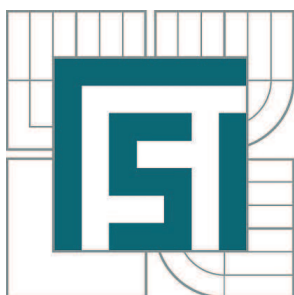


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PODVOZEK TŘÍSTOPÉHO ELEKTROMOBILU

CHASSIS OF THREE-WHEEL ELECTROMOBILE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JAN ŠVEC

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/11

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jan Švec

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Podvozek třístopého elektromobilu

v anglickém jazyce:

Chassis of three-wheel electromobile

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout třístopé osobní vozidlo s elektrickým pohonem pro městský provoz.

Cíle diplomové práce:

Volba základní koncepce uspořádání.

Pro vybranou koncepci vozidla navrhnout základní parametry.

Vypracovat vhodný výpočtový model pro posouzení jízdní stability vozidla.

Vypracovat konstrukční návrh (sestava) vozidla.

Provést výpočtovou pevnostní kontrolu vybraných komponent vozidla.

Seznam odborné literatury:

REIMPELL, J., STOLL, H., EDWARD, A. The automotive chassis - engineering principles. Arnold, London 1996.

ISBN 0-340-61443-9.

Gillespie, T.D. Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1992.

ISBN 1-56091-199-9.

Bosch, R. Automotive Handbook. 5th edition. 2002. Society of Automotive Engineers (SAE).

ISBN: 0837612438


Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 3.11.2010



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan



ABSTRAKT

Cílem práce bylo navrhnout koncepci třístopého elektromobilu. První kapitola porovnává městská vozidla a jejich parametry. Druhá kapitola je zaměřena na koncepci vozidla a ve třetí kapitole jsou popsány konstrukční skupiny vozidla. Dále je zde řešena stabilita vozidla a přední zavěšení

KLÍČOVÁ SLOVA

Tříkolka, elektromobil, zavěšení, stabilita, koncepce, městské vozidlo

ABSTRACT

The target of this thesis was to design conception of electric three-wheeler. The first chapter compares city cars and its technical data. The second chapter is focused on conception of vehicle and in the third chapter are described construction groups of vehicle. Next is here solution of stability and front suspension.

KEYWORDS

Three-wheeler, electric car, suspension, stability, conception, city car



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠVEC, J. *Podvozek třístopého elektromobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 53 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Václav Píštěka, DrSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2011

.....

Jan Švec



PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych chtěl poděkovat panu prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc. za vedení a cenné rady při tvorbě této práce. Dále patří můj dík spolužákům za jejich názory a připomínky a především rodičům za podporu během studia.



OBSAH

Úvod	9
1 Vozidla určená pro městský provoz	10
1.1 Aixam City	10
1.2 Jawa Chic	10
1.3 Smart ForTwo	11
1.4 Toyota iQ	12
1.5 Think City	12
1.6 Mia Electric	13
1.7 ZAP Xebra	14
1.8 Peel P50	14
2 Koncepce	15
2.1 Umístění cestujících	15
2.2 Uspořádání kol	15
2.3 Pohon	15
3 Konstrukční skupiny vozidla	16
3.1 Motor	16
3.2 Baterie	17
3.3 Převodovka	18
3.4 Brzdy	20
3.5 Zadní zavěšení	20
3.6 Přední zavěšení	21
3.7 Řízení	24
3.8 Sestava vozidla	26
4 Stabilita	27
4.1 Nebezpečné jízdní situace	27
4.2 Výpočtový model	27
5 Kontrola předního zavěšení	34
5.1 Hřídel předního kola	34
5.2 Ložiska kola	35
5.3 Rameno	37
5.4 Závěs	39
Závěr	45
Seznam použitých zkratk a symbolů	48
Seznam příloh	53



ÚVOD

Předmětem práce je návrh vozidla určeného výhradně pro provoz v prostředí města. Na takovéto vozidlo je kladeno několik základních požadavků. Vozidlo musí přepravit posádku a zároveň musí umožnit pohodlné nastupování a vystupování. Dalším požadavkem je efektivní využívání míst k parkování a s tím souvisí malé vnější rozměry a dobrá ovladatelnost. U městského vozidla je důležitá i produkce emisí. Při popojíždění po městě konvenční spalovací motory a jejich systémy úpravy výfukových plynů nemají dostatek času na zahřátí na provozní teplotu a navíc se množství energie ztrácí neustálým brzděním a opětovným rozjížděním. Bylo by tedy vhodné, vozidlo vybavit systémem rekuperace energie, která by byla jinak při brzdění zmařena. Neméně důležitým požadavkem na vozidlo je jeho cena a provozní náklady. Jestliže bude vozidlo provozováno pouze ve městě, kde je maximální rychlost jízdy omezená na 50 km/h, není důvod pro vyšší maximální rychlost vozidla.

Jako zadání byla zvolena tříkolka s elektrickým pohonem pro přepravu více než dvou cestujících. Maximální rychlost byla stanovena na 45 km/h, aby bylo vozidlo možné řídit s řidičským oprávněním skupiny AM, tedy od 15 let. S tím souvisí, že vozidlo bude homologováno jako motocykl (skupina L). Maximální hmotnost vozidla včetně baterií by neměla přesáhnout 600 kg. Posledním bodem zadání je dojezd vozidla. Pro provoz ve městě bude dojezd 50 km dostatečný, ale je třeba, aby vozidlo této hodnoty dosáhlo i při zhoršených provozních podmínkách, jako je nízká teplota, nutnost vytápění, časté rozjíždění a postupná ztráta kapacity baterií.

Cílem práce je navrhnout koncepci vozidla podle zadání. Především uspořádání kol, umístění baterií a dalších částí pohonu a umístění pasažérů. Pro takto zvolenou koncepci určit hlavní rozměry jako rozvor a rozchod kol a vypracovat sestavu vozidla. Další částí je kontrola stability vozidla při nepříznivých jízdních situacích včetně definice těchto stavů, vypracování vhodného výpočtového modelu a zhodnocení výsledků. Poslední částí je kontrola komponent předního zavěšení.



1 VOZIDLA URČENÁ PRO MĚSTSKÝ PROVOZ

V kategorii aut pro městský provoz je několik zástupců, které bych zde chtěl blíže představit. Mezi přímou konkurenci patří vozidla Aixam City a Jawa Chic, která mohou řídit držitelé řidičského oprávnění skupiny AM (od 15 let). Dalšími zástupci miniaut jsou například Smart ForTwo a Toyota iQ a za elektromobily bych zmínil vozidla Think City, Heuliez Mia a ZAP Xebra. Společným znakem pro tato vozidla jsou malé vnější rozměry, malý poloměr otáčení a nízká hmotnost.

1.1 AIXAM CITY

Francouzská firma Aixam-Mega začala s výrobou miniaut v roce 1987. V současné době již produkuje 15 000 vozidel ročně. Model City je nejmenším zástupcem modelové řady a je určen pro přepravu dvou cestujících. K pohonu slouží vznětový dvouválec Kubota a objemu 400cm³ a výkonu 4 kW. Výrobce se chlubí především propracovanou pasivní bezpečností. Základem vozidla je konstrukce z hliníkových profilů a každý nový model je podrobován nárazovým zkouškám. Vozidlo má podobnou koncepci jako „dospělé“ automobily, tedy motor umístěný před přední nápravou typu McPherson a zadní kola jsou zavěšena na vlečených ramenech. Výrobce udává spotřebu 2,96 l/100 km. Pohotovostní hmotnost vozidla je 350 kg. [2]



Obrázek 1: Aixam City [2]

Rozměry:		[mm]
Délka		2736
Rozvor		1744
Šířka		1492
Rozchod		1307
Výška		1470
Poloměr otáčení		3900

Tabulka 1: Aixam City – rozměry

1.2 JAWA CHIC

Vozidlo Jawa Chic bylo představeno na výstavě Motocykl 2005 v Praze, ale jeho výroba probíhá v Itálii. Základem vozidla je ocelový rám, na který jsou připevněny plastové vnější panely. Vozidlo využívá řadu komponent z osobních vozidel např. přední světla z VW Golf nebo kliky a některé díly interiéru z Renaultu Twingo. Vpředu umístěný vznětový motor o objemu 505 cm³ dosahuje výkonu 4 kW. Motor je spojen s variátorem a pohání přední kola. Zavěšení předních kol je typu McPherson a zadní kola jsou zavěšena na vlečených ramenech. Vozidlo je určeno pro přepravu dvou osob a jejich zavazadel. Pohotovostní hmotnost vozidla je 349 kg. [3]



Obrázek 2: Jawa Chic [4]

Rozměry:		[mm]
Délka		2780
Rozvor		Výrobce neuvádí
Šířka		1460
Rozchod		Výrobce neuvádí
Výška		1512
Poloměr otáčení		3800

Tabulka 2: Jawa Chic – rozměry

1.3 SMART FORTWO

U začátku projektu stál Švýcar Nicolas G. Hayek, který se dříve zabýval výrobou hodinek (mimo jiné Omega, Tissot a Swatch) a v roce 1991 se rozhodl začít s výrobou vozidla, které na trhu chybělo. Spojil tedy své síly s automobilkou VW, ale tato spolupráce byla po dvou letech ukončena, protože nové vedení VW nechtělo dále myšlenku mikroautomobilu podporovat. V roce 1994 se firma Swatchmobile spojila s automobilkou Mercedes-Benz a v roce 1997 byla představena sériová verze vozidla Smart City. Při vývoji byla věnována pozornost především bezpečnosti posádky, takže vůz byl vybaven airbasy, ABS a měl propracované deformační zóny. V roce 2003 přibylo k bezpečnostní výbavě ESP. V roce 2004 přišel na trh větší model pro u cestující s názvem ForFour (nebyl příliš úspěšný) a proto byl dvoudmístný model přejmenován na ForTwo. V roce 2007 byl představen model ForTwo druhé generace. Kromě vnějších rozměrů se zvýšil i výkon motorů. Vozidlo je poháněno spalovacími motory o výkonech od 45 do 62 kW umístěnými vzadu pod podlahou zavazadlového prostoru. Motor je spojen s automatickou pětistupňovou převodovkou a pohání zadní kola vedena zavěšením DeDion. Přední kola jsou vedena zavěšením McPherson. Pohotovostní hmotnost vozidla je 770 kg. [5]



Obrázek 3: Smart ForTwo [5]

Rozměry:		[mm]
Délka		2695
Rozvor		1867
Šířka		1559
Rozchod		1385
Výška		1542
Poloměr otáčení		4375

Tabulka 3: SmartForTwo – rozměry



1.4 TOYOTA IQ

Vozidlo iQ bylo představeno v roce 2008. Jeho vnitřní prostor má neobvyklé uspořádání, kdy za řidičem je jedno nouzové sedadlo, sedadlo spolujezdce je díky vykrojení v palubní desce posunuto více dopředu a za ním tedy vznikne další místo k sezení i pro dospělého člověka. Vozidlo je poháněno tříválcovým zážehovým motorem, který je umístěn vpředu napříč. Motor pohání přední kola zavěšená pomocí vzpěr McPherson. Zadní kola vedou vlečená ramena propojená zkrutnou příčkou. Výbava vozidla obsahuje mimo jiné 9 airbagů, ABS a ESP nebo klimatizaci podobně jako větší vozy, ale pro tuto aplikaci bylo nutné všechny komponenty minimalizovat. Pohotovostní hmotnost vozidla je 920 kg. [6]



Rozměry:		[mm]
Délka		2985
Rozvor		2000
Šířka		1680
Rozchod		1480
Výška		1500
Poloměr otáčení		3900

Obrázek 4: Toyota iQ [6]

Tabulka 4: Toyota iQ – rozměry

1.5 THINK CITY

Norská firma Think začala s vývojem elektromobilu v devadesátých letech minulého století. Největší investice přinesl Ford, který firmu vlastnil v letech 1999 až 2003. Současná generace, která byla v sériové podobě představená v roce 2008, je již pátou evolucí malého elektromobilu. Dřívější označení vozítek bylo PIVCO. Změna názvu přišla s novým mottem firmy: „Don't just drive, Th!nk“. Současná generace vozidla má celoevropskou homologaci. Výroba vozidla probíhá ve Finsku a od roku 2012, s příchodem nové generace, by se výroba měla rozběhnout i v USA. Základem vozidla je podvozkový rám z vysoko-pevnostní oceli, na který jsou připevněny prvky pohonu, baterie, zavěšení kol a rám karoserie z hliníkových profilů. Povrch karoserie tvoří panely z termoplastů. Vozidlo pohání třífázový asynchronní motor s výkonem 34 kW, uložený vpředu napříč a pohání přední kola. Zavěšení předních kol je řešeno pomocí vzpěr McPherson, u zadních kol pomocí vlečených ramen spojených torzní příčkou. Zajímavostí vozidla jsou baterie umístěné pod podlahou vozidla. Výrobce je švýcarská firma ZEBRA, která je vyrábí na bázi niklu a soli (NaCl). Díky použitým materiálům je baterie recyklovatelná, ale podmínkou provozu je udržování jejich teploty v rozmezí 260 až 360°C. Jako druhou variantu výrobce nabízí lithiové baterie. Vozidlo je dvoumístné, za příplatek je možné získat další 2 – spíše nouzová – místa. Bezpečnostní a komfortní výbava odpovídá běžným automobilům. Hmotnost baterií je 260 kg a dojezd vozidla je přibližně 160 km. Pohotovostní hmotnost včetně baterií je 1038 kg. [7]



Rozměry:		[mm]
Délka		3143
Rozvor		1970
Šířka		1658
Rozchod		1424
Výška		1596
Poloměr otáčení		4500

Obrázek 5: Think City [7]

Tabulka 5: Think City – rozměry

1.6 MIA ELECTRIC

Vozidlo Mia bylo představeno v roce 2011 na autosalonu v Ženevě. První koncepty ale byly představeny už v letech 2008 až 2010 ještě pod názvem Heuliez Friendly. Největší zajímavostí tohoto vozidla je, že má po stranách dvojice posuvné dveře a místo pro řidiče je uprostřed. Za řidičem jsou ještě další 2 místa k sezení. Zadní cestující potom sedí mírně zešikma a jejich nohy prochází do volného prostoru vedle sedadla řidiče. Toto řešení umožňuje řidiči nastupovat z obou stran a zadní cestující mají dostatek prostoru pro nohy. V roce 2012 by měl začít komerční prodej a v nabídce se objeví i verze s prodlouženým rozvorem. Ta by měla nabídnout dostatek místa pro tři cestující vzadu, nebo až 1500 litrů prostoru pro přepravu nákladu. Pro pohon vozu slouží elektromotor o výkonu 25 kW, který pohání zadní kola. Zadní kola jsou zavěšena na vlečených ramenech a přední kola jsou na vzpěrách McPherson. Zásoba energie je akumulována v lithiových akumulátorech ukrytých pod podlahou. Dojezd vozidla se pohybuje mezi 80 a 90 km při kapacitě baterii 8 kWh. Pohotovostní hmotnost vozidla včetně baterií je 750 kg. [8]



Rozměry:		[mm]
Délka		2865
Rozvor		1915
Šířka		1640
Rozchod		1480
Výška		1550
Poloměr otáčení		4250

Obrázek 6: Mia [8]

Tabulka 6: Mia – rozměry



1.7 ZAP XEBRA

Firma ZAP, vedená Stevem Schneiderem, se začala zabývat elektrickými přestavbami na konci devadesátých let. Prvním vozidlem byl Smart ForTwo a po něm následovaly elektrokola a elektroskútry. V roce 2006 navázala společnost spoluprací s čínskou automobilkou Shandong Jindalu a jako první v USA začala čínská vozidla hromadně dovážet. Jednalo se právě o tříkolku nazvanou ZAP Xebra. Toto vozidlo svými rozměry mezi minivozy nezapadá, ale jeho teritoriem je především městský provoz. K pohonu vozidla slouží sériový DC motor s výkonem 5 kW, připojený přes stálý převod ke kolům zadní nápravy. Energie je uskladněna v olověných bateriích (4,75 kWh) pod zadními sedadly a ve středovém tunelu. Zadní kola jsou zavěšena pomocí kyvadlové nápravy, přední kolo na vlečeném rameni. Přední závěs bude detailně rozebrán dále. Vozidlo má samonosnou ocelovou karoserii typu hatchback (dříve laminátová) se dvěma páry bočních dveří. Interiér vozidla je čtyřmístný a podobá se běžným automobilům, i když je vozidlo homologováno jako tříkolový motocykl. Maximální rychlost je 65 km/h a dojezd až 40 km na jedno nabití. Pohotovostní hmotnost vozidla je přibližně 900 kg včetně baterií. [9]



Obrázek 7: ZAP Xebra [9]

Rozměry:		[mm]
Délka		2900
Rozvor		2080
Šířka		1420
Rozchod		1260
Výška		1540
Poloměr otáčení	Výrobce neudává	

Tabulka 7: ZAP Xebra – rozměry

1.8 PEEL P50

Tento stroj je důkazem, že lze postavit auto opravdu miniaturních rozměrů. Tato tříkolka má dvě kola vpředu a zadní kolo pohání motor z mopedu o objemu 50 cm³. Vozidlo bylo navrženo pro přepravu pouze jedné osoby, na nic víc nezbylo místo. Vozidlo bylo představeno britskou společností Peel Engineering říjnu 1963 se základní cenou 200 liber. Pohotovostní hmotnost vozidla je 59 kg. Celkem bylo vyrobeno asi 50 kusů, 20 z toho se dochovalo. [10]



Obrázek 8: Peel P50 [10]

Rozměry:		[mm]
Délka		1340
Rozvor		1270
Šířka		990
Rozchod		970
Výška		1200
Poloměr otáčení	2438	

Tabulka 8: Peel P50 – rozměry



2 KONCEPCE

V následující kapitole se budu věnovat hlavním bodům koncepce vozidla. Především půjde o uspořádání kol, typ pohonu a umístění cestujících.

2.1 UMÍSTĚNÍ CESTUJÍCÍCH

Cestující budou tvořit podstatnou část celkové hmotnosti vozidla. To znamená, že rozmístění cestujících zásadně ovlivní polohu těžiště. Z hlediska stability je třeba, aby těžiště leželo co nejbližší rovinně symetrie. Pokud tato podmínka má být splněna při obsazení pouze řidičem, měl by řidič sedět uprostřed. Tato poloha řidiče je výhodná i z dalších důvodů. Řidič může nastupovat z levé i pravé strany a vozidlo může být použito pro pravostranný i levostranný provoz. Za řidiče je potom možné umístit další dva cestující, jejichž nohy budou mít vedle předního sedadla dostatek místa. Podobné uspořádání používá například elektromobil Mia (viz kapitola 1.6).

2.2 USPOŘÁDÁNÍ KOL

Pominu-li nesymetrické uspořádání k podélné svislé rovině (motocykl s postraním vozíkem), tak jsou možné dvě varianty. První možností je jedno kolo vepředu a dvě kola vzadu a druhou možností je uspořádání opačné. Pro převoz tří cestujících lépe vyhovuje první varianta. Řidič tedy bude sedět za předním kolem a zadní cestující budou mezi zadními koly. Samostatné přední kolo také umožňuje jednodušší konstrukci řízení s malým počtem pohyblivých dílů, tedy méně pasivních odporů a menší ovládací sílu na volantu. Samostatné kolo zároveň umožňuje velký úhel natočení a tím zmenšení poloměru otáčení vozidla. Stejného uspořádání kol využívá například ZAP Xebra (viz kapitola 1.7) nebo Reliant Robin. [11]

2.3 POHON

K pohonu vozidla bude sloužit elektromotor se zásobou energie v bateriích. Umístěním těchto komponent lze značně ovlivnit polohu těžiště, které by mělo být co nejnižší v blízkosti zadní nápravy. Baterie tedy budou umístěny pod podlahou vozidla a motor s převodovkou a diferenciálem bude umístěn mezi zadními koly. Pro určení potřebného výkonu motoru vycházím z předpokládané maximální hmotnosti 770 kg a doby zrychlení na cestovní (maximální) rychlost přibližně 7 s.

Průměrné zrychlení:

$$a_p = \frac{v_{max}}{t_z} = \frac{45/3,6}{7} = 1,79 \text{ ms}^{-2} \quad (1)$$

Průměrná hnací síla:

$$F_{hp} = m_{vmax} \times a_p = 770 \times 1,79 = 1,375 \text{ kN} \quad (2)$$

Výkon motoru při maximální rychlosti:

$$P_{max} = F_{hp} \times v_{max} = 1375 \times \frac{45}{3,6} = 17,19 \text{ kW} \quad (3)$$



3 KONSTRUKČNÍ SKUPINY VOZIDLA

V následující kapitole rozeberu jednotlivé konstrukční skupiny a součásti vozidla. Z důvodu snížení ceny vozidla jsem se snažil využít dostupných dílů a normalizovaných prvků. Nakoupeny budou mimo baterií a motoru i komponenty brzd, čepy, ložiska a další.

3.1 MOTOR

V předchozí kapitole jsem došel k potřebnému výkonu motoru. Pro pohon vozidla se nabízí několik typů elektromotorů. Prvním z nich je asynchronní motor, jehož otáčky je možné řídit frekvencí střídavého napětí. Toto ovládání s sebou nese náročnější konstrukci kontroléru, který musí generovat třífázové střídavé napětí ze stejnosměrného napětí baterií. Na podobném principu pracují bezkartáčové stejnosměrné motory (BLDC). K řízení motoru je ale třeba zpětná vazba o poloze kotvy. Tyto motory v současnosti nejsou v potřebném výkonu komerčně dostupné, proto se jim dále nebudu věnovat. Třetí variantou je stejnosměrný motor, zde je možné otáčky řídit napětím na motoru. Pro srovnání jsem vybral dva motory se špičkovým výkonem ~20 kW. Konkrétně jde o stejnosměrný motor od Advanced DC motors (K91 – 4003) a asynchronní motor od High Performance (AC 15). [12] [13]

Tabulka 9: Parametry motorů

Motor	K91 - 4003	AC15
Špičkový výkon [kW]	21	22
Kontinuální výkon [kW]	4,5	10
Průměr [mm]	170	170
Délka [mm]	288	280
Hmotnost [kg]	22,7	21,8
Cena [Kč]	~43 200	~57 400
Motor + kontrolér		

Pro pohon vozidla jsem zvolil synchronní motor. Jeho nevýhodou je komutátor a s ním spojená nutnost údržby kartáčů, ale jednoduchost ovládání motoru se projeví v ceně kontroléru. Další výhodou synchronního motoru je velký záběrový moment, důležitý pro rozjezd.



Obrázek 9: Motor K91 – 4003[14]



3.2 BATERIE

Největší vývoj elektromobilu se předpokládá právě v oblasti akumulátorů. Existuje několik projektů, které slibují vylepšení jejich nejvíce kritizovaných vlastností, jako je vysoká hmotnost a dlouhá doba nabíjení. Běžně nabízené akumulátory využívají několik konstrukcí. Jedním z nejstarších je akumulátor olovo – kyselina. Jejich největší výhodou je nízká cena, ale nevýhodou je nízká energetická hustota. Tyto akumulátory využívá například ZAP Xebra (viz kapitola 1.7). Další variantou jsou akumulátory typu NiMH a NiCd. Energetická hustota je v tomto případě vyšší, ale jejich nevýhodou je takzvaný „paměťový efekt“, který prodlužuje dobu nabíjecího cyklu o fázi vybíjení. To vede k energetickým ztrátám a k náročnějšímu řešení Battery managementu. Další variantou jsou akumulátory s elektrodami z niklu a soli v keramickém elektrolytu. Tyto mají název ZEBRA SoNick a využívá je například norský elektromobil Think (viz kapitola 1.5). Jedná se o „teplé“ akumulátory, tedy vyžadují ke své práci vysokou teplotu (260 až 360°C). Výhodou je, že nedochází k jejich podchlazení vlivem nízkých okolních teplot a tím ke ztrátám kapacity, ale nevýhodou je energetická náročnost baterií při skladování.

Pro pohon elektromobilu jsem zvolil akumulátor s označením LiFeYPO4 od čínského výrobce Thunder Sky. Tyto lithiové články mají pravidelný tvar, napětí při plném nabití 4 V a vyrábí se s kapacitami od 20 do 7000 Ah.

Počet článků pro maximální napětí motoru 96 V:

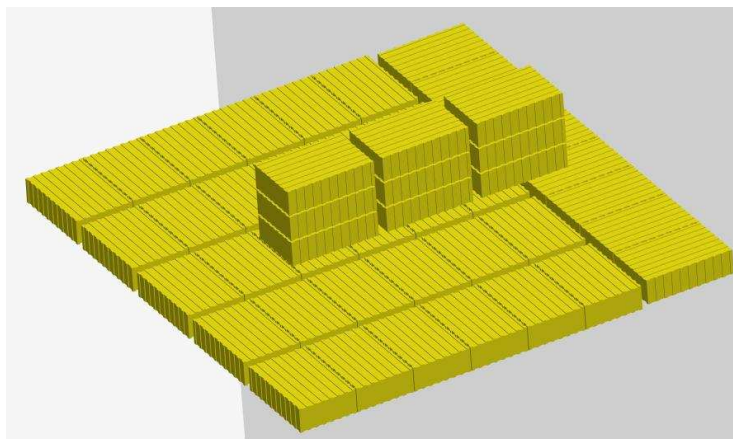
$$n_{bat} = \frac{U_{max}}{U_{maxbat}} = \frac{96}{4} = 24ks \quad (4)$$

Pro určení dojezdu jsem vycházel z programu EV Calculator dostupného na [1]. Vstupní údaje do programu jsou parametry motoru, počet článků baterie, hmotnost vozidla, rozměr pneumatik, převodový poměr a hlavní rozměry. Jak vyplývá z obrázku 10, při maximální rychlosti vozidla 45 km/h (~30 mph) je dojezd vozidla přibližně 60 km při kapacitě baterie 90 Ah. Do energetické rovnice ale není započítána spotřeba přídatných zařízení, jako je vytápění, osvětlení, a především ztráta kapacity baterie při nízkých teplotách. Pro zajištění potřebného dojezdu vozidla i za nepříznivých podmínek volím dvě paralelně zapojené sady akumulátorů. Celková kapacita bude tedy 180 Ah, hmotnost 144 kg a cena (v případě objednávky pouze jedné sady) ~ 106 000 Kč.

Range 1st gear					
	10mph	20mph	30mph	40mph	50mph
Range (miles)	57.6	49.0	39.9	30.9	22.4
Torque(ft-lb)	6.69	7.28	8.26	9.63	11.40
Motor Rpm	1093	2187	3280	4374	5467
Motor amps	75	80	89	100	113
Motor volts	17	34	53	74	97
Battery volts	94.1	91.6	88.2	83.0	74.1
Battery amps	13.51	30.34	54.13	90.50	151.76
Watt-hours/mile	127.1	139.0	159.1	187.7	225.1
Cost/mile	0.011	0.013	0.014	0.017	0.020
Commute Cost	0.23	0.25	0.29	0.34	0.41

Obrázek 10: Výstup výpočtu dojezdu

součástí, by klesla v případě objednávky většího počtu kusů při sériové výrobě. Akumulátory budou vyplňovat prostor pod podlahou v jedné vrstvě a dále prostor pod sedadlem řidiče. [15]



Obrázek 11: Seskupení baterie

3.3 PŘEVODOVKA

Maximální rychlost vozidla bude omezena na 45 km/h, ale předpokládám, že právě touto rychlostí bude vozidlo jezdit většinu času. Z tohoto důvodu je třeba, aby motor při této rychlosti dosahoval nejvyšší účinnosti. Maximální účinnosti motor dosahuje při 3800 min^{-1} . Převodový poměr převodovky potom závisí na otáčkách kola při maximální rychlosti. Vozidlo bude používat ráfky 4,5x13 Et 36 s roztečí šroubů 4x100 mm s pláští 165/70 R13. Průměr kola je 560 mm.

Otáčky kola:

$$n_{kola} = \frac{v_{max}}{o_{kola}} = \frac{v_{max}}{\pi \times D_{kola}} = \frac{45/3,6}{\pi \times 0,56} = 426,3 \text{ min}^{-1} \quad (5)$$

Návrh převodového poměru:

$$i_{Cn} = \frac{n_{motoru}}{n_{kola}} = \frac{3800}{426,3} = 8,914 \quad (6)$$

Tento převodový poměr je příliš velký než aby šel realizovat jedním párem kol. Dále se tedy budu zabývat dvoustupňovou převodovkou s koly s čelním ozubením. Pastorek prvního stupně musí být dostatečně velký, aby bylo možné ho nasadit na hřídel motoru. Proto volím kolo se $z_1=22$ zubů a modulem $m=3$ mm. Šířku ozubení určím z Lewisovy rovnice pro napětí v ohybu.

Maximální obvodová síla na pastorku:

$$F_{O1max} = \frac{2 \times M_{motoru}}{D_1} = \frac{2 \times 81,3}{0,066} = 2443,64 \text{ N} \quad (7)$$

Šířka ozubení pro Lewisův součinitel tvaru $Y=0,292$ [16] a dovolené napětí v ohybu $\sigma_{oDII}=280 \text{ MPa}$:

$$B_{12} = \frac{F_{O1max}}{m \times Y \times \sigma_{oDII}} = \frac{2443,64}{2 \times 0,292 \times 280} = 9,96 \text{ mm} \quad (8)$$



Volím šířku prvního soukolí 15 mm. Spolu zabírající kolo bude mít $z_2=57$ zubů. Výsledný převodový poměr prvního soukolí tedy bude:

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{57}{22} = 2,59 \quad (9)$$

Potom lze určit moment na hřídeli druhého a třetího kola:

$$M_{23} = M_{motoru} \times i_{12} = 81,3 \times 2,59 = 210,57 Nm \quad (10)$$

Pro třetí kolo volím $z_3=20$ zubů a pro čtvrté $z_4=69$ zubů. Z toho vychází převodový poměr soukolí:

$$i_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{69}{20} = 3,45 \quad (11)$$

A celkový poměr převodovky bude:

$$i_c = i_{12} \times i_{34} = 2,59 \times 3,45 = 8,935 \quad (12)$$

Celkový převodový poměr i_c odpovídá požadovanému převodovému poměru převodovky. Pro určení šířky druhého soukolí opět využiji Lewisovy rovnice:

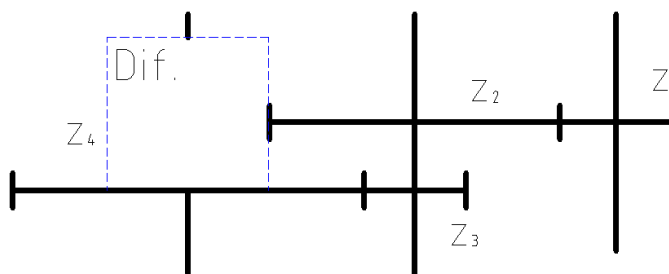
Maximální obvodová síla na pastorku:

$$F_{O3max} = \frac{2 \times M_{23}}{D_3} = \frac{2 \times 210,57}{0,06} = 7019 N \quad (13)$$

Šířka ozubení pro Lewisův součinitel tvaru $Y=0,283$ a dovolené napětí v ohybu $\sigma_{oDII}=280 MPa$:

$$B_{34} = \frac{F_{O3max}}{m \times Y \times \sigma_{oDII}} = \frac{7019}{2 \times 0,283 \times 280} = 29,52 mm \quad (14)$$

Volím šířku druhého soukolí 30 mm.

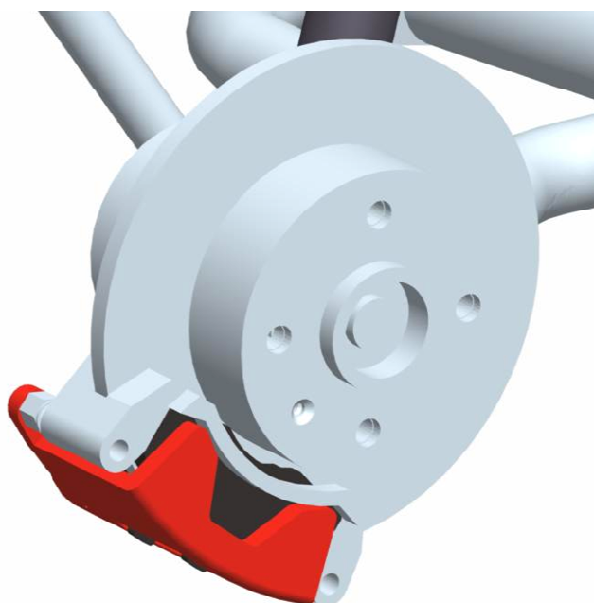


Obrázek 12: Schéma převodovky



3.4 BRZDY

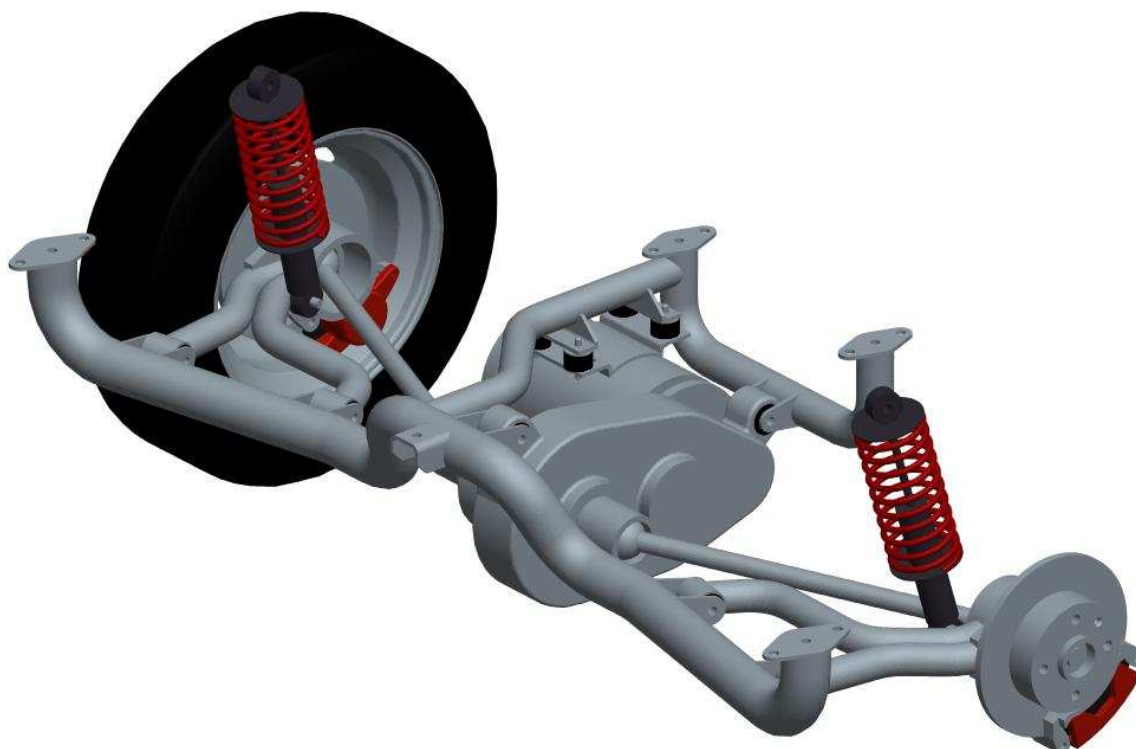
Na trhu je dostupných několik systémů brzd, já jsem zvolil systém používaný například u přední nápravy vozu Škoda Felicia. Jedná se o kotoučovou brzdu s jednopístovým plovoucím třmenem. Brzdy jsou dimenzovány na těžší vozidlo, proto se v tuto chvíli nebudu zabývat s jejich dimenzováním. Součástí brzdy tvoří brzdový kotouč, držák třmenu (zároveň jako opora pro brzdové desky), vodící čepy třmenu a třmen s válečkem. Na všech kolech bude stejná brzda, rozdělení brzdných sil bude řídit protiblokovací systém ABS. Tento systém ale nemůže být použit z jiného vozu jako ostatní komponenty brzd. Brzdové třmeny jsou uloženy níže, než je běžné, aby bylo dosaženo co nejnižší polohy těžiště.



Obrázek 13: Sestava brzdy

3.5 ZADNÍ ZAVĚŠENÍ

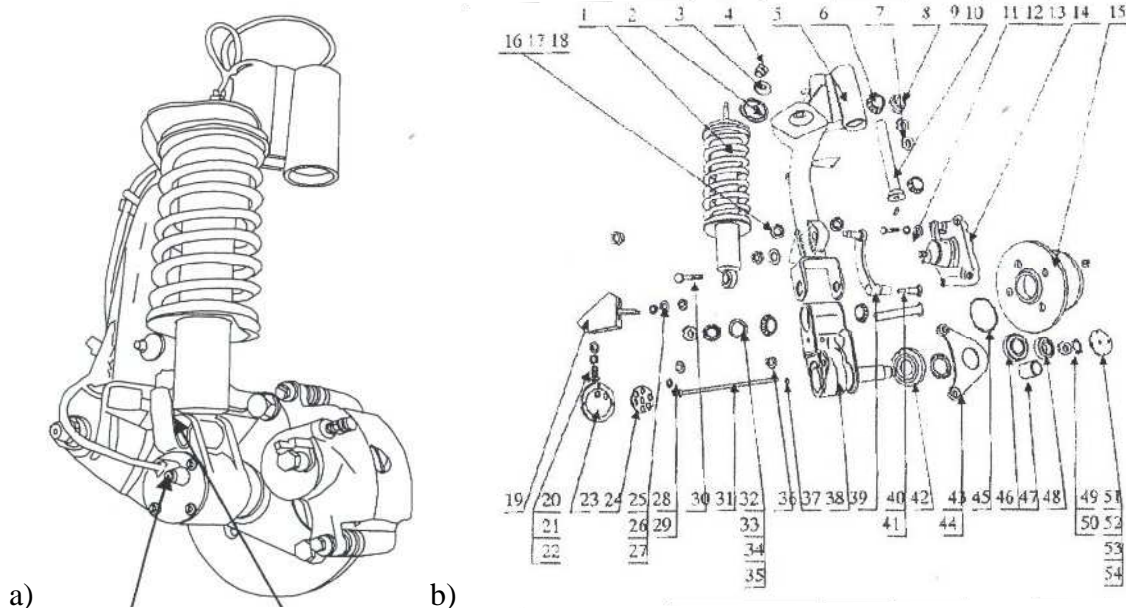
Z hlediska jednoduché montáže, bude zadní zavěšení řešeno jako jedna montážní skupina v rámu spolu s převodovkou a motorem. Tento rám potom bude přišroubován na karoserii vozidla. Motor bude pomocí čelní příruby sešroubován s převodovkou a tento celek bude k rámu připevněn pomocí pryžových silentbloků. Převodovka bude připevněna ve dvou bodech, v těchto místech se bude zachycovat hnací moment, a další uchycovací body budou nést hmotnost motoru. Zadní ložiskové jednotky I. generace jsou stejně jako náboje kol a klouby poloos použity z přední nápravy vozidla Škoda Felicia. Pro vedení zadních poháněných kol je možné využít více způsobů zavěšení. Zde je použita kyvadlová náprava, kterou používá například ZAP Xebra (viz kapitola 1.7). Toto zavěšení má výhodu v malém počtu pohyblivých dílů a v nízké hmotnosti neodpružených částí. Základ rámu tvoří nosná trubka v přední části, ke které jsou připojeny přes silentbloky ramena a převodovka. Druhý upevňovací bod převodovky je na zadní nosné trubce a motor je připevněn k propojovací trubce. Sestava pružiny a tlumiče je připevněna mezi rameno a karoserii. Jak je patrné z obrázku 14, převodovka je umístěna tak, aby vnitřní kloub poloosy byl co nejbližší k ose kývání ramene a tím bylo dosaženo co nejmenší změny délky poloosy.



Obrázek 14: Zadní zavěšení

3.6 PŘEDNÍ ZAVĚŠENÍ

Přední zavěšení musí umožňovat natočení kola v dostatečném rozsahu a jeho pro pružení. Dalším požadavkem bylo letmé zavěšení kola z důvodu jeho snadné výměny. Kolo totiž bude obtížně přístupné. Není tedy možné použít motocyklové zavěšení, které bylo u tříkolek s jedním kolem vpředu v minulosti nejčastěji používáno. Dalším požadavkem na přední zavěšení je omezení předklánění karoserie při brzdění. Prvním příkladem zavěšení je ZAP Xebra. Kolo je zde zavěšeno na vlečeném rameni, které se natáčí společně se závěsem. Výhodou tohoto řešení je minimální neodpružená hmotnost (závěs je součástí odpružené hmotnosti) a nulová změna natočení kola při pro pružení. Stejně tak se nemění ani odklon kola. Nevýhodou ale je ponořování při brzdění. Pokud by byl třmen brzdy připevněn k rameni kola, brzdný moment by působil větší ponoření přední části vozidla. U zavěšení na obrázku 15 a) je tento problém částečně vyřešen propojením závěsu a brzdového třmenu (brzdná síla se přenáší na závěs). Toto řešení s sebou ale nese další komplikace. Jednou z nich je otočné uložení brzdového třmenu a druhou je omezení funkce tlumiče. K síle od tlumiče a pružiny totiž přibývá třecí síla brzdy, kterou je při pro pružení také nutné překonat. Toto „ztuhnutí“ zavěšení může způsobit odskakování předního kola na nerovnostech. Jednotlivé části zavěšení jsou zobrazeny na obrázku 15 b). Nejdůležitější součásti jsou: 1 – tlumič s pružinou, 5 – závěs, 10 – čep závěsu, 14 – brzdový třmen, 15 – náboj kola s brzdovým kotoučem, 24 – impulzní kolo pro snímač otáček, 38 – rameno, 39 – táhlo mezi brzdovým třmenem a závěsem, 43 – otočný držák brzdového třmenu. Další součásti jsou ložiska, kryty, těsnění a spojovací materiál.



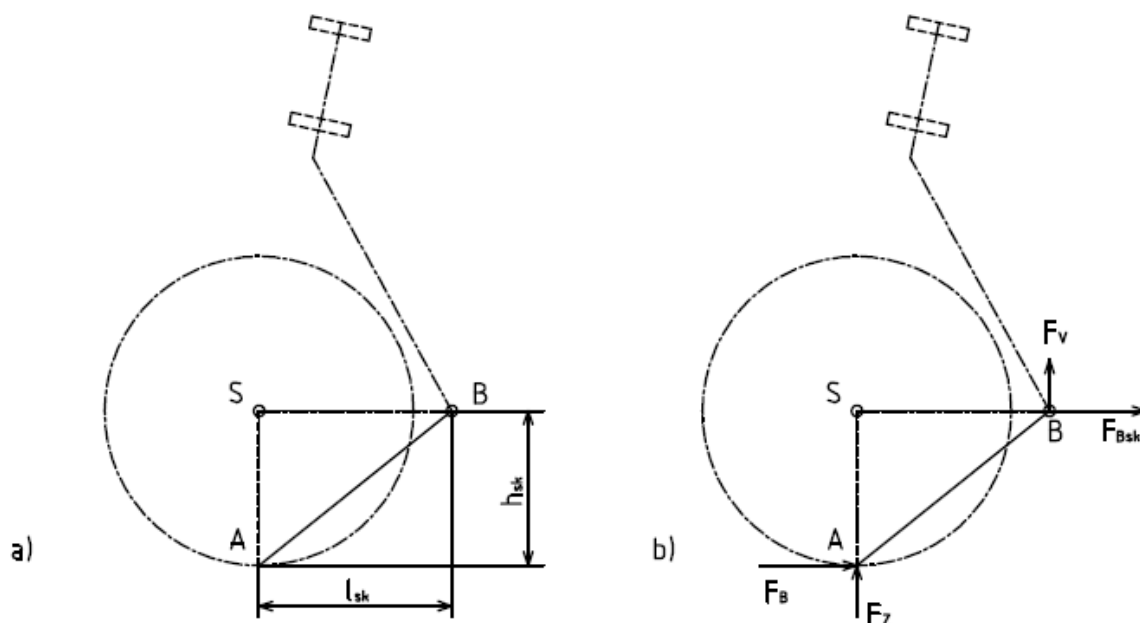
Obrázek 15: Přední zavěšení ZAP Xebra a) sestava, b) jednotlivé části [17]

Propružení předního kola při brzdění se řeší u motocyklů dvěma cestami. První z nich je mechanická a druhá hydraulická. Řešení pomocí hydrauliky zahrnuje teleskopickou vidlici a ovlivňuje se zde tuhost tlumičů v závislosti na jejich stlačení, nebo na tlaku v okruhu přední brzdy. Mechanické systémy pracují na principu přenášení brzdné síly na odpružené hmoty (propojení otočně uloženého brzdíče a odpružené části teleskopické vidlice), nebo se přední kolo ukládá složitějším závěsem. Dále se budu věnovat především tlačnému rameni. Toto zavěšení se dříve používalo u motocyklů určených do terénu (zejména v 60. a 70. letech), dnes je možné se s ním setkat u některých skútrů nebo chopperů.



Obrázek 16: Příklady předního zavěšení s tlačným ramenem [18], [19]. [20]

Pro dosažení požadovaného protiponořovacího účinku je třeba určit polohu středu klonění předního zavěšení. Za počátek souřadného systému budu uvažovat bod styku předního kola s vozovkou. Síly působící na kolo se přenáší na karoserii ve středu klonění.



Obrázek 17: Schéma předního zavěšení a) poloha středu klonění B, b) přenos sil na karoserii

Určení vertikální síly F_V z brzdě síly F_B : (momentová rovnováha k bodu A)

$$F_B = F_{Bsk} \quad (15)$$

$$\sum M_A = 0; F_{Bsk} \times h_{sk} - F_V \times l_{sk} = 0 \quad (16)$$

$$F_V = F_{Bsk} \frac{h_{sk}}{l_{sk}} \quad (17)$$

Brzdná síla F_B na předním kole (1/3 celkové brzdě síly) v závislosti na zpomalení a_z :

$$F_B = \frac{1}{3} m_{vmax} \times a_z \quad (18)$$

Dosažením rovnic (18) a (15) do rovnice (17) dostanu:

$$F_V = \frac{1}{3} m_{vmax} \times a_z \times \frac{h_{sk}}{l_{sk}} \quad (19)$$

Změna zatížení předního kola F_Z v závislosti na zpomalení a_z (z momentové rovnováhy k bodu dotyku zadního kola s vozovkou – C):

$$\sum M_C = 0; m_{vmax} \times a_z \times h_T - F_Z \times l = 0 \quad (20)$$

$$F_Z = \frac{m_{vmax} \times a_z \times h_T}{l} \quad (21)$$

kde h_T je výška těžiště a l je rozvor.



Pro dosažení 100% anti – dive efektu je třeba, aby měla vertikální síla F_V a změna zatížení F_Z stejnou velikost. Porovnáme tedy rovnice (19) a (21):

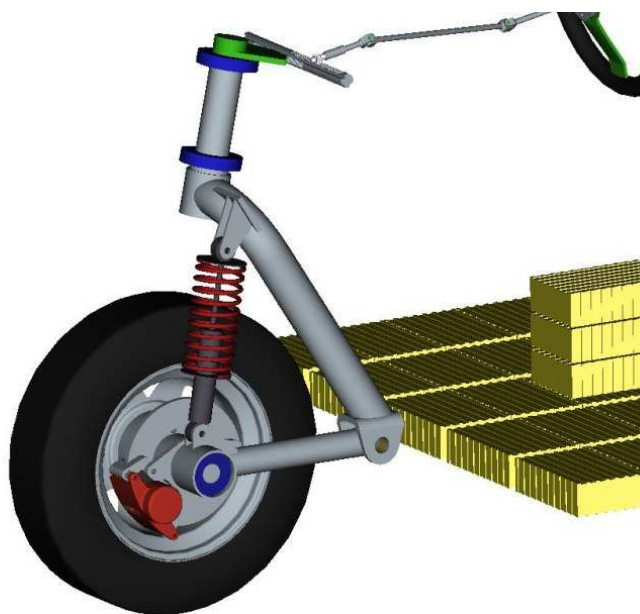
$$m \times a_z \times \frac{h_T}{l} = \frac{1}{3} m \times a_z \times \frac{h_{sk}}{l_{sk}} \quad (22)$$

Po úpravě dostávám:

$$l_{sk} = \frac{1}{3} \times \frac{l}{h_T} \times h_{sk} \quad (23)$$

Při délce rozvoru $l = 2000$ mm, výšce těžiště $h_T = 530$ mm a výšce středu klonění $h_{sk} = 280$ mm (ve výšce středu kola) bude vzdálenost středu klonění:

$$l_{sk} = \frac{1}{3} \times \frac{l}{h_T} \times h_{sk} = \frac{1}{3} \times \frac{2000}{530} \times 280 = 352 \text{ mm} \quad (24)$$



Obrázek 18: Přední zavěšení

3.7 ŘÍZENÍ

Nejdůležitějším požadavkem na řízení je umožnění dostatečného rozsahu natočení předního kola při malé ovládací síle na volantu. Úhel natočení předního kola je důležitý pro poloměr otáčení vozidla. Při úhlu natočení předního kola 45° bude poloměr otáčení (poloměr opsaný vnějším zadním kolem):

$$R_{ot} = l + \frac{w_b}{2} = 2000 + \frac{1400}{2} = 2700 \text{ m} \quad (25)$$

Kde w_b je rozchod zadních kol.



Rozsah natočení předního kola bude 90° a volím 3 otáčky mezi krajními polohami volantu. Celkový převodový poměr řízení $i_{\dot{\gamma}}$ tedy musí být:

$$i_{\dot{\gamma}} = \frac{n_V}{n_{nk}} = \frac{3}{0,25} = 12 \quad (26)$$

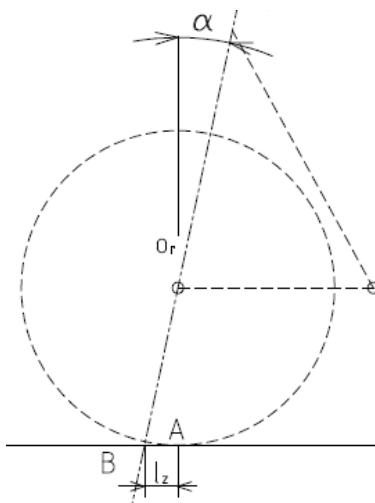
Kde n_V je počet otáček volantu a n_{nk} je natočení předního kola.

Pro spojení převodu řízení a volantu bude použit kloubový hřídel. Aby byly otáčky na pastorku řízení rovnoměrné, musí být splněny tři podmínky. Kloubový hřídel musí ležet v jedné rovině, úhel mezi vstupním a středním hřídelem musí být stejný jako úhel mezi výstupním a středním hřídelem a rozvidlení středního hřídele musí ležet v jedné rovině. Aby byly tyto podmínky splněny, musí být osa pastorku rovnoběžná s osou volantu. Nelze tedy použít převod pomocí kuželových kol, které by svíraly úhel 90° a proto volím převod ozubenými koly s čelním ozubením, která budou propojena ozubenými hřebeny. Pro pastorek volím $z_p = 17$ zubů, počet zubů kola spojeného se závěsem z_k tedy musí být:

$$z_k = z_p \times i_{\dot{\gamma}} = 17 \times 12 = 204 \quad (27)$$

Vzhledem k rozsahu natočení předního závěsu bude třeba pouze ozubený segment, který bude mít 51 zubů.

Ovládací síla na volantu závisí na silách působících mezi předním kolem a vozovkou. Dále je důležitá hodnota záklonu rejdové osy α a délka závleku l_z .



Obrázek 19: Parametry předního zavěšení

Výpočet ovládací síly na volantu bude vycházet z případu, kdy přední kolo bude přenášet boční sílu na hranici smyku F_{BP} . Pokud budu uvažovat součinitel smykového tření $\mu = 1$, tak bude maximální boční síla stejně velká jako zatížení kola, které určím z momentové rovnováhy k zadní nápravě při celkové hmotnosti 770 kg a vzdálenosti těžiště od zadní nápravy $l_{zT} = 374$ mm:



$$\sum M_{zn} = 0; N_p \times l - m_{vmax} \times g \times l_{zT} = 0 \quad (28)$$

$$N_p = \frac{m_{vmax} \times g \times l_{zT}}{l} = \frac{770 \times 9,81 \times 374}{2000} = 1412,54 \text{ N} \quad (29)$$

$$F_{BP} = \mu \times N_p = 1 \times 1412,54 = 1412,54 \text{ N} \quad (30)$$

Boční síla na rameni závleku způsobí moment k rejdové ose. Délka závleku je $l_z = 60 \text{ mm}$ a záklon rejdové osy $\alpha = 12^\circ$

$$M_{Or} = F_{BP} \times l_z \times \cos \alpha = 1412,54 \times 60 \times \cos 12^\circ = 82900,47 \text{ Nmm} \quad (31)$$

Tento moment se na hřídel volantu přenáší přes převod řízení:

$$M_v = \frac{M_{Or}}{i_{\ddot{r}}} = \frac{82900,47}{12} = 6908,37 \text{ Nmm} \quad (32)$$

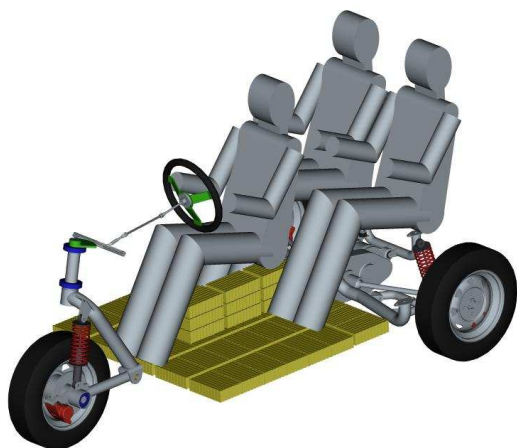
Obvodová síla na volantu o průměru $d_v = 380 \text{ mm}$ bude:

$$F_v = \frac{2 \times M_v}{d_v} = \frac{2 \times 6908,37}{380} = 36,36 \text{ N} \quad (33)$$

Ve výpočtu ovládací síly na volantu neuvažují pasivní odpory v mechanismu řízení, které se projeví při změně natočení, ne při ustálené jízdě, a vratný moment pneumatiky.

3.8 SESTAVA VOZIDLA

Model sestavy vozidla odpovídá stavu, kdy je vozidlo plně obsazeno osobami o výšce 1900 mm a hmotnosti 90 kg. Do celkové hmotnosti vozidla je započítána hmotnost karoserie, na kterou připadá 170kg. Karoserie by měla být vytvořena z hliníkových profilů, na kterých budou připevněny panely z recyklovaného plastu. Hmotnost karoserie je uvažována v těžišti vozidla (to je zjednodušující předpoklad pro výpočet).



Obrázek 20: Sestava vozidla

Rozměry:		[mm]
Délka		2900
Rozvor		2000
Šířka		1580
Rozchod		1400
Výška		1680
Poloměr otáčení		2700

Tabulka 10: Rozměry vozidla



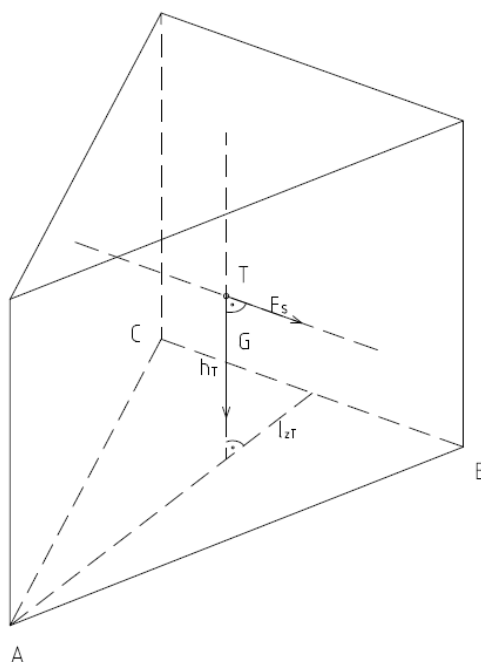
4 STABILITA

Vozidlo je stabilní do té doby, než se ocitne na hranici převrácení. Řešení stability vozidla je tedy důležité pro bezpečnost provozu a cestujících ve vozidle. Na rozdíl od motocyklu je tříkolka v klidu stabilní, protože v půdorysu leží těžiště vozidla uvnitř obrazce, jehož vrcholy tvoří body dotyku kol s vozovkou – dále půdorysný obrazec. Předmětem řešení budou nebezpečné jízdní situace, které mohou nastat za provozu. V následující kapitole se budu zabývat tím, jaké vnější vlivy mohou způsobit převrácení vozidla, a na základě výpočtového modelu provedu rozbor veličin, které stabilitu vozidla ovlivňují.

4.1 NEBEZPEČNÉ JÍZDNÍ SITUACE

Pokud se vozidlo pohybuje po vodorovné vozovce konstantní rychlostí nebo je v klidu, působí na něj pouze tíhová síla v těžišti kolmo k podložce. V tomto případě vozidlo zůstává stabilní. Situace se mění, pokud vozidlo bude stát na svahu. Tíhová síla bude působit stále svisle v těžišti, ale její nositelka při rostoucím sklonu vozovky bude protínat podložku stále blíže k hraně půdorysného obrazce. V okamžiku, kdy nositelka síly bude procházet boční hranou, ocitne se vozidlo na hranici stability. Stejná situace nastane, pokud se vozidlo na vodorovné vozovce bude pohybovat se zrychlením. Pokud nositelka součtu tíhové a setrvačné síly, bude procházet hranou půdorysného obrazce, bude vozidlo opět na hranici stability. U tříkolky s pohonem zadních kol bude půdorysný obrazec rovnoramenný trojúhelník se základnou o délce rozchodu zadních kol a výškou o délce rozvoru. Nejjednodušším případem pohybu se zrychlením je rozjezd nebo brzdění vozidla. Druhou variantou je jízda zatáčkou a třetí je kombinace předchozích. Reakcí na setrvačné síly je třecí síla mezi pneumatikou a vozovkou. Velikost této síly závisí na okamžitém zatížení kola a součiniteli tření.

4.2 VÝPOČTOVÝ MODEL



Obrázek 21: Poloha těžiště a působící síly



Pro zjištění stability vozidla bude třeba rozhodnout, zda nastane dříve převrácení vozidla nebo usmýknutí pneumatik. Pro tento účel je třeba zvolit vhodný model. Pro prvotní výpočet tedy budu vozidlo modelovat jako tříboký hranol s podstavou o rozměrech půdorysné plochy, který bude mít hmotnost a polohu těžiště stejnou jako modelované vozidlo. V těžišti bude působit tíhová síla G a pneumatiky budou nahrazeny smykovým třením mezi podstavou hranolu a podložkou. Na tento hranol bude působit síla F_S s působištěm v těžišti a nositelkou rovnoběžnou s podložkou. Schéma modelu je znázorněno na obrázku 21. Délka hrany BC je rovna rozchodu w_b a výška je rovna rozvoru l . Bod T označuje těžiště, l_{zT} je vzdálenost těžiště od zadní nápravy a h_T je výška těžiště nad podložkou.

Mez usmýknutí určím z tíhy hranolu a součinitele smykového tření. Součinitel přilnavosti mezi pneumatikou a vozovkou může dosáhnout až hodnoty $\mu = 1$ na suchém a hrubém povrchu, proto tuto hodnotu volím do výpočtu.

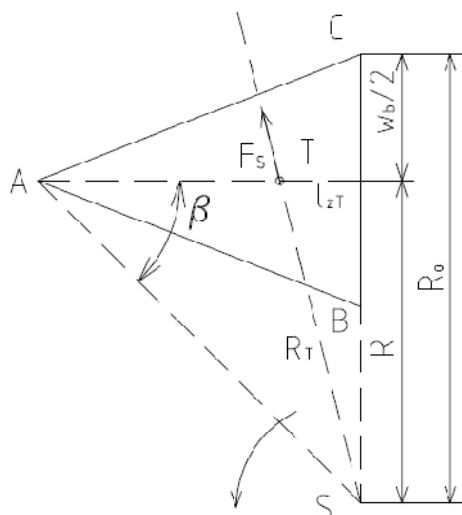
Tíhová síla působící na podložku bude:

$$G = m_{vmax} \times g = 770 \times 9,81 = 7553,7 \text{ N} \quad (34)$$

Maximální třecí síla tedy bude:

$$F_{Smax} = \mu \times G = 1 \times 7553,7 = 7553,7 \text{ N} \quad (35)$$

Při zkouškách jízdních vlastností se využívá různých testů. Jedním z nich je natáčení volantu při konstantní rychlosti. Situace je znázorněna na obrázku 22. Zjednodušujícím předpokladem je nekonečná směrová tuhost pneumatik. Potom je možné uvažovat, že střed otáčení S leží na ose zadní nápravy. Proměnnou je zde úhel β , který reprezentuje úhel mezi podélnou osou vozidla a osou otáčení předního kola.



Obrázek 22: Natáčení volantu při maximální rychlosti

Pro určení setrvačné síly F_S – v tomto případě síly odstředivé – je nutné určit poloměr otáčení těžiště R_T . Abych vypočítal tento poloměr, musím nejdříve určit poloměr R mezi středem otáčení S a středem zadní nápravy. Jedná se o pravouhlý trojúhelník kde znám přilehlou odvěsnu a úhel β :



$$\tan \beta = \frac{R}{l} \quad (36)$$

$$R = l \times \tan \beta \quad (37)$$

Pokud k poloměru R přičtu polovinu rozchodu zadních kol, dostanu poloměr otáčení vnějšího zadního kola:

$$R_{ot} = l \times \tan \beta + \frac{w_b}{2} \quad (38)$$

Poloměr otáčení těžiště R_T určím pomocí Pythagorovy věty:

$$R_T^2 = R^2 + l_{zT}^2 \quad (39)$$

Po dosazení a úpravě dostávám závislost poloměru otáčení těžiště na natáčení předního kola:

$$R_T = \sqrt{(l \times \tan \beta)^2 + l_{zT}^2} \quad (40)$$

Při maximální rychlosti bude dostředivé zrychlení:

$$a_d = \frac{v_{max}^2}{R_T} \quad (41)$$

Na základě dostředivého zrychlení působí na vozidlo odstředivá síla:

$$F_o = -m_{vmax} \times a_d \quad (42)$$

Kde znaménko mínus značí opačný směr síly oproti zrychlení. Dále budu počítat pouze velikost této síly, tedy znaménko nebudu uvažovat. Dosazením rovnic (40) a (41) do rovnice (42) dostávám závislost velikosti odstředivé síly na natáčení předního kola:

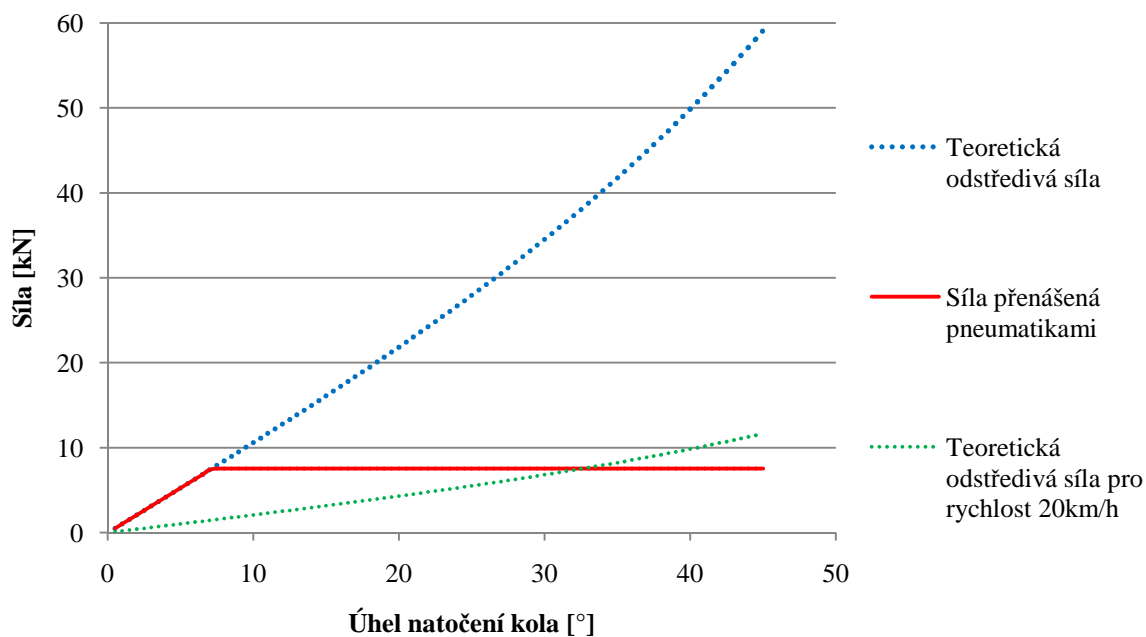
$$F_o = m_{vmax} \times \frac{v_{max}^2}{\sqrt{(l \times \tan \beta)^2 + l_{zT}^2}} \quad (43)$$

Jak jsem již zmínil, reakcí k setrvačné síle je třecí síla mezi podstavou a podložkou. Maximální velikost působící síly, aby se těleso nesmýkalo, tedy bude minimum ze vztahů (43) a (35):

$$F_S = \min(F_o, F_{Smax}) \quad (44)$$

Úhel natočení předního kola označím φ a jeho velikost bude:

$$\varphi = 90^\circ - \beta \quad (45)$$

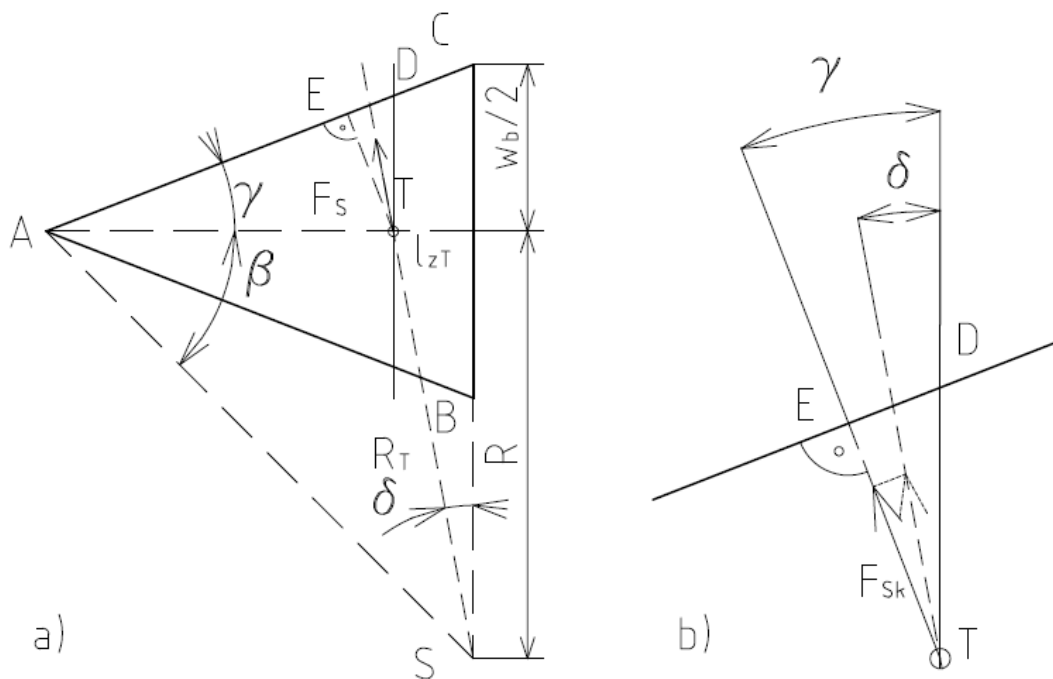


Obrázek 23: Závislost síly na natočení předního kola

Ze závislosti na obrázku 23 vyplývá, že maximální velikosti třecí síly bude dosaženo (při maximální rychlosti) při natočení kola o 7°. Poloměr otáčení těžiště pro tento případ bude:

$$R_T = \sqrt{(l \times \tan \beta)^2 + l_{zT}^2} = \sqrt{(2000 \times \tan(90^\circ - 7^\circ))^2 + 374^2} = 16292,99 \text{ mm} \quad (46)$$

Samotnou stabilitu vozidla budu řešit jako momentovou rovnováhu kolem boční hrany. Proto musím nejprve určit složku setrvačné síly, kolmou na boční hranu.



Obrázek 24: Rozklad setrvačné síly a) celkový pohled, b) detail rozkladu



Rozklad síly je znázorněn na obrázku 24 b. Úhel γ mezi podélnou osou a boční hranou se nemění a jeho hodnota je:

$$\tan \gamma = \frac{w_b/2}{l} = \frac{1400/2}{2000} = 0,35 \Rightarrow \gamma = 19^\circ 17' \quad (47)$$

Velikost úhlu δ se bude zvětšovat s úhlem natočení předního kola β . Jeho velikost určitím pomocí trojúhelníku o délkách stran R_T , R a l_{zT} , kde délka úsečky R je daná rovnicí (37):

$$\tan \delta = \frac{l_{zT}}{R} \Rightarrow \delta = \arctan\left(\frac{l_{zT}}{R}\right) = \arctan\left(\frac{l_{zT}}{l \times \tan \beta}\right) \quad (48)$$

Úhel mezi setrvačnou silou F_S a její složkou F_{Sk} je rozdíl úhlů γ a δ . Velikost kolmé složky tedy bude:

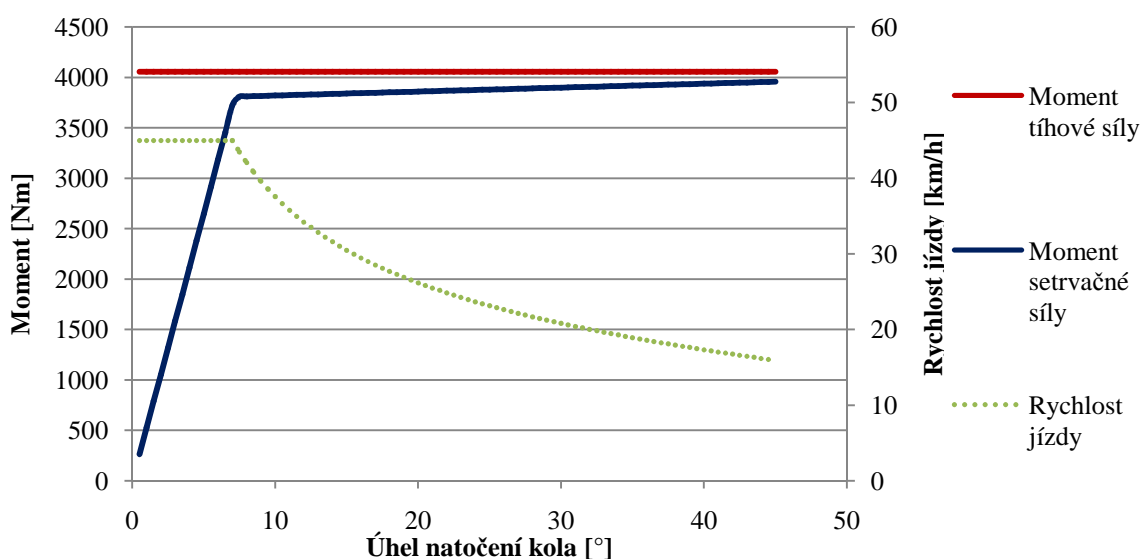
$$F_{Sk} = F_S \times \cos(\gamma - \delta) \quad (49)$$

Pro řešení stability – momentové rovnováhy – ještě potřebuji znát kolmou vzdálenost těžiště od boční hrany, tedy vzdálenost bodů E a T na obrázku 23. Vycházet budu z trojúhelníku EAT:

$$l_{ET} = l_{AT} \times \sin \gamma = (l - l_{zT}) \times \sin \gamma = (2000 - 374) \times \sin 19^\circ 17' = 537,15 \text{ mm} \quad (50)$$

Vozidlo bude stabilní, pokud bude moment tíhové síly G na rameni l_{ET} větší než moment síly F_{Sk} na ramenní výšce těžiště h_T .

$$G \times l_{ET} \geq F_{Sk} \times h_T \quad (51)$$



Obrázek 25: Stabilita vozidla při zatáčení



Meze adheze bude dosaženo, vždy při stejné velikosti dostředivého zrychlení. Jak vyplývá ze vztahu (41), pokud se bude zmenšovat poloměr otáčení, musí se zmenšovat i čtverec rychlosti. Rychlost jízdy tedy musí klesat podle paraboly, jak je znázorněno na obrázku 25, aby bylo možné dosáhnout daného poloměru otáčení. Z obrázku dále vyplývá, že podmínka vztahu (51) bude pro všechny případy zatáčení splněna.

Z hlediska převrácení bude nejnebezpečnější stav ten, kdy setrvačná síla bude působit kolmo na boční hranu. Tento stav během jízdy zatáčkou nenastane, dále tedy budu řešit, v jaké situaci může nastat a zda je nebezpečný. Kontrolu stability provedu řešením nerovnice (51), kde za kolmou sílu F_{Sk} dosazuji hodnotu maximální třecí síly F_{Smax} :

$$F_{Smax} \leq \frac{G \times l_{ET}}{h_T}; F_{Smax} \leq \frac{7553,7 \times 537,15}{530} \quad (52)$$

$$7553,7 \leq \frac{7553,7 \times 537,15}{530}; 1 \leq 1,013 \quad (53)$$

Setrvačná síla může působit kolmo k boční hraně v případě kombinace brzdění a zatáčení. Další výpočet se bude zabývat konkrétním poměrem brzděné a odstředivé síly. Zjednodušujícím předpokladem je působení odstředivé síly rovnoběžně s osou zadní nápravy. Velikost brzděné síly potom bude:

$$F_B = F_{Smax} \times \sin \gamma = 7553,7 \times \sin 19^\circ 17' = 2495,37 \text{ N} \quad (54)$$

A velikost odstředivé síly bude z Pythagorovy věty:

$$F_S = \sqrt{F_{Smax}^2 - F_B^2} = \sqrt{7553,7^2 - 2495,37^2} = 7129,62 \text{ N} \quad (55)$$

Což při maximální rychlosti odpovídá poloměru otáčení těžiště (s využitím rovnic (41) a (42)):

$$R_T = \frac{m_{vmax} \times v_{max}^2}{F_S} = \frac{770 \times 12,5^2}{7129,62} = 16875,02 \text{ mm} \quad (56)$$

Takto malé poloměry by se na silnicích bez dostředného sklonu vyskytovat neměly, ale v případě vyhybacího manévru stabilita není jistá. Ve výpočtu totiž není zahrnut pohyb karoserie.

Z podmínky (51) je zřejmé, že stabilitu vozidla ovlivňují základní rozměry, poloha těžiště a hmotnost. Základní rozměry nelze příliš měnit. Hodnota délky rozvoru $l = 2000 \text{ mm}$ a rozchodu kol $w_b = 1400 \text{ mm}$ je volená s ohledem na rozměry vozidel této kategorie a jejich zvětšení by vedlo k neefektivnímu využití zastavěného prostoru a omezilo by možnosti parkování ve stísněných prostorech. Ovlivnit lze polohu těžiště a celkovou hmotnost. Ta totiž závisí na obsazení vozidla. Všechny předchozí výpočty byly vztaženy na plně obsazené vozidlo, proto ještě provedu kontrolu pro vozidlo obsazené pouze řidičem. Hmotnost vozidla tedy nyní bude o 180 kg nižší a také se poloha těžiště posune více dopředu a dolů. Maximální třecí sílu určím dosazením rovnice (34) do rovnice (35):



$$F_{Smax2} = \mu \times m_{v2} \times g = 1 \times 590 \times 9,81 = 5,788 \text{ kN} \quad (57)$$

Dále musím určit kolmou vzdálenost od boční hrany pro $l_{AT2} = 1227$ mm. Vycházím z rovnice (50):

$$l_{ET2} = l_{AT2} \times \sin \gamma = 1227 \times \sin 19^\circ 17' = 405,34 \text{ mm} \quad (58)$$

Pro určení meze stability budu řešit podmínku (51) s výškou těžiště $h_{T2} = 424$ mm:

$$F_{Smax2} \leq \frac{G_2 \times l_{ET2}}{h_{T2}} \quad (59)$$

Velikosti sil F_{Smax2} a G_2 jsou stejné (a kladné), proto mohu uvažovat nerovnici:

$$h_{T2} \leq l_{ET2} \quad (60)$$

Aby tato podmínka byla splněna, je nutné snížit výšku těžiště nebo zvětšit vzdálenost od boční hrany (posunout těžiště dozadu). Posunutí těžiště níž by bylo možné snížením výšky sedadla nebo snížením světlé výšky vozidla. Pro snížení světlé výšky je ještě dostatek prostoru, proto doporučuji její snížení o 30 mm na 120 mm. Toto snížení bude mít za následek snížení výšky těžiště částečně zatíženého vozidla $h_{T2} = 394$ mm a u plně zatíženého vozidla na $h_T = 500$ mm. Bezpečnost k mezi stability tedy bude pro plně zatížené vozidlo:

$$K_p = \frac{l_{ET}}{h_T} = \frac{537,15}{500} = 1,07 \quad (61)$$

A pro částečně zatížené vozidlo:

$$K_{p2} = \frac{l_{ET2}}{h_{T2}} = \frac{405,34}{394} = 1,03 \quad (62)$$

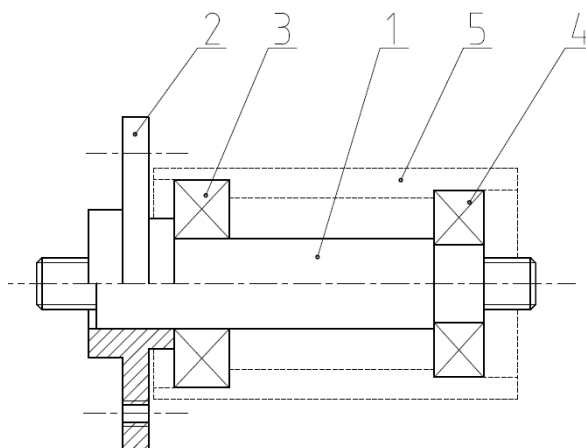


5 KONTROLA PŘEDNÍHO ZAVĚŠENÍ

Přední zavěšení se skládá ze závěsu, uloženého na kuželíkových ložiskách v karoserii, předního tlačného ramena, které je uloženo na čepu závěsu přes kluzná ložiska a hřídele kola, uloženého v kuželíkových ložiskách. V této kapitole je uveden návrhový výpočet jednotlivých komponent s ohledem na celkovou tuhost zavěšení, která je důležitá z hlediska změny geometrie předního kola (změna odklonu) při letném zavěšení.

5.1 HŘÍDEL PŘEDNÍHO KOLA

Hřídel předního kola bude zatížena silami působícími ve stopě kola, to způsobí namáhání hřídele ohybem za rotace. Kolo není poháněno a brzda je umístěna na konci hřídele, hřídel tedy hřídel nebude namáhán krutem. Hřídel bude uložen ve dvou ložiskách a kolo bude přišroubováno na volném konci. Největší ohybový moment bude tedy v místě podpory poblíž kola. Uložení předního kola je znázorněno na obrázku 26, kde pozice 1 je hřídel kola, pozice 2 je náboj kola, pozice 3 a 4 jsou ložiska a pozice 5 je přední rameno. Hřídel a náboj jsou rozděleny na 2 součásti, aby v místě s největším napětím nevznikal vrub.



Obrázek 26: Uložení předního kola

Největší namáhání hřídele na ohyb nastane při průjezdu zatáčkou na mezi adheze. V tomto případě bude na kolo působit normálová síla od zatížení kola a boční síla. V případě, že budu uvažovat součinitel smykového tření $\mu = 1$, budou obě síly stejně velké. Velikost těchto sil bude:

$$F_p = N_p = \frac{m_{vmax} \times g \times l_{zT}}{l} = \frac{770 \times 9,81 \times 374}{2000} = 1412,54 \text{ N} \quad (63)$$

Vzdálenost středu kola od středu ložiska 3 je $l_{lk} = 60 \text{ mm}$ a poloměr kola je $r_k = 280 \text{ mm}$ (tyto hodnoty jsou odměřeny z modelu). Ohybový moment v místě ložiska 3 tedy bude:

$$M_{oh} = N_p \times l_{lk} + F_p \times r_k = 1412,54 \times 60 + 1412,54 \times 280 = 480264,25 \text{ Nmm} \quad (64)$$

Při výpočtu průměru budu vycházet z dovoleného napětí v ohybu pro střídavé zatížení u materiálu 11 700, což je $\sigma_{oDIII} = 120 \text{ MPa}$.



$$\sigma_{oDIII} \geq \frac{M_{oh}}{W_{oh}} \quad (65)$$

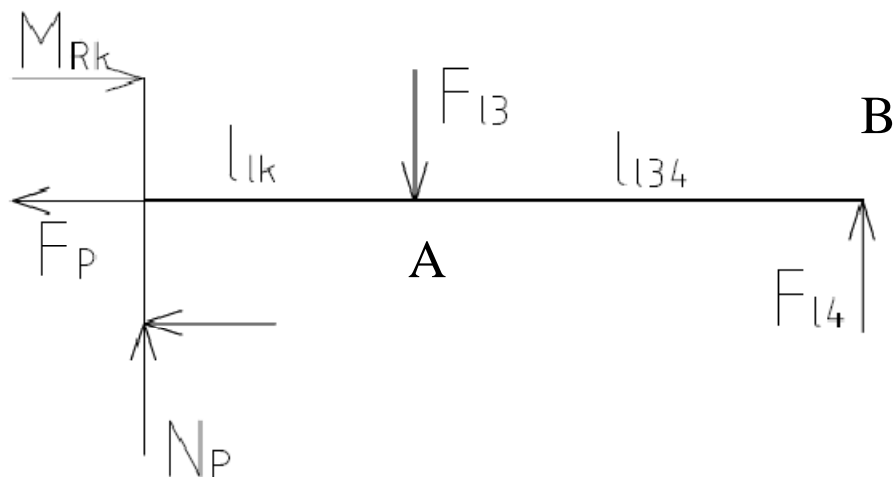
$$d_{oh} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times M_{oh}}{\pi \times \sigma_{oDIII}}} \quad (66)$$

$$d_{oh} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 480264,25}{\pi \times 120}}; d_{oh} \geq 34,41 \text{ mm} \quad (67)$$

Největší průměr hřídele předního kola proto volím $d_h = 35 \text{ mm}$.

5.2 LOŽISKA KOLA

Uložení předního kola musí přenášet radiální i axiální síly, z tohoto důvodu se pro uložení hřídele kola hodí kuželíková ložiska. Vnitřní průměr ložiska je dán největším průměrem hřídele kola d_h . Pro kontrolu ložisek nejprve určím radiální reakce v ložiskách.



Obrázek 27: Zatížení ložisek od působících sil

Síla od normálového zatížení kola N_p působí ve střední rovině kola, ale boční sílu F_p působící na rameni poloměru kola jsem nahradil silou působící v ose hřídele a momentem M_{RK} jak je zřejmé z obrázku 27. Jeho velikost bude:

$$M_{RK} = F_p \times r_k = 1412,54 \times 280 = 395511,2 \text{ Nmm} \quad (68)$$

Radiální sílu F_{13} určím z momentové rovnováhy k bodu B:

$$\sum M_B = 0; F_{14} \times l_{145} - N_p \times (l_{145} + l_{1k}) - M_{RK} = 0 \quad (69)$$

$$F_{13} = \frac{N_p \times (l_{134} + l_{1k}) + M_{RK}}{l_{134}} = \frac{1412,54 \times (60 + 99) + 395511,2}{99} = 6263,69 \text{ N} \quad (70)$$



Z momentové rovnováhy k bodu A může být určena radiální reakce F_{l4} :

$$\sum M_A = 0; F_{l3} \times l_{l34} - N_P \times l_{lk} - M_{RK} = 0 \quad (71)$$

$$F_{l4} = \frac{N_P \times l_{lk} + M_{RK}}{l_{l34}} = \frac{1412,54 \times 60 + 395511,2}{99} = 4851,15 \text{ N} \quad (72)$$

Axiální síla F_P bude zachycena v ložisku 4 (reakce bude mít stejnou velikost a opačný směr). Pro ložisko 4 existují dvě varianty zatížení. Pokud vozidlo zatáčí doprava v ložisku 3 je největší radiální reakce a v ložisku 4 se zachytává axiální síla, pokud vozidlo zatáčí doleva, v ložisku 3 je radiální reakce nižší (moment M_{RK} má opačný smysl) a ložisko zároveň zachytává axiální sílu. Pro výpočet vezmu v úvahu vyšší radiální zatížení a axiální sílu, aby se vypočtená hodnota pohybovala na konzervativní straně. Zvolil jsem ložisko SKF 30207 J2/Q. Toto ložisko má dynamickou únosnost $C_3 = 51200 \text{ N}$. Pro výpočet musím nejprve určit ekvivalentní zatížení. Hodnota součinitele $e_3 = 0,35$ a poměr axiální a radiální síly bude:

$$\frac{F_{ax}}{F_{l3}} = \frac{1412,54}{6263,69} = 0,22 < e_3 \quad (73)$$

Pro výpočet ekvivalentní síly tedy využiji vztah:

$$P_{e3} = F_{l3} = 6263,69 \text{ N} \quad (74)$$

Základní trvanlivost ložiska potom bude (pro otáčky kola $n_{kola} [\text{min}^{-1}]$ a exponent $p = 10/3$ pro ložiska s čárovým stykem):

$$L_{10} = \frac{16666}{n_{kola}} \times \left(\frac{C_3}{P_{e3}} \right)^p = \frac{16666}{426,3} \times \left(\frac{51200}{6263,69} \right)^{\frac{10}{3}} = 42940,5 \text{ h} \quad (75)$$

Tato doba odpovídá při jízdě maximální rychlostí ujeté vzdálenosti:

$$l_3 = L_{10} \times v_{max} = 42940,5 \times 45 = 1,93 \times 10^6 \text{ km} \quad (76)$$

Výpočet trvanlivosti ložiska 4 budu provádět pro situaci, kdy ložisko bude přenášet radiální sílu F_{l4} a axiální sílu. Ložisko je zde použito SKF 30206 J2/Q s dynamickou únosností $C_4 = 40200 \text{ N}$ a s hodnotou součinitele $e_4 = 0,37$:

$$\frac{F_{ax}}{F_{l4}} = \frac{1412,54}{4851,15} = 0,29 < e_4 \quad (77)$$

Pro výpočet ekvivalentní síly tedy využiji vztah:

$$P_{e4} = F_{l4} = 4851,15 \text{ N} \quad (78)$$

Základní trvanlivost ložiska potom bude (pro otáčky kola $n_{kola} [\text{min}^{-1}]$ a exponent $p = 10/3$ pro ložiska s čárovým stykem):

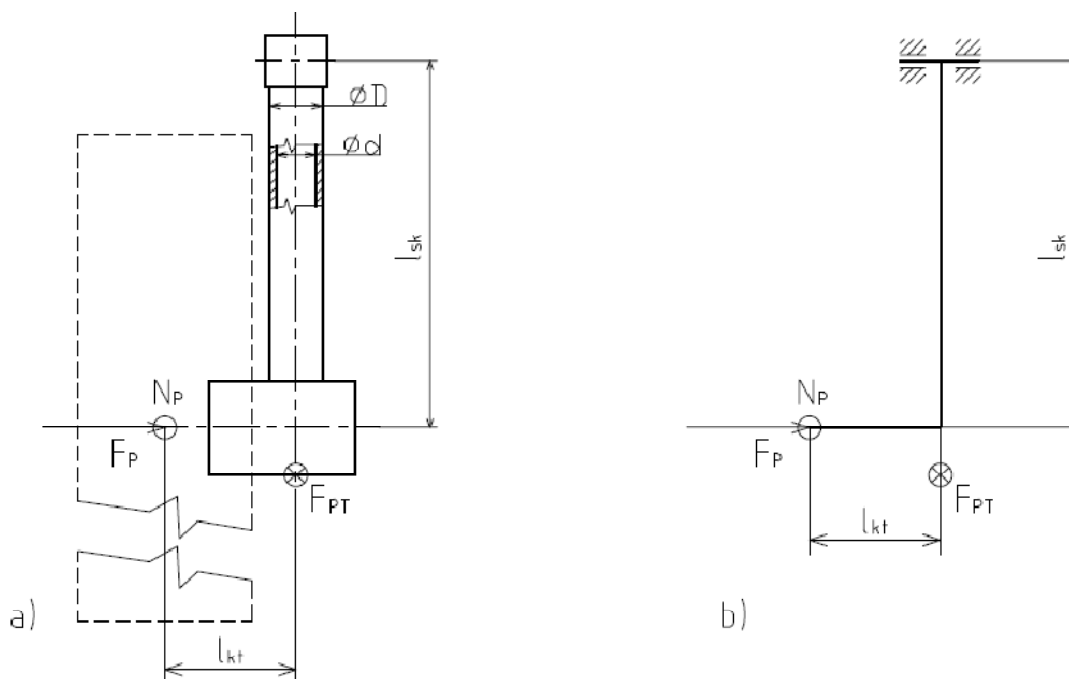
$$L_{10} = \frac{16666}{n_{kola}} \times \left(\frac{C_4}{P_{e4}} \right)^p = \frac{16666}{426,3} \times \left(\frac{40200}{4851,15} \right)^{\frac{10}{3}} = 45018,11 \text{ h} \quad (79)$$

Tato doba odpovídá při jízdě maximální rychlostí ujeté vzdálenosti:

$$l_4 = L_{10} \times v_{max} = 45018,11 \times 45 = 2,03 \times 10^6 \text{ km} \quad (80)$$

Ve výpočtu trvanlivosti nejsou zahrnuty nepříznivé vlivy jako například rázy, rozdíly teplot a mazání plastickým mazivem. Výrobce akumulátorů uvádí, že jejich životnost je asi 3000 cyklů, při ujetí 60 km na jedno nabití je celková ujetá vzdálenost 180000 km i při repasi akumulátorů vozidlo nenajede tolik kilometrů, aby byla ohrožena životnost ložisek (za předpokladu správné montáže a doplňování maziva).

5.3 RAMENO



Obrázek 28: Přední rameno a) rozměry a zatížení, b) schéma

Na obrázku 28 a) je znázorněno přední rameno při průjezdu levou zatáčkou. Síly F_P a N_P působí v rovině vozovky. Tlumič s pružinou je opřený o konec ramena a v tomto případě působí jako podpora zabraňující pohybu ramene. V případě průjezdu pravé zatáčky síla F_P změní směr. Rameno bude namáháno krutem od sil, přenášených od kola a zachytávaných pružinou a ohybem při průjezdu zatáčkou.

Provedu kontrolu podélné trubky na kombinaci namáhání krutem a ohybem. Maximální krouticí moment bude na přední rameno působit, pokud vozidlo bude projíždět pravou zatáčkou na mezi adheze. Zatížení krutem je dáno součtem momentu M_{RK} od boční síly F_P na rameni poloměru kola r_k a momentu od normálové síly N_P na rameni vzdálenosti středu kola od středu podélné trubky $l_{kt} = 125 \text{ mm}$. Minimální krouticí moment bude na přední rameno působit, pokud vozidlo bude projíždět levou zatáčkou na mezi adheze. Z toho dostávám krouticí moment:



$$M_{KPmax} = N_P \times l_{kt} + M_{RK} = 1412,54 \times 125 + 395511,2 = 572078,7 \text{ Nmm} \quad (81)$$

$$M_{KPmin} = N_P \times l_{kt} - M_{RK} = 1412,54 \times 125 - 395511,2 = -218943,7 \text{ Nmm} \quad (82)$$

Moment tedy bude měnit směr. Pro určení napětí ještě potřebuji znát průřezový modul v krutu. Jeho hodnotu určím pro trubku o vnějším průměru $D = 50 \text{ mm}$ a tloušťkou stěny 6 mm (světlost trubky $d = 38 \text{ mm}$):

$$W_{KP} = \frac{\pi}{16} \times \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{16} \times \frac{50^4 - 38^4}{50} = 16355,38 \text{ mm}^3 \quad (83)$$

Napětí v krutu tedy bude:

$$\tau_{KPmax} = \frac{M_{KP}}{W_{KP}} = \frac{572078,7}{16355,38} = 34,98 \text{ MPa} \quad (84)$$

$$\tau_{KPmin} = \frac{M_{KP}}{W_{KP}} = \frac{-218943,7}{16355,38} = -13,39 \text{ MPa} \quad (85)$$

Napětí v ohybu bude největší v místě spojení ramene se závěsem, to znamená na délce l_{sk} . Směr působící síly závisí na projížděné zatáčce a její maximální velikost je F_P . Ohybový moment tedy bude:

$$M_{OP} = \pm F_P \times l_{sk} = \pm 1412,54 \times 352 = \pm 497214,1 \text{ Nmm} \quad (86)$$

Hodnota ohybového momentu bude mít kladné znaménko v pravé zatáčce a záporné v levé. Pro určení napětí ještě potřebuji znát průřezový modul v ohybu:

$$W_{OP} = \frac{\pi}{32} \times \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{32} \times \frac{50^4 - 38^4}{50} = 8177,69 \text{ mm}^3 \quad (87)$$

Napětí v ohybu tedy bude:

$$\sigma_{OP} = \frac{M_{OP}}{W_{OP}} = \frac{\pm 497214,2}{8177,69} = \pm 60,8 \text{ MPa} \quad (88)$$

Pro výpočet bezpečnosti musím určit maximální a minimální redukované napětí (HMH):

$$\sigma_{redMax} = \sqrt{\sigma_{OP}^2 + 3 \times \tau_{KPmax}^2} = \sqrt{60,8^2 + 3 \times 34,98^2} = 85,83 \text{ MPa} \quad (89)$$

$$\sigma_{redMin} = \sqrt{\sigma_{OP}^2 + 3 \times \tau_{KPmin}^2} = \sqrt{-(60,8)^2 + 3 \times (-(13,39))^2} = -65,07 \text{ MPa} \quad (90)$$

Střední hodnota napětí potom bude:

$$\sigma_M = \frac{\sigma_{redMax} + \sigma_{redMin}}{2} = \frac{85,83 + (-65,07)}{2} = 10,38 \text{ MPa} \quad (91)$$

A amplituda napětí:



$$\sigma_A = \frac{\sigma_{redMax} - \sigma_{redMin}}{2} = \frac{85,83 - (-65,07)}{2} = 75,45 \text{ MPa} \quad (92)$$

Bezpečnost určím podle Soderbergova kriteria pro materiál 11 600 (mez kluzu $R_e = 320 \text{ MPa}$ a mez únavy $\sigma_C = 230 \text{ MPa}$):

$$k_P = \frac{1}{\frac{\sigma_A}{\sigma_C} + \frac{\sigma_M}{R_e}} = \frac{1}{\frac{75,45}{230} + \frac{10,38}{320}} = 2,77 \quad (93)$$

Pro trubku je bezpečnost dostatečná, ale nejnamáhavějším místem je svar podélné trubky a oka pro čep. Pro výpočet únavy v tomto místě by bylo nutné simulovat únavu svaru s přesným průběhem zatížení. Namáhání ramena krutem bude mít za následek pružnou deformaci, což přímo ovlivní odklon předního kola. Pro výpočet zkroucení určím nejprve polární modul průřezu:

$$I_P = \frac{\pi}{32} \times (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{32} \times (50^4 - 38^4) = 408884,57 \text{ mm}^4 \quad (94)$$

Rameno o délce l_{sk} při průjezdu pravou zatáčkou bude zatíženo maximálním momentem M_{KPmax} . Jeho zkroucení bude (při modulu pružnosti ve smyku $G = 79000 \text{ MPa}$):

$$\varphi_{PmaxRad} = \frac{M_{KPmax} \times l_{sk}}{G \times I_P} = \frac{572078,7 \times 352}{79000 \times 408884,57} = 6,23 \times 10^{-3} \quad (95)$$

Výsledek v obloukové míře přepočítám na stupně:

$$\varphi_{Pmax} = \frac{\varphi_{PmaxRad} \times 180^\circ}{\pi} = \frac{6,23 \times 10^{-3} \times 180^\circ}{\pi} = 0^\circ 21' \quad (96)$$

Podobným způsobem určím zkroucení ramene při průjezdu levou zatáčkou, kde bude zatíženo momentem M_{KPmin} :

$$\varphi_{PminRad} = \frac{M_{KPmin} \times l_{sk}}{G \times I_P} = \frac{-218943,7 \times 352}{79000 \times 408884,57} = -2,386 \times 10^{-3} \quad (97)$$

Výsledek v obloukové míře přepočítám na stupně:

$$\varphi_{Pmin} = \frac{\varphi_{PminRad} \times 180^\circ}{\pi} = \frac{-2,386 \times 10^{-3} \times 180^\circ}{\pi} = -0^\circ 8' \quad (98)$$

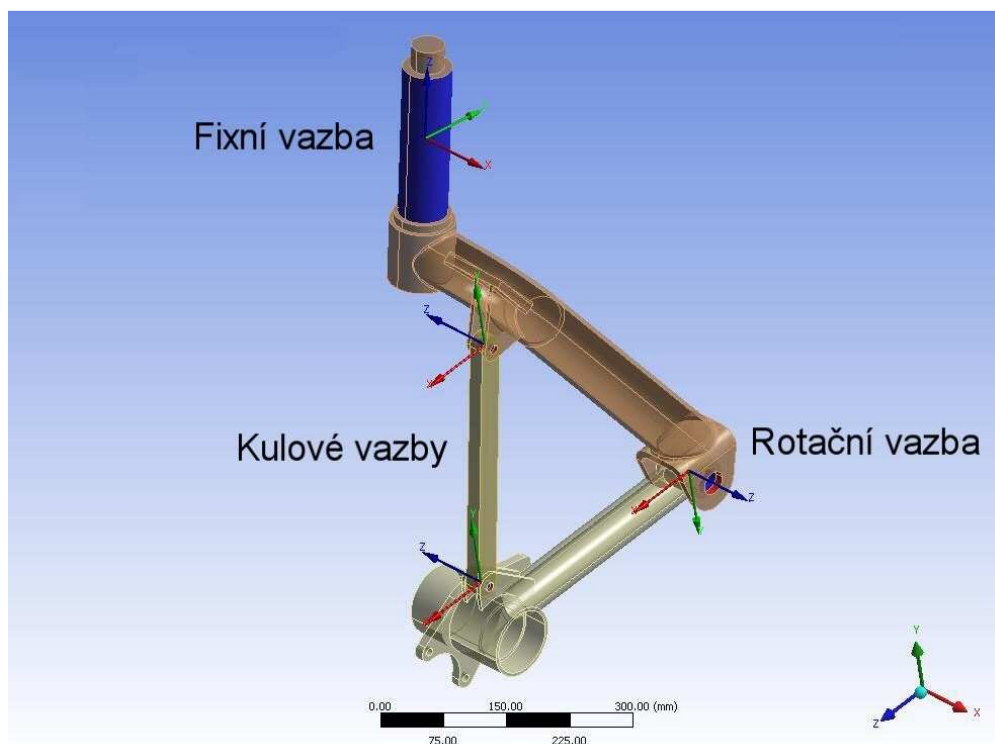
Rozsah změny odklonu kola je přibližně $30'$, do celkové změny odklonu ale zasáhne i deformace závěsu.

5.4 ZÁVĚS

Tvar závěsu je příliš komplikovaný na to, aby bylo možné jeho deformaci určit pomocí analytických metod. Z tohoto důvodu jsem zvolil analýzu pomocí metody konečných prvků v programu Ansys Workbench. Analýza byla provedena pro sestavu závěsu, ramena a součásti nahrazující pružinu a tlumič. Sestava byla umístěna tak, aby globální souřadný systém byl v místě dotyku kola s vozovkou. Závěs byl upevněn pomocí vazby, která omezuje



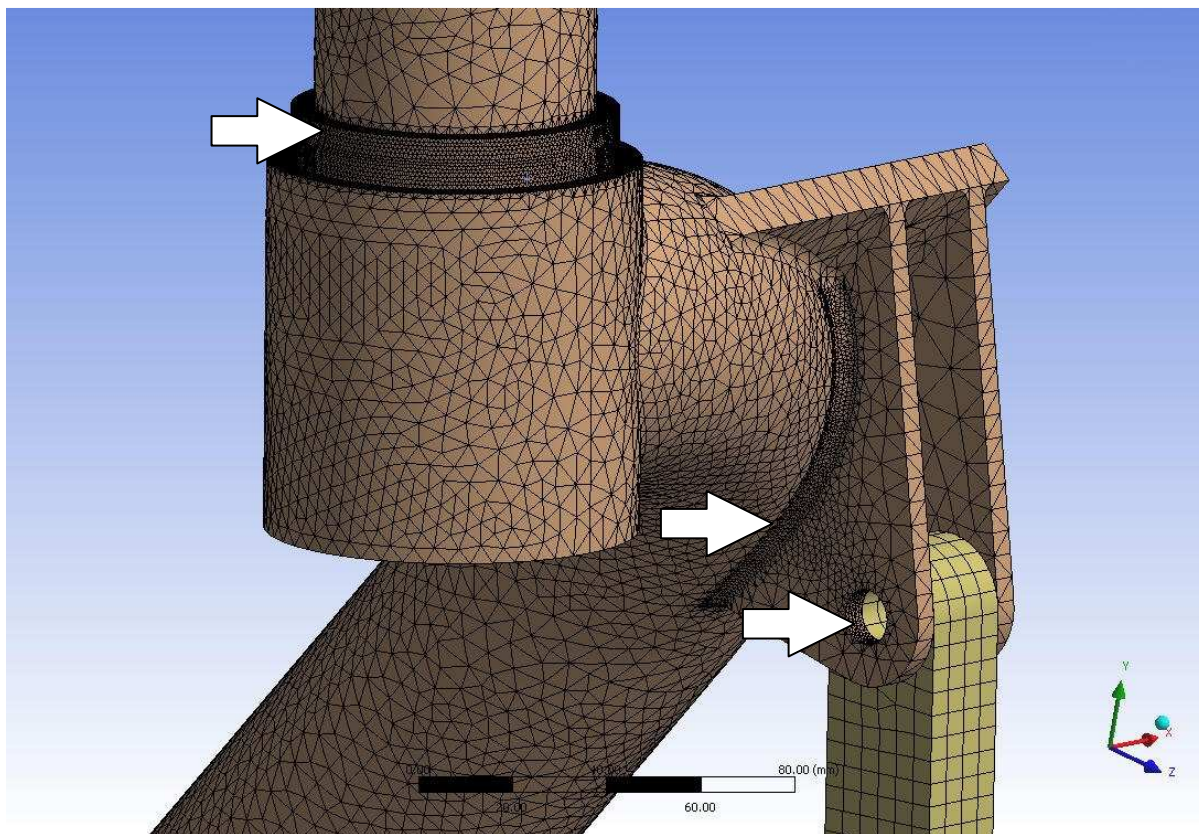
všechny stupně volnosti, v místě uložení ložisek. Spoj pomocí čepu a kluzných ložisek mezi závěsem a ramenem byl nahrazen vazbou, která povoluje pouze rotaci kolem osy čepu. Prvek nahrazující pružinu a tlumič, byl se sestavou spojen pomocí kulových vazeb, které omezují všechny posuvy, ale neomezují rotace. To znamená, že tento prvek se může otáčet kolem svojí podélné osy, ale na řešení samotného zavěšení to nemá vliv. Umístění vazeb je znázorněno na obrázku 29.



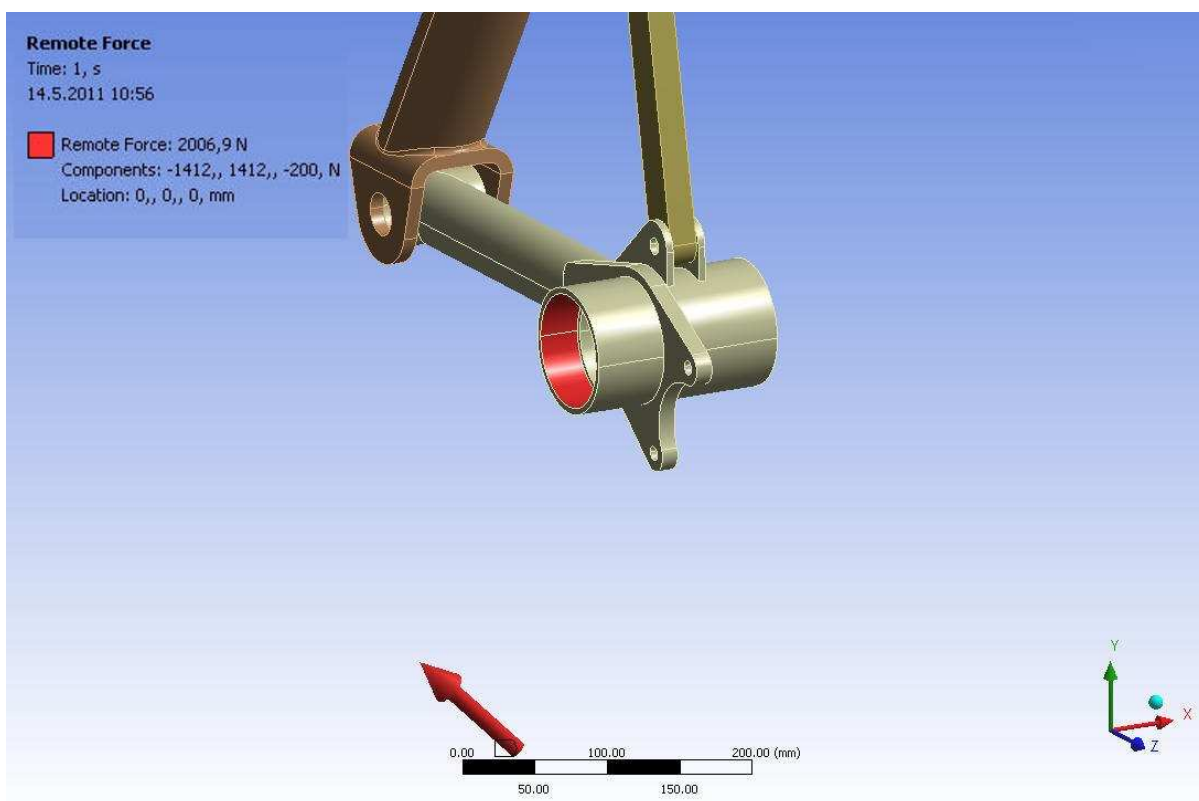
Obrázek 29: Vazby mezi prvky modelu

Dalším krokem v řešení byla tvorba sítě. Pro automatické vygenerování sítě bylo třeba zvolit velikost prvků. Zvolil jsem globální velikost prvku 5 mm a 1 mm pro místa, kde jsem předpokládal velká napětí ve vrubech. Především šlo o změny průměru na čepu pro ložiska a zaoblení (svary) v okolí horního uložení tlumiče s pružinou. Hrubá síť nebude poskytovat příliš přesné hodnoty průběhu napětí, ale měla by poskytnout dostatek informací o deformaci a nejnámáhanějších částech zavěšení. Příklad míst s jemnou sítí ukazují šipky na obrázku 30.

Třetím krokem v analýze byla volba zatížení. V tomto kroku jsem se rozhodl pro 2 varianty výpočtu, stejně jako v případě samotného ramena. Bude se tedy jednat o průjezd levé a pravé zatáčky na mezi adheze. Jako působiště síly jsem zvolil právě počátek globálního souřadného systému. Síla v ose x odpovídá přenášené boční síle a je kladná v případě jízdy levou zatáčkou a záporná v případě jízdy pravou zatáčkou. Normálová síla působí v kladném směru osy y a v záporném směru osy z by působila brzdná síla. Účinky zatěžující síly se přenáší na plochy, kde dochází ke styku ramene a ložisek hřídele předního kola. Zatížení pro výpočet jízdy pravou zatáčkou je znázorněno na obrázku 31. Červená šipka znázorňuje směr síly a červená plocha je jedna za dvou, na které se přenáší účinky působící síly. V levém horním rohu obrázku jsou rozepsány složky síly a jejich součet a také působiště (souřadnice počátku).



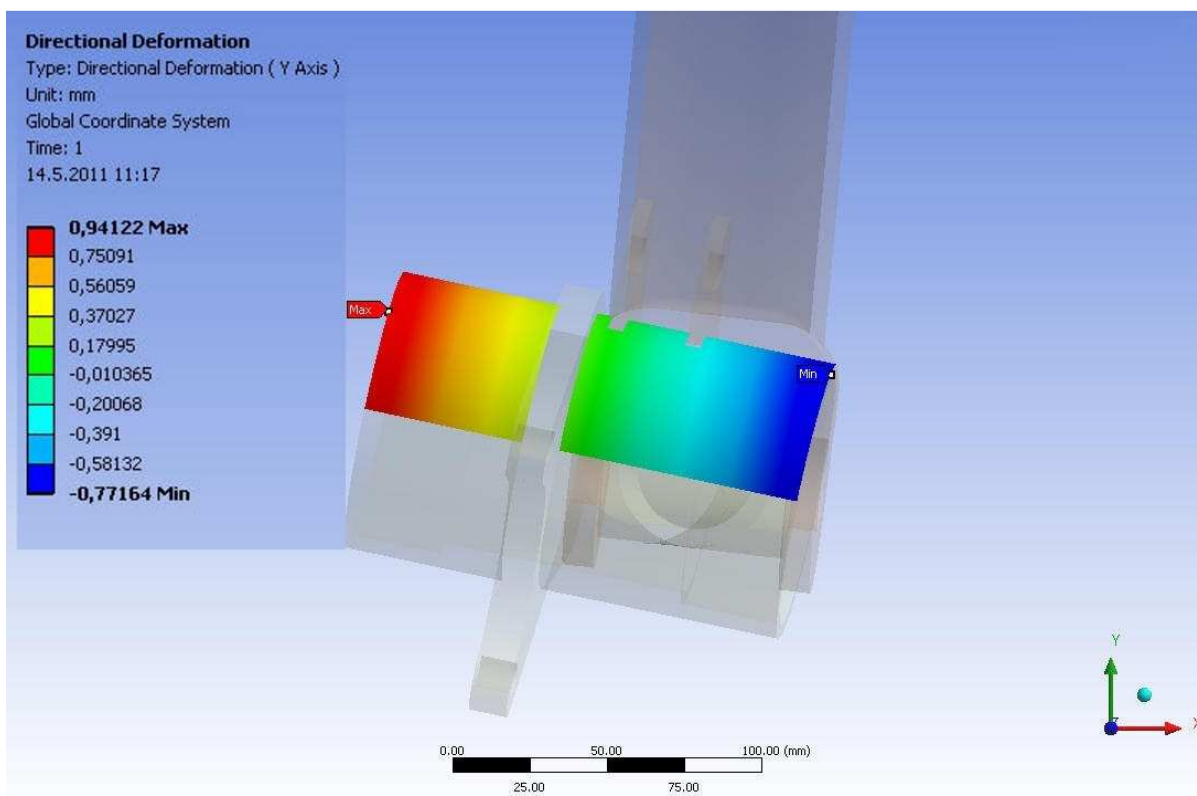
Obrázek 30: Detail sítě v místě uložení závěsu



Obrázek 31: Příklad zatížení zavěšení



Účelem tohoto výpočtu bylo, určit změnu odklonu předního kola vlivem deformace zavěšení. K tomuto účelu jsem využil řešení deformace ve směru osy y. Pro účel výpočtu natočení osy kola jsem vybral plochu v přední části ramena, u které znám délku (přepona) a z výpočtu určím celkové posunutí v ose y (protilehlá odvěsna). Úhel natočení je potom řešením goniometrické rovnice. Deformace zavěšení při průjezdu pravé zatáčky v ose y je na obrázku 32.



Obrázek 32: Změna odklonu kola při jízdě vpravo

Celková změna polohy v ose y bude:

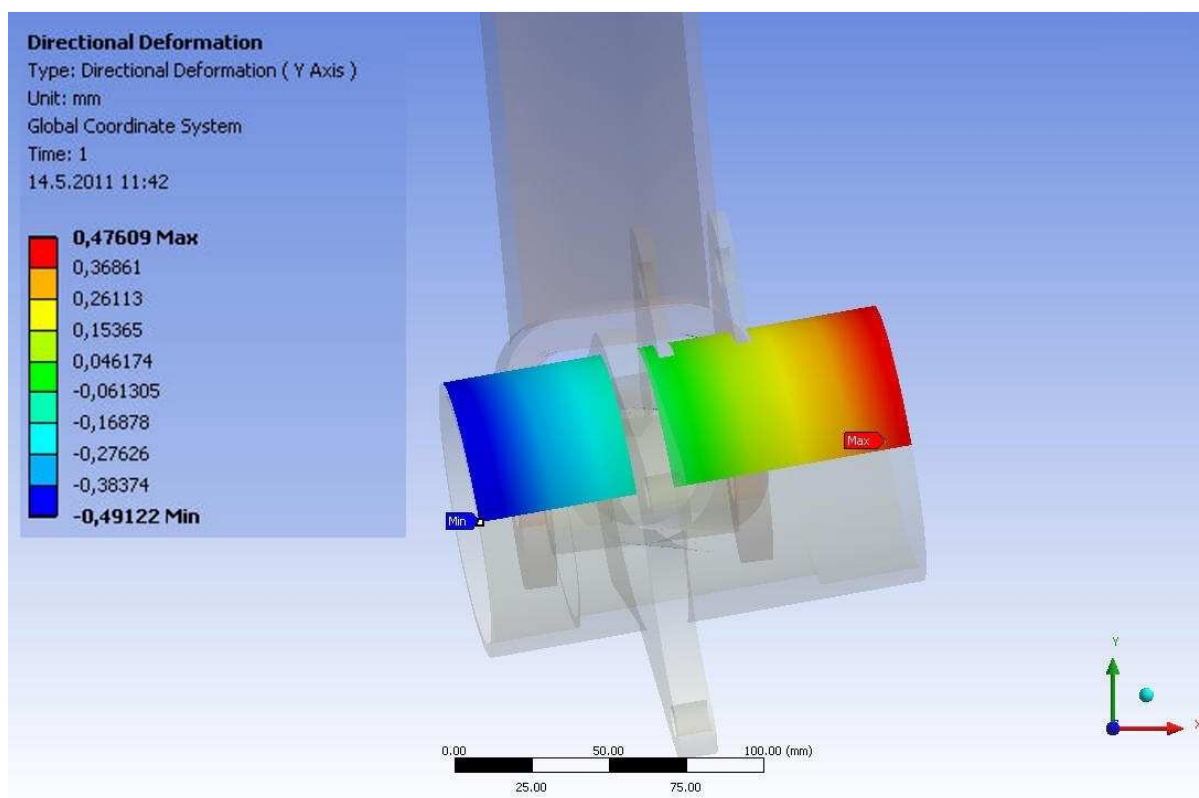
$$y_{max} = y_{pmax} - y_{pmin} = 0,941 - (-0,771) = 1,712 \text{ mm} \quad (99)$$

Úhel zkroucení potom bude (pro délku plochy $l_{pl} = 140 \text{ mm}$):

$$\sin(\varphi_{max}) = \frac{y_{max}}{l_{pl}} = \frac{1,712}{140} = 0,012 \rightarrow \varphi_{max} = 0^{\circ}42' \quad (100)$$

Zkroucení předního ramena v předchozí kapitole bylo $\varphi_{Pmax} = 0^{\circ}21'$. Vlivem deformace závěsu se tato hodnota zdvojnásobí.

Stejným způsobem určím deformaci předního zavěšení při jízdě levou zatáčkou. Deformace v ose y je znázorněna na obrázku 33.



Obrázek 33: Změna odklonu kola při jízdě vlevo

Celková změna polohy v ose y bude:

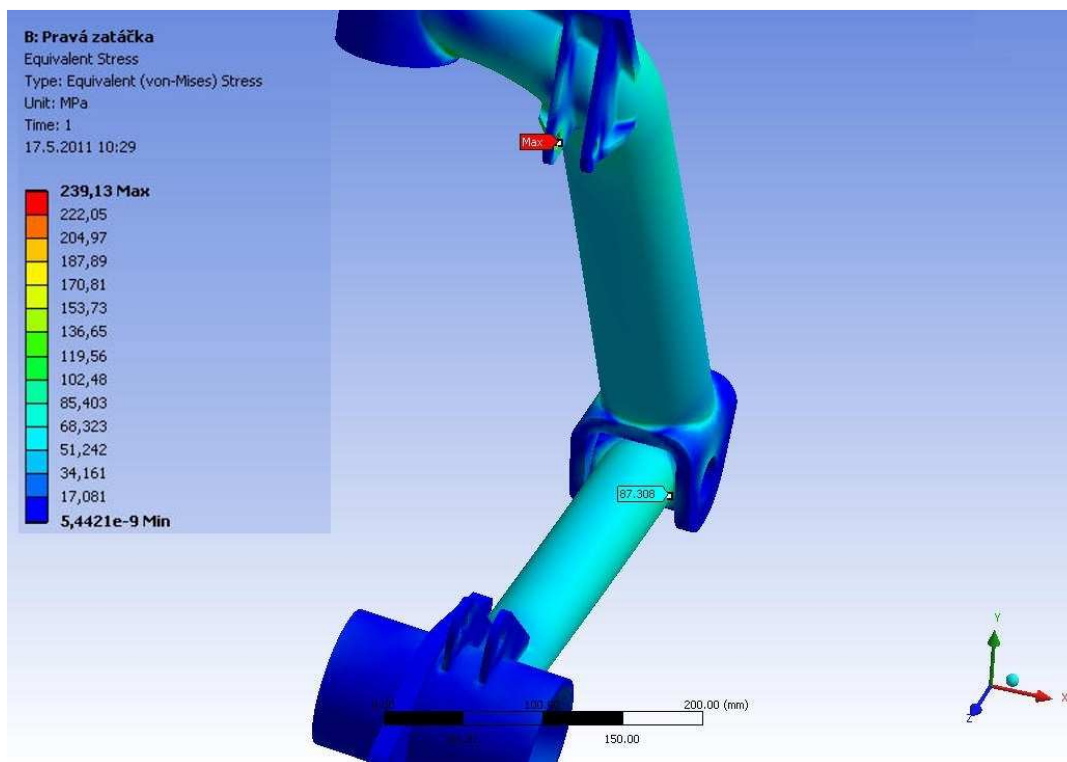
$$y_{min} = y_{lmax} - y_{lmin} = 0,476 - (-0,491) = 0,967 \text{ mm} \quad (101)$$

Natočení má opačný smysl než v předchozím případě a proto budu hodnotu y_{min} uvažovat jako zápornou. Úhel zkroucení potom bude (pro délku plochy $l_{pl} = 140 \text{ mm}$):

$$\sin(\varphi_{min}) = \frac{y_{min}}{l_{pl}} = \frac{-0,967}{140} = -0,007 \rightarrow \varphi_{max} = -0^{\circ}24' \quad (102)$$

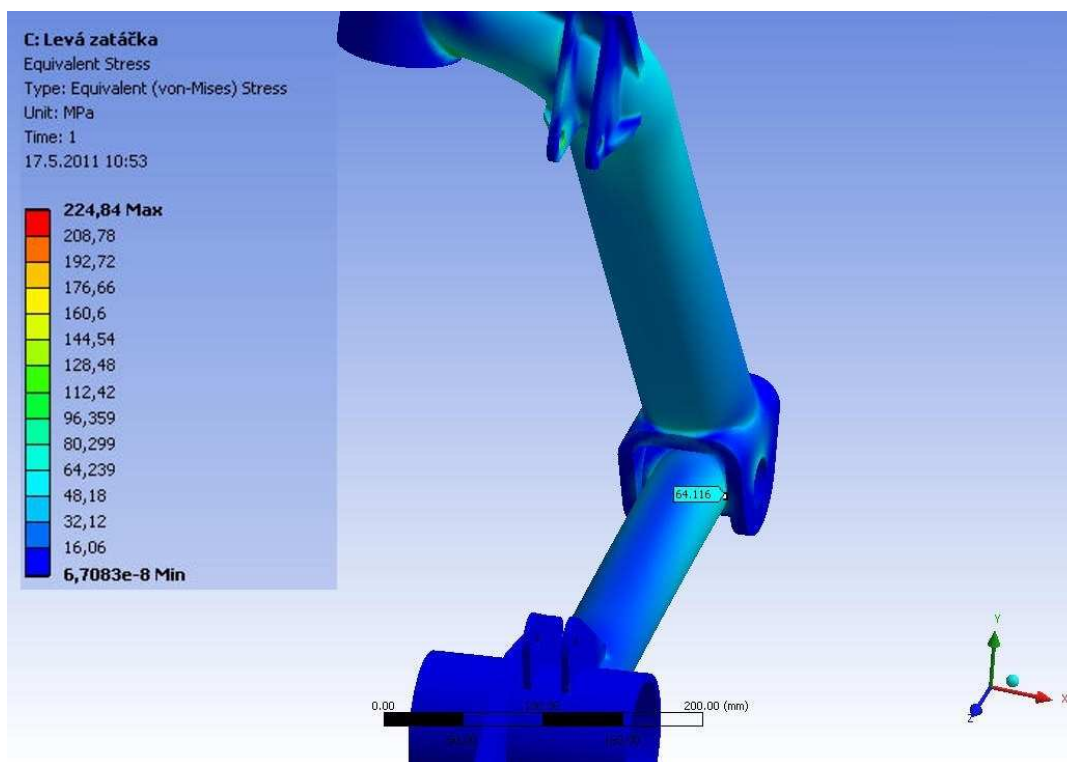
Zkroucení předního ramena v předchozí kapitole bylo $\varphi_{Pmax} = -0^{\circ}8'$. Vlivem deformace závěsu se tato hodnota ztrojnásobila. Celkový rozsah změny odklonu předního kola vlivem deformace závěsu je $1^{\circ}6'$.

Pro kontrolu výpočtu předního ramene v předchozí kapitole, jsem provedl ještě výpočet napjatosti v závěsu. Horší situace z hlediska napětí byla jízda pravou zatáčkou. V této situaci bylo napětí v blízkosti kloubu mezi ramenem a závěsem a maximální, hodnota redukovaného napětí byla $\sigma_{redMax} = \sim 86 \text{ MPa}$. Detail tohoto místa je na obrázku 34. Napětí vypočtené metodou konečných prvků je $87,3 \text{ MPa}$, tedy jednotlivé výsledky se liší jenom minimálně. Jak je dále vidět z obrázku 34, nejvyšší napětí je v oku horního uložení tlumiče. Samotná hodnota je ale do značné míry ovlivněna nepřesností modelu. V horním uložení tlumiče bude sevřen šroubem silentblok nebo kulový kloub, napětí by neměl přenášet šroub, protože by to znamenalo jeho namáhání na stříh.



Obrázek 34: Redukované napětí v zavěšení při jízdě pravou zatáčkou

Stejně porovnáám výpočet při jízdě levou zatáčkou. Výsledkem analytického řešení bylo redukované napětí $\sigma_{redMin} = \sim 65$ MPa. Výsledkem Metody konečných prvků je hodnota 64,1 MPa, jak je vidět na obrázku 35. Výpočty se tedy téměř shodují.



Obrázek 35: Redukované napětí v zavěšení při jízdě levou zatáčkou



ZÁVĚR

Jak jsem již uvedl v první kapitole, největšími konkurenty navrženého vozidla by měly být Aixam City, Smart ForTwo a Mia. Navržené vozidlo překonává všechna ostatní poloměrem otáčení 2700 mm Z konkurence je nejbližší Aixam City s hodnotou 3900 mm. Celková délka všech vozidel nepřekračuje 3000 mm a celková šířka se pohybuje okolo 1600 mm. Dalším srovnávacím kritériem je hmotnost vozidel. Pohotovostní hmotnost navrhovaného vozidla je 500 kg, Aixam City, poháněný spalovacím motorem, je lehčí o 150 kg. Elektromobil Mia připravený k jízdě má hmotnost 750 kg a jeho hmotnost ještě o 20kg překonává Smart ForTwo. Zde se tedy projevují výhody třístopého vozidla.

Pro vozidlo jsem zvolil koncepci s jedním kolem vpředu, další výhodou je tedy dostatek prostoru pro tvorbu deformační zóny pro případ čelního nárazu. Vozidlo je navrženo jako třímístné, kdy řidič sedí vpředu uprostřed a další dva cestující vzadu po stranách. Díky tomu je možné pohodlně přepravit i vzrostlé pasažéry. Z důvodu snížení těžiště jsou akumulátory umístěny pod podlahou a motor s převodovkou je uložen co nejnižší. Zadní kola jsou vedena pomocí kyvadlové úhlové nápravy a vpředu je použito tlačené rameno na otočném závěsu.

Nevýhodou ve srovnání s konkurencí je stabilita navrženého vozidla. Nevýhoda spočívá ve vzdálenosti těžiště od boční hrany. U čtyřkolových vozidel je tato vzdálenost prakticky rovna polovině rozchodu kol, ale u tříkolky je tato hodnota vždy menší a klesá se zkracováním rozvoru. Jak vyplynulo z řešení výpočtového modelu, při nesprávné kombinaci brzdění a zatáčení hrozilo nebezpečí převrácení. Proto byla zmenšena světlá výška vozidla na 120 mm a tím bylo dosaženo snížení výšky těžiště. Pro přesnější řešení stability a jízdních vlastností by bylo třeba použít propracovanější model vozidla, například sestavení modelu v multi-body systému a provedení vybraných jízdních manévřů.

Přední zavěšení bylo navrženo s podmínkou na letmé uložení kola. To má za následek namáhání předního ramene krutem i změnu odklonu kola vlivem deformace zavěšení. Celkový rozsah změny odklonu kola je podle výsledků analýzy pomocí MKP 1°6'. Letmé uložení předního kola je použito z důvodu snadné výměny kola (nesnadný přístup) a hlavně proto, aby bylo možné použít stejný disk a brzdu jako u zadních kol.

Vozidlo je určeno pro patnáctileté řidiče, kteří tak již mohou být „plnohodnotnými“ účastníky provozu. Ve srovnání s dalšími vozidly, které je možné v tomto věku řídit (mopedy), je vozidlo bezpečnější a použitelné za každého počasí. Jeho tříkolová konstrukce umožňuje lepší manévrování a menší počet dílů zavěšení přispívá ke snížení hmotnosti. Nevýhodou zůstává horší stabilita, která, jak já věřím, by mohla mladé řidiče vychovávat k opatrné jízdě.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *EVCONVERT.com* [online]. 2006 [cit. 2011-04-09]. EV Calculator. Dostupné z WWW: <<http://www.evconvert.com/tools/evcalc/>>.
- [2] *Aixam, auto pro patnáctileté* [online]. 2011 [cit. 2011-05-16]. Dostupné z WWW: <<http://www.aixam.cz/>>.
- [3] *Jawa - auto* [online]. 2004 [cit. 2011-05-16]. Modely. Dostupné z WWW: <<http://www.jawa-auto.com/modely.html>>.
- [4] *Jawa - auto* [online]. 2004 [cit. 2011-05-16]. Fotogalerie. Dostupné z WWW: <<http://www.jawa-auto.com/fotogalerie.html>>.
- [5] *Auto.cz* [online]. 10.3.2007 [cit. 2011-05-16]. Smart ForTwo: první jízdní dojmy. Dostupné z WWW: <<http://www.auto.cz/smart-fortwo-prvni-jizdni-dojmy-11874>>.
- [6] *Toyota.cz* [online]. 2009 [cit. 2011-05-16]. Technické specifikace Toyoty iQ. Dostupné z WWW: <http://www.toyota.cz/cars/new_cars/iq/fullspecs.aspx>.
- [7] *THINK Electric Car* [online]. 2007 [cit. 2011-05-16]. Dostupné z WWW: <<http://www.thinkev.com/>>.
- [8] *Mia electric* [online]. 2011 [cit. 2011-05-16]. Dostupné z WWW: <<http://www.mia-electric.com/en/home/>>.
- [9] *ZAP Electric Vehicles* [online]. 2010 [cit. 2011-05-16]. 2010ZAP XEBRA Electric Car. Dostupné z WWW: <<http://www.zapworld.com/zap-xebra-electric-sedan>>.
- [10] CARTER, Andy. *Peel Microcars : The site for peel microcars built in the isle of man* [online]. 2010 [cit. 2011-05-16]. Dostupné z WWW: <<http://homepage.ntlworld.com/andy.carter/index.html>>.
- [11] ŠVEC, Jan. *Vozidlo s ekologickým pohonem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2009. 41 s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Václav Píšťek, DrSc.
- [12] *Electric Vehicle Motors : Supplier of Motors for On-Road Electric Vehicles* [online]. 2007 [cit. 2011-05-16]. K91-403 motor. Dostupné z WWW: <<http://www.evmotors.com.au/products/k91.html>>.
- [13] *EVparts.com : Electric vehicles, parts & accessories* [online]. 2011 [cit. 2011-05-16]. AC Motor/Controller Kit. Dostupné z WWW: <<http://www.evparts.com/products/street-vehicle/motors--dot/ac-motor-controller-kits/mt1960.htm>>.
- [14] *EVparts.com : Electric vehicles, parts & accessories* [online]. 2011 [cit. 2011-05-16]. Motor, Advanced DC. Dostupné z WWW: <<http://www.evparts.com/products/street-vehicle/motors--dot/48-to-96-volt-street-vehicle-motors/mt2113.htm>>.
- [15] *Electric Motorsport EV Parts* [online]. 2010 [cit. 2011-05-16]. Thunder Sky LPF90AH . Dostupné z WWW: <http://www.electricmotorsport.com/store/ems_ev_parts_batteries_lpf_ts_90ah.php>.



- [16] *Přednáška 4* [online]. 2008 [cit. 2011-05-16]. Konstruování strojů - převody. Dostupné z WWW: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/6C2/prednasky/prednaska4_6c2.pdf>.
- [17] *G.P.E.V. Online Storefront : The E.V. Experts* [online]. 2011 [cit. 2011-05-16]. Xebra OEM parts. Dostupné z WWW: <<http://shop.gpev.us/product.sc;jsessionid=47004D712D2A5ACFDB110FD2006EB92F.qscstrfrnt03?productId=154&categoryId=18>>.
- [18] *Euro Spares : Motorcycles+metalworking* [online]. 1996, 13.4.2011 [cit. 2011-05-16]. Graphics. Dostupné z WWW: <<http://www.eurospares.com/tfoale/mmjpg/tfmg2.jpg>>.
- [19] *Euro Spares : Motorcycles+metalworking* [online]. 1996, 13.4.2011 [cit. 2011-05-16]. Graphics. Dostupné z WWW: <<http://www.eurospares.com/graphics/orr30.jpg>>.
- [20] *Motorcycles Enthusiast* [online]. 17.2.2011 [cit. 2011-05-16]. 2008 Custom Built Motrocycles Copper. Dostupné z WWW: <<http://motorbau.com/2008-custom-built-motorcycles-chopper.html>>.
- [21] LEINVEBER, Jan; ŘASA, Jaroslav; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Třetí, doplněné vydání. Praha : Scientia, 1999. 986 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [22] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vydání. Brno : Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2003. 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [23] VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů*. 1. vyd. Brno : Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2004. 2 sv. (335, 326 s.). ISBN 80-239-1601-7.
- [24] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. aktualizované vydání. Brno : Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006. 464 s. ISBN 80-239-6464-X.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ABS		antiblokovací systém
A, B, C	[-]	vrcholy půdorysného obrazce
a_d	$[\text{ms}^{-2}]$	dostředivé zrychlení
a_p	$[\text{ms}^{-2}]$	průměrné zrychlení
a_z	$[\text{ms}^{-2}]$	zpomalení vozidla
B_{12}	[mm]	šířka ozubení prvního soukolí
B_{34}	[mm]	šířka ozubení druhého soukolí
BLDC	[-]	bezkartáčový synchronní motor
C_3	[N]	dynamická únosnost ložiska 3
C_4	[N]	dynamická únosnost ložiska 4
D	[-]	průsečík boční hrany a kolmice k podélné ose vedené těžištěm
D	[mm]	vnější průměr trubky
d	[mm]	světlost trubky
D_1	[mm]	průměr roztečné kružnice kola 1
D_3	[mm]	průměr roztečné kružnice kola 3
DC	[-]	stejnoseměrný proud
d_h	[mm]	skutečný průměr hřídele
D_{kola}	[m]	průměr kola
d_{oh}	[mm]	průměr hřídele z napětí v ohybu
d_v	[mm]	průměr volantů
E	[-]	průsečík boční hrany a kolmice vedené těžištěm
ESP	[-]	stabilizační systém
F_{ax}	[N]	axiální síla v ložisku
F_B	[N]	brzdná síla
F_{BP}	[N]	maximální boční síla na předním kole
F_{Bsk}	[N]	brzdná síla přenesená do středu klonění
F_{hp}	[N]	průměrná hnací síla
F_{13}	[N]	radiální síla v ložisku 3
F_{14}	[N]	radiální síla v ložisku 4
F_o	[N]	odstředivá síla
$F_{O1\text{max}}$	[N]	maximální obvodová síla na kole 1
$F_{O3\text{max}}$	[N]	maximální obvodová síla na kole 3



F_p	[N]	boční síla pod předním kolem
F_{PT}	[N]	síla od pružiny a tlumiče
F_S	[N]	setrvačná síla
F_{Sk}	[N]	složka setrvačné síly kolmá k boční hraně
F_{Smax}	[N]	maximální velikost třecí síly mezi podložkou a vozidlem
F_{Smax2}	[N]	maximální velikost třecí síly pro nižší hmotnost
F_V	[N]	vertikální síla vznikající při brzdění
F_v	[N]	obvodová síla na volantu
F_Z	[N]	změna zatížení předního kola při brzdění
g	[ms ⁻²]	tíhové zrychlení
G	[N]	tíhová síla
G_2	[N]	tíhová síla pro nižší hmotnost
h_{sk}	[mm]	výška středu klonění nad rovinou vozovky
h_T	[mm]	výška těžiště nad rovinou vozovky
h_{T2}	[mm]	výška těžiště nad rovinou vozovky pro nižší hmotnost
i_{12}	[-]	převodový poměr prvního soukolí
i_{34}	[-]	převodový poměr druhého soukolí
i_C	[-]	celkový převodový poměr převodovky
i_{Cn}	[-]	návrhový celkový převodový poměr
I_P	[mm ⁴]	polární modul průřezu pro trubku
$i_{\bar{r}}$	[-]	celkový převod řízení
K_p	[-]	bezpečnost proti převrácení
k_P	[-]	bezpečnost podle Soderberga
K_{p2}	[-]	bezpečnost proti převrácení pro nižší hmotnost
l	[mm]	délka rozvoru
L_{10}	[h]	trvanlivost ložiska
l_3	[km]	trvanlivost ložiska 3 podle ujeté vzdálenosti
l_4	[km]	trvanlivost ložiska 4 podle ujeté vzdálenosti
l_{AT}	[mm]	vzdálenost bodů A a T
l_{AT2}	[mm]	vzdálenost bodů A a T pro nižší hmotnost
l_{ET}	[mm]	vzdálenost bodů E a T
l_{ET2}	[mm]	vzdálenost bodů E a T pro nižší hmotnost
l_{kt}	[mm]	vzdálenost od středu kola k středu trubky



l_{134}	[mm]	vzdálenost ložisek 3 a 4
l_{lk}	[mm]	vzdálenost středu kola od středu ložiska
l_{sk}	[mm]	vzdálenost středu klonění od středu kola
l_z	[mm]	délka závleku
l_{zT}	[mm]	vzdálenost těžiště od zadní nápravy
m	[mm]	modul ozubení
M_{23}	[Nm]	moment na hřídeli druhého a třetího kola
M_A	[Nmm]	moment vztažený k bodu A
M_A	[Nmm]	moment vztažený ke středu ložiska 3
M_B	[Nmm]	moment vztažený ke středu ložiska 4
M_C	[Nmm]	moment vztažený k bodu C
MKP	[-]	metoda konečných prvků
M_{KPmax}	[Nmm]	maximální krouticí moment
M_{KPmin}	[Nmm]	minimální krouticí moment
M_{motoru}	[Nm]	točivý moment motoru
M_{oh}	[Nmm]	ohybový moment v místě ložiska
M_{OP}	[Nmm]	ohybový moment
M_{Or}	[Nmm]	moment k rejdové ose
M_{RK}	[Nmm]	moment od boční síly na poloměru kola
M_v	[Nmm]	moment na hřídeli volantu
m_{v2}	[kg]	hmotnost vozidla pro nižší hmotnost
m_{vmax}	[kg]	maximální hmotnost vozidla
n_{bat}	[-]	počet kusů akumulátorů
n_{kola}	[min ⁻¹]	otáčky kola při maximální rychlosti
n_{motoru}	[min ⁻¹]	ekonomické otáčky motoru
n_{nk}	[-]	rozsah natočení předního kola
N_p	[N]	normálová síla pod předním kolem
n_v	[-]	počet otáček volantu mezi krajními polohami
o_{kola}	[m]	obvod kola
p	[-]	exponent
P_{e3}	[N]	ekvivalentní radiální zatížení ložiska 3
P_{e4}	[N]	ekvivalentní radiální zatížení ložiska 4
P_{max}	[kW]	výkon motoru při maximální rychlosti



R	[mm]	poloměr otáčení středu zadní nápravy
R _e	[MPa]	mez kluzu
r _k	[mm]	poloměr kola
R _{ot}	[mm]	poloměr otáčení vnějšího zadního kola
R _T	[mm]	poloměr otáčení těžiště
S	[-]	střed otáčení
T	[-]	označení těžiště vozidla
t _z	[s]	čas zrychlení na maximální rychlost
U _{max}	[V]	maximální napětí na motoru
U _{maxbat}	[V]	maximální napětí jednoho článku
v _{max}	[km h ⁻¹]	maximální rychlost
w _b	[mm]	rozchod zadních kol
W _{KP}	[mm ³]	průřezový modul v krutu pro trubku
W _{oh}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu pro hřídel
W _{OP}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu pro trubku
Y	[-]	Lewisův součinitel tvaru
y _{lmax}	[mm]	maximální posunutí v ose Y z MKP v levé zatáčce
y _{lmin}	[mm]	minimální posunutí v ose Y z MKP v levé zatáčce
y _{max}	[mm]	změna v ose Y z MKP v pravé zatáčce
y _{min}	[mm]	změna v ose Y z MKP v levé zatáčce
y _{pmax}	[mm]	maximální posunutí v ose Y z MKP v pravé zatáčce
y _{pmin}	[mm]	minimální posunutí v ose Y z MKP v pravé zatáčce
z ₁	[-]	počet zubů kola 1
z ₂	[-]	počet zubů kola 2
z ₃	[-]	počet zubů kola 3
z ₄	[-]	počet zubů kola 4
z _k	[-]	počet zubů kola na závěsu
z _p	[-]	počet zubů pastorku
α	[°]	záklon rejdové osy
β	[°]	úhel mezi podélnou osou vozidla a osou předního kola
γ	[°]	úhel mezi podélnou osou a boční hranou
δ	[°]	úhel mezi osou zadní nápravy a osou spojující S a T
σ _A	[MPa]	amplituda napětí



σ_C	[MPa]	mez únavy
σ_M	[MPa]	střední napětí
σ_{oDII}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu při míjivém zatížení
σ_{oDIII}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu při cyklickém zatížení
σ_{OP}	[MPa]	napětí v ohybu
σ_{redMax}	[MPa]	maximální redukované napětí
σ_{redMin}	[MPa]	minimální redukované napětí
τ_{KPmax}	[MPa]	maximální napětí v krutu
τ_{KPmin}	[MPa]	minimální napětí v krutu
φ	[°]	úhel natočení předního kola
φ_{max}	[°]	maximální zkroucení trubky z MKP
φ_{min}	[°]	minimální zkroucení trubky z MKP
φ_{Pmax}	[°]	maximální zkroucení trubky
$\varphi_{PmaxRad}$	[-]	maximální zkroucení trubky v obloukové míře
φ_{Pmin}	[°]	minimální zkroucení trubky
$\varphi_{PminRad}$	[-]	minimální zkroucení trubky v obloukové míře
μ	[-]	součinitel smykového tření



SEZNAM PŘÍLOH

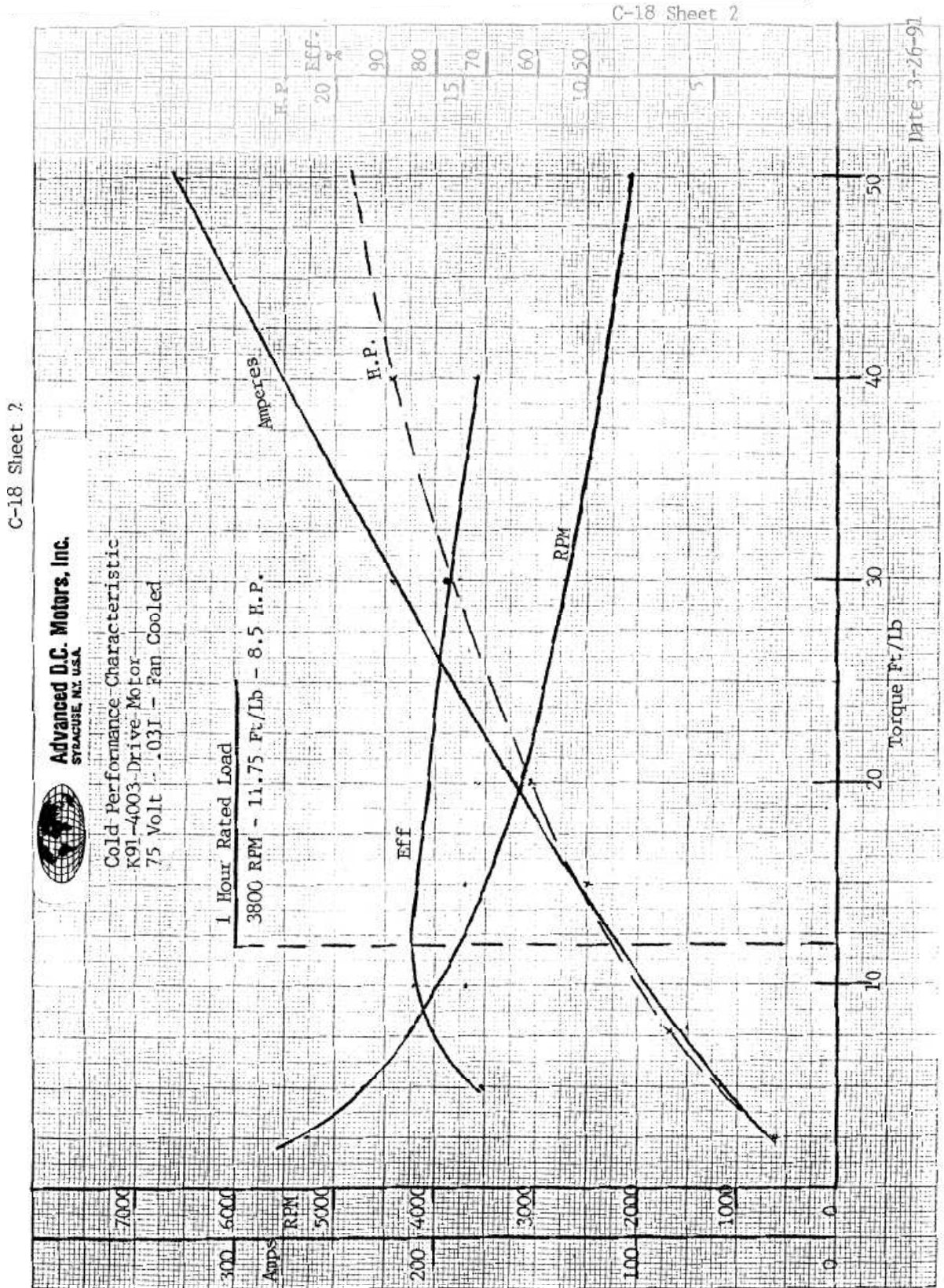
P1 – Charakteristika motoru

P2 – Vozidlo – celkový pohled

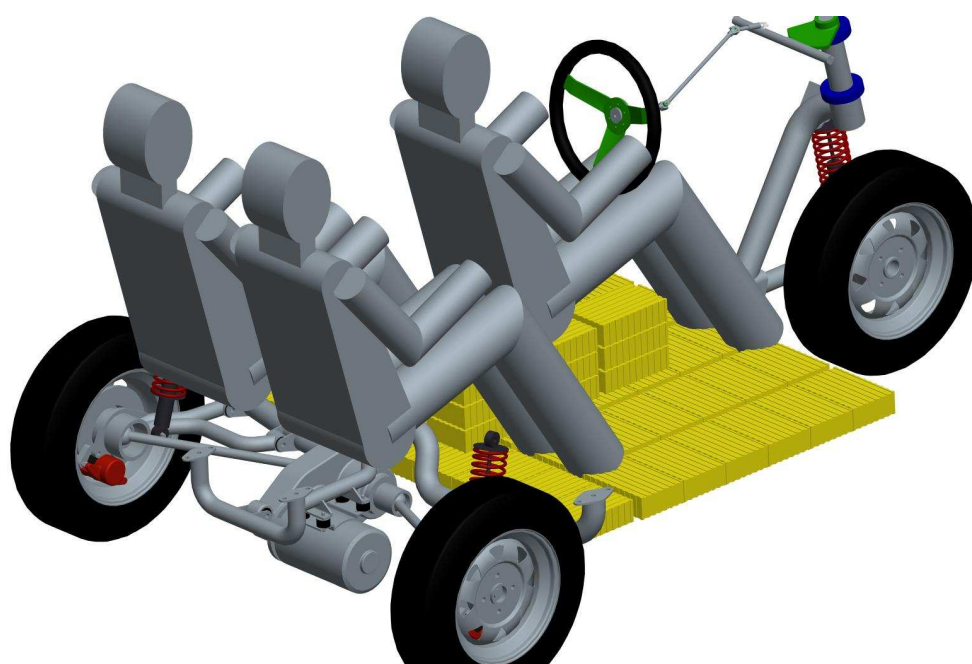
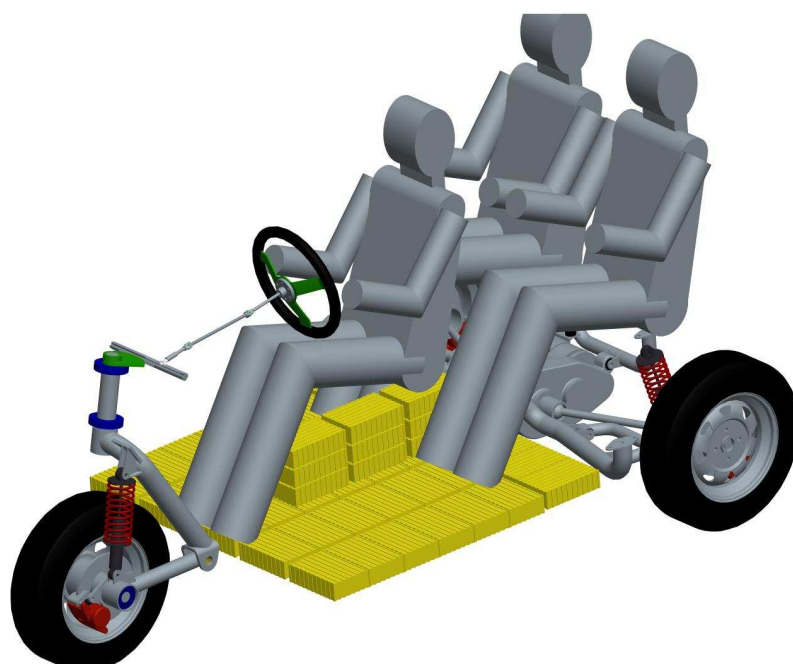
P3 – Soubory modelu vozidla pro Pro/Engineer (Na přiloženém disku)

P4 – Soubory výpočtu pro ANSYS Workbench (Na přiloženém disku)

P5 – Soubor výpočtu stability pro Excel (Na přiloženém disku)



Příloha 1: Charakteristika motoru při napětí 75 V



Příloha 2: Vozidlo – celkový pohled