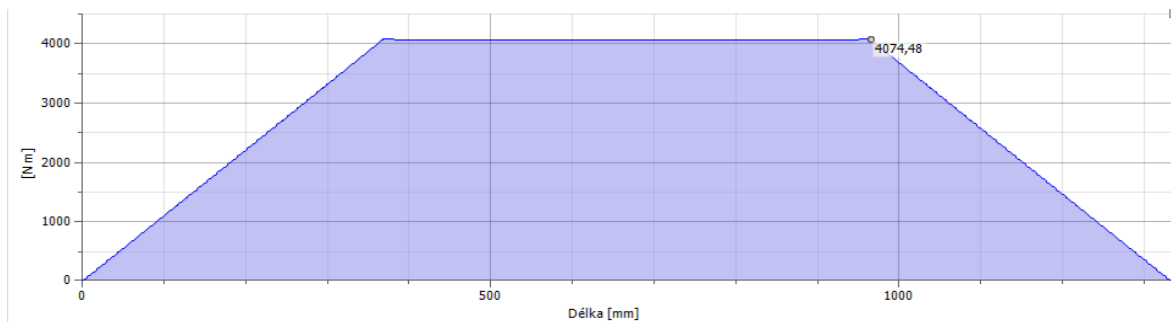
m_z maximální zatížení zadní nápravy (2 250 kg)

g tíhové zrychlení (9,81)

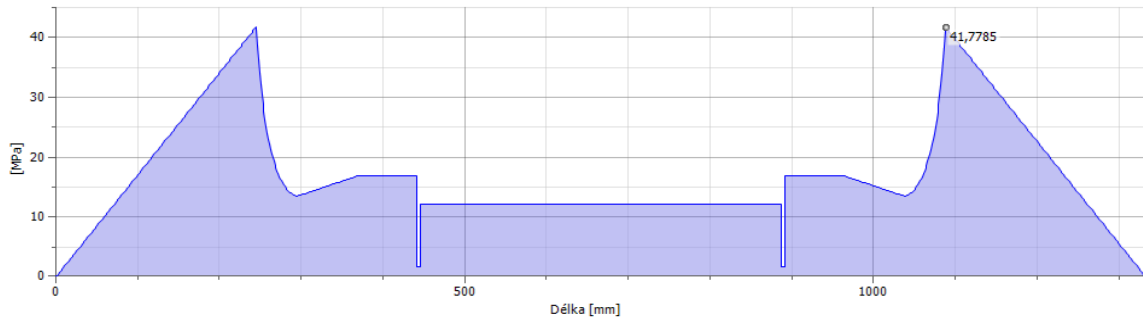


Obr. 25: Zatěžující síly mostu zadní nápravy

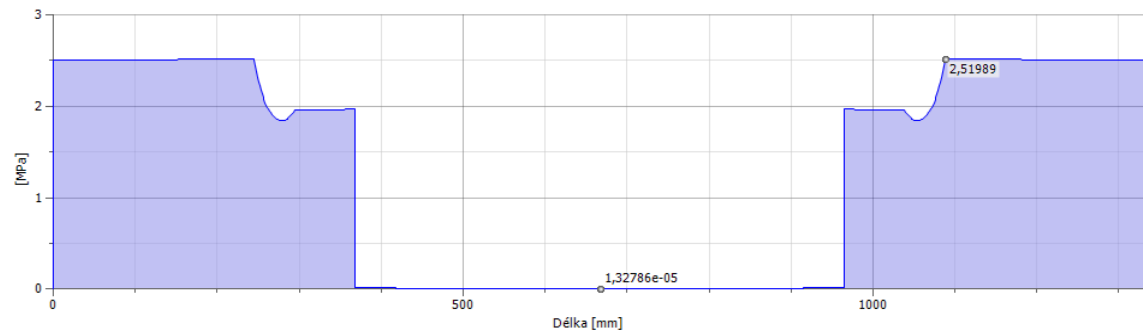
Následující obrázky ukazují namáhání mostu zadní nápravy po zatížení výše uvedenými silami.



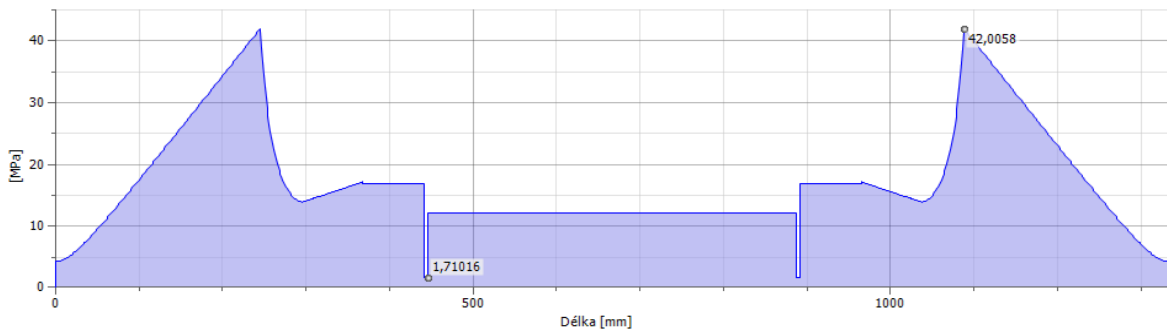
Obr. 26: Ohybový moment



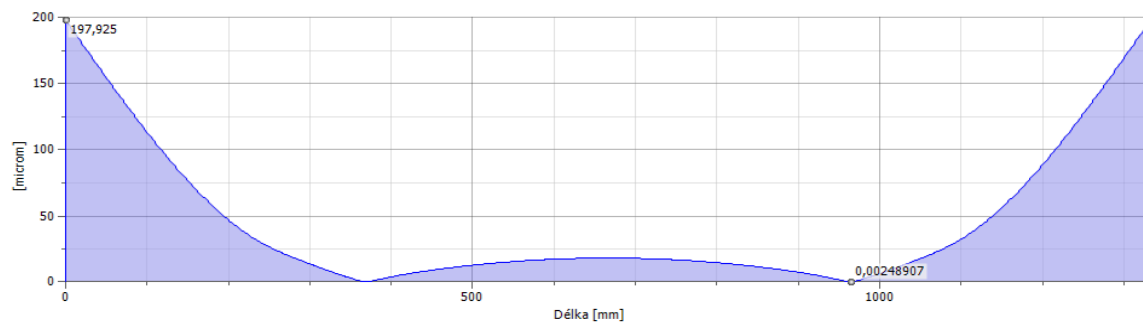
Obr. 27: Napětí v ohybu



Obr. 28: Smykové napětí



Obr. 29: Redukované napětí



Obr. 30: Průhyb

Na Obr. 30 je zobrazen průběh průhybu mostu zadní nápravy při zatěžování uvedenými silami. Maximální průhyb mostu nápravy je 0,198 mm na krajích mostu nápravy.

Na Obr. 29 je zobrazen průběh redukováného statického napětí mostu zadní nápravy. Maximální statické redukované napětí je 42 MPa v místě nejvyššího ohybového momentu na nejmenším průřezu.

8.3.2 Dynamické přítěžování kol

V důsledku dynamiky vozidla, účinkem podélného a příčného zrychlení je zadní náprava namáhána dalším zatížením. Toto zatížení není konstantní a má pouze chvilkovou dobu trvání.

Brzdný účinek

- a) Most nápravy je zatěžován reakčním momentem brzdového třmenu. Reakční moment byl vypočítán z adhezní podmínky tření mezi kolem a vozovkou.

$$M_{rb} = F_{ad} \cdot r_d = m_1 \cdot g \cdot f_{ad} \cdot r_d = 1\,125 \cdot 9,81 \cdot 0,55 \cdot 0,33 = 2\,003 \text{ Nm} \quad (10)$$

M_{rb} reakční moment brzdového třmenu (2 003 Nm)

F_{ad} mezní adhezní síla (N)

r_d dynamický poloměr pneumatiky (0,33 m)

m_1 hmotnost vozidla na jedno kolo zadní nápravy (1 125 kg)

f_{ad} součinitel adheze mezi pneumatikou a vozovkou (0,55)

- b) Další namáhání vzniká v důsledku brzdné síly působící na kolech. Most nápravy je tak namáhán na ohyb ve vodorovném směru. Zatěžující síla je rovna maximální brzdné síle na jednom kole.

$$F_{br} = m_1 \cdot g \cdot f_{ad} = 1\,125 \cdot 9,81 \cdot 0,55 = 6\,070 \text{ N} \quad (11)$$

F_{br} brzdná síla působící na kole (6 070 N)

- c) Další namáhání vzniká v důsledku podélného zrychlení působícího na vozidlo. Toto zrychlení vyvolává odlehčení kol zadní nápravy (Obr. 31).

Maximální brzdnou sílu lze vypočítat z adhezní podmínky mezi vozidlem a vozovkou:

$$F_{brv} = m \cdot g \cdot f_{ad} = 3\,500 \cdot 9,81 \cdot 0,55 = 18\,884 \text{ N} \quad (12)$$

F_{brv} brzdná síla působící na vozidlo (18 884 N)

m hmotnost vozidla (3 500 kg)

f_{ad} součinitel adheze mezi pneumatikou a vozovkou (0,55)

Výška těžiště vozidla je přibližně $h = 1 \text{ m}$. Rozvor vozidla je $r_v = 2,6 \text{ m}$. Odlehčující síla na jedno kolo zadní nápravy při brzdění:

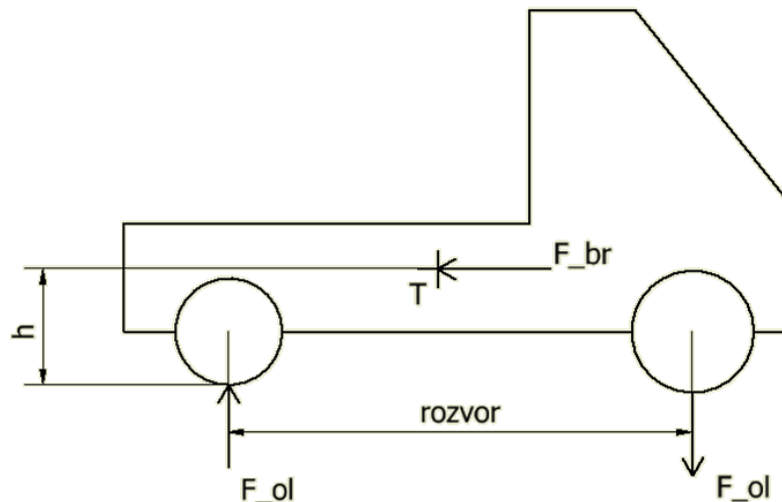
$$F_{ol} = \frac{1}{2} \cdot \frac{F_{brv} \cdot h}{r_v} = \frac{1}{2} \cdot \frac{18\,884,1}{2,6} = 3\,632 \text{ N} \quad (13)$$

F_{ol} odlehčující síla od brzdění vozidla (3 632 N)

F_{brv} brzdná síla působící na vozidlo (18 884 N)

h výška těžiště (1 m)

r_v rozvor vozidla (2,6 m)



Obr. 31: Podélná dynamika při brzdění

Akcelerační účinek

- a) Most nápravy je namáhán reakčním momentem motorů. Dle katalogu výrobce je maximální moment motoru 80 Nm. Reakční moment přenášený do mostu nápravy od jednoho motoru je navýšen o převodový poměr planetové převodovky. Reakční moment jednoho motoru:

$$M_{rm} = M_m \cdot i \cdot \eta = 80 \cdot 16 \cdot 0,92 = 1\,178 \text{ Nm} \quad (14)$$

M_{rm} reakční moment motoru (1 178 Nm)

i převodový poměr (16)

M_m moment motoru (80 Nm)

η účinnost pohonného ústrojí (0,92)

- b) Most zadní nápravy je namáhán účinkem podélné tažné síly, která způsobuje ohybové namáhání zadní nápravy ve vodorovném směru. Dle Tab. 2 je maximální tažná síla $F_t = 13\,280 \text{ N}$. Tažná síla se rozdělí mezi všechna čtyři kola vozidla.

$$F_{oh} = \frac{F_t}{4} = \frac{13\,280}{4} = 3\,320 \text{ N} \quad (15)$$

F_{oh} ohybová síla od tažného účinku (3 320 N)

F_t tažná síla (13 280 N)

- c) Další namáhání vzniká v důsledku akceleračního účinku působícího na vozidlo (Obr. 32). Toto zrychlení vyvolává přitěžující sílu na kola zadní nápravy. Akcelerační síla je tažná síla s odečtením minimální odporové síly, tedy odporem valení. Uvažujeme okamžik, kdy je rychlost blízká nule a odpor větru je tedy nulový. Dle Tab. 2 je maximální tažná síla $F_t = 13\,280\text{ N}$ a odporová síla při nulovém stoupání a rychlosti $F_{od} = 687\text{ N}$.

$$F_a = F_t - F_{od} = 13\,280 - 687 = 12\,593\text{ N} \quad (16)$$

F_a akcelerační síla na vozidlo (12 593 N)

F_t tažná síla (13 280 N)

F_{od} odporová síla při nulovém stoupání (687 N)

Výška těžiště vozidla je přibližně $h = 1\text{ m}$. Rozvor vozidla je $r_v = 2,6\text{ m}$. Přitěžující síla na jedno kolo zadní nápravy při akceleraci:

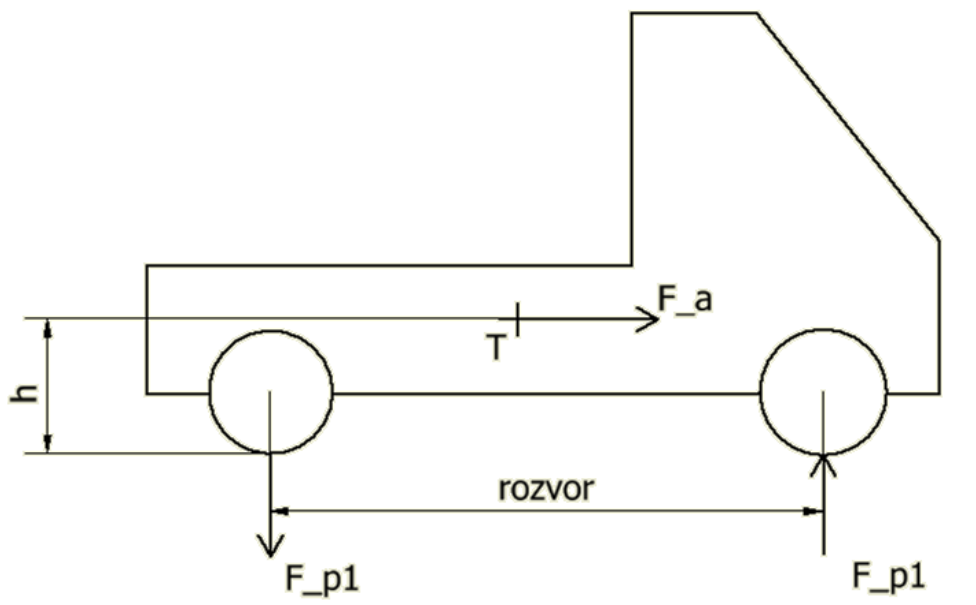
$$F_{p1} = \frac{1}{2} \cdot \frac{F_a \cdot h}{r_v} = \frac{1}{2} \cdot \frac{12\,593,1}{2,6} = 2\,422\text{ N} \quad (17)$$

F_{p1} přitěžující síla od akcelerace vozidla (2 422 N)

F_a akcelerační síla na vozidlo (12 593 N)

h výška těžiště (1 m)

r_v rozvor vozidla (2,6 m)



Obr. 32: Podélná dynamika při akceleraci

Přítěžování kol

Při průjezdu vozidla obloukem působí na vozidlo příčné zrychlení, které vyvolává na vnější kolo přítěžující sílu (Obr. 33). Velikost přítěžující síly při průjezdu obloukem je vypočítána z podmínky, že se vozidlo nesmí překloupat. Při mezním stavu jsou kola na vnitřním oblouku odlehčena na nulovou hodnotu. To nastane, pokud se tíhová síla rovná síle F_{p2} . Na vnějším oblouku jsou kola přitížena o hodnotu statického zatížení, tedy na dvojnásobek statického zatížení.

$$F_{p2} = F_z = m_1 \cdot g = 1\,125,981 = 11\,036\text{ N} \quad (18)$$

F_{p2} přítěžující síla při průjezdu obloukem (11 036 N)

F_z statická zátěžná síla jednoho kola zadní nápravy (11 036 N)

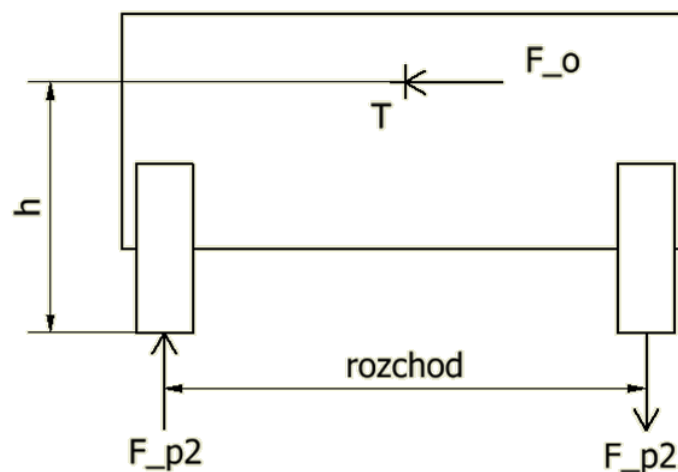
m_1 hmotnost vozidla na jedno kolo zadní nápravy (1 125 kg)

$$F_o = \frac{F_{p2} \cdot L}{h} = \frac{11\,036 \cdot 1500}{1000} = 16\,554\text{ N} \quad (19)$$

L rozchod nápravy (1 500 mm)

h výška těžiště (1 000 mm)

F_o odstředivá síla (16 554 N)



Obr. 33: Příčná dynamika při průjezdu obloukem

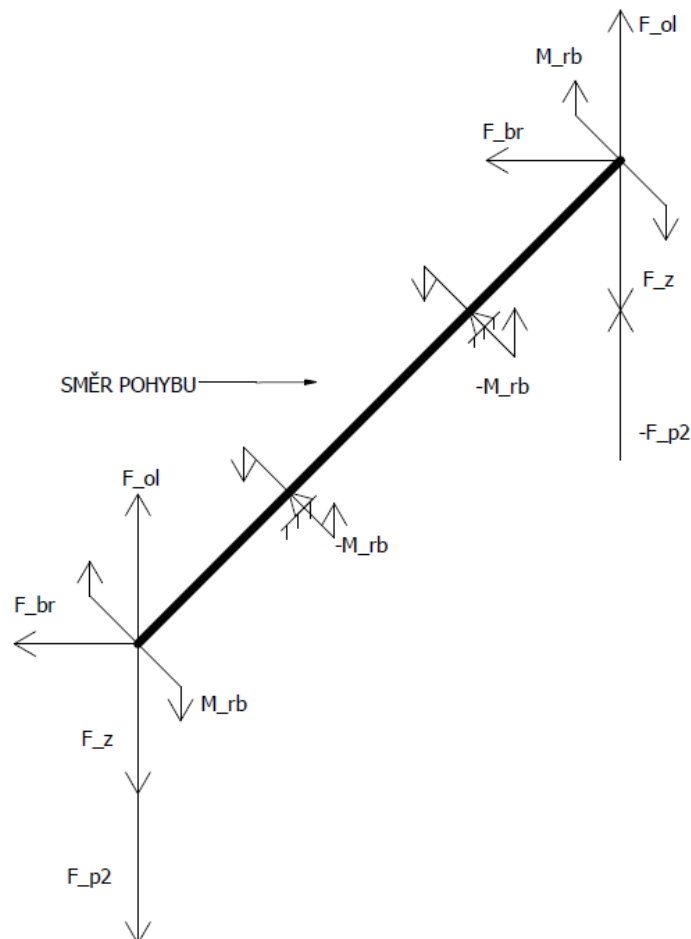
V praxi nemůže nastat brzdný i akcelerační účinek najednou. V dalších výpočtech se budou posuzovat dva stavy:

- brzdný účinek a přítěžování
- akcelerační účinek a přítěžování

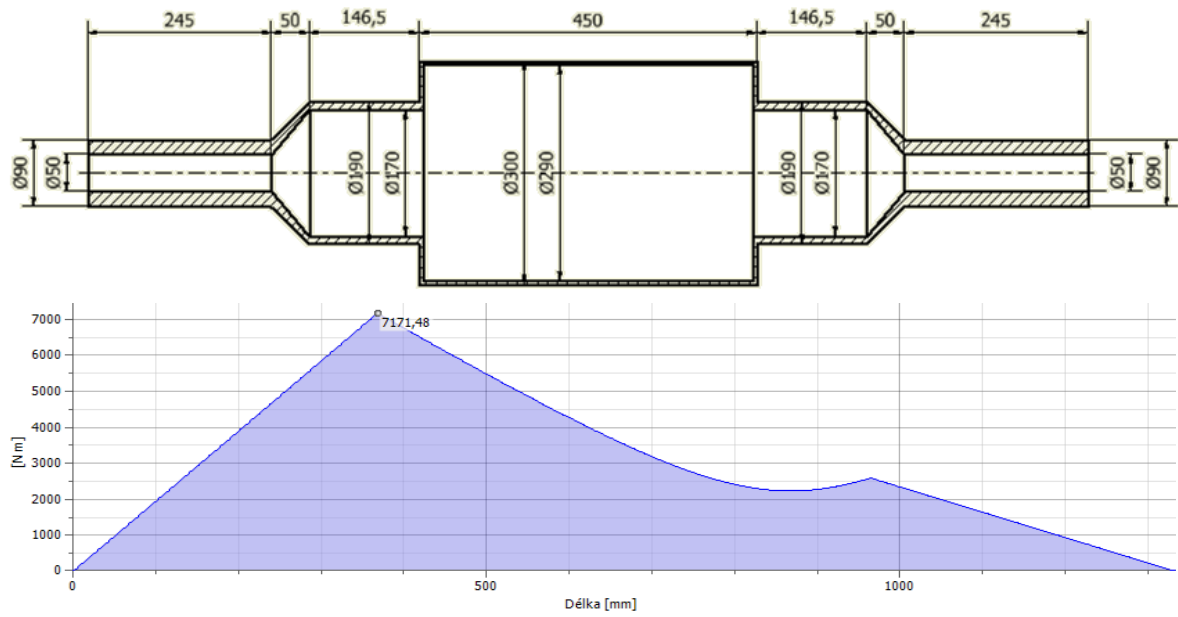
8.3.2.1 Výpočet namáhání - brzdný účinek a přitěžování

Tahovou a tlakovou sílu působící v ose mostu nápravy zanedbávám. Při tomto stavu je pro rekapitulaci most zadní nápravy namáhán těmito silami a momenty (Obr. 34). Most zadní nápravy je uložen v místech upevnění listových per a jeho konce jsou namáhány následujícími silami:

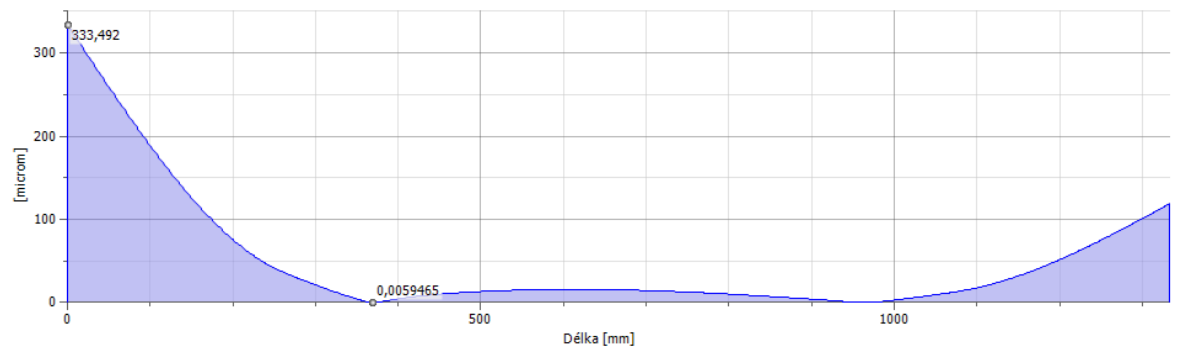
- statická tíhová síla ($2x F_z = 11\,036\text{ N}$)
- reakční moment brzdových třmenů ($2x M_{rb} = 2\,003\text{ Nm}$)
- vodorovná brzdná síla ($2x F_{br} = 6\,070\text{ N}$)
- síla odlehčení nápravy vlivem podélného zrychlení ($2x F_{ol} = 3\,632\text{ N}$)
- síla přitěžující kolo na vnějším oblouku a odlehčující kolo na vnitřním oblouku ($2x F_{p2} = 11\,036\text{ N}$)



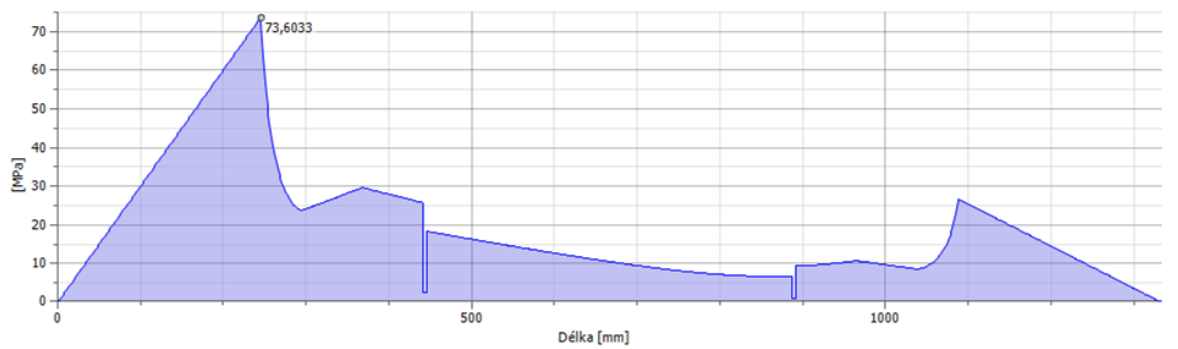
Obr. 34: Schéma působících sil – brzdný účinek a přitěžování



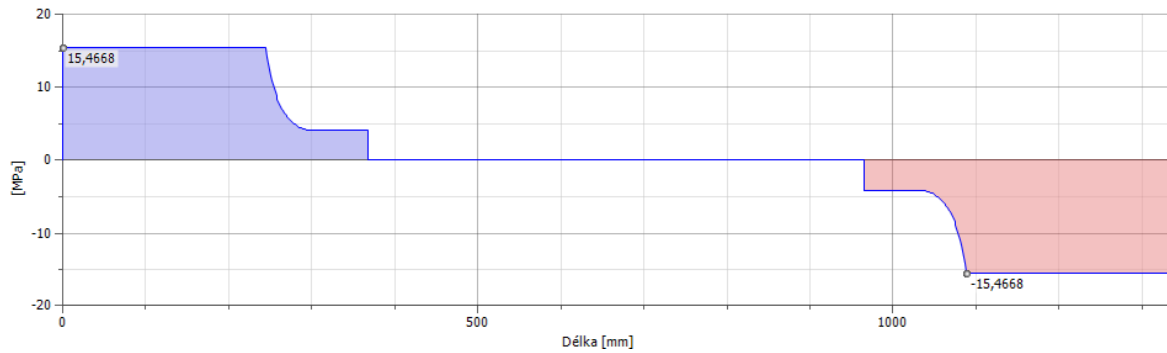
Obr. 35: Ohybový moment



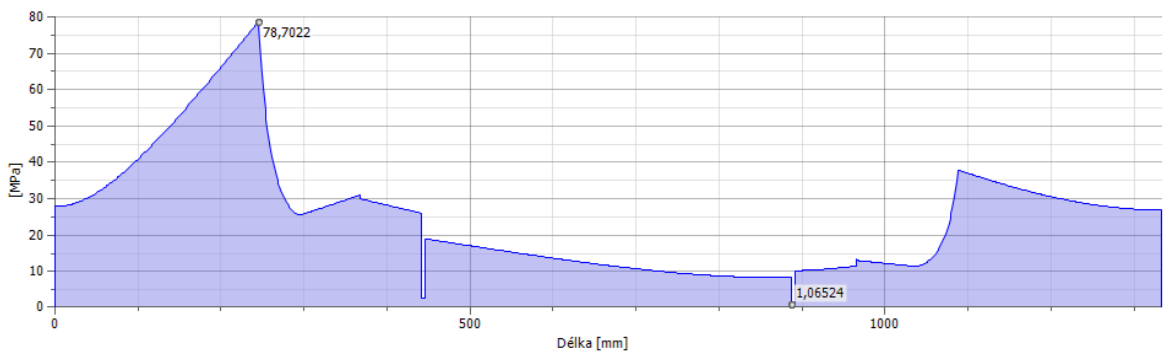
Obr. 36: Průhyb



Obr. 37: Napětí v ohybu



Obr. 38: Napětí v krutu

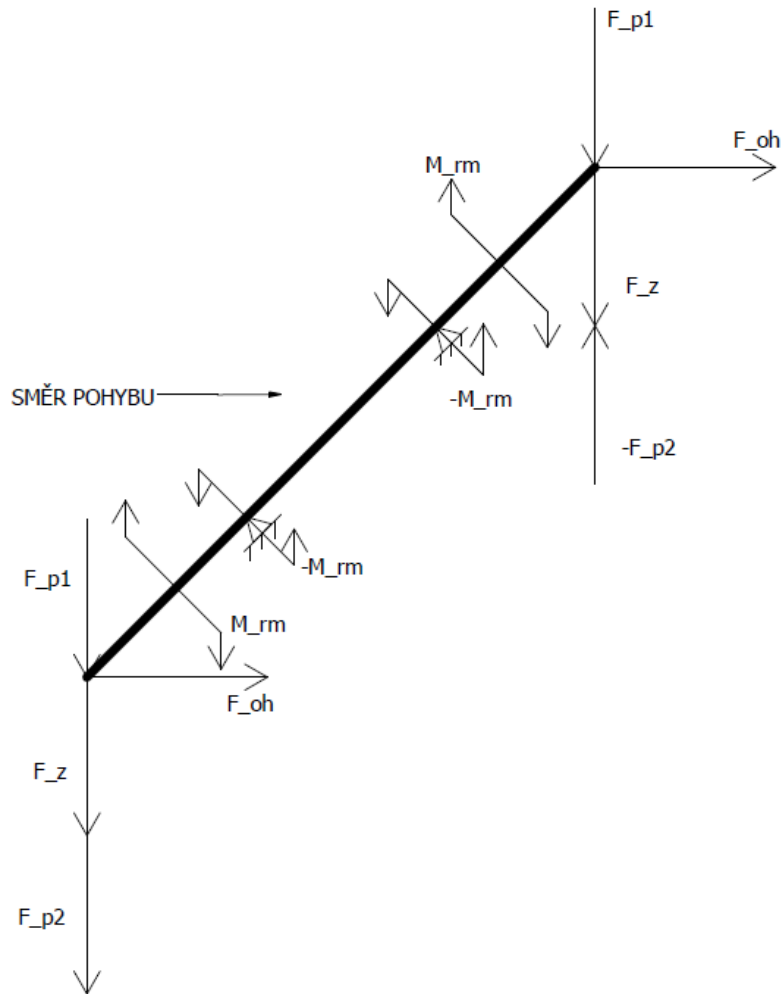


Obr. 39: Redukované napětí

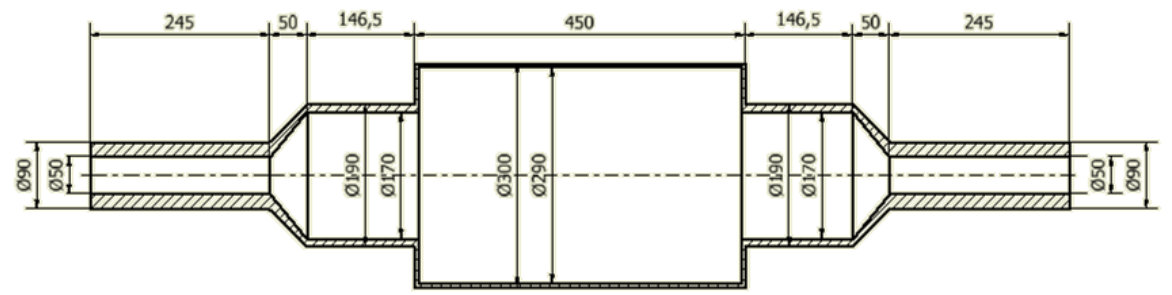
8.3.2.2 Výpočet namáhání - akcelerační účinek a přitěžování

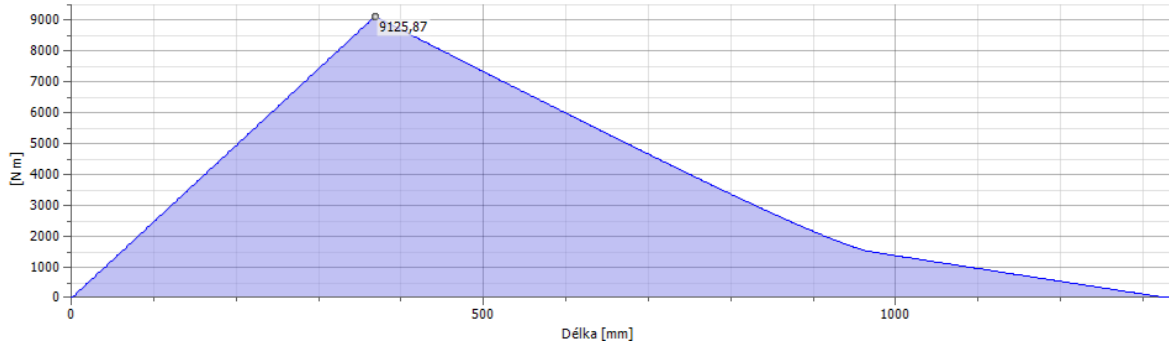
Tahovou a tlakovou sílu působící v ose mostu nápravy zanedbávám. Při tomto stavu je pro rekapitulaci most zadní nápravy namáhán těmito silami a momenty (Obr. 40). Most zadní nápravy je uložen v místech upevnění listových per a jeho konce jsou namáhány následujícími silami:

- statická tíhová síla ($2x F_z = 11\,036\text{ N}$)
- reakční moment motoru ($2x M_{rm} = 1\,178\text{ Nm}$)
- vodorovná tažná síla ($2x F_{oh} = 3\,320\text{ N}$)
- síla přitížení nápravy vlivem podélného zrychlení ($2x F_{p1} = 2\,422\text{ N}$)
- síla přitěžující kolo na vnějším oblouku a odlehčující kolo na vnitřním oblouku ($2x F_{p2} = 11\,036\text{ N}$)

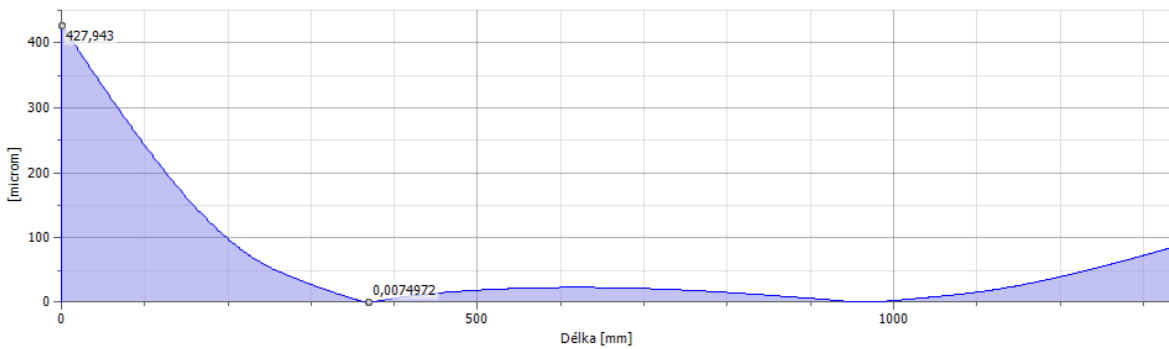


Obr. 40: Schéma působících sil - akcelerační účinek a přitěžování

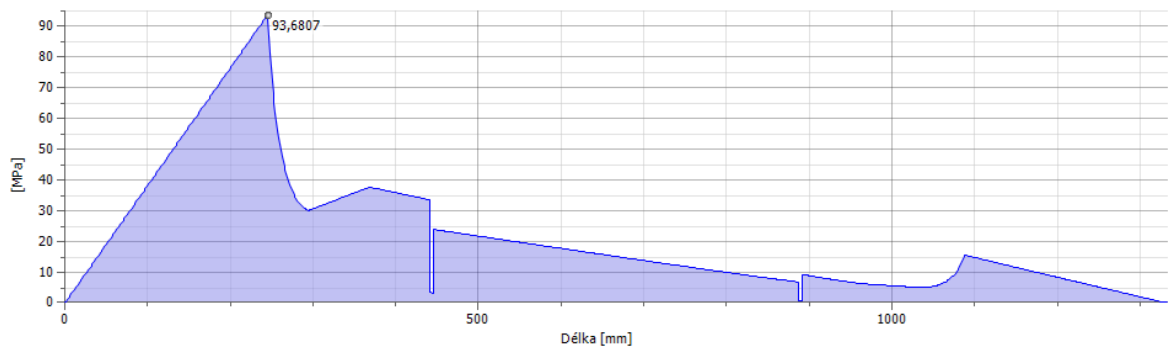




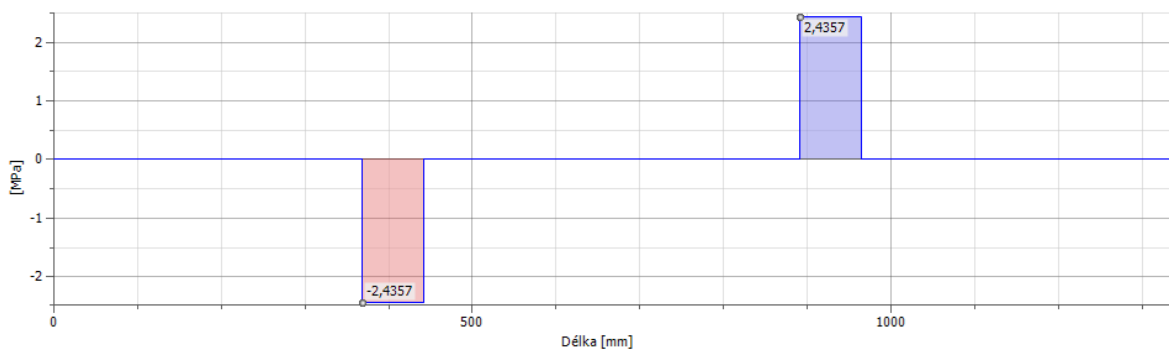
Obr. 41: Ohybový moment



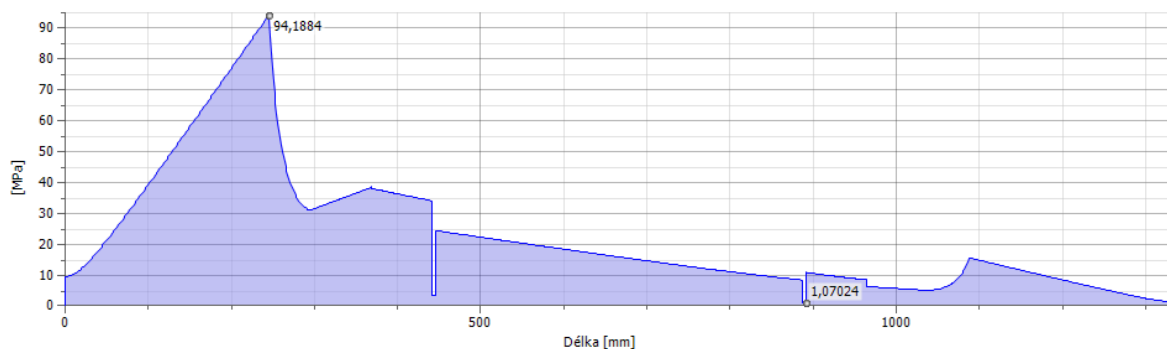
Obr. 42: Průhyb



Obr. 43: Napětí v ohybu



Obr. 44: Napětí v krutu



Obr. 45: Redukované napětí

Most zadní nápravy je maximálně namáhán při akceleraci a přitěžování kola v oblouku. Maximální hodnota redukovaného napětí je 94 MPa (Obr. 45).

Pro ocel 11523 je dovolené napětí ve střídavém ohybu 70 až 105 MPa.

Maximální hodnota redukovaného napětí přibližně odpovídá dovolenému napětí.

8.3.3 Výpočet únavové pevnosti

Pro výpočet únavové pevnosti je nutné určit střední a amplitudovou složku napětí. Složky napětí lze určit z maximálního a minimálního zatížení. Minimální zatížení nastane při zatížení nápravy pouze tíhou vozidla. Maximální zatížení nastane při zatížení i dynamickými účinky.

$$\text{minimální zatížení} \quad \sigma_{min} = 42 \text{ MPa} \quad (\text{z Obr. 29})$$

$$\text{maximální zatížení} \quad \sigma'_{max} = 94 \text{ MPa} \quad (\text{z Obr. 45})$$

Aby bylo ve výpočtu zohledněno i namáhání při najetí nápravy na nerovnosti vozovky, násobím maximální napětí koeficientem 1,5.

$$\sigma_{max} = 1,5 \cdot \sigma'_{max} = 1,5 \cdot 94 = 141 \text{ MPa} \quad (20)$$

Nyní lze vypočítat střední a amplitudovou složku napětí.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{141 + 42}{2} = 91,5 \text{ MPa} \quad (21)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{141 - 42}{2} = 49,5 \text{ MPa} \quad (22)$$

σ_m střední složka napětí (91,5 MPa)

σ_a amplitudová složka napětí (49,5 MPa)

Trubka mostu nápravy je vyrobena z oceli 11 523. Tato ocel má následující mechanické vlastnosti.

$$R_m = 520 \text{ MPa} \quad \text{mez pevnosti v tahu [16]}$$

$$R_e = 333 \text{ MPa} \quad \text{mez kluzu v tahu [16]}$$

$$\sigma_{oC} = 200 \text{ MPa} \quad \text{mez únavy v ohybu [16]}$$

Pro výpočet snížené meze únavy je třeba určit součinitel tvaru, velikosti a povrchu.

$$\text{součinitel tvaru } \beta = 1,5 \text{ (pro } r/d = 0,2\text{)} [16]$$

$$\text{součinitel velikosti } \varepsilon_m = 0,75 \text{ (pro } d = 90 \text{ mm)} [16]$$

$$\text{součinitel povrchu } \varepsilon_p = 0,78 \text{ (pro hrubování) [16]}$$

Snížená mez únavy v ohybu:

$$\sigma_{oC}^x = \sigma_{oC} \cdot \frac{\varepsilon_p \cdot \varepsilon_m}{\beta} = 200 \cdot \frac{0,78 \cdot 0,75}{1,5} = 78 \text{ MPa} \quad (23)$$

Fiktivní napětí:

$$\sigma_{pt} = \frac{\sigma_{oC}}{\psi} = \frac{200}{0,1} = 2000 \text{ MPa} \quad (24)$$

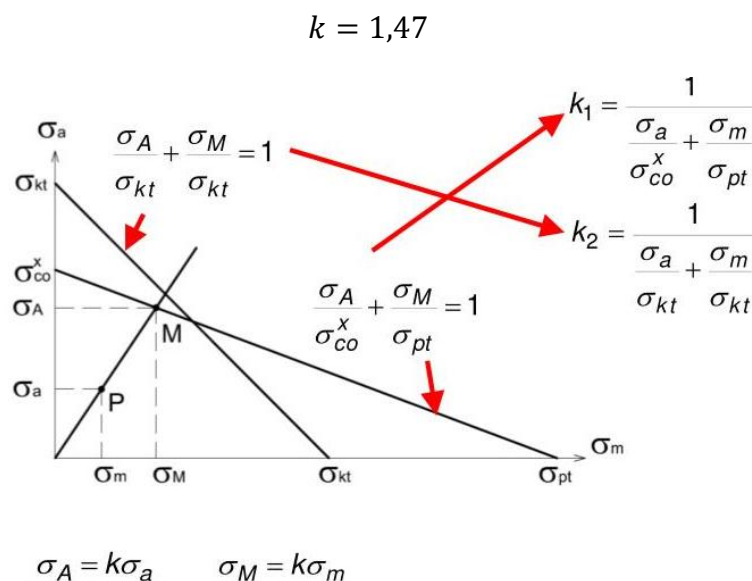
Bezpečnost k čáře statického zatěžování:

$$\frac{1}{k_1} = \frac{1}{\frac{\sigma_k}{\sigma_m}} + \frac{1}{\frac{\sigma_k}{\sigma_a}} = \frac{1}{\frac{333}{91,5}} + \frac{1}{\frac{333}{49,5}} = 0,42 \quad \rightarrow \quad k_1 = 2,36 \quad (25)$$

Bezpečnost k čáře dynamického zatěžování:

$$\frac{1}{k_2} = \frac{1}{\frac{\sigma_{pt}}{\sigma_m}} + \frac{1}{\frac{\sigma_{oC}^x}{\sigma_a}} = \frac{1}{\frac{2000}{91,5}} + \frac{1}{\frac{78}{49,5}} = 0,68 \quad \rightarrow \quad k_2 = 1,47 \quad (26)$$

Bezpečnost k čáře statického zatěžování je 2,36. Bezpečnost k čáře dynamického zatěžování je 1,47. Výsledky byly vypočítány z rovnic dle Haighova diagramu (Obr. 46). Výsledná bezpečnost je rovna menší z obou bezpečností, tedy 1,47.



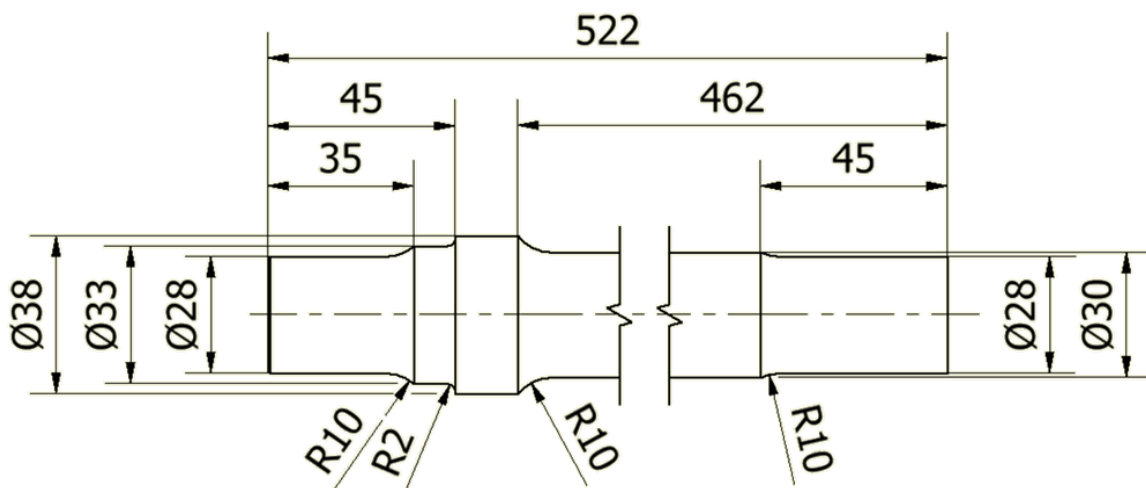
Obr. 46: Haighův diagram [19]

9 Návrh hnacího hřídele zadní nápravy

Hnací hřídel je třeba dimenzovat na střídavý krut přenášený mezi motorem a kolem. Hřídel je namáhán také na střídavý ohyb vlivem ohýbání mostu nápravy. Ohybové napětí je natolik malé, že ho lze ve srovnání s napětím v krutu zanedbat. Hřídel má na obou koncích drážkování. Na jednom konci je osazení.

Materiálem hřídele je ušlechtilá ocel 30CrNiMo8. Hřídel je kalen a popouštěn na pevnost cca 1200 MPa.

Na Obr. 47 je zjednodušený tvar hřídele použitý pro výpočty. Drážkování na krajích hřídele je nahrazeno přibližně průměrem jádra.



Obr. 47: Zjednodušený tvar hnacího hřídele

9.1 Napětí v krutu

Hřídel je zatížen kroutícím momentem:

$$M_k = M_m \cdot i \cdot \eta = 80 \cdot 16 \cdot 0,92 = 1\,178 \text{ Nm} \quad (27)$$

i převodový poměr (16)

M_m moment motoru (80 Nm)

η účinnost pohonného ústrojí (0,92)

Hřídel bude kontrolován na dvou místech, kde bude pravděpodobně nejnižší hodnota bezpečnosti:

- průměr 30 mm, rádius 10 mm
- průměr 33 mm, rádius 2 mm

Napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (28)$$

$$\tau_{k30} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_{30}^3}{16}} = \frac{1\,178\,000}{\frac{\pi \cdot 30^3}{16}} = 222 \text{ MPa} \quad (29)$$

$$\tau_{k33} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_{33}^3}{16}} = \frac{1\,178\,000}{\frac{\pi \cdot 33^3}{16}} = 167 \text{ MPa} \quad (30)$$

τ_{k30} napětí v krutu na průměru 30 mm (222 MPa)

τ_{k33} napětí v krutu na průměru 33 mm (167 MPa)

M_k přenášený krouticí moment (1 178 Nm)

d_{30} průměr 30 mm

d_{33} průměr 33 mm

Stanovení snížené meze únavy:

- průměr 30 mm, rádius 10 mm
 - tvarový součinitel $\beta = 1,2$
 - součinitel velikosti $\varepsilon_m = 0,85$
 - součinitel povrchu $\varepsilon_p = 0,8$
- průměr 33 mm, rádius 2 mm
 - tvarový součinitel $\beta = 1,8$
 - součinitel velikosti $\varepsilon_m = 0,85$
 - součinitel povrchu $\varepsilon_p = 0,8$

Z nalezených koeficientů lze vypočítat sníženou mez únavy pro jednotlivá místa:

$$\tau_{oC_{33}}^x = \tau_{oC} \cdot \frac{\varepsilon_p \cdot \varepsilon_m}{\beta} = 500 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,85}{1,8} = 189 \text{ MPa} \quad (31)$$

$$\tau_{oC_{30}}^x = \tau_{oC} \cdot \frac{\varepsilon_p \cdot \varepsilon_m}{\beta} = 500 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,85}{1,2} = 283 \text{ MPa} \quad (32)$$

$\tau_{oC_{33}}^x$ snížená mez únavy pro místo na průměru 33 mm

τ_{oC} mez únavy

$\tau_{oC_{30}}^x$ snížená mez únavy pro místo na průměru 30 mm

Bezpečnost v krutu:

$$k_{33} = \frac{\tau_{oC_{33}}^x}{\tau_{k33}} = \frac{189}{167} = 1,13 \quad (33)$$

$$k_{30} = \frac{\tau_{0C30}^x}{\tau_{k30}} = \frac{283}{222} = 1,27 \quad (34)$$

k_{33} bezpečnost ke snížené mezi únavy v místě na průměru 33 mm

k_{30} bezpečnost ke snížené mezi únavy v místě na průměru 30 mm

Nejmenší bezpečnost je v místě osazení na průměr 33 mm s rádiusem 2 mm. Hodnota bezpečnosti ke snížené mezi únavy v tomto místě je 1,13. Takto navržený hřídel vyhovuje pevnostním požadavkům.

10 Návrh ložisek

Pro nápravy silničních vozidel se standardně používají automobilová ložiska, která mají svoje specifické rozměry a označení. Pro komunální vozidlo s konvenčním pohonem je použito automobilové ložisko SKF, typ VKBA 3400. Jedná se o dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem. Rozměry ložiska jsou: šířka 46 mm, vnější průměr 88 mm, vnitřní průměr 49 mm. Ložisko je vhodné pro vozidla s maximální hmotností 3,5 tun. Od výrobce se nepodařilo zjistit potřebné parametry pro výpočet statické bezpečnosti a trvanlivosti ložiska.

Pro orientační výpočet statické bezpečnosti a trvanlivosti ložiska bylo použito obdobné ložisko, ke kterému je možné potřebné parametry dohledat. Jedná se o dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem 3310 A -2Z.

Parametry ložiska:

Vnitřní průměr	$d_i = 50 \text{ mm}$
Vnější průměr	$D = 110 \text{ mm}$
Šířka	$B = 44,4 \text{ mm}$
Základní dynamická únosnost	$C = 95 \text{ kN}$
Základní statická únosnost	$C_0 = 69,5 \text{ kN}$
Mezní otáčky	$n_m = 6\,000 \text{ ot/min}$
Výpočtový součinitel	$k_r = 0,07$
Výpočtový součinitel	$Y_0 = 0,66$
Výpočtový součinitel	$e = 0,8$
Výpočtový součinitel	$Y_1 = 0,78$

Radiální zatížení

Největší radiální zatížení nastává při zatížení ložiska dynamickým účinkem akcelerace a přitěžování v oblouku (8.3.2.2 – str.42). Z Obr. 40 lze stanovit, jaké síly na ložisko působí. Vektorovým součtem sil dostaneme výsledné radiální zatížení ložiska.

$$\begin{aligned}
 F_r &= \sqrt{(F_{p1} + F_z + F_{p2})^2 + F_{oh}^2} = \sqrt{(2\,422 + 11\,036 + 11\,036)^2 + 3\,320^2} = \\
 &= 24\,718 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{35}$$

F_r radiální zatížení ložiska (24 718 N)

F_{p1} síla přitížení nápravy vlivem podélného zrychlení (2 422 N)

F_z statická tíhová síla (11 036 N)

F_{p2} síla přitěžující kolo na vnějším oblouku a odlehčující kolo na vnitřním oblouku (3 320 N)

F_{oh} vodorovná tažná síla (3 320 N)

Axiální zatížení

Axiální zatížení ložiska vzniká působením odstředivé síly při průjezdu vozidla obloukem. Pro zjednodušení je uvažováno, že se tato síla rovnoměrně rozloží mezi všechna čtyři ložiska vozidla. Celková odstředivá síla je vypočítána v kapitole 8.3.2 (str. 36). Celková odstředivá síla je 16 554 N. Axiální zatížení ložiska:

$$F_a = \frac{F_o}{4} = \frac{16\,554}{4} = 4\,139\,N \quad (36)$$

F_a axiální zatížení ložiska (4 139 N)

F_o odstředivá síla (16 554 N)

Ekvivalent statického zatížení

Ložisko je zatíženo radiální silou o velikosti 24 718 N a axiální silou o velikosti 4 139 N.

$$P_0 = F_r + Y_0 F_a = 24\,718 + 0,66 \cdot 4\,139 = 27\,450\,N \quad (37)$$

Statická bezpečnost

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{69,5}{27,45} = 2,53 \quad (38)$$

C_0 základní statická únosnost (69,5 kN)

P_0 ekvivalentní statické zatížení (27,45 kN)

Ekvivalent dynamického zatížení

Ložisko je zatíženo radiální silou o velikosti 24 718 N a axiální silou o velikosti 4 139 N.

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (39)$$

$$\frac{4\,139}{24\,718} < 0,8$$

$$0,167 < 0,8$$

$$P = F_r + Y_1 F_a \quad (40)$$

$$P = 24\,718 + 0,78 \cdot 4\,139 = 27\,946\,N$$

Trvanlivost

Trvanlivost v hodinách je vypočtena pro otáčky $n = 250\,ot/min$ odpovídající střední rychlosti vozidla 30 km/h.

$$L_h = \frac{10^6}{60 n_l} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 250} \cdot \left(\frac{95}{27,9}\right)^3 = 2\,632 \text{ hod} \quad (41)$$

- L_h základní trvanlivost (při 90% spolehlivosti),(provozní hodiny)
 C základní dynamická únosnost (95 kN)
 P ekvivalentní dynamické zatížení (27,9 kN)
 n_l otáčky ložiska (250 ot/min)
 p exponent rovnice trvanlivosti (pro ložiska s bodovým stykem $p = 3$)

Při použití ložiska s obdobnými rozměry bychom dosáhli statické bezpečnosti 2,53 a trvanlivosti 2 632 hod. To při uvažování střední rychlosti 30 km/h odpovídá ujetí vzdálenosti přibližně 80 000 km. Trvanlivost ložiska je vypočítána z maximálního zatížení, které bude v praxi nastávat jenom v krátkých časových úsecích. Předpokládám také, že automobilová ložiska budou materiálově upravena pro delší životnost. Skutečná trvanlivost ložisek tak bude výrazně vyšší.

11 Návrh konstrukce chladícího okruhu

Pro pohon vozidla jsou použity elektromotory s vodním chlazením. Tepelný výkon motorů je nutné odvést z motorů chladícím médiem do tepelného výměníku a zabezpečit tak dostatečné chlazení motorů. Zajistit se tak musí dostatečný průtok chladícího media, aby docházelo k potřebnému odvádění tepla. Dále se musí zajistit dostatečná výměna tepla mezi chladícím médiem a okolním vzduchem pomocí tepelného výměníku.

11.1 Tepelný výkon motorů

Tepelný výkon motoru lze přibližně vypočítat jako energetické ztráty. Je tedy přibližně roven rozdílu elektrického příkonu a mechanického výkonu motoru.

$$\begin{aligned}
 P_{tep} &= \Delta P = U \cdot I - M \cdot \omega = U \cdot I - M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = \\
 &= 88 \cdot 200 - 25 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{6000}{60} = 1\,892 \text{ W}
 \end{aligned} \tag{42}$$

P_{tep} tepelný výkon elektromotoru (1 892 W)

U napětí elektromotoru (88 V)

I kontinuální proud elektromotoru (200 A)

M točivý moment elektromotoru při 88V a 200 A (25 Nm)

ω úhlová rychlost (rad/s)

n otáčka elektromotoru (6 000 ot/min)

Tepelný výkon jednoho motoru je 1,892 kW. Pokud chceme udržet konstantní teplotu motoru, musí být takovýto tepelný výkon odváděn chladícím okruhem.

11.2 Průtok chladícím okruhem

Dle katalogu výrobce má být průtok tekutiny motorem $6 \text{ l/min} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$. Průměr vstupního a výstupního potrubí je 10 mm. Jedním motorem vedou dvě chladící potrubí. Maximální teplota chladicí kapaliny je $60 \text{ }^\circ\text{C}$.

Hmotnostní průtok jedním motorem:

$$\dot{m} = \rho \cdot 2 \cdot \dot{V} = 1\,000 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 10^{-4} = 0,2 \text{ kg/s} \tag{43}$$

Tepelný výkon odváděný chladícím okruhem při $\Delta t = 10 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$P = \dot{Q} = c \cdot \dot{m} \cdot \Delta t = 4\,180 \cdot 0,2 \cdot 10 = 8\,360 \text{ W} \tag{44}$$

\dot{m} hmotnostní tok vody v chladícím okruhu (0,2 kg/s)

ρ hustota vody ($1\,000 \text{ kg/m}^3$)

\dot{V} objemový tok vody v chladícím okruhu ($1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$)

- P výkon odváděný chladícím okruhem (8 360 W)
 c měrná tepelná kapacita vody ($4\,180 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
 Δt rozdíl teplot na vstupu a výstupu z motoru (10 K)

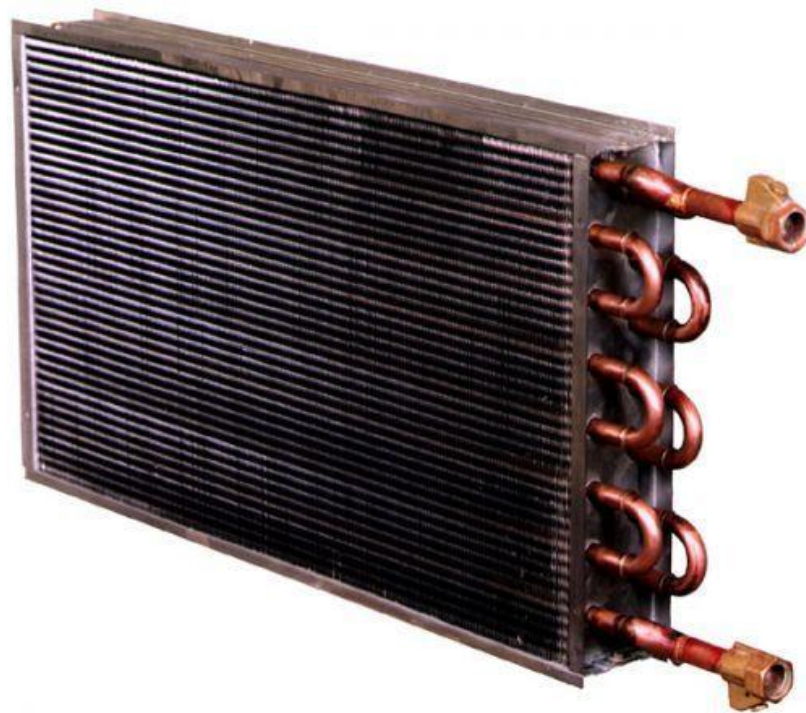
Tepelný výkon odváděný tepelným okruhem musí být větší než tepelný výkon motorů.

$$P > P_{tep} \quad (45)$$

$$8\,360 > 1\,892$$

11.3 Tepelný výměník

Tepelný výměník musí poskytovat dostatečnou teplosměnnou plochu pro odvádění požadovaného tepelného výkonu. Odvádění tepelného výkonu je také závislé na rychlosti okolního proudění. Použit bude lamelový tepelný výměník (Obr. 48), který se umístí do přední části vozidla, kde bude ochlazován nápořem vzduchu. Pro zajištění toku vzduchu i při malých rychlostech bude před tepelný výměník umístěn ventilátor.



Obr. 48: Lamelový tepelný výměník [15]

12 Kmitání dvoumotové soustavy

Pro výpočet kmitání zadní nápravy byl vytvořen model kmitání dvoumotové soustavy. Zadní náprava je zavěšena na listových perech. Byla vypočítána tuhost listových per a následně byl vykreslen graf výchylky v čase. Tlumící konstanta tlumiče byla stanovena tak, aby mělo kmitání správný průběh.

12.1 Tuhost listového pera

Tuhost listového pera byla vypočítána jako součet tuhostí jednotlivých listů. Rozměry listů listového pera jsou uvedena v Tab. 7.

číslo listu	1	2	3	4	5	6	7
šířka (mm)	60	60	60	60	60	60	60
tloušťka (mm)	7	7	7	7	7	7	7
délka (mm)	450	600	750	1 083	1 083	1 083	1 120

Tab. 7: Vlastnosti listů pera

Nejprve je vypočítán kvadratický moment průřezu jednoho listu.

$$J = \frac{b \cdot t^3}{12} = \frac{0,06 \cdot 0,007^3}{12} = 1,715 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4 \quad (46)$$

J kvadratický moment průřezu ($1,715 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4$)

b šířka listu (0,06 m)

t tloušťka listu (0,007 m)

Dále je vypočítána poddajnost jednotlivých listů. Střed listu je uložen vetknutím. Poddajnost je pak stlačení dělené zátěžnou silou.

Stlačení:

$$s = \int_0^{L/2} \frac{(L-x)}{E \cdot J} \cdot F \cdot (L-x) dx \quad (47)$$

Poddajnost:

$$c = \int_0^{L/2} \frac{(L-x)^2}{E \cdot J} dx \quad (48)$$

Tuhost:

$$k = \frac{1}{c} \quad (49)$$

s stlačení (mm)

E modul pružnosti (MPa)

F zátěžná síla (N)

- L délka listu (mm)
 c poddajnost (m/N)
 k tuhost (N/m)

Tuhost jednotlivých listů:

číslo listu	1	2	3	4	5	6	7
tuhost (N/m)	13 551	5 717	2 927	972	972	972	879

Tab. 8: Tuhost listů

Celková tuhost listového pera:

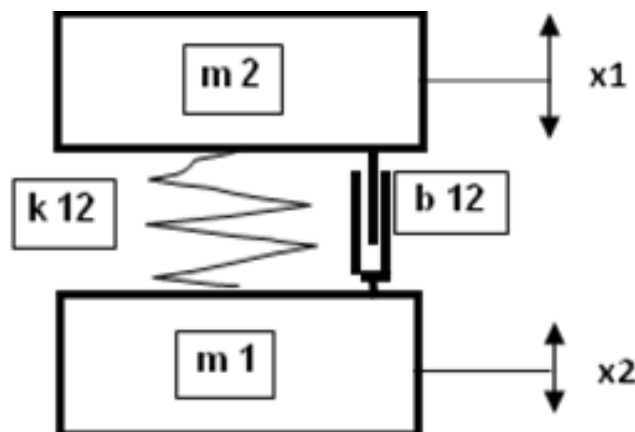
$$k_l = \sum k_i = 13\,551 + 5\,717 + 2\,927 + 972 + 972 + 972 + 879 = 25\,990 \text{ N/m} \quad (50)$$

12.2 Kmitání zadní nápravy

Výpočet kmitání zadní nápravy byl proveden v programu MS Excel jako kmitání dvouhmotové soustavy. Vstupní hodnoty do výpočtu jsou hmotnosti obou závaží, tuhost pružiny a tlumící konstanta tlumiče.

Vstupní hodnoty:

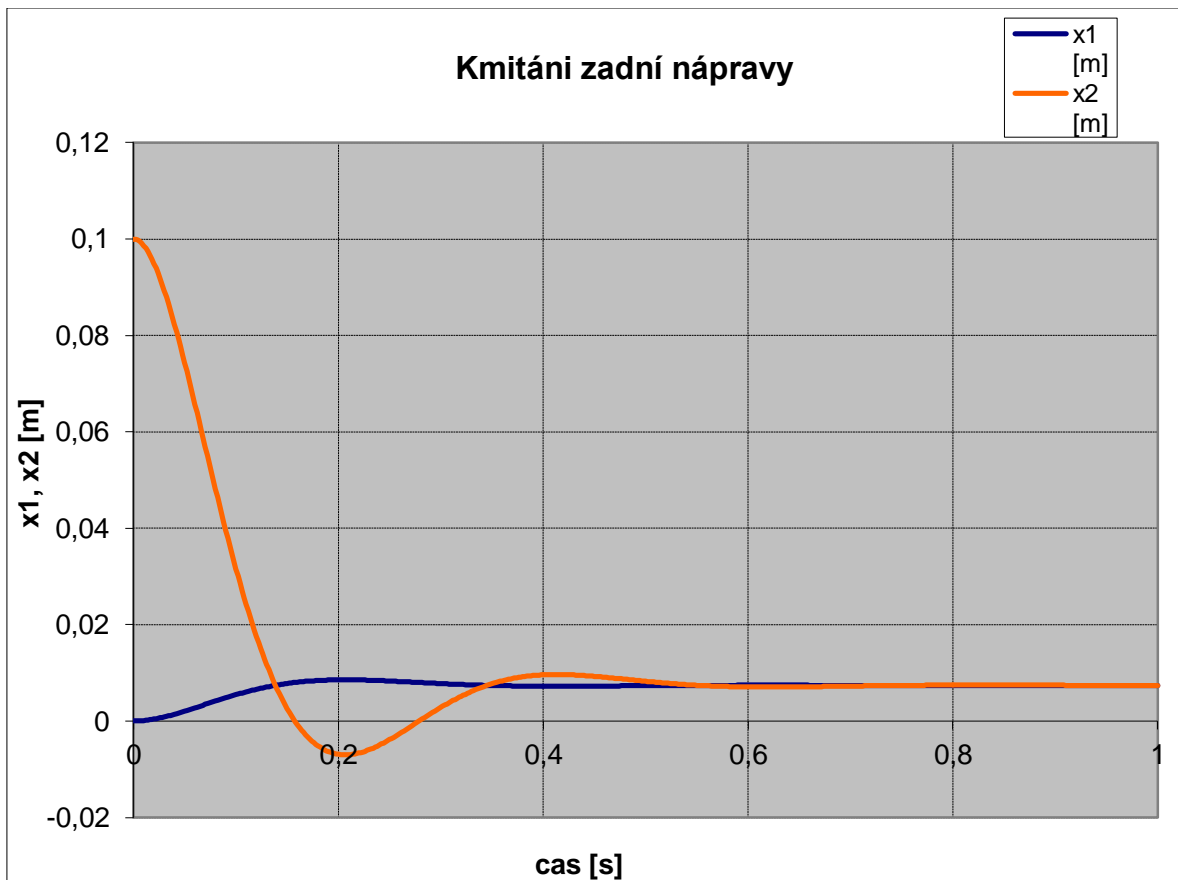
- hmotnost vozidla připadající na zadní nápravu $m_z = 2\,250 \text{ kg}$
- hmotnost zadní nápravy $m_{zn} = 180 \text{ kg}$
- tuhost jednoho listového pera $k_l = 25\,990 \text{ N/m}$



Obr. 49: Schéma dvouhmotové soustavy

Na Obr. 49 je schéma dvouhmotové soustavy. Výchylku vozidla značí x_1 , výchylku nápravy značí x_2 , hmotnost zadní nápravy je m_1 , hmotnost vozidla připadající na zadní nápravu je m_2 , tuhost obou listových per označuje $k_{12} = 51\,980 \text{ N/m}$, tlumící konstantu obou tlumičů označuje $b_{12} = 3\,000 \text{ N.s/m}$.

Na Obr. 50 je znázorněna výchylka nápravy vozidla při nájezdu na nerovnost o výšce 10 cm. Průběh je pro dva tlumiče s konstantou tlumení jednoho tlumiče $b = 1500 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$. Z grafu lze odečíst, že kmitání je utlumeno během tří výchylek v čase 0,6 s.



Obr. 50: Graf kmitání zadní nápravy

13 Výpočet spojovacích prvků

Bude proveden pevnostní výpočet drážkování hnacího hřídele a šroubových spojů upevnění motoru. Drážkování je na obou koncích hřídele stejné. Přenáší hnací moment na kola. Šroubové spoje přenáší reakční moment motoru na most zadní nápravy.

13.1 Drážkování

Hřídel je opatřen evolventním drážkováním s úhlem záběru 45° . Parametry drážkování jsou následující:

modul	$m_d = 1 \text{ mm}$
průměr roztečné kružnice	$d = 31,25 \text{ mm}$
průměr jádra	$d_f = 28,75 \text{ mm}$
průměr hlavové kružnice	$d_a = 33,25 \text{ mm}$
počet zubů	$z = 30$

Přenášený krouticí moment:

$$M_k = M_m \cdot i \cdot \eta_p = 80 \cdot 16 \cdot 0,92 = 1\,178 \text{ Nm} \quad (51)$$

Výpočet kontaktního tlaku

$$p = \frac{M_k}{0,45 \cdot m_d^2 \cdot z^2 \cdot l \cdot \psi} = \frac{1\,178\,000}{0,45 \cdot 1^2 \cdot 30^2 \cdot 54 \cdot 0,7} = 77 \text{ MPa} \quad (52)$$

p	kontaktní tlak (77 MPa)
M_k	přenášený krouticí moment (1 178 Nm)
M_m	moment motoru (80 Nm)
i	převodový poměr převodovky (16)
η_p	účinnost převodovky (0,92)
l	délka drážkování (54 mm)
ψ	součinitel (0,7)

Kontaktní tlak na stykových plochách evolventního drážkování je 77 MPa. Dovolенý kontaktní tlak je přibližně 200 MPa. Kontaktní tlak je tedy menší než dovolený.

Kontrola na ohyb

Zuby evolventního drážkování jsou namáhány na ohyb od přenášející síly. Ta působí na zub pod úhlem 45° . Její působení tedy vyvolává ohybové a tlakové napětí podobně jako v ozubeném soukolí. Tlakové napětí tak posune neutrální osu ohybového napětí. Výsledné napětí krajního vlákna je tak rovno rozdílu ohybového a tlakového napětí.

Síly působící na jeden zub:

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot z} = \frac{2 \cdot 1\,178\,000}{31,25 \cdot 30} = 2\,513\,N \quad (53)$$

- F síla působící na jeden zub drážkování (2 513 N)
 M_k přenášený krouticí moment (1 178 Nm)
 d roztečný průměr (31,25 mm)
 z počet zubů drážkování (30)

Ohybová a tlaková síla:

$$F_o = F_t = F \cdot \sin(\alpha) = 2\,513 \cdot \sin(45) = 1\,777\,N \quad (54)$$

- F_o ohybová síla působící na zub (1 777 N)
 F_t tlaková síla působící na zub (2 513 N)
 α úhel záběru (45 °)

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_o \cdot s}{\frac{1}{6} \cdot l \cdot h^2} = \frac{1\,777 \cdot 1,25}{\frac{1}{6} \cdot 54 \cdot 2,2^2} = 51\,MPa \quad (55)$$

- σ_o ohybové napětí (51 MPa)
 M_o ohybový moment v patě zubu (1 777 Nm)
 s rameno ohybové síly (1,25 mm)
 W_o modul průřezu v ohybu (mm^3)
 l délka drážkování (54 mm)
 h šířka paty zubu (2,2 mm)

Tlakové napětí:

$$\sigma_d = \frac{F_t}{l \cdot h} = \frac{1\,777}{54 \cdot 2,2} = 15\,MPa \quad (56)$$

- σ_d tlakové napětí (15 MPa)
 F_t tlaková síla působící na zub (1 777 MPa)

Celkové napětí:

$$\sigma_c = \sigma_o - \sigma_d = 51 - 15 = 36\,MPa \quad (57)$$

- σ_c celkové napětí (36 MPa)

Celkové napětí je natolik malé, že ho pata zubu zvládne bez problému přenést. Závěrem lze říci, že evolventní drážkování zvládne přenášet potřebný krouticí moment.

13.2 Šroubové spoje

Výpočet bude proveden pro šrouby upevnění motoru. Přenášený krouticí moment je reakční moment motoru. Reakční moment je roven součinu maximálního momentu motoru a převodového poměru planetové převodovky.

$$M_{\xi} = M_m \cdot i \cdot \eta = 80 \cdot 16 \cdot 0,92 = 1\,178 \text{ Nm} \quad (58)$$

Roztečný průměr děr je 180 mm. Součinitel tření ocel-ocel za klidu v suchém spoji je 0,15. Použity jsou šrouby M8.

Osová síla ve šroubech

$$Q_c = \frac{2 \cdot k \cdot M_{k\check{s}}}{d_{\xi} \cdot f_z} = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 1\,178}{0,18 \cdot 0,15} = 113\,778 \text{ N} \quad (59)$$

- Q_c součet osových sil ve všech šroubech (113 778 N)
- k bezpečnost přenášeného momentu (1,2)
- M_{ξ} přenášený krouticí moment šrouby (1 178 Nm)
- d_{ξ} průměr roztečné kružnice šroubů (180 mm)
- f_z součinitel tření ocel-ocel (0,15)

Osová síla v jednom šroubu

$$Q_1 = \frac{Q_c}{8} = \frac{113\,778}{8} = 14\,222 \text{ N} \quad (60)$$

Stanovení potřebné meze kluzu šroubu

$$k_{\kappa} \cdot \frac{Q}{S_3} \leq \sigma_{\kappa} \quad (61)$$

$$\sigma_{\kappa \min} = \frac{k_{\kappa} \cdot Q_1}{S_3} = \frac{1,3 \cdot 14\,222}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} = 563 \text{ MPa} \quad (62)$$

- $\sigma_{\kappa \min}$ minimální mez kluzu (563 MPa)
- k_{κ} součinitel vlivu krutu (1,3)
- Q_1 osová síla v jednom šroubu (14 222 N)
- d_3 průměr závitu M8 (6,466 mm)

Pro spoj mohou být použity šrouby pevnostní třídy 8.8 s mezí kluzu 640 MPa.

Utahovací moment šroubu

Utahovací moment pro dosažení předpětí:

$$M_{k\check{s}} = Q_1 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') \quad (63)$$

$$tg\gamma = \frac{i.P}{\pi.d_2} = \frac{1.1,25}{\pi.7,188} \quad \gamma = 3^\circ 1' \quad (64)$$

$$tg\beta_n = tg\beta \cdot \cos\gamma = tg(30^\circ) \cdot \cos(3^\circ 1') \quad \beta_n = 29^\circ 57' \quad (65)$$

$$tg\varphi' = \frac{f}{\cos\beta_n} = \frac{0,14}{\cos(29^\circ 57')} \quad \varphi' = 9^\circ 10' \quad (66)$$

$$M_{kš} = Q_1 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') = 14\,222 \cdot \frac{7,188}{2} \cdot \tan(3^\circ 1' + 9^\circ 10') = 11\,036 \text{ Nmm} =$$

$$= 11,036 \text{ Nm} \quad (67)$$

Utahovací moment pro překonání třecího momentu v dosedací ploše šroubu:

$$M_t = Q_1 \cdot f \cdot \frac{d_s + s}{4} = 14\,222 \cdot 0,14 \cdot \frac{10 + 13}{4} = 11\,449 \text{ Nmm} = 11,449 \text{ Nm} \quad (68)$$

Celkový utahovací moment:

$$M = M_{kš} + M_t = 11,036 + 11,449 = 22,49 \text{ Nm} \quad (69)$$

Statická bezpečnost vůči mezi kluzu

Normálové napětí:

$$\sigma = \frac{Q_1}{S_3} = \frac{Q_1}{\frac{\pi d_3^2}{4}} = \frac{14\,222}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} = 433 \text{ MPa} \quad (70)$$

Napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_{kš}}{W_k} = \frac{M_{kš}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{11\,036}{\frac{\pi \cdot 6,466^3}{16}} = 208 \text{ MPa} \quad (71)$$

Redukované napětí dle HMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{433^2 + 3 \cdot 208^2} = 563 \text{ MPa} \quad (72)$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu:

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} = \frac{640}{563} = 1,14 \quad (73)$$

Kontrola tlaku v závitech

Dovolený tlak v závitech: $p_D \cong 230 \text{ MPa}$

$$\text{Nosná výška závitu:} \quad H = \frac{d - d_1}{2} = \frac{8 - 6,647}{2} = 0,677 \text{ mm} \quad (74)$$

Počet činných závītů: $z_\zeta = 4$

Tlak v závitech:

$$p = \frac{Q_1}{\pi \cdot d_2 \cdot H \cdot z_\zeta} = \frac{14\,222}{\pi \cdot 7,188 \cdot 0,677 \cdot 4} = 233 \text{ MPa} \approx 230 \text{ MPa} \quad (75)$$

Kontrola tlaku v dosedací ploše pod šroubem

Dovolený tlak v dosedací ploše $p_D = 300 \text{ MPa}$

Tlak v dosedací ploše:

$$p = \frac{Q_1}{\frac{\pi}{4}(e^2 - D^2)} = \frac{14\,222}{\frac{\pi}{4}(14,2^2 - 10^2)} = 178 \text{ MPa} < 300 \text{ MPa} \quad (76)$$

14 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout elektrický pohon komunálního vozidla. Při návrhu se vycházelo z konstrukce stávajícího dieselového modelu. Úpravou hnacích částí vozidla bylo dosaženo změny konstrukce pro použití elektrického pohonu. Byly navrženy různé varianty, ze kterých byla vybrána ta nejuvhodnější vzhledem k požadavkům na vozidlo.

Na začátku práce byla vytvořena rešerše elektricky poháněných komunálních vozidel, jejich konstrukce a parametrů. Dále byla provedena rešerše konstrukcí náprav nákladních automobilů.

Byly provedeny návrhové výpočty pohonu a byly vypočítány jízdní vlastnosti vozidla. Potřebné komponenty pohonu byly vybrány z katalogů výrobců. Dále byla navržena konstrukce zadní a přední nápravy. Byly sestaveny 3D modely náprav a byl proveden pevnostní výpočet mostu zadní nápravy při statickém a dynamickém zatěžování.

Dále byl proveden pevnostní výpočet hnacího hřídele zadní nápravy včetně únavové kontroly. Bylo spočítáno kmitání zadní nápravy a byly navrženy optimální parametry pružiny a tlumiče. Dále byla navržena konstrukce chladícího okruhu motorů.

Na závěr byla provedena pevnostní kontrola spojovacích prvků. Byl vytvořen výkres sestavy zadní nápravy a mostu zadní nápravy a výrobní výkres unašeče a hnacího hřídele zadní nápravy.

Seznam použité literatury

1. CZECH NEWS CENTER a.s.; *Svět motorů* [online]. © 2020[cit. 15. 3. 2020].
Dostupné z: <https://svetmotoru.auto.cz/clanek/servis/6094/jak-se-zije-ridici-nadrazniho-voziku-bzucici-dinosauri-se-skryvaji-pod-zemi.html>
2. BEJBLÍK, Jan. *Elektrické pohony automobilů*. Praha, 2017. Dostupné z:
<https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/73030/F2-BP-2017-Bejblik-Jan-bakalarska%20prace.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
3. ENVIEL SYSTEMS s.r.o.; *Elektromobil ENVIEL* [online]. © 2020[cit. 20. 3. 2020].
Dostupné z: <https://enviel.cz/>
4. MLADÁ FRONTA a.s., *Autobible* [online]. © 2020[cit. 18. 3. 2020]. Dostupné z:
<https://autobible.euro.cz/ve-zline-vznikl-elektricky-nastupce-zname-multikary-stoji-pres-tri-miliony-a-ujede-az-250-km/>
5. NWT a.s., *První český komunální elektromobil* [online]. © 2020[cit. 27. 3. 2020].
Dostupné z: <https://nwt.cz/prvni-cesky-komunalni-elektromobil-se-predstavil-ve-zline/>
6. EUROGREEN, *Eurogreen – Goupil G5*[online]. © 2020[cit. 11. 3. 2020]. Dostupné z:
<https://polaris-goupil.cz/goupil-g5/>
7. EUROGREEN, *Katalog Eurogreen* [online]. © 2020[cit. 11. 3. 2020]. Dostupné z:
<https://polaris-goupil.cz/wp-content/uploads/2018/07/Eurogreen-Prospekt-Goupil-G5-OK.pdf>
8. MAFRA a.s., *Idnes.cz*[online]. © 2020[cit. 15. 3. 2020]. Dostupné z:
https://www.idnes.cz/auto/zpravodajstvi/protean-electric-bude-vyrabet-elektromotory-do-kol.A120805_193102_automoto_vok
9. NARRATIVE MEDIA s.r.o., *Nazeleno.cz* [online]. © 2020[cit. 20. 3. 2020].
Dostupné z: <https://www.nazeleno.cz/technologie-1/hybridy-a-elektromobily/motor-v-kolech-je-idealnim-resenim-pro-elektromobily.aspx>
10. AUTOROAD.CZ A INCROP a.s., *Autoroad.cz* [online]. © 2020[cit. 28. 3. 2020].
Dostupné z: <https://autoroad.cz/zajimavosti/98154-motor-s-200-konmi-ktery-se-vejde-do-sportovni-tasky#photoInArticle-372351>

11. SEZNAM.CZ, a.s., *Garáž.cz* [online]. © 2020[cit. 10. 3. 2020]. Dostupné z:
<https://www.garaz.cz/clanek/skoda-citigo-e-iv-prvni-jizda-prvnim-elektromobilem-skoda-21003000>
12. BORGIS a.s., SEZNAM.CZ a.s., *Novinky.cz* [online]. © 2020[cit. 12. 3. 2020].
Dostupné z: <https://www.novinky.cz/auto/clanek/ceska-firma-vyvinula-svou-multikaru-na-elektrinu-40303304>
13. ZEBRA GROUP s.r.o., *Zebra* [online]. © 2020[cit. 20. 1. 2020]. Dostupné
z: <http://uzitkove-vozy-zebra.cz/>
14. 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.
15. CIATIK TRADE s.r.o., *Lamelové výměníky* [online]. © 2020[cit. 5. 4. 2020].
Dostupné z: <http://www.ciat.cz/vymeniky-tepla/lamelove-vymeniky>
16. LENNY, *Dálnice-silnice.cz* [online]. © 2020[cit. 20. 3. 2020]. Dostupné z:
<http://www.dalnice-silnice.cz/parametry.htm>
17. HEINZMANN GMBH & CO.KG, *Katalog Heinzmann* [online]. © 2020[cit. 20. 3. 2020]. Dostupné z: <https://www.heinzmann.com/en/>
18. FILIP, Petr. *E-konstruktor* [online]. © 2020[cit. 20. 2. 2020]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz>
19. SLIDE SERVE, *Příklady* [online]. © 2020[cit. 20. 6. 2020]. Dostupné z:
<https://www.slideserve.com/joben/p-klady>
20. TPC INDUSTRY CZECH REPUBLIC a.s., [online]. © 2020[cit. 14. 5. 2020].
Dostupné z: <https://tpci.cz/>

Seznam obrázků

Obr. 1: Stávající komunální vozidlo [13].....	8
Obr. 2: Nádražní vozík [1]	11
Obr. 3: Pohon zadní nápravy Mercedes Benz[2].....	11
Obr. 4: Pohonné ústrojí škody Citigo iV [11]	12
Obr. 5: Motor Volkswagenu ID.3 [10]	12
Obr. 6: Schéma motoru v kole [8]	13
Obr. 7: Řez elektromotorem v kole [8]	13
Obr. 8: Elektromobil Goupil G5[6]	14
Obr. 9: Pohonné ústrojí elektromobilu Goupil [6].....	14
Obr. 11: Pohonné ústrojí elektromobilu Enviel [3]	15
Obr. 10: Elektromobil Enviel [3].....	15
Obr. 12: Vozidlo City II [20].....	16
Obr. 13: První varianta uspořádání	18
Obr. 14: Druhá varianta uspořádání.....	19
Obr. 15: Třetí varianta uspořádání	20
Obr. 16: Čtvrtá varianta uspořádání.....	20
Obr. 17: Rozměry elektromotoru [17]	22
Obr. 18: Technické údaje o elektromotoru [17]	23
Obr. 19: Momentová charakteristika motoru při $I=176$ A, $U=80$ V [17]	23
Obr. 20: Graf závislosti momentové konstanty na napětí	24
Obr. 21: Navrhovaná stoupavost komunikací dle kategorie [16].....	30
Obr. 22: Schéma konstrukce zadní nápravy	32
Obr. 23: Schéma konstrukce přední nápravy	33
Obr. 24: Most zadní nápravy – výpočtový model	33
Obr. 25: Zatěžující síly mostu zadní nápravy.....	34
Obr. 26: Ohybový moment.....	34
Obr. 27: Napětí v ohybu.....	35
Obr. 28: Smykové napětí.....	35
Obr. 29: Redukované napětí.....	35
Obr. 30: Průhyb	35
Obr. 31: Podélná dynamika při brzdění	37
Obr. 32: Podélná dynamika při akceleraci	38
Obr. 33: Příčná dynamika při průjezdu obloukem.....	39
Obr. 34: Schéma působících sil – brzdny účinek a přitěžování	40
Obr. 35: Ohybový moment.....	41
Obr. 36: Průhyb	41
Obr. 37: Napětí v ohybu.....	41
Obr. 38: Napětí v krutu	42
Obr. 39: Redukované napětí.....	42
Obr. 40: Schéma působících sil - akcelerační účinek a přitěžování	43
Obr. 41: Ohybový moment.....	44
Obr. 42: Průhyb	44



Obr. 43: Napětí v ohybu.....	44
Obr. 44: Napětí v krutu	44
Obr. 45: Redukované napětí.....	45
Obr. 46: Haighův diagram[19]	46
Obr. 47: Zjednodušený tvar hnacího hřídele	47
Obr. 48: Lamelový tepelný výměník [15].....	54
Obr. 49: Schéma dvoumotové soustavy.....	56
Obr. 50: Graf kmitání zadní nápravy	57

Seznam tabulek

Tab. 1: Hodnoty momentu pro $U = 88 V$	24
Tab. 2: Dosahované stoupavosti pro 4 motory bez zrychlení	27
Tab. 3: Dosahované stoupavosti pro 4 motory se zrychlením $0,5 \text{ m/s}^2$	28
Tab. 4: Dosahované stoupavosti pro 4 motory se zrychlením $1,7 \text{ m/s}^2$	29
Tab. 5: Dosahované stoupavosti pro 4 motory se zrychlením $3,55 \text{ m/s}^2$	29
Tab. 6: Tabulka výsledků – stoupavost.....	29
Tab. 7: Vlastnosti listů pera.....	55
Tab. 8: Tuhost listů	56

Seznam příloh

Příloha č. 1	Výkres sestavy zadní nápravy
Příloha č. 2	Výkres sestavy mostu zadní nápravy
Příloha č. 3	Výrobní výkres hnacího hřídele
Příloha č. 4	Výrobní výkres unašeče