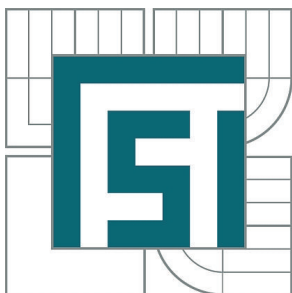


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONSTRUKCE ČTYŘKOLKY (ATV) S ELEKTRICKÝM POHONEM

DESIGN OF ALL-TERRAIN VEHICLE WITH ELECTRIC DRIVE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PAVEL KUČERA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PETR PORTEŠ, Dr.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Pavel Kučera

který/která studuje v **magisterském navazujícím 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:

Konstrukce čtyřkolky (ATV) s elektrickým pohonem

v anglickém jazyce:

Design of all-terrain vehicle with electric drive

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh čtyřkolky (all-terrain vehicle) s elektrickým pohonem.

Cíle diplomové práce:

Cílem diplomové práce je konstrukční návrh čtyřkolky (all-terrain vehicle) s elektrickým pohonem. Při návrhu je nutné se zaměřit především na následující oblasti:

- zástavba elektrického pohonu a baterií
- konstrukce rámu,
- konstrukce náprav
- řízení, brzdy, kola

Seznam odborné literatury:

Reimpell,J.;Stoll,H.;Edward,A., The automotive chassis - engineering principles. Arnold, London 1996. ISBN 0-340-61443-9.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Petr Porteš, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 19.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Diplomová práce popisuje konstrukční návrh čtyřkolky (ATV) s elektrickým pohonem. Návrh je zaměřen na hlavní konstrukční části čtyřkolky, které jsou navrhovány s novodobými trendy vývoje čtyřkolek. Umístění elektrického pohonu a baterií v rámu čtyřkolky je řešeno pro sportovní verzi. Geometrie řízení je navržena užitím programu Adams. Pro modely hlavních komponent je vytvořena analýza napětí v programu Ansys Workbench. Je použito vstupního 3D modelu, který je vytvořen v programu Pro/Engineer. Brzdná soustava a kola jsou navržena pro pohyb a brzdění v daných terénních podmínkách.

KLÍČOVÁ SLOVA

Terénní čtyřkolka (ATV), elektromotor, baterie, nápravy, rám, brzdy, řízení, kola.

ABSTRACT

This master's thesis describes the design of All-Terrain Vehicle (ATV) with electric drive. The design is focused on the main parts of the ATV, which are designed with modern trends ATVs. Location of electric drive and batteries in the frame of the ATV is solved for the sport version of the ATV. Steering geometry is designed using the program Adams. For models of main components are created stress analysis in Ansys Workbench. The input is 3D model, which is created in Pro/Engineer. The braking system and wheels are designed for movement and braking of the terrain.

KEYWORDS

All-Terrain Vehicle (ATV), electric motor, battery, axles, frame, brakes, steering, wheels



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KUČERA, P. *Konstrukce čtyřkolky (ATV) s elektrickým pohonem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 114 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana Ing. Petra Porteše, Dr. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2011

.....

Pavel Kučera



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Petru Portešovi, Dr. za odbornou pomoc a hodnotné připomínky při zpracování diplomové práce.



OBSAH

Úvod	10
1 Základní pojmy z oblasti čtyřkolek	11
1.1 Čtyřkolky se spalovacími motory	11
1.2 Dostupné elektrické čtyřkolky	11
1.3 Pohonná jednotka čtyřkolky	13
1.3.1 Elektromotor	13
1.3.2 Stejnoseměrné elektromotory	13
1.3.3 Střídavé elektromotory	14
1.3.4 Baterie	14
1.4 Rámy čtyřkolek	15
1.5 Řízení	16
1.6 Podvozky čtyřkolek	16
2 Zástavba elektropohonu a baterií	19
2.1 Volba motoru	19
2.2 Volba baterií	20
2.3 Zapojení elektrického systému čtyřkolky	22
2.4 Zabudování el. systému do čtyřkolky	24
3 Rozvržení čtyřkolky	26
3.1 Rozvržení velikosti	26
3.2 Základní parametry	27
4 Jízdní parametry	29
4.1 Převodovka	29
4.2 Zatížení náprav	31
4.3 Jízdní odpory	32
4.3.1 Odpor valivý	32
4.3.2 Odpor vzdušný	34
4.3.3 Odpor stoupání	34
4.3.4 Celkové jízdní odpory	35
5 Výpočet sil působících na ATV	38
6 Rám	44
6.1 Konstrukční řešení	44
6.2 Torzní tuhost rámu	45
6.3 Analýza napjatosti v rámu	46
7 ŘÍZENÍ	52
7.1 Kinematika zavěšení	52



7.1.1	Změna sbíhavosti	53
7.1.2	Změna odklonu	54
7.1.3	Změna příklonu rejdové osy a poloměr rejdu	55
7.1.4	Záklon rejdové osy a závlek	56
7.1.5	Klonění a klopení karoserie	56
7.1.6	Změna rozchodu a rozvoru náprav	56
7.1.7	Porovnání hodnot geometrie	57
7.1.8	Ackermannova teorie řízení	58
7.2	Konstrukční řešení řízení	60
8	Přední náprava	61
8.1	Konstrukční řešení	61
8.2	Analýza napětí v nápravě	63
8.3	Trvanlivost ložisek těhlice	68
9	Zadní náprava	73
9.1	Konstrukční řešení	73
9.2	Napjatost v rameni zadní nápravy	75
9.3	Výpočet hřídele	79
9.4	Trvanlivost ložisek zadní nápravy	85
10	Kola	88
11	Brzdy	89
12	Design karoserie	94
	Závěr	97
	Seznam použitých zkratk a symbolů	103



ÚVOD

Vývoj čtyřkolek se dělí do dvou hlavních skupin, které se vyznačují svými specifiky. Čtyřkolky se konstrukčně řeší jako sportovní, nebo pracovní provedení. Jednotlivé typy jsou sestrojovány dle požadavků zákazníků. Sportovní, nebo pracovní provedení má značné rozpětí užití ve sportovních závodech, v zemědělství, nebo lesnictví.

Požadavky zákazníků směřují stále výše a tomu se musí přizpůsobovat vývojové firmy, které se za účelem zisku snaží držet krok s konkurenčními firmami. Nátlaky trhu tlačí firmy k používání nových trendů a mechanismů používaných v běžných automobilech např. užití posilovače řízení, nebo zavádění složitější ovládací elektrotechniky.

Z druhé strany je vliv organizací zabývajících se ekologií světa, které mají snahu snižovat emisní hodnoty. Proto vývoje hybridních, nebo elektrických pohonných jednotek, které byly zprvu preferovány u automobilu, značně vzrostly. Alternativní pohony se stávají v posledních letech jakýmsi fenoménem, proto není divu, že se objevují první prototypy elektricky poháněných čtyřkolek.

Práce se zabývá konstrukcí čtyřkolky ATV s elektrickým pohonem. Zaměření konstrukce je na jednotlivé části podvozku, rámu a volba pohonné jednotky. Umístění hnací jednotky spočívá ve využití elektromotoru jako pohonu celé čtyřkolky. Podvozek a rám je přizpůsoben daným terénním podmínkám, ve kterých bude čtyřkolka provozována. K návrhu posloužily vhodné napěťové a kinematické analýzy s využitím vhodných programů.

Jedná se tedy o návrh ekologické čtyřkolky, která nemá žádné emisní hodnoty a může se pohybovat tiše ve volném prostranství. Snahou je však docílení stejných, ne-li lepších jízdních vlastností a parametrů odpovídajících běžným čtyřkolkám vyskytujících se na trhu.



1 ZÁKLADNÍ POJMY Z OBLASTI ČTYŘKOLEK

Zkratkou ATV (All-Terrain-Vehicle) jsou označována dvoustopá terénní vozítka nazývaná jako čtyřkolky vycházející z terénních motocyklů. Z historického hlediska vývoj ATV začal v 80 letech, kdy se ještě nejednalo o čtyřkolky, ale o terénní tříkolky jak uvádí článek [37]. Prvním průkopníkem byla společnost Honda, která uvedla na trh terénní tříkolku. Postupně se přidaly další firmy jako Yamaha a Kawasaki, ale již s využitím čtyř kol. Postupným vývojem výrobní firmy dospěly až k dnešnímu provedení čtyřkolky, kdy se začíná značně upřednostňovat ekologický pohon. Vývoj čtyřkolek také nezahálí a snaží se elektrickými motory nahradit spalovací motory. Jedná se tedy o EATV (Electric- All-Terrain-Vehicle).



Obr. 1 Sportovní provedení (Kawasaki KFX450R) [36]

1.1 ČTYŘKOLKY SE SPALOVACÍMI MOTORY

Na trhu je značné množství dostupných čtyřkolek od různých firem z celého světa. Mezi nejznámější patří čtyřkolky od firem Can-Am (Kanada), E-ton (Taiwan), Honda (Japonsko), Kawasaki (Japonsko), Polaris (USA), Suzuki (Japonsko), Yamaha (Japonsko) a také česká firma VYX vyrábějící sportovní speciály. Vyráběné řady čtyřkolek se dělí na užitkové obr. 2, nebo sportovní provedení obr. 1. Užitkové ATV jsou užívány spíše pro práci než pro zábavu. Jejich mohutnost a silné motory, které pohání všechna kola, slouží k tažení těžkých přívěsů, nebo k ulehčení jiné potřebné práce. Sportovní verze mají ve většině případů hnanou jen zadní nápravu bez užití diferenciálu. Jednotlivé technické prvky čtyřkolek budou popsány v dalších kapitolách, kde jim bude využito i pro návrh elektrické čtyřkolky.



Obr. 2 Užitkové provedení (Yamaha Grizzly 450 IRS) [25]

1.2 DOSTUPNÉ ELEKTRICKÉ ČTYŘKOLKY

Na trhu se vyskytuje několik výrobců elektrických ATV. Mezi ně patří hlavně zástupci z amerických a čínských firem, u kterých je možnost zakoupit vyrobené stroje. Také se v médiích vyskytují vytvořené koncepty na elektrické čtyřkolky např. čtyřkolka PEUGEOT CAPSULE ATV. Z článku [46] vyplývá, že se jedná o návrh elektrické čtyřkolky s pohonem všech 4 kol. Jako zdroje energie jsou užity lithiové baterie, které se mohou nabít i za jízdy pomocí fotovoltaických panelů. Ty jsou umístěny na střeše čtyřkolky.



Mezi skutečně vyráběné elektrické ATV patří čtyřkolka od firmy Barefoot motor sídlící ve státě Oregon. Informace o parametrech čtyřkolky jsou čerpány z článku [43]. Jejich produkt je označen jako EUV M-1 a je určen hlavně pro zemědělské účely. Hnací jednotka je upravena z těchto důvodů na pomalejší akceleraci a dosahovaná rychlost je okolo 48,28 km/h. Pro pohon kol je užito dvou motorů. Hlavní motor pohání zadní nápravu a jeho parametry dosahují hodnot 16,63 kW a 69,15 Nm. Druhý motor je umístěn na přední nápravě, ale s menšími parametry dosahujícími hodnot 6,34 kW a 18,981 Nm. Výkony jsou uváděny jako vrcholové.



Obr. 4 Elektrická čtyřkolka EUV M-1 [43]

Zdrojem energie motoru je 24 článková baterie LiFePO4, která zaručuje 1000 cyklů z úplného vybití. Na jedno nabití je uváděno, že čtyřkolka může pracovat 3-8 hodin při plném nabití. Cena této čtyřkolky je závislá na počtu hnaných kol, např. model se všemi hnanými koly stojí 12900 dolarů.

vybití baterií. V rámu je umístěno 6 x 12 voltových baterií a provozní otáčky motoru jsou v rozmezí 700–5000 1/min. Udávaný krouticí moment dosahuje hodnoty 507,08 Nm na kolech a na výstupu z motoru je 94,91 Nm. Firma tuto čtyřkolku zhotovila hlavně pro zemědělce, návštěvníky přírody a pro lovce zvěře z důvodu tichého provozu.

Z čínských produktů je nabízeno několik typů čtyřkolek, ale malých výkonů. Na internetových stránkách [24], [30] jsou uvedeny tyto typy: KTA-ATV32, která má 2 motory o výkonech 1000W napájeny čtyřmi bateriemi dodávajícími systému 12V. Dále nabídka ještě obsahuje 6kW ATV se dvěma motory o výkonech 2x3000 W. S dodávaným napětím baterií 60V dosáhne čtyřkolka maximálně 40 km/h a dojezd je udáván 50 km. Na trhu jsou i další elektrické čtyřkolky, které ovšem nejsou přizpůsobeny pro dospělé a jedná se pouze o dětské čtyřkolky malých výkonů a rychlostí. Co se týká konstrukčního provedení elektrických



Obr. 3 Elektrická čtyřkolka PEUGEOT CAPSULE ATV [46]

Dalším výrobcem z Ameriky je firma EDS, která na svých internetových stránkách [38] představuje výrobek označený jako E-Force Electric ATV. Čtyřkolka je osazena 72 voltovým kartáčovým DC motorem, který dosahuje špičkového výkonu 22kW a může být neomezeně provozován při nepřetržitém výkonu 7kW až do



Obr. 5 Elektrická čtyřkolka E-Force Electric ATV [20]



čtyřkolek, není v něm takřka žádný rozdíl. Pouze se jedná o náhradu spalovacího motoru umístěného ve střední části čtyřkolky za motor elektrický.

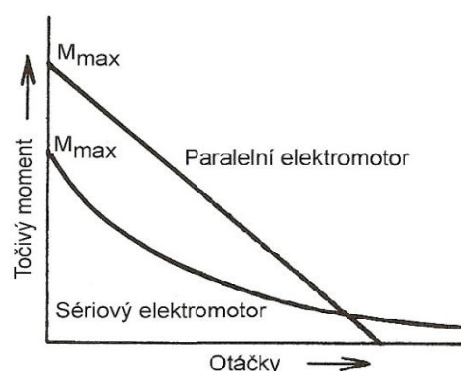
1.3 POHONNÁ JEDNOTKA ČTYŘKOLKY

1.3.1 ELEKTROMOTOR

Elektrické motory slouží k pohonu vozidel a mají různé výkonové charakteristiky dány typem motoru. Zakomponování elektromotoru do čtyřkolky přinese některé výhody i nevýhody, jako je snížení emisí na nulové hodnoty, nízkou hladinu hluku a naopak omezenou vzdálenost dojezdu. Jednotlivé typy motorů a jejich využití je v následujících podkapitolách. Pro tyto podkapitoly byly informace čerpány z literatury [8].

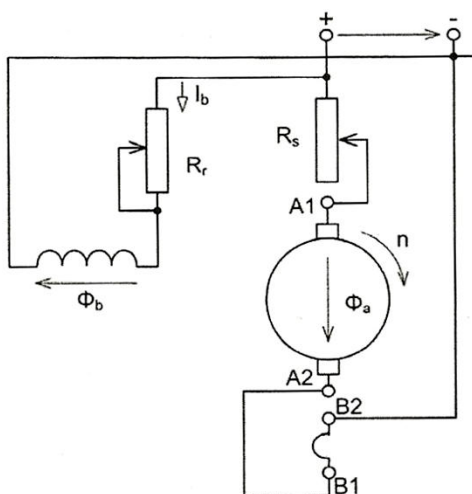
1.3.2 STEJNOSMĚRNÉ ELEKTROMOTORY

Stejnoseměrný motor je složen ze statoru a rotoru. Stator obsahuje budící vinutí, ve kterých přívodem budícího proudu vzniká magnetický tok. Vinutí vytváří střídavě jižní a severní pól. Rotor je složen z vinutí, do kterého je přiváděn proud přes komutátor. Komutátor zajišťuje stálý směr proudu ve vinutí. Přívodem proudu do rotoru a statoru se jednotlivá vinutí buď přitahují, nebo odpuzují a tím roztáčí motor. Budící vinutí je napájeno dle daných zapojení a u elektromobilů se užívá zapojení s paralelním buzením, nebo sériovým. Jelikož paralelní buzení má lepší průběh momentu, jak je uvedeno na obr. 6, proto je užití tohoto zapojení vhodnější. Schéma zapojení paralelního buzení je na obr. 7. Regulace otáček se provádí více možnostmi. Jedním ze způsobu je změnou napětí pomocí změny odporu. Dalším způsobem je užití pulzního měniče, který zapíná a vypíná napětí přiváděné do elektromotoru.

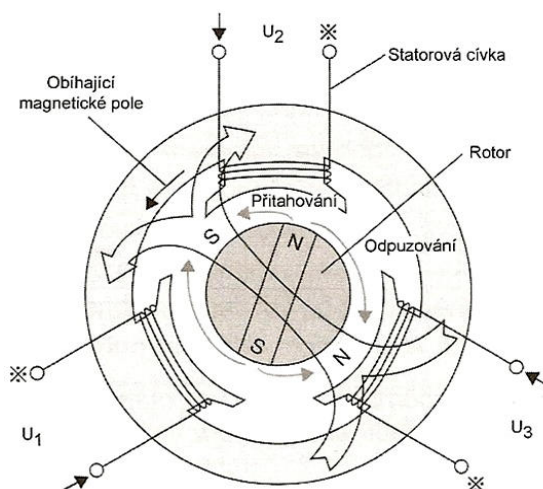


Obr. 6 Charakteristika zapojení elektromotorů [8]

U statoru lze také užít permanentních magnetů pro vytvoření elektromagnetického pole. Permanentního magnetu využívají i elektromotory bez kartáčů, kdy je stator změněn za rotor



Obr. 7 Zapojení paralelního buzení [10]



Obr. 8 Schéma asynchronního motoru [8]



tohoto muže být využito při umístění motorů do kol. Plášť (nyní rotor) motoru je uložen v disku kola a točí se okolo vnitřní části elektromotoru (nyní stator), která je připojena k nápravě.

Výhodou stejnosměrných elektromotorů je dobrá cena a jednoduché ovládání. Nevýhodou je pak údržba elektromotoru a to především výměna kartáčů

1.3.3 STŘÍDAVÉ ELEKTROMOTORY

Mezi střídavé elektromotory používané pro elektromobily patří asynchronní motory obr. 8. Tyto motory mají statorové trojfázové vinutí připojeno na střídavé napětí, které vytváří točivé magnetické pole. Tímto polem se indukují napětí v rotoru a vytvoří se magnetické pole. Vzájemným působením magnetických polí dochází k rotaci rotoru. Motor je jednodušší konstrukce a může dosáhnout až 20000 otáček za minutu [8]. Jelikož motor pracuje na střídavé napětí, musí být přiváděné stejnosměrné napětí od baterky změněno na střídavé. To se provádí pomocí střídače. Řízení motoru se zajišťuje měničem kmitočtu.

1.3.4 BATERIE

Baterie slouží pro dodávání napětí danému elektromotoru. Obecně je baterie složená z dvou elektrod a elektrolytu, kdy chemickou reakcí vzniká elektrická energie. Jejich hodnoty energie jsou ve srovnání s palivy jako např. benzín, nafta mnohokrát menší s ohledem na jejich hmotnost. Například palivo o hmotnosti 30kg má energii ve stovkách kWh a kdyby tuto energii měla mít určitá baterie, její hmotnost by se mohla pohybovat až v řádech tisíců kg což je značná nevýhoda. Hodnoty baterie jako je výkonová a energetická hustota určují dojezd a rychlostní vlastnosti elektromobilu. Náznorné hodnoty ukazuje tabulka 1, kde jsou naznačeny i cílové hodnoty, kterých by měly baterie dosahovat. Značnou nevýhodou baterií je omezená doba dojezdu a omezený počet cyklů nabíjení, který je až 1000 cyklů. Možnou další nevýhodou je doba nabíjení pohybující se až v desítkách hodin pro úplné nabití. Rychlost nabíjení závisí na připojeném napětí a proudu, který baterie snese.

Tab. 1 Údaje užívaných baterií [8]

Typ baterie	Hustota energie		Výkonová hustota		Životnost		Cena
	Wh/kg	Wh/l	W/kg	W/l	cyklů	let	
olovo	30-50	70-120	150-400	350-1000	50-1000	3-5	100-150
nikl-kadmium	40-60	80-130	80-175	180-350	>2000	3-10*	225*-350
nikl-metalhydrid	60-80	150-200	200-300	400-500	500-1000	5-10*	225*-300
sodík-niklchlorid	85-100	150-175	155	225	800-1000	5-10*	225*-300
lithium-iontová	90-120	160-200	300	300	1000	5-10*	275*
lithium-polymer	150	220	300	450	<1000	-	<225*
zinek-vzduch	100-220	120-150	100	120	-	-	60*
cílové hodnoty	80-200	135-300	75-200	250-600	600-1000	5-10	90-135

Jak uvádí literatura [8], tak nejčastější druhy baterií a jejich vlastnosti užívaných v elektrovozidlech jsou:



Olověný akumulátor - obsahuje elektrody, katodu z čistého olova a anodu z kysličníku olova, mající napětí okolo 2V. Elektrolytem je kyselina sírová v určitém zředěném poměru. Tyto akumulátory mívají okolo 800 cyklů a na jedno nabití jsou schopny urazit vzdálenost až 50km. V porovnání s dalšími bateriemi mají malou hustotu energie 30Wh/kg a zkrácením doby nabíjení klesá jejich kapacita, což pro užití v elektromobilu je spíše nevhodné.

Baterie nikel-kadmium - jejich elektrody jsou z vodivých materiálů s obsahem niklu. Elektrolyt baterie se skládá z hydroxidu draselného. Přestože má tato baterie význam v užívání v elektromobilech, jsou u ní i některé nevýhody jako je paměťový efekt, který snižuje kapacitu. Proto musí být baterie dostatečně nabíjena a vybíjena. Udávané hodnoty cyklů nabíjení jsou 1500 a u novějších provedení až 3000. Baterie mohou být zatíženy vysokým napětím, což značně urychlí jejich nabíjení.

Baterie nikel-metalhydridová – tato baterie je často užívána v elektromobilech. Anoda je sloučenina niklu a katoda je slitina schopna pohlcovat vodík [8]. Elektrody jsou zality roztokem hydroxidu. Baterie dodává napětí okolo 1,4V. Jak je uváděno v tabulce 1, hustota energie je 60-80kWh/kg, avšak cena je poněkud vysoká.

Baterie lithium iontová – má oproti uváděným bateriím vyšší dodávanou energii a to 120-130Wh/kg při možném užití až 1000 cyklů. Výhodou je, že tyto baterie nemají napěťový efekt, který by omezoval jejich kapacitu, avšak jejich kapacita se mění s teplotou. Napětí 3,5V vzniká na elektrodách např. z Li_2MnO_2 pro katodu a z uhlíkové matrice pro anodu.

1.4 RÁMY ČTYŘKOLEK

Rámy čtyřkolek se zhotovují jako svařená konstrukce z trubkových profilů, nebo jsou montovány, jako v případě u sportovních čtyřkolek od společnosti Cam-Am, Yamaha atd., kde rám je tvořen z dílů z hliníkové slitiny, které jsou sešroubovány, jak je názorné na obr. 9. Ve většině případů jsou rámové ocelové konstrukce svařeny z trubkových profilů s rozložením dle potřeb úchytných čtyřkolky. Výjimku tvoří ještě rám pro užitkové čtyřkolky u společnosti Can-Am, který je z obdélníkového profilu a vytváří hlavní nosnou část na podélné rovině čtyřkolky jak je na obr. 10.



Obr. 9 Rám z hliníkové slitiny [23]



Obr. 10 Rám užitkové čtyřkolky od společnosti Can-Am [31]



Obr. 11 Trubkový rám čtyřkolky KTM SX 450 [32]

1.5 ŘÍZENÍ

Řízení je u čtyřkolek pomocí řídítek, kdy je pohyb přenášen přes řídicí tyč na konzolu s rameny, kde jsou napojeny táhla s kulovými čepy a přenáší pohyb na těhlici. U některých společností vyrábějících čtyřkolky pro užitkové verze přidávají posilovač řízení, který napomáhá snadnější manipulaci se čtyřkolkou. Pro pohodlnější pocit při jízdě např. společnost Fasst Company vyrábí řídítka s tlumením vibrací, aby si jezdci neničili loketní klouby a ruce.



Obr. 12 Řídítka s tlumící funkcí od společnosti Fasst Company [33]

1.6 PODVOZKY ČTYŘKOLEK

Sériově vyráběné čtyřkolky užívají vepředu nečastěji lichoběžníkových náprav, nebo i náprav McPherson např. čtyřkolka OUTLANDER od Can-Am. Na obr. 13 je názorně vidět přední zavěšení ramen lichoběžníkové nápravy čtyřkolky Yamaha. Ramena jsou ve většině případů svařována z trubkových profilů. U některých užitkových čtyřkolek jsou však i kovaná. Pružící jednotky (tlumič a pružina) jsou uchyceny na spodních ramenech a u některých užitkových verzí i na horních ramenech. Ramena jsou spojena s těhlicí přes kulové čepy a těhlice je vyrobena jako výkovek. Uchycení kulových čepů na horním rameni bývá pomocí závitů pro možnost nastavení geometrie přední nápravy, následně je uchycení zajištěno maticemi. Pro nastavení geometrie lze také na přední nápravě měnit délku táhel řízení pro nastavení sbíhavosti. Na těhlici je nasazen náboj, který se otáčí na dvou kuželkových ložiskách, nebo na dvouřadém kuličkovém ložisku dle výrobce dané čtyřkolky.



Obr. 13 Přední lichoběžníková náprava sportovní čtyřkolky [34]

např. u jednotek odpružení od společnosti FOX. Tlumiče jsou olejové.

U čtyřkolek jsou užívány kotoučové brzdy a pro přední nápravu je vytvořen okruh brzd



Obr. 14 Zadní lichoběžníková náprava [35]

ovládaný pákou na řídítkách. Pro užitkové i sportovní provedení jsou na přední nápravě kotoučové brzdy pro každé kolo zvlášť na rozdíle od zadních brzd. Brzdy pro zadní kola jsou užívány kotoučové a u sportovních provedení bývá pro zadní nápravu jen jedna kotoučová brzdá. V některých případech se vyskytují i brzdy bubnové, ale jen u čtyřkolek malých výkonů, nebo u dětských čtyřkolek. Zadní brzdový okruh je ovládán nezávisle na předním okruhu pomocí nožního pedálu. Některé čtyřkolky mají i ruční brzdou ovládanou z řídítek a připojenou k zadnímu okruhu. Kola u sportovních čtyřkolek jsou vpředu většího průměru a menší šířky pro ovladatelnost. Vzadu, z hlediska lepšího přenášení síly, jsou kola širší. U užitkových čtyřkolek jsou průměry i šířky kol vpředu i vzadu stejné. Pro čtyřkolky se užívá více druhů radiálních pneumatik. U sportovních čtyřkolek je rozhodující pro jaké závody jsou pneumatiky užívány. Podle toho se volí výška a tvar vzorku, což ovlivňuje ovladatelnost a průjezdnost terénem.

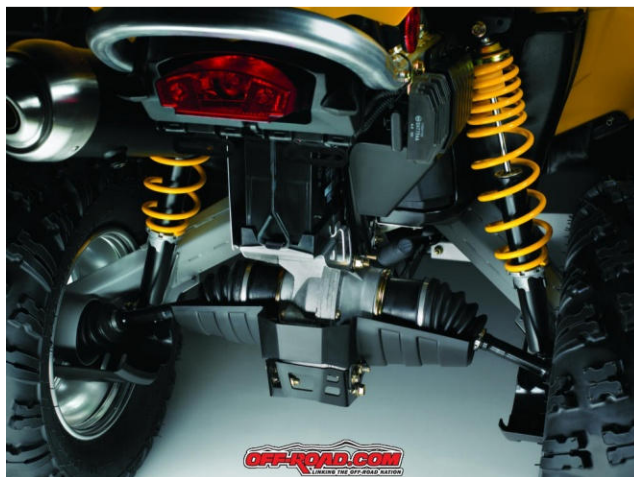


Obr. 15 Zadní kliková náprava o jednom rameni [28]

Čtyřkolky jsou poháněny užitím spalovacích motorů, nebo elektromotorů. Přenos hnacího momentu je uskutečňován několika konstrukčními prvky. U sportovních čtyřkolek je přenášen moment na kola pomocí řetězového převodu, který pohání celou zadní osu spojenou s koly. U užitkových čtyřkolek je pohon všech kol tedy 4x4. Z toho důvodu jsou



otáčky přivedeny na rozvodové skříně náprav a odtud pomocí homokinetických hřídelí na jednotlivá kola. V rozvodových skříních jsou zakomponovány diferenciály, které je možné při prokluzu kol zablokovat. Zablokování diferenciálu je ručně pomocí ovládací páky, nebo je diferenciál samosvorný. U moderních čtyřkolek jsou ovládány elektronicky, kdy jsou snímány otáčky jednotlivých kol a při prokluzu se diferenciál automaticky zablokuje. U dostupných elektrických čtyřkolek je motor s převodovkou umístěn přímo na nápravě.



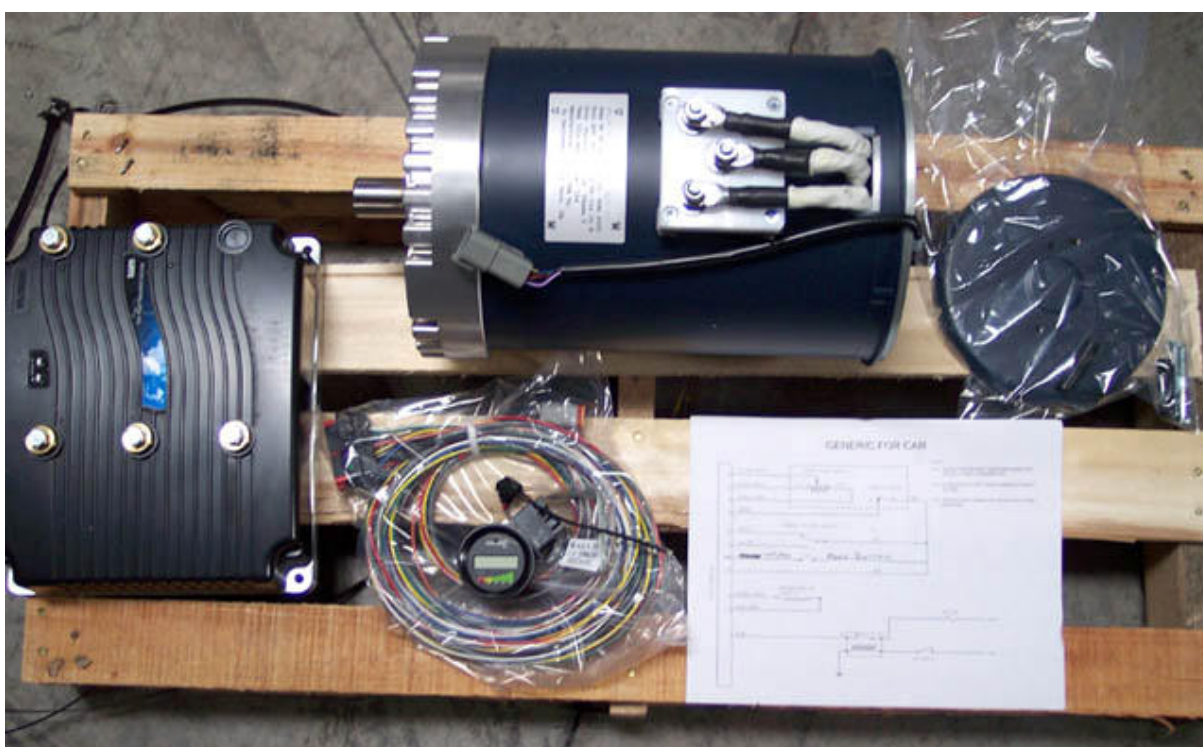
Obr. 16 Zadní kliková náprava užitkové čtyřkolky [29]



2 ZÁSTAVBA ELEKTROPOHONU A BATERIÍ

2.1 VOLBA MOTORU

Při volbě parametrů motoru bylo vycházeno z požadavku na dostačující krouticí moment a výkon pro pohyb terénem, poměru velikosti motoru ku výkonu a krouticího momentu. V první řadě však bylo přihlédnuto k dostupnosti technických dat o daném motoru. Dále bylo přihlédnuto k parametrům motorů pro elektrické čtyřkolky uvedené v kapitole 1. Volený motor je vyráběný společností HPGC z Ontaria z jižní Californie. Tyto elektrické systémy jsou nabízeny společnostmi Thunderstruck motors a HPEVS, které mají velký sortiment pro pohon elektrických vozidel. Z požadavku na vyšší parametry motoru, byl vybrán asynchronní motor s označením AC-35 dříve jako AC31-01. Parametry motoru jsou čerpány z daných materiálů uvedených společností na stránkách [15], [19].



Obr. 17 Volený set s motorem AC-31 [13]

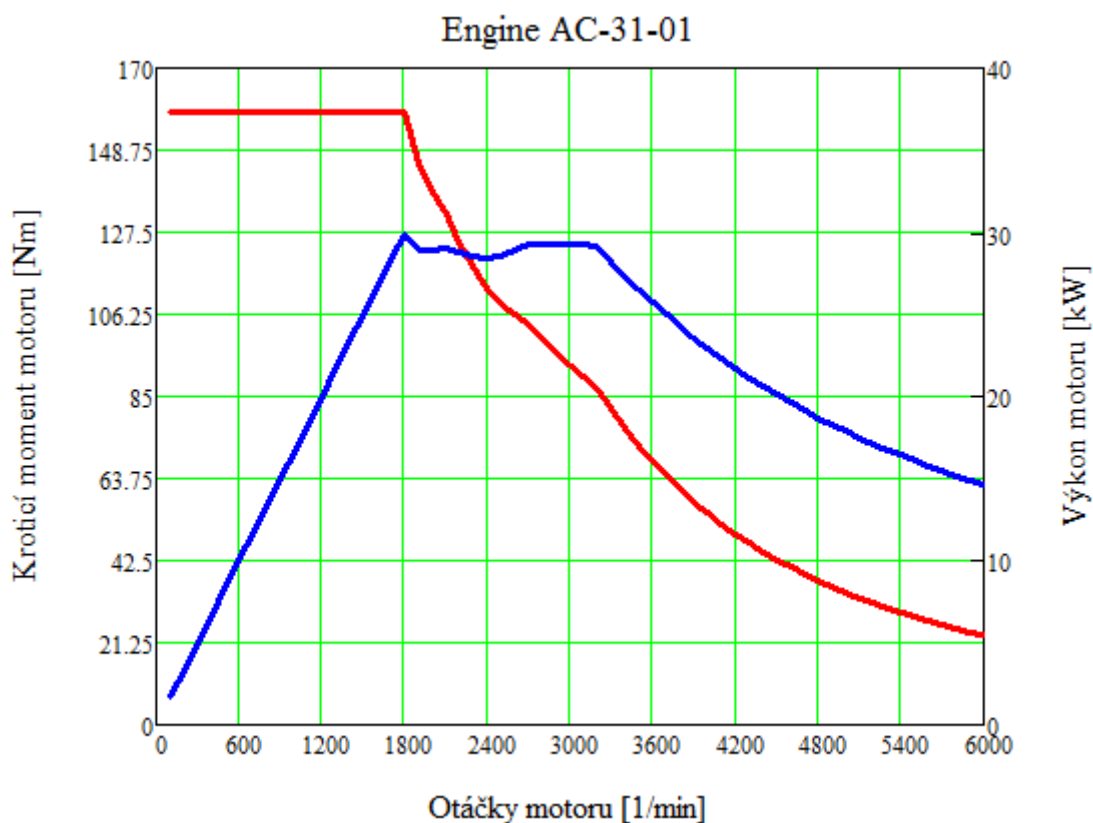
Motor a další součásti systému se dodávají jako celý komplet, ke kterému po zapojení dle

Tab. 2 Parametry voleného motoru

Název	Označení	Velikost	Jednotka
Maximální výkon (špičkový)	P_{emax}	29,91	kW
Kontinuální výkon	P_{ekon}	7,457	kW
Špičkový krouticí moment	T_{emax}	158,7	Nm
Hmotnost motoru	m_{motor}	38,555	kg
Maximální otáčky	n_{max}	6000	min^{-1}
Účinnost motoru	η	0,89	-



schématu stačí připojit kontakty přivedené od baterií a celý pohonný systém by mohl pracovat.



Obr. 18 Charakteristika motoru AC-31

Na obr. 18 je znázorněn graf charakteristiky motoru, kde je vidět, oproti spalovacím motorům, že kroticí moment motoru je nejvyšší od nulových otáček. To má výhodu z hlediska použití jednoho stálého převodu pro pohon nápravy. Daný převod je popsán v kapitole 4.1 a je součástí zadní nápravy.

Dále set obsahuje zmiňovaný motor, řídicí jednotku, která je označena jako Curtis 1238-7501 AC Controller, displej s možností nastavení kontrolovaných hodnot (rychlost, proud, napětí, otáčky) a potřebné vodiče pro propojení. Řídicí jednotka je složena z měniče a střídače se základními parametry uvedené v elektronické příloze na přiloženém CD. Jednotlivé části jednotky mění stejnosměrný proud z baterií na střídavý. Dále ho jednotka upravuje dle signálu z ovládacího prvku na říditkách (plynu), pro ovládání jízdy z pohledu řidiče, nazývaný Trottles. Tento prvek je potenciometr, do kterého vstupuje signál z jednotky a změnou polohy se nastavuje odpor daný potenciometrem, který udává hodnotu signálu vracejícímu se zpět do řídicí jednotky.

2.2 VOLBA BATERIÍ

Navrhovaná terénní čtyřkolka při porovnání s elektromobilem má omezené prostory pro umístění baterie. Z toho důvodu, byly voleny takové baterie, které budou mít vhodné rozměry, dostatečnou energii pro dané parametry motoru a řídicí jednotky, dostatečný počet cyklu nabíjení a nízkou hmotnost. Vybrány byly baterie od společnosti Winston Battery dříve s názvem Thunder-Sky. Parametry do tabulky 3 jsou čerpany z odkazu [14] odkud



je i elektronická příloha přiložená na CD s podrobnějšími informacemi o baterii typu TS-LFP90AHA. Porovnáním parametrů z tabulky 1 jsou vidět značně lepší hodnoty parametru oproti např. olověným bateriím. Z jednotlivých baterií byl sestaven bateriový systém o počtu 32 baterií o celkovém nominálním napětí systému $U = 96V$.

Tab. 3 Parametry volených baterií

Název	Označení	Velikost	Jednotka
Nominální kapacita baterie	C_{bat}	90	Ah
Nominální napětí baterie	U_n	3,2	V
Maximální napětí baterie	U_{max}	4,25	V
Minimální napětí baterie	U_{min}	2,5	V
Konstantní proud při vybíjení	I_{kond}	270	A
Impulzní (špičkový) proud při vybíjení	I_{impd}	1800	A
Standardní vybíjecí a nabíjecí proud	I_{scd}	45	A
Počet životních cyklů do 80% vybití	$T_{80\%}$	3000	-
Počet životních cyklů do 70% vybití	$T_{70\%}$	5000	-
Teplotní odolnost baterie	T_{od}	200	°C
Operační teplota baterie	T_{oper}	-45÷85	°C
Hmotnost baterie	m_{bat}	3,2	kg

Počet baterií:

$$j_{bat} = \frac{U}{U_n} = 32 \quad (1)$$

Energie baterií:

$$E_{bat} = U * C_{bat} = 8,64kWh \quad (2)$$

Z energie baterie a výkonu motoru potřebného pro jízdu bez zrychlení po rovině s uvažováním odporu valení a vzduchu, lze vypočítat teoretickou výdrž baterií. V tomto případě se neuvažuje rekuperace energie dodávaná při brzdění, kterou daná řídicí jednotka poskytuje.

Rovnice pro potřebný výkon k jízdě po rovině:

$$P_{pi} = \frac{F_{od_i} * r_{rd}}{N_d * \eta_d} * 2 * \pi * n_{e_i} \quad (3)$$

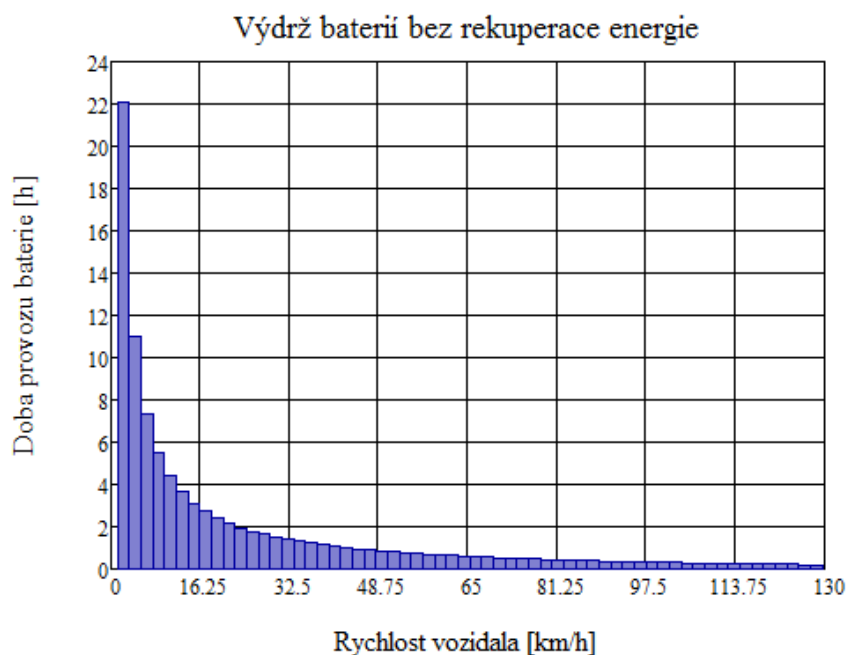
kde F_{od} - síla jízdního odporu, r_{rd} - dynamický poloměr zadního kola, N_d - převodový poměr převodovky, η_d - účinnost převodu, n_e - otáčky motoru a i - index udává, že je počítáno od 0 do 59 hodnot získaných z parametru motoru, tento index i a další indexy s jiným označením v následujících kapitolách, slouží pro výpočty v programu Mathcad, ve kterém byly vypočteny všechny hodnoty uvedené v této práci. Dané hodnoty jsou převzaty z kapitoly 4.3.



Výdrž baterií:

$$t_{jiz} = \frac{E_{bat}}{P_p} \quad (4)$$

kde z výsledku je možno graficky znázornit závislost času výdrže baterií na rychlosti čtyřkolky, jak je na obr. 19. U elektromotorů jsou udávány dvě hodnoty výkonu a to špičkového a kontinuálního. Špičkový výkon se používá jenom po omezenou dobu např. pro



Obr. 19 Výdrž baterií bez rekuperace energie

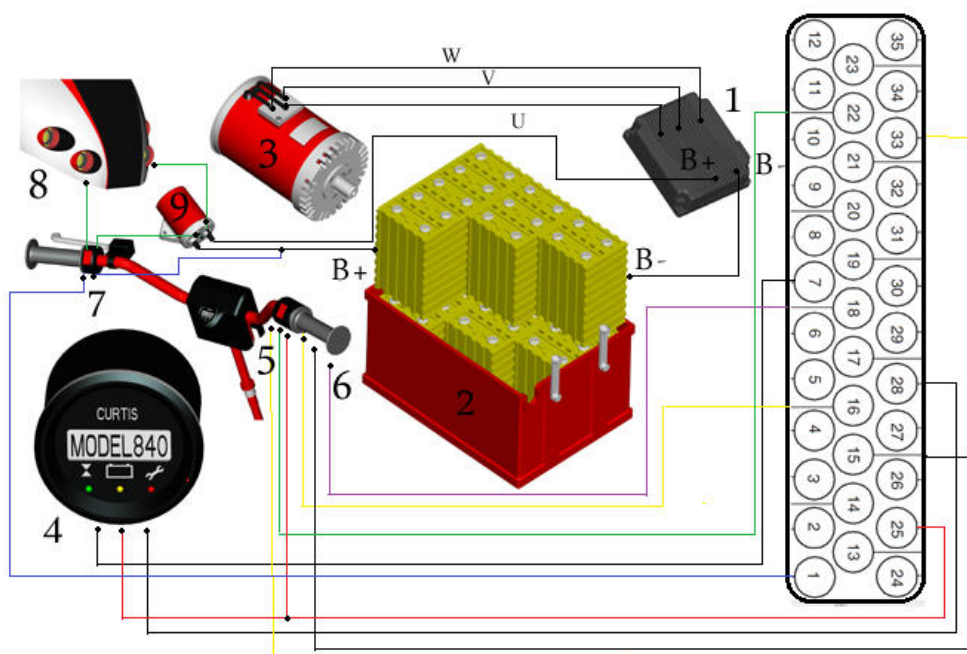
zrychlování, na rozdíl od kontinuálního výkonu, který může být používán po celou dobu chodu, aniž by u elektrického systému mohlo dojít k poruše. Tudiž při stejných podmínkách pro rovnici 3 lze určit rychlost a dobu výdrže baterií při kontinuálním výkonu, což odpovídá rychlosti 38,5 km/h a provozu 1,14 hodin. Při dodržení této konstantní rychlosti by to znamenalo dojezd okolo 44 km. Avšak teoreticky by měl být dojezd delší při návratu energie do baterií při rekuperaci.

2.3 ZAPOJENÍ ELEKTRICKÉHO SYSTÉMU ČTYŘKOLKY

Na obr. 20 je pro názornost zjednodušené schéma zapojení. Podrobnější zapojení celého systému je v elektronické příloze na přiloženém CD. Na řídicí jednotce označené číslem 1 jsou tři výstupy z jednotlivých fází U V W propojených s motorem, který je označen pozicí 3. Další dva výstupy jsou pro zapojení okruhu baterií, které se spojují sériově, aby dosáhly zmiňovaného nominálního napětí 96V. Sériové zapojení má však nevýhodu, že tímto zapojením nelze zvýšit kapacita systému jako v případě paralelního zapojení. Třetím výstupem z řídicí jednotky je konektor o 35 vstupech, do kterých jsou zapojeny další důležité části elektrického systému. Pod pozicí 6 je umístěn ovladač otáček motoru (plyn), který je spojen třemi dráty do očíslovaných výstupů z konektoru jednotky 15,18,16. Ovladač otáček je umístěn na řidítkách. Vedle něho je připevněn spínač a propojen s výstupy 22, 25, 33 konektoru jednotky. Tento spínač slouží k nastavení motoru pro jízdu vpřed, pokud má řidič v úmyslu jet vzad tedy couvat, přepne spínač do polohy druhé. Na opačné straně řidítek pod



pozicí 7 jsou umístěny dva spínače a to jeden pro zapnutí celého systému spojený s vodičem z baterie označeným B+ a dále pokračuje přes daný spínač až do části konektoru 1. Druhý spínač je propojen s Contactorem pozice 9 a světly pozice 8. V okruhu baterií prochází velké napětí pro zapojení světel, proto je užito daného zařízení (Contactor), které má vhodný výstup o napětí 12V. Pokud bude řidič potřebovat svítit, je zde možnost užít přední osvětlení čtyřkolky, ale samozřejmě se část energie z baterií spotřebuje na svícení a tím se jízda zkrátí dle odběru energie daných žárovek. Z důvodu snížení odběru energie dalšími součástmi, zde není zapojeno koncové a brzdové světlo, protože čtyřkolka není navrhovaná pro veřejnou komunikaci. Předposlední položkou elektrického systému čtyřkolky je zapojení displeje umístěného uprostřed řidiček do konektoru s výstupy 7, 25, 28. Displej ukazuje řidičem vybrané parametry a zároveň může signalizovat určité poruchy systému. Poslední položkou je zařízení potřebné pro nabíjení čtyřkolky. Pro tyto účely je vybráno zařízení EL-PFC-1500. Zařízení je propojeno na výstupy z baterií a je přišroubováno k rámu čtyřkolky. Pokud na displeji je signalizován stav pro dobíjení baterií postačí přijet k nejbližší zásuvce využívané v domácnosti o střídavém napětí 230V a zapojit. Značnou nevýhodou dobíjení je dlouhá doba procesu. Hodnota napětí na každé z baterií při vybíjení je různá dle užívaných druhů baterií, proto by bylo vhodné použít kontrolní systém, který by hlídal hodnoty jednotlivých článků a pokud by některá baterie měla např. hodnotu zcela nulovou a ostatní ne, proces vybíjení by se musel zastavit, aby nedošlo k poškození dané baterie. Tato kontrola by probíhala i v případě nabíjení, aby nedošlo u některých kusů k přebíjení a opět k následnému poškození. Co se týká řídicí jednotky, je zde možno připojit programovací zařízení a přizpůsobit parametry daným potřebám vozidla i řidiče. Lze nastavit různé druhy provozu např. úsporná jízda, nebo jízda sportovnějšího charakteru. Manuál pro tuto řídicí jednotku je zahrnut v informacích o parametrech na stránkách nabízejících firem [15], [19].

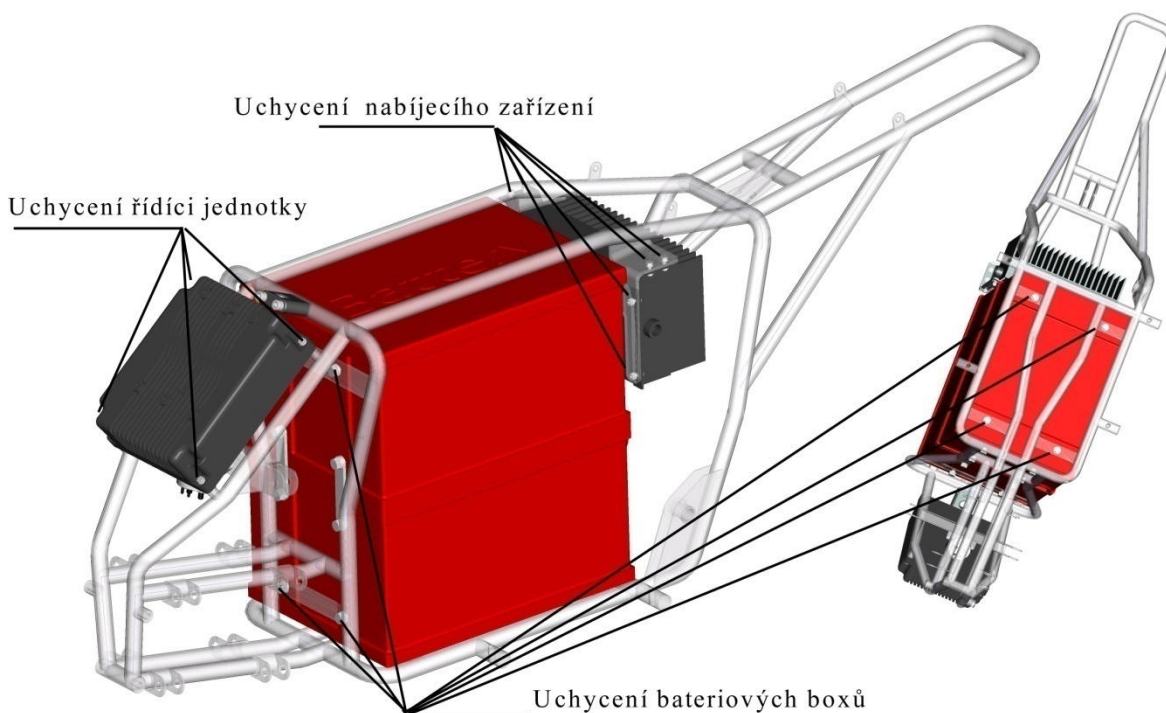


Obr. 20 Zjednodušené schéma elektrického systému čtyřkolky: 1-řídicí jednotka, 2-systém baterií, 3-motor AC-31, 4- kontrolní displej, 5-spínač směru chodu, 6-ovladač otáček, 7-spínače světel a celého systému, 8-světla v pření kapotáži, 9-Contactor



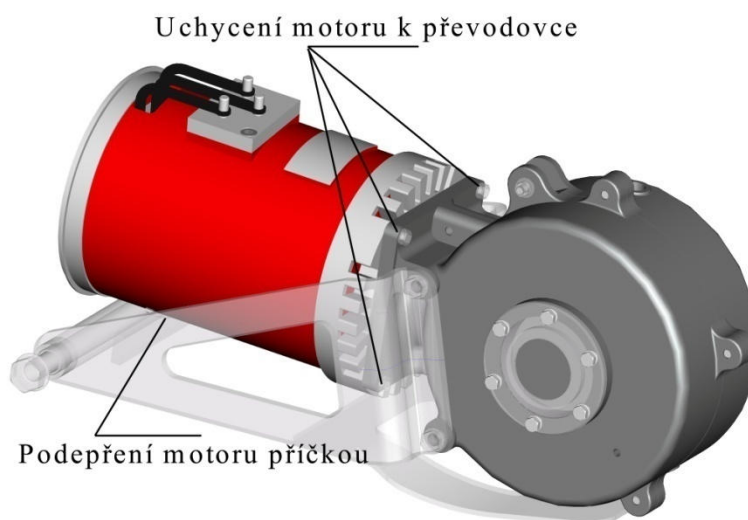
2.4 ZABUDOVÁNÍ ELEKTRICKÉHO SYSTÉMU DO ČTYŘKOLKY

Komponenty bylo zapotřebí rozmístit tak, aby bylo maximálně využito místo okolo rámu a rozměry čtyřkolky byly srovnatelné se sériovými čtyřkolkami. Zároveň bylo zapotřebí docílit, aby komponenty nezasahovaly do prostorů, potřebných pro umístění prostoru nohou řidiče, sedadla a funkci zdvihu náprav a zatačení předních kol. Umístění baterií vycházelo z vhodnosti využití prostoru v rámu, který v případě nevyužití spalovacího motoru uvolnil značné místo. Baterie jsou vloženy po 16 kusech do dvou plastových boxů a uzavřeny víkem. Z hlediska zahřívání systému baterií je mezi jednotlivými kusy a stěnou odvětrávací prostor. Pokud by chlazení nepostačovalo, bylo by vhodné v přední části boxu vytvořit výřezy pro proudění chladícího vzduchu, popřípadě umístit elektrické ventilátory.



Obrázek 21 Rozmístění a uchycení jednotlivých dílů elektrického systému

Volba boxu vychází z teorie budoucího nabíjení elektromobilu, pokud by se pro určité třídy vozidel zavedl jednotný tvar boxů, pak by bylo možné zavést do provozu výměnné provozovny celých boxů. Výhodou by byla rychlá možnost opětovného provozu vozidla během několika minut na rozdíl zdlouhavého nabíjení v řádech hodin. Tato možnost výměny, by byla možná i v domácích podmínkách pomocí jednoduchého přípravku na vyjmutí a opětovné nasazení.



Obr. 22 Umístění a uchycení motoru



Velkou nevýhodou je cena boxu s bateriemi pro vlastní výměnu v domácích podmínkách. Jedna baterie stojí v přepočtu 2021Kč, pokud jich je potřeba pro provoz 32 kusů, potom druhý bateriový systém by stál dalších 64660 Kč, což je z hlediska srovnání s běžnými sportovními verzemi terénních čtyřkolek 3/4 jejich ceny. Navržené boxy jsou sešroubovány čtyřmi pásy s otvory pro šrouby, k rámu je těleso o dvou boxech přišroubováno osmi šrouby a to na spodní a přední části boxů. Závity jsou vytvořeny na kovových dílech, které jsou zalaty do boxu při výrobě tlakovým vstřikováním plastu.

Řídící jednotka z hlediska velikosti nešla již umístit nad bateriové boxy, kde by se u běžných čtyřkolek nacházela nádrž. Proto je připevněna na přední části rámu těsně pod přední karoserii, kde je dostatek místa k připojení potřebných vodičů a možné připojení programovacího zařízení pod označením Curtis Model 1311 Handheld Programmer. Pro upevnění slouží čtyři výstupky na rámu s vnitřními závity.

Přenosu otáček motoru na hnaná kola je několik způsobů a to řetězem, jako u běžných sportovních typů čtyřkolek, kdy motor je umístěn v rámu, dále pomocí homokinetických hřídelí a u elektrických čtyřkolek motoru umístěném na zadní nápravě. Aby se navrhovaná čtyřkolka značně nerozcházela základními rozměry s běžnými čtyřkolkami, bylo z důvodu odsazení prostoru rámu boxy nejvhodnější právě z hlediska prostoru volit variantu s motorem umístěným na zadní nápravě. Jak je zřetelné na obr. 22, motor je připevněn k odlitkům převodové skříně pomocí čtyř šroubů a zároveň je položen na svařené konstrukci tvořící rameno nápravy. Jelikož se čtyřkolka má pohybovat v terénu, tak z hlediska životnosti a údržby by bylo vhodné motor ze spodní části krýt vhodným dílem zamezujícím přístupu nečistot jako je bláto a prach z terénních cest.

Comutator je umístěn na přední části rámu na tvarovém profilu upevňující jednotky pružení. Zde postačí dva přivařené závity, k nimž se přišroubuje pomocí matic. Zbývající části jako je digitální displej a spínače jsou rozmístěny na řídítkách, dle vhodného dosahu a dobré viditelnosti na displej.



3 ROZVRŽENÍ ČTYŘKOLKY

3.1 ROZVRŽENÍ VELIKOSTI

Pro návrh rozměrů bylo vycházeno ze sportovních verzí čtyřkolek Kawasaki KFX 450 a Yamaha Raptor 660. Jednotlivé hodnoty rozměrů jsou v tabulce 4, které jsou čerpány z elektronických manuálů daných čtyřkolek, které lze zakoupit na daných odkazech [16], [17]. Rozměry jsou porovnány s hodnotami navrhované terénní čtyřkolkou, kde je zřejmé, že navrhované rozměry nemají značné odchylky oproti sériovým produktům, kromě hodnoty světlé výšky. Tato hodnota je rozdílná z důvodu volby druhu pohonu kol. Nejnižší je právě v místě převodové skříně, která má dané rozměry dle převodového poměru a životnosti převodových kol. Jelikož krouticí moment vystupující z motoru je vyšší než u sériových čtyřkolek, musel být modul kol volen vyšší a tím vzrostly i rozměry skříně. Snížená světlá výška bude nevýhodně ovlivňovat průchodnost terénem a přejezd přes překážky. Kvůli rozměrům jednotlivých pohonných dílů se musely poněkud pozměnit vnitřní rozměry rámu oproti běžným koncepcím. Navrhované rozměry čtyřkolkou jsou zobrazeny na obr. 23.

Tab. 4 Porovnání základních rozměrů čtyřkolek

Název	Kawasaki KFX 450	Yamaha Raptor 660	Navrhovaná ATV
Délka [mm]	1806	1830	1834
Šířka [mm]	1170	1100	1154
Výška [mm]	1064	1150	1187
Výška sedadla [mm]	786	860	838
Světlá výška [mm]	108	265	84
Rozvor [mm]	1255	1245	1279

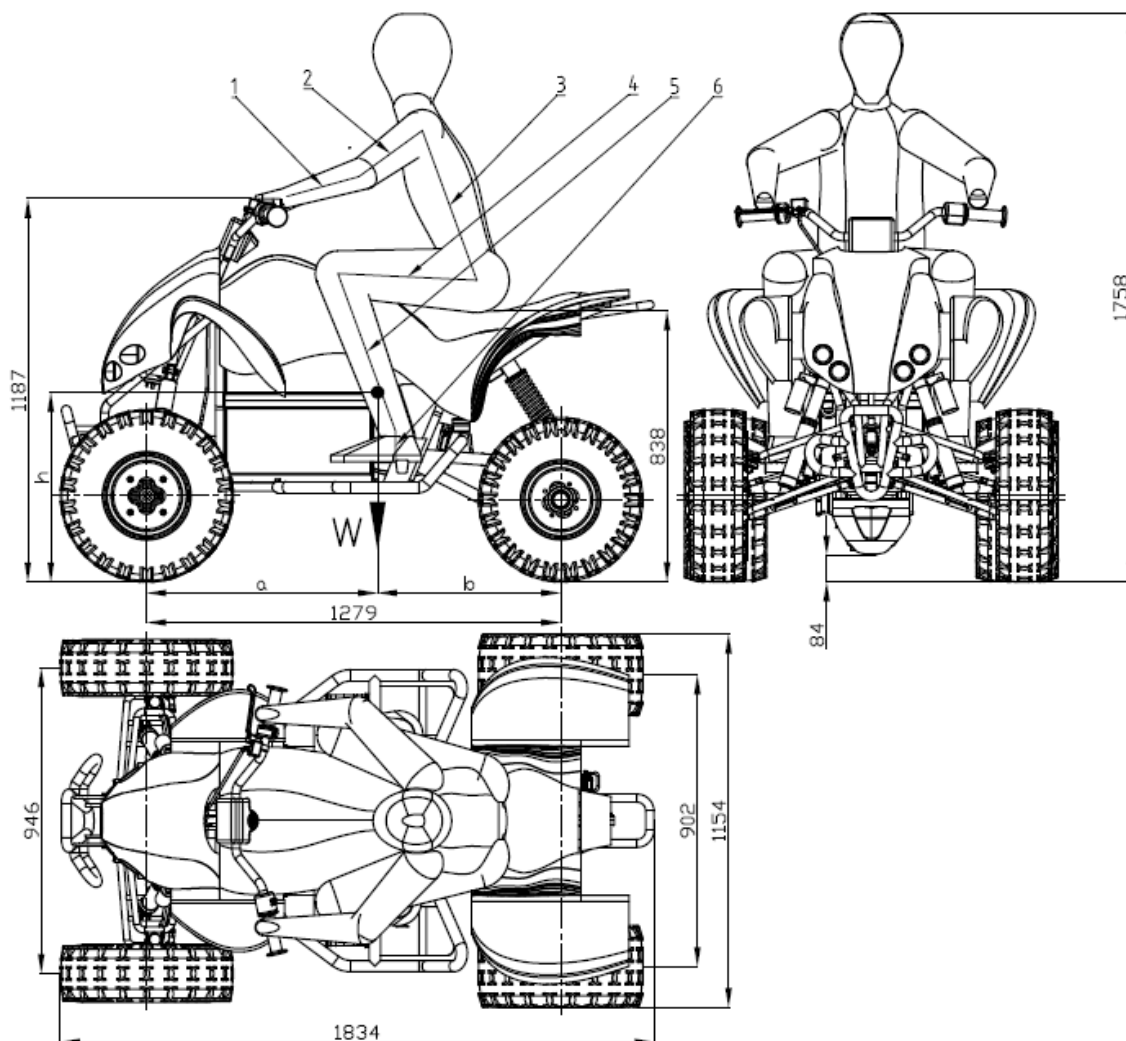
Dalším faktorem byly rozměry a umístění pozice řidiče, kdy bylo vycházeno z rozměrů 95% člověka. Jednotlivé rozměry jsou v tabulce 5 a dané pozice jsou znázorněny na obr. 23, kde je názorně vidět usazení řidiče. Jelikož se vycházelo z figuríny proporcionalně rozložené pro usazení do sedadla osobního automobilu, musely být udělány změny v úhlech mezi jednotlivými končetinami.

Tab. 5 Rozměry člověka[6]

rozměr [mm]	5% žena	50% člověk	95% muž
1	210	237	264
2	236	268	301
3	401	447	493
4	357	404	452
5	418	476	535
6	102	107	120
výška	1500	1650	1849



Ke změně posloužilo ověření polohy končetin na skutečné čtyřkolce Yamaha Raptor. Tedy rozměry modelu figuríny byly zachovány pro 95% muže s předkloněním polohy trupu figuríny a následným pokrčením dolních končetin. Horní končetiny byly nastaveny do volné polohy uchycení řídicích. U osobního automobilu se takřka poloha řidiče nemění ve srovnání se čtyřkolkou. Proto takto určená poloha je pro klidnou jízdu. Při jízdě zatáčkou, nebo rychlé jízdě se bude poloha řidiče měnit s ohledy na přizpůsobení se řidiče dané situaci.



Obr 23 Základní rozměry návrhu čtyřkolky

3.2 ZÁKLADNÍ PARAMETRY

Základní parametry vychází ze zhotoveného modelu čtyřkolky v programu Pro/Engineer. Jedná se o hodnoty hmotnosti a polohy těžiště čtyřkolky s řidičem a bez něho, které jsou v tabulce 6 a znázorněny na obr. 23. Čtyřkolka je navržena pouze pro přepravu jedné osoby a to řidiče. Jak už bylo zmíněno v předcházející kapitole, poloha řidiče se mění s danou situací jízdy. Tento stav může mít nepříznivé vlivy z hlediska neustálé změny polohy těžiště během jízdy. Při jakémkoliv náklonu řidiče oproti poloze čtyřkolky dochází k posunu a změně výšky těžiště. Např. při náklonu řidiče směrem dopředu se vzdálenost k přední nápravě bude zkracovat a zároveň se bude snižovat výška polohy těžiště. Při návrhu čtyřkolky je uvažován řidič o hmotnosti 100 kg, pokud bude hmotnost řidiče rozdílná, bude poloha těžiště opět v jiném místě. Porovnáním s automobilem je tento stav značně nevýhodný, jelikož hmotnosti



automobilu jsou značně vyšší, proto u automobilu nedochází k velkým změnám polohy těžiště. Z tohoto důvodu je problém nastavit obecně podvozek pro čtyřkolku. Z hlediska domácího užívání čtyřkolky není zas tak tento důvod znepokojující, ale při užití při závodech se čtyřkolka musí přesně nastavovat na určitého řidiče dané hmotnosti.

Kvůli umístění baterií se poloha těžiště nachází ve vyšší poloze v porovnání se čtyřkolkou se spalovacím motorem. Což nepříznivě ovlivňuje např. jízdu po kruhové dráze, kde řidič nemůže jet tak velkou rychlostí, aby se čtyřkolka nepřevrhla.

Tab. 6 Poloha těžiště a hmotnost navržené čtyřkolky

Název	s řidičem			bez řidiče		
	označení	hodnota	jednotka	označení	hodnota	jednotka
Vzdálenost těžiště od středu kola přední nápravy	a	713,1	mm	a _{bz}	678,3	mm
Vzdálenost těžiště od středu kola zadní nápravy	b	566,3	mm	b _{bz}	601,1	mm
Výška těžiště od roviny vozovky	h	587,5	mm	h _{bz}	450,9	mm
Hmotnost čtyřkolky	m _{ATVp}	438,0	kg	m _{ATV}	338,9	kg

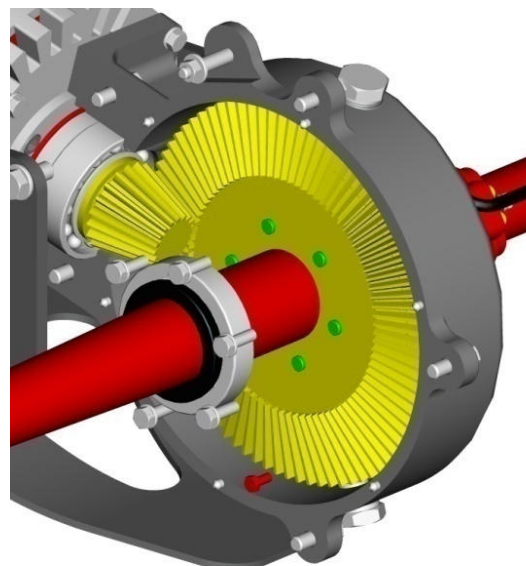
Hmotnost navržené čtyřkolky je ve srovnání se sportovními čtyřkolkami až téměř dvojnásobná, což je způsobeno těžkými bateriemi a motorem s převodovkou. Dosažená hmotnost modelu je srovnatelná s hmotností užitkových čtyřkolek, jako je např. Yamaha Grizzly.



4 JÍZDNÍ PARAMETRY

4.1 PŘEVODOVKA

Převod v převodové skříni, z důvodu kolmého umístění motoru na hnací hřídel, je volen kuželový. První verze převodové skříně byla navržena s diferenciálem, kde převodová skříň byla umístěna v rámu. Finální verze vychází z elektrických čtyřkolek na trhu. Zároveň je rozchod kol malý a k předpokládanému provozu bude docházet v terénu, proto nebude hnací hřídel tak značně namáhána při pohybu po kruhové dráze, jako v případě široké nápravy pohybující se po asfaltu s větším koeficientem tření. Převodovka je tedy složena právě jen z kuželového převodu napojeného přímo na hnací hřídel bez diferenciálu. Převodová skříň je složena ze dvou odlitků, které jsou sešroubovány a tvoří jedno těleso. Jednotlivé hřídele jsou uloženy v ložiskách a to hřídel hnací ve dvou kuželíkových ložiskách od společnosti SKF s označením 30206 J2/Q. Hřídel s pastorkem je uložena v dvouřadém kuličkovém ložisku s označením 4210 ATN9 od společnosti SKF. Počty zubů jsou voleny s ohledem na požadovanou maximální rychlost čtyřkolky, kdy bylo stanoveno 80 km/h při uvažování jízdních odporů a využití špičkového výkonu. Další hledisko bylo, aby na zadní hnané hřídeli nevznikl příliš velký krouticí moment. Tudíž by byla hřídel nadměrně namáhána na krut. Proto byly navrhnuty počty zubů dle daných hodnot.



Obr. 24 Navržená převodovka

Počet zubů na pastorku:

$$z_{e1} = 19 \text{ zubů}$$

Počet zubů na kole:

$$z_{e2} = 85 \text{ zubů}$$

Převodový poměr:

$$N_d = \frac{z_{e2}}{z_{e1}} = 4,474 \quad (5)$$

Otáčky zadního kola:

$$n_{w_i} = \frac{n_{e_i}}{N_d} \quad (6)$$

Výpočet rychlosti čtyřkolky:

$$v_i = 2 * \pi * r_{rd} * n_{w_i} \quad (7)$$



Výpočet krouticího momentu na nápravě:

$$T_{napr} = T_e * N_d * \eta_d \quad (8)$$

kde T_e je krouticí moment na motoru a $\eta_d = 0,98$ - účinnost převodu.

Maximální otáčky kola:

$$n_{wmax} = 1341,2 \text{ min}^{-1}$$

Maximální rychlost bez uvažování jízdních odporů:

$$v_{max} = 128,4 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

Maximální krouticí moment na nápravě:

$$T_{max} = 695,8 \text{ Nm}$$

Mezi základní volené rozměry ozubení patří modul ozubení:

$$m_z = 3 \text{ mm}$$

Průměr roztečné kružnice pastorku:

$$d_{m1} = m_z * z_{e1} = 57 \text{ mm} \quad (9)$$

Průměr roztečné kružnice kola:

$$d_{m2} = m_z * z_{e2} = 255 \text{ mm} \quad (10)$$

Úhel záběru:

$$\alpha_1 = 20^\circ$$

Úhel roztečného kužele:

$$\delta_1 = \text{atan} \left(\frac{d_{m1}}{d_{m2}} \right) = 12,6^\circ \quad (11)$$

Mezi síly vzniklé v soukolí patří obvodová síla, radiální síla a axiální síla, na pastorku s indexem 1 a na kole s indexem 2. Hodnoty sil se mění s daným momentem v motoru, který se mění podle hodnot označených indexu i .

Obvodové síly ve styku ozubení pro pastorek a kolo:

$$F_{t1} = \frac{2 * T_{ei}}{d_{m1}} \quad (12)$$

$$F_{t2} = F_{t1} \quad (13)$$



Radiální síly ve styku ozubení pro pastorek a kolo:

$$F_{r1} = F_{t1} * \tan(\alpha_1) * \cos(\delta_1) \quad (14)$$

$$F_{r2} = F_{a1} \quad (15)$$

Axiální síly ve styku ozubení pro pastorek a kolo:

$$F_{a1} = F_{t1} * \tan(\alpha_1) * \sin(\delta_1) \quad (16)$$

$$F_{a2} = F_{r1} \quad (17)$$

Kontrola ozubení byla vypočtena pomocí programu Autodesk Inventor, kde je programový modul generátor strojních součástí pro navržení ozubeného soukolí. Do generátoru byly zadány hodnoty modulu, počtu zubů, šířka ozubení 52,2mm, výkon 29,91kW při otáčkách 1800min^{-1} a přiváděném krouticím momentu 158,7Nm. Materiály ozubených kol byly zvoleny dle normy ČSN 14220, vlastnosti příslušného materiálu jsou obsaženy v knihovně generátoru. Kontrolní výpočet vyhodnocuje součinitele bezpečnosti a to součinitele bezpečnosti na únavu v dotyku S_H , součinitele bezpečnosti únavy v ohybu S_F , statickou bezpečnost dotyku S_{Hst} a ohybu S_{Fst} . Pro mezní hodnoty součinitele bezpečnosti, které jsou stanoveny 1,2 pro dotyk a 1,3 pro ohyb, výpočet vyšel kladně dle daných výsledků v tabulce 7. Tudíž převod vydrží provoz čtyřkolky, při daných parametrech motoru.

Tab. 7 Výsledky bezpečnosti ozubení

Součinitel bezpečnosti v dotyku	S_H	1,237 ul	1,375 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S_F	2,671 ul	3,477 ul
Statická bezpečnost v dotyku	S_{Hst}	2,675 ul	2,976 ul
Statická bezpečnost v ohybu	S_{Fst}	5,259 ul	6,477 ul
Kontrolní výpočet		Kladný	

4.2 ZATÍŽENÍ NÁPRAV

Zatížení jednotlivých náprav je ovlivněno několika základními faktory, to jsou poloha těžiště, úhel stoupání jízdy, zrychlení vozidla, aerodynamický odpor a vztlak působící na vozidlo. Výpočet vychází ze stavu, kdy na čtyřkolce je umístěn řidič a nemění svoji polohu. Zatížení se mění během zrychlování popřípadě stoupaní tak, že se zatížení na zadní nápravě zvyšuje naopak při brzdění a sjezdu kopce stoupá zatížení na přední nápravě. Pro následující kapitoly, postačuje výpočet statického zatížení, proto hodnotami sil působících na nápravu při stoupaní, nebo zrychlení se dále nebude práce zabývat.

Tíhová síla v těžišti, kde g je tíhové zrychlení:

$$W = m_{ATVP} * g = 4295,5 \text{ N} \quad (18)$$

Statická síla pod přední nápravou:

$$W_f = W \frac{b}{L} = 1901,3 \text{ N} \quad (19)$$



kde $L = 1279,4$ mm – rozvor náprav.

Statická síla pod zadní nápravou:

$$W_r = W \frac{a}{L} = 2394,2 \text{ N} \quad (20)$$

Poměr rozložení sil na přední a zadní nápravu:

$$w_{rozr} = \frac{W_r}{W_r + W_f} = 0,56 \quad (21)$$

$$w_{rozf} = 1 - W_r = 0,44 \quad (22)$$

Kde hodnota 0,56 neboli 56 % zatížení působí na zadní nápravu a 44 % působí na přední nápravu, jak už bylo zmíněno se změnou jízdního stavu např. zrychlování vozidla, se bude rozložení měnit.

4.3 JÍZDNÍ ODPORY

K jízdním odporům a hodnotám potřebných k jejich výpočtu posloužila literatura [4]. Pro překonání jízdních odporů je důležitá síla, která je vyvozena mezi vozovkou a kolem tedy hnací síla vozidla. Pro její určení je vhodná rovnice (23), která zanedbává stav zrychlování.

Hnací síla vozidla:

$$F_{x1i} = \frac{T_{ei} * N_d * \eta_d}{r_{rd}} \quad (23)$$

Maximální hodnota hnací síly k dispozici:

$$F_{x1max} = 2739,269 \text{ N}$$

Z hlediska kontinuálního výkonu na motoru, při kterém může být motor používán bez omezení, aniž by došlo k poškození, je vhodné určit kontinuální sílu. Tato síla je k dispozici po celou dobu jízdy čtyřkolky.

Kontinuální hnací síla:

$$F_{kontj} = \frac{P_{ekont} * \eta_d}{v_j} \quad (24)$$

kde j – index pro výpočty v programu Mathcad, znázornění křivky je na obr. 27.

4.3.1 ODPOR VALIVÝ

Deformací pneumatiky a vozovky, kdy síly pro stlačení pneumatiky jsou větší, než pro její vrácení do původního stavu, vzniká síla, neboli reakce od vozovky, která je od roviny středu kola posunuta dopředu o danou hodnotu. Vlivem posunutí vznikne moment, který způsobí vytvoření vodorovné síly nazvané valivý odpor. Posunutí síly od vozovky závisí na tlaku v pneumatikách, kdy při nízkém tlaku se síla posouvá o větší hodnotu s následkem zvětšení odporu valení. Ten je dle rovnice 25 závislý na hmotnosti a především součiniteli valivého



odporu, který je rozdílný dle různého povrchu vozovky. A jak je uvedeno v literatuře [4], pro automobily do 80 km/h se s rychlostí téměř nemění. Pro daný návrh je volen součinitel valivého odporu f pro povrch polní cesta mokrá a suchá o hodnotě 0,15. Tento součinitel v porovnání např. s hodnotou pro asfalt je vyšší, tudíž odpor valení bude větší.

Odpor valivý:

$$O_f = m_{ATVP} * g * f = 644,3N \quad (25)$$

Valivý odpor je také ovlivněn stoupáním, kdy se síla kolmá na vozovku rozloží a při daném stoupání např. 12%, 30%, 50% je dán rovnicemi:

$$O_{f12} = m_{ATVP} * g * \cos(\alpha_{12}) * f = 639,7N \quad (26)$$

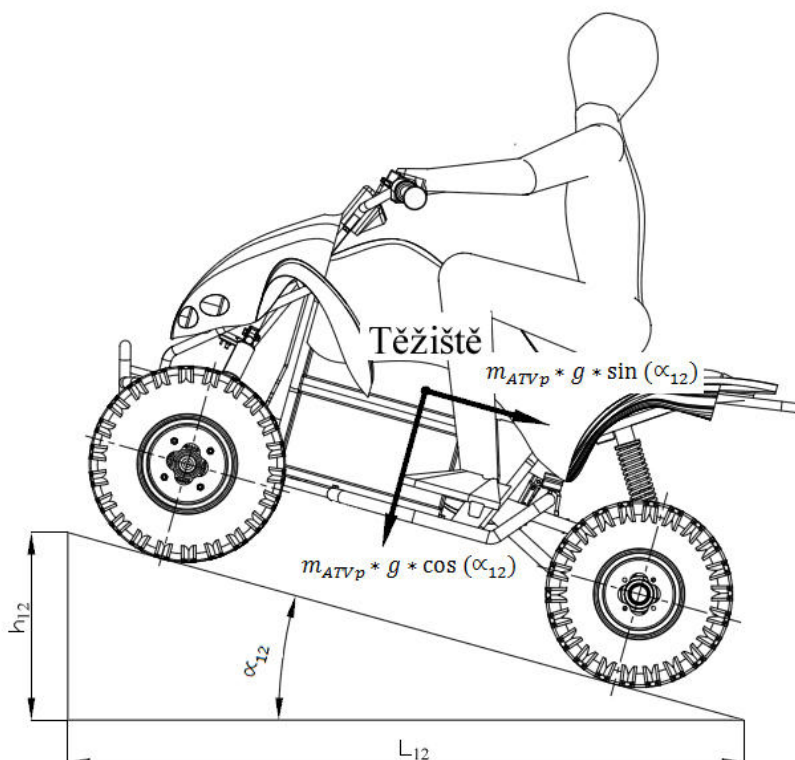
$$O_{f30} = m_{ATVP} * g * \cos(\alpha_{30}) * f = 617,2N \quad (27)$$

$$O_{f50} = m_{ATVP} * g * \cos(\alpha_{50}) * f = 576,3N \quad (28)$$

Např. pro úhel svahu α_{12} je výchozí rovnice 29:

$$\alpha_{12} = \text{atan}(s_{12}) = \text{atan}\left(\frac{h_{12}}{L_{12}}\right) = 6,84^\circ \quad (29)$$

Kde je s_{12} – sklon svahu (stoupání), pro 12% stoupání je s_{12} rovno 0,12, h_{12} – výška svahu a L_{12} – délka svahu.



Obr. 25 Stoupání, L_{12} -délka svahu, h_{12} -výška svahu, α_{12} -úhel sklonu svahu



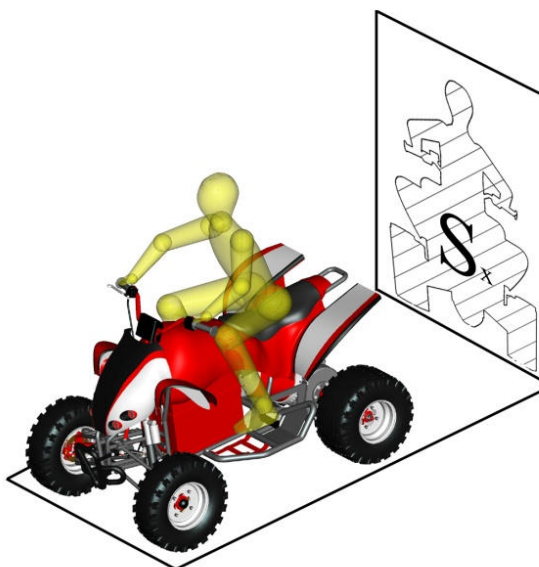
4.3.2 ODPOR VZDUŠNÝ

Vlivem proudění vzduchu podél karoserie vzniká odpor. Jeho velikost je ovlivněna tvarem karoserie a otvory v ní, kterými vzduch proudí.

Odpor vzdušný:

$$O_v = c_x * \frac{\rho_{vz}}{2} * S_x * v^2 \quad (30)$$

Vzdušný odpor závisí na druhé mocnině výsledné rychlosti vzduchu okolo karoserie. Výsledná hodnota a směr rychlosti je dána z rychlosti vozu a větru proudícího na karoserii. Další veličinou pro výpočet je hustota vzduchu ρ_{vz} , která je ovlivněna danými klimatickými



Obr. 26 Promítnutí plochy S_x

hodnotami. Pro dané výpočty jsou uvažovány stavy: bezvětří, teplota vzduchu 15°C při tlaku 101,3 kPa, což odpovídá hustotě vzduchu $\rho_{vz} = 1,25 \text{ kg/m}^3$ [4]. Promítnutím předního tvaru čtyřkolky vznikne čelní plocha S_x , která pro navrhovanou čtyřkolku je na obr. 26 o hodnotě 1,147 m². Z hodnot součinitele odporu c_x byla v literatuře [4] vybrána hodnota pro zavodní vozy s nekrytými koly o hodnotě 0,6. Nejvyšší vzdušný odpor je při nejvyšší rychlosti o hodnotě 547,4 N

4.3.3 ODPOR STOUPÁNÍ

Odpor stoupání vzniká při jízdě do kopce rozložením tíhové síly do kolmého a podélného směru. Síla vzniklá v podélném směru představuje zmiňovaný odpor stoupání.

Odpor stoupání pro dané svahy při 12%, 30% a 50% stoupání:

$$O_{s12} = m_{ATVp} * g * \sin(\alpha_{12}) = 511,8N \quad (31)$$

$$O_{s30} = m_{ATVp} * g * \sin(\alpha_{30}) = 1234,3N \quad (32)$$

$$O_{s50} = m_{ATVp} * g * \sin(\alpha_{50}) = 1921,0N \quad (33)$$



4.3.4 CELKOVÉ JÍZDNÍ ODPORY

Jízdní odpory jsou stanoveny pro konstantní rychlost, proto je odpor zrychlení zanedbán. Sečtením jednotlivých odporů valení, vzdušném a stoupáním vzniká síla, která působí proti pohybu čtyřkolky. Sílu odporu musí čtyřkolka překonat dostatečně velkou hnací silou.

Celkové jízdní odpory při stoupání 0%, 12%, 30%, 50%:

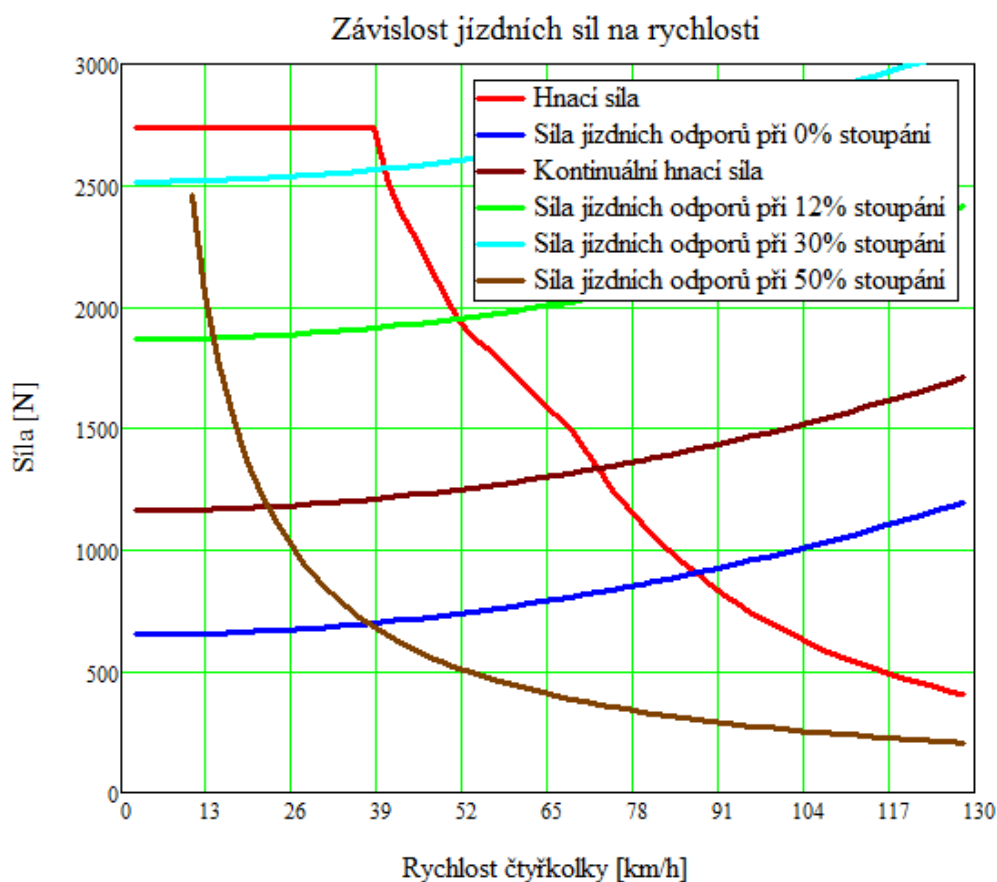
$$F_{od} = O_f + O_v \quad (34)$$

$$F_{od12} = O_{f12} + O_v + O_{s12} \quad (35)$$

$$F_{od30} = O_{f30} + O_v + O_{s30} \quad (36)$$

$$F_{od50} = O_{f50} + O_v + O_{s50} \quad (37)$$

Na obr. 27 je znázorněn graf s jednotlivými průběhy sil v závislosti na rychlosti čtyřkolky. Červeně je označena křivka popisující závislost hnací síly na stoupající rychlosti. Tato křivka je protnuta křivkami jízdních odporů. Pokud křivka jízdních odporů leží pod křivkou hnací síly je možno stále zvyšovat rychlost. Když se postupně křivky přibližují až do stavu, kdy se protnou, tak rychlost dále nemůže stoupat, protože hnací síla se vyrovnala se silou jízdních odporů.



Obr. 27 Závislost jízdních sil na rychlosti ATV



Tudíž v tomto průsečniku lze určit maximální možnou dosažitelnou rychlost při dané jízdě. Při jízdě po rovině znázorněné modrou křivkou a jejím průnikem s křivkou hnací síly získáme maximální možnou rychlost čtyřkolky o hodnotě 87,7 km/hod.

Maximální možné zrychlení čtyřkolky je dáno rovnicí 39, která je sestavena z dostupného výkonu, výkonu potřebného pro překonání jízdních odporů a také zde jsou zahrnuty vlivy rotačních částí, jako jsou rotační částí motoru, ozubených kol, hnací hřídele a kol čtyřkolky. Momenty setrvačnosti jednotlivých částí jsou získány z modelu čtyřkolky.

Moment setrvačnosti převodového kola a hnací hřídele s náboji:

$$I_d = 42001,5 \text{ kg} * \text{mm}^2$$

Moment setrvačnosti vnitřních částí motoru a pastorku:

$$I_e = 181718,7 \text{ kg} * \text{mm}^2$$

Moment setrvačnosti předního kola:

$$I_{wf} = 258746,8 \text{ kg} * \text{mm}^2$$

Moment setrvačnosti zadního kola:

$$I_{wr} = 236512,5 \text{ kg} * \text{mm}^2$$

Součinitel vlivu rotačních částí [7]:

$$\vartheta = 1 + \frac{(I_e N_d^2 + I_d N_d^2) \eta_d + 2I_{wf} + 2I_{wr}}{m_{ATVP} r_{rd}^2} \quad (38)$$

Maximální možné zrychlení při jízdě po rovině [7]:

$$a_{x_i} = \frac{P_{e_i} \eta_d - v_i (O_f + O_{v_i})}{\vartheta * m_{ATVP} v_i} \quad (39)$$

Maximální možné zrychlení čtyřkolky a_{\max} je o hodnotě 4,02 m/s².

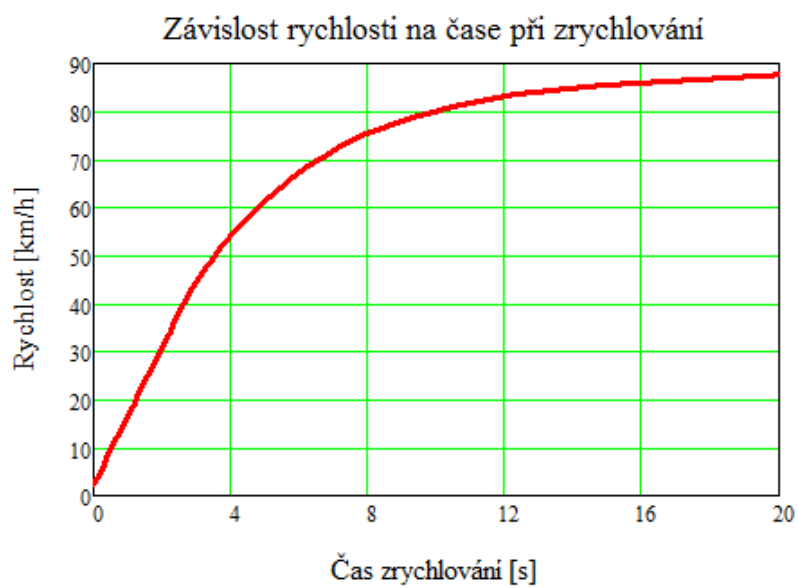
Přírůstek času, kdy k je index v rozmezí 0 – 40 hodnot pro výpočet v programu Mathcad:

$$t_{p_k} = \frac{v_{k+1} - v_k}{a_{x_k}} \quad (40)$$

Celkový čas s počátečním časem $t_{bz0} = 0s$:

$$t_{bz_{k+1}} = t_{p_k} + t_{bz_k} \quad (41)$$

Grafické znázornění rychlosti na čase při využití maximálního výkonu možného pro zrychlování je na obr. 28. Tedy teoreticky pokud nedojde k prokluzu kol, tak se čtyřkolka dostane přibližně za 20 s na maximální rychlost.



Obr. 28 Závislost rychlosti na čase při zrychlování



5 VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA ATV

K výpočtu sil je přístupováno podle literatury [2], kde jsou stanoveny výpočty pro dané jízdní stavy po vozovce. Pro výpočet sil je potřeba nejdříve stanovit neodpruženou hmotu zadní a přední nápravy. Následující hmotnosti komponent vychází z 3D modelu. Tedy pro přední nápravu:

Hmotnost horního ramene:

$$m_{hr} = 1,25 \text{ kg}$$

Hmotnost dolního ramene:

$$m_{dr} = 1,78 \text{ kg}$$

Hmotnost těhlice, náboje, ložisek, zajišťovací matice a komponent brzdného systému:

$$m_{tn} = 4,54 \text{ kg}$$

Hmotnost tyče řízení:

$$m_{tr} = 0,5 \text{ kg}$$

Hmotnost přední pneumatiky:

$$m_{pneuf} = 5,2 \text{ kg}$$

Hmotnost předního disku:

$$m_{diskf} = 3,2 \text{ kg}$$

Neodpružená hmota přední nápravy je stanovena odhadem dle umístění komponent:

$$u_p = 2 * \left(\frac{m_{hr}}{2} + \frac{m_{dr}}{2} + m_{tn} + \frac{m_{tr}}{2} + m_{pneuf} + m_{diskf} \right) = 29,41 \text{ kg} \quad (42)$$

Tíhová síla neodpružené hmoty přední nápravy:

$$U_p = u_p * g = 288,4 \text{ N} \quad (43)$$

Hmotnost zadní nápravy o komponentech (rameno, převodová skříň, motor, převody, ložiska, náboje, komponenty brzdného systému):

$$m_{zn} = 107,04 \text{ kg}$$

Hmotnost zadní pneumatiky:

$$m_{pneur} = 5,4 \text{ kg}$$

Hmotnost zadního disku:

$$m_{diskr} = 3,4 \text{ kg}$$



Neodpružená hmota zadní nápravy je stanovena odhadem dle umístění komponent:

$$u_z = 2 * m_{pneur} + 2 * m_{diskr} + \frac{m_{hr}}{2} = 71,124 \text{ kg} \quad (44)$$

Tíhová síla neodpružené hmoty zadní nápravy:

$$U_z = u_z * g = 697,5 \text{ N} \quad (45)$$

Pro jednotlivé zatěžující stavy je zapotřebí stanovit rázový součinitel a příčný součinitel tření. Tyto součinitelé jsou stanoveny grafy na obrázku 6.1./2 a 6.1./4 v literatuře [2]. Pro jejich stanovení je zapotřebí znát radiální tuhost pneumatik, která byla získána po konzultaci s firmou ASPGroup, která distribuuje dané pneumatiky.

Tuhost pneumatik:

$$c_1 = 112,1 \text{ N/mm}$$

Statická normálová síla na zadní a přední kolo:

$$N_z = \frac{W_r}{2} = 1206,03 \text{ N} \quad (46)$$

$$N_p = \frac{W_f}{2} = 956,24 \text{ N} \quad (47)$$

Poměr tuhosti pneumatiky a zatížení zadního a předního kola:

$$\frac{c_1}{N_z} = 0,929 \frac{1}{\text{cm}} \quad (48)$$

$$\frac{c_1}{N_p} = 1,172 \frac{1}{\text{cm}} \quad (49)$$

Odečtením hodnot z prvního grafu na obrázku 6.1./2 v literatuře [2] se získá v doslovném překladu rázový součinitel k_1 a k_2 .

Rázové součinitelé pro přední zatížené kolo:

$$k_{1p} = 2,172$$

$$k_{2p} = 3,172$$

Rázové součinitelé pro zadní zatížené kolo:

$$k_{1z} = 1,929$$

$$k_{2z} = 2,929$$

Odečtením hodnot z druhého grafu na obrázku 6.1./4 v literatuře [2] se získá v doslovném překladu součinitel tvarového styku, neboli součinitel tření v příčném směru μ_{F1} a μ_{F2} .

Součinitelé tření v příčném směru pro přední zatížené kolo:

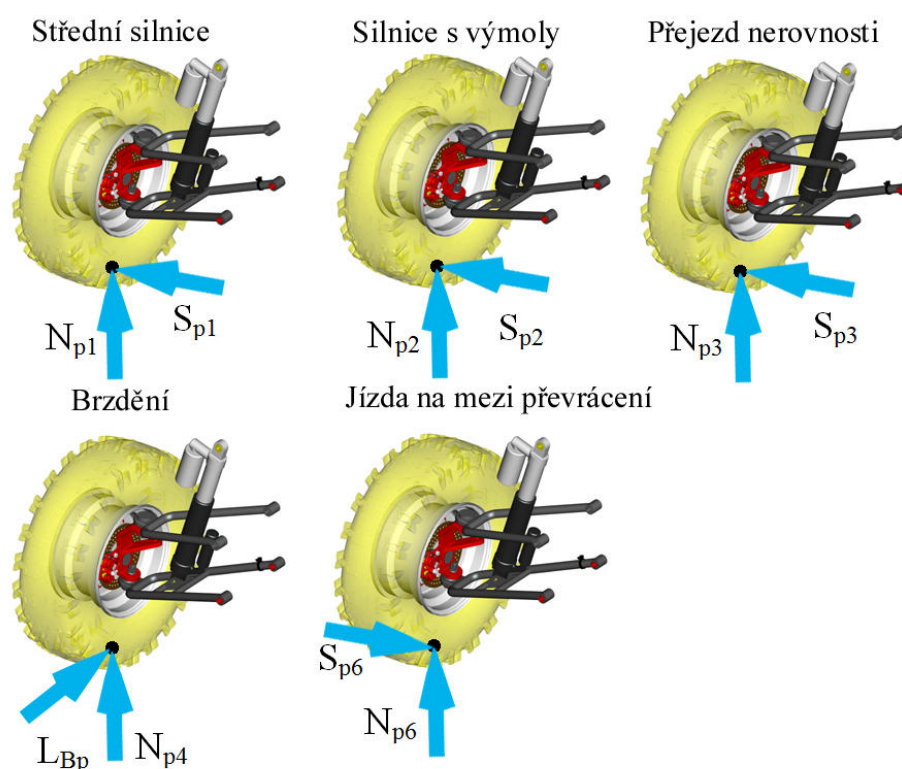
$$\mu_{F1p} = 0,36$$

$$\mu_{F2p} = 0,88$$

Součinitelé tření v příčném směru pro zadní zatížené kolo:

$$\mu_{F1z} = 0,37$$

$$\mu_{F2z} = 0,9$$



Obr. 29 Zátěžné stavy přední nápravy

Podélné součinitelé tření jsou stanoveny pro brzdění a rozjezd tak, kdy na přední nápravě, při brzdění z nižší rychlosti než je 10 km/h, může hodnota vlivem přesunutí zatížení na přední nápravu dosahovat uvedených hodnot.

Součinitel tření při brzdění pro přední (μ_{Lbp}) a zadní nápravu (μ_{Lbz}):

$$\mu_{Lbp} = 1,25$$

$$\mu_{Lbz} = 0,8$$

Podélný součinitel tření pro hnanou nápravu při rozjezdu:

$$\mu_{Lr} = 1,1$$



Jednotlivé zátěžné stavy jsou pro střední silnici, silnici s výmoly, přejezd nerovnosti, brzdění, rozjezd a jízdu na mezi převrácení. Tyto stavy jsou zobrazeny na obr. 29 a na obr. 30. Jednotlivé rovnice jsou pro přední i zadní nápravu odlišené označením z jako zadní, nebo p přední. Normálová síla je vždy označena N, boční síla S, brzdná síla L_B a hnací síla L_A .

Střední silnice:

$$N_{p1,z1} = N_{p,z} - \frac{U_{p,z}}{2} \quad (50)$$

$$S_{p1,z1} = \mu_{F1p,F1z} * N_{p,z} \quad (51)$$

Silnice s výmoly:

$$N_{p2,z2} = k_{1p,1z} * N_{p,z} - \frac{U_{p,z}}{2} \quad (52)$$

$$S_{p2,z2} = \mu_{F2p,F2z} * N_{p,z} \quad (53)$$

Přejezd nerovnosti:

$$N_{p3,z3} = k_{2p,2z} * N_{p,z} - \frac{U_{p,z}}{2} \quad (54)$$

$$S_{p3,z3} = \mu_{F1p,F1z} * N_{p,z} \quad (55)$$

Brzdění:

$$N_{p4,z4} = k_{1p,1z} * N_{p,z} - \frac{U_{p,z}}{2} \quad (56)$$

$$L_{Bp,Bz} = \mu_{Lbp,Lbz} * N_{p,z} \quad (57)$$

Rozjezd:

$$N_{z5} = k_{1z} * N_z - \frac{U_z}{2} \quad (58)$$

$$L_{Az} = \mu_{Lr} * N_z \quad (59)$$

Při jízdě zatáčkou na mezi převrácení je zanedbán vliv pružení a deformace jednotlivých komponent.

Boční síla:

$$S_{p6,z6} = \frac{W_{f,r} * R_r}{2 * h} \quad (60)$$

kde R_r je rozchod zadní nápravy.



Maximální možná boční síla pro přední a zadní nápravu:

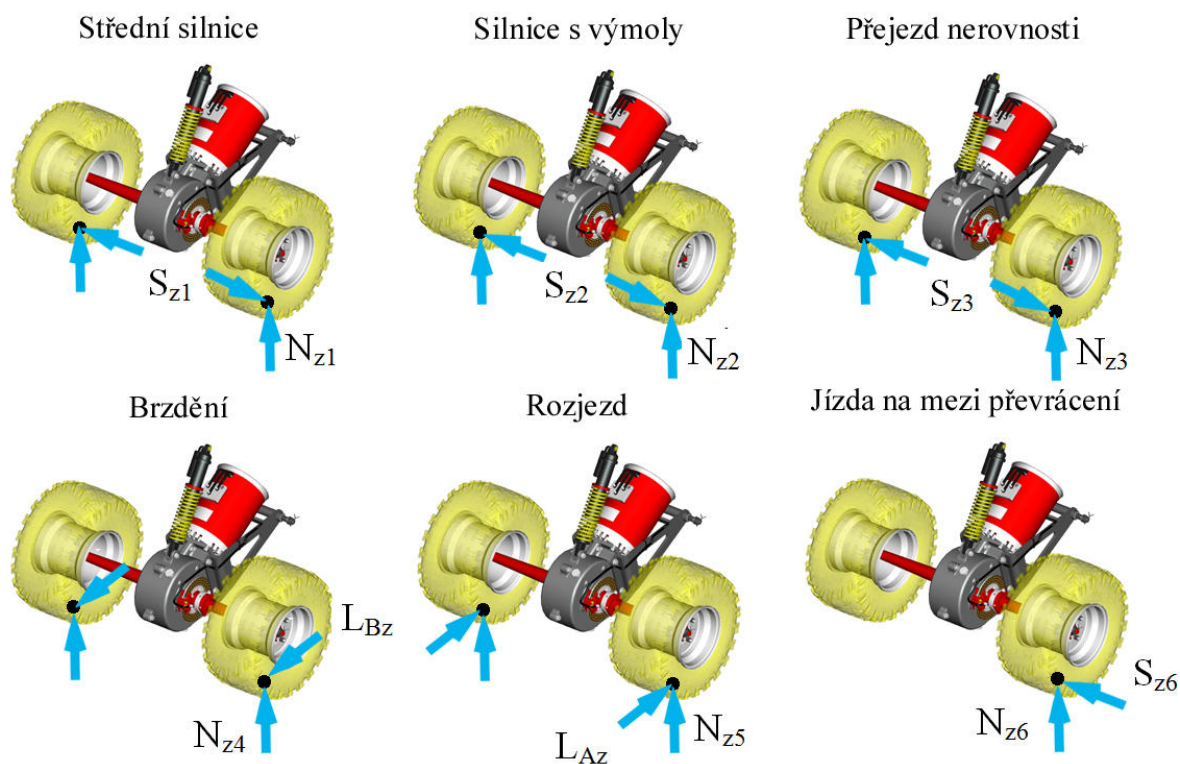
$$S_{pmax} = \mu * W_f = 1721,2N \quad (61)$$

$$S_{zmax} = \mu * W_r = 2170,9N \quad (62)$$

Normálová síla při průjezdu zatáčkou:

$$N_{p6,z6} = W_{f,r} \quad (63)$$

Pro koeficient tření na vozovce z asfaltu jsou hodnoty bočních sil nižší než maximální možné boční síly, tudíž se čtyřkolka při překročení tohoto stavu překlopí. Pokud by tomu bylo naopak, pneumatiky by nepřeneseš danou boční sílu a došlo by ke skluzu mezi koly a vozovkou. Aby se čtyřkolka nepřevrátila, nesmí být překročena rychlost při rovnoměrném pohybu po kružnici.



Obr. 30 Stavů zatížení zadní nápravy

Rychlost při pohybu po kružnici na hraně převrácení:

$$v_{pk} = \sqrt{\frac{W * R_r * R_{zat}}{2 * h * m_{ATVp}}} \quad (64)$$

Kde R_{zat} je poloměr projížděné zatáčky a R_r je rozchod zadní nápravy.



Při této rychlosti vzniká dostředivé zrychlení:

$$a_{dos} = \frac{v_{pk}^2}{R_{zat}} = 7,536 \text{ m/s}^2 \quad (65)$$

Jehož hodnota je v následující kapitole využita pro zatěžování rámu. Souhrnný přehled hodnot působících sil při daných stavech je v tabulce 8.

Tab. 8 Výsledné hodnoty zatížení přední a zadní nápravy při daných stavech

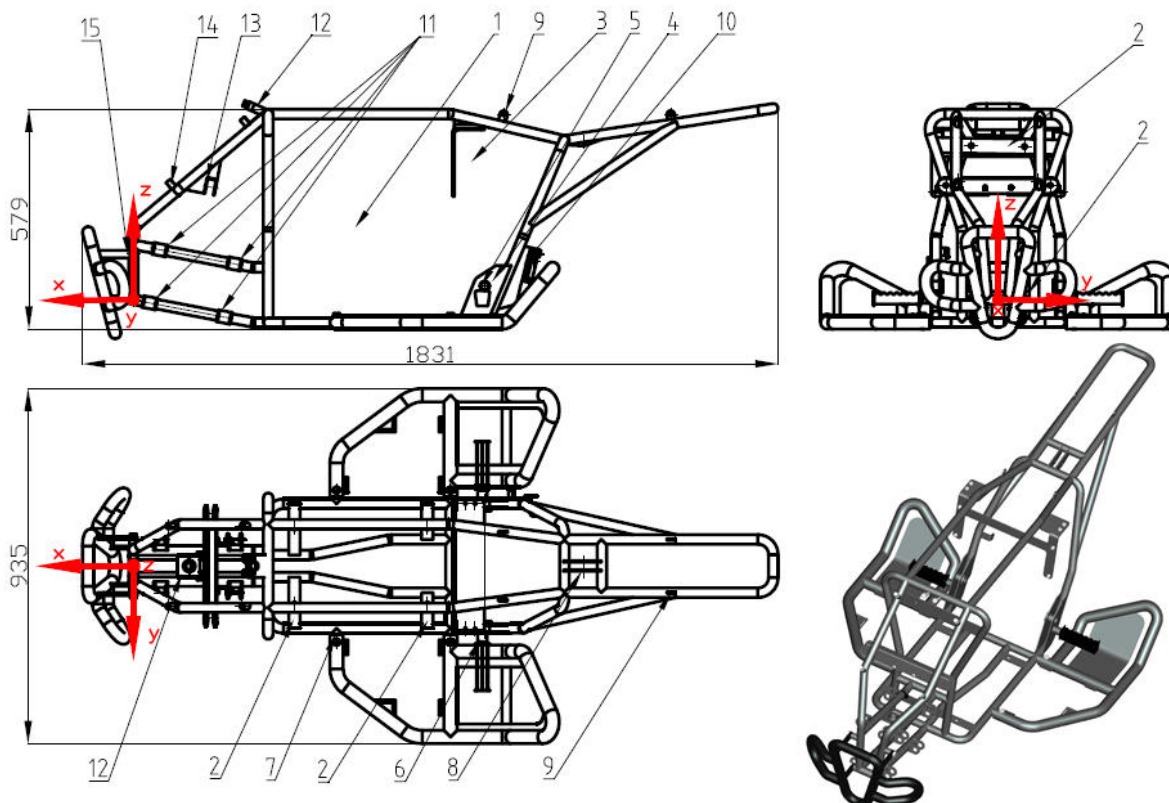
Název stavu	Přední náprava			
	normálová síla N [N]	boční síla S [N]	brzdná síla L_b [N]	hnací síla L_A [N]
Střední silnice	812,029	344,245	0	0
Silnice s výmoly	1932,829	841,488	0	0
Přejezd nerovnosti	2889,065	344,245	0	0
Brzdění	1932,829	0	1195,295	0
Jízda zatáčkou na mezi převrácení	1912,472	1469,666	0	0
Název stavu	Zadní náprava			
	normálová síla N [N]	boční síla S [N]	brzdná síla L_b [N]	hnací síla L_A [N]
Střední silnice	857,289	446,232	0	0
Silnice s výmoly	1978,089	1085,429	0	0
Přejezd nerovnosti	3184,121	446,232	0	0
Brzdění	1978,089	0	964,826	0
Rozjezd	1978,089	0	0	1326,635
Jízda zatáčkou na mezi převrácení	2412,064	1853,585	0	0



6 RÁM

6.1 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Rám je zhotoven z trubkových profilů, které jsou ohnuty do navrženého tvaru a následně svařeny např. svařovací metodou MAG. K hrubé svařené konstrukci jsou následně přivařeny další komponenty pro uchycení náprav, elektrického systému, řízení a karoserie. Základní rozložení rámu vychází ze sériově vyráběných sportovních čtyřkolek. Tvar rámu musel být postupně upraven s ohledem na komponenty do něho umístěného a komponenty k němu připevněné zvětší. Největší úpravou rámu bylo zvětšení vnitřního prostoru, jak je zřejmé na obr. 31 pro umístění bateriových boxů, tím se oproti sériovým ráům zvýšila jeho výška a zároveň i šířka. Uvnitř rámu tedy vznikl kvádrový prostor (1) obepínající boxy s bateriemi. Pro připevnění boxů jsou na trubkové profily navařeny obdélníkové profily (2) s vyvrtanými otvory pro šrouby a to čtyři na spodní části rámu a dva na přední straně rámu. Boky obdélníkových profilů jsou vyfrézovány tak, aby přesně pasovaly mezi jednotlivé trubky a zároveň svým umístěním v rámu, zvyšují jeho tuhost. Za prostorem baterií je k horním trubkám přivařeno uchycení dobíjecího prvku, kde vznikne daný prostor (3). Jedná se o výpalek z plechu o tloušťce 5 mm, který je vylisován do příslušného tvaru.



Obr. 31 Navržený rám

Ve spodní části středního prostoru rámu jsou přivařeny držáky na uchycení zadní nápravy, jedná se o dva výlisky (4) na každé straně spojené konzolou (5) o otvoru pro vsunutí hřídele držící zadní nápravu. Na těchto držácích jsou také navařeny uchycení pro stupačky (6). Ze spodní části rámu vystupují profily kruhového průřezu (7), na které je namontován ochranný rám nohou, např. proti odletujícím kamenům při jízdě. Zadní část rámu se postupně spojuje ze spodní a horní části a tvoří konec rámu, ve kterém je v horní části vytvořeno uchycení jednotky pružení (8) s otvory pro šroub. Pro umístění sedadla slouží čtyři úchyty (9) na horní



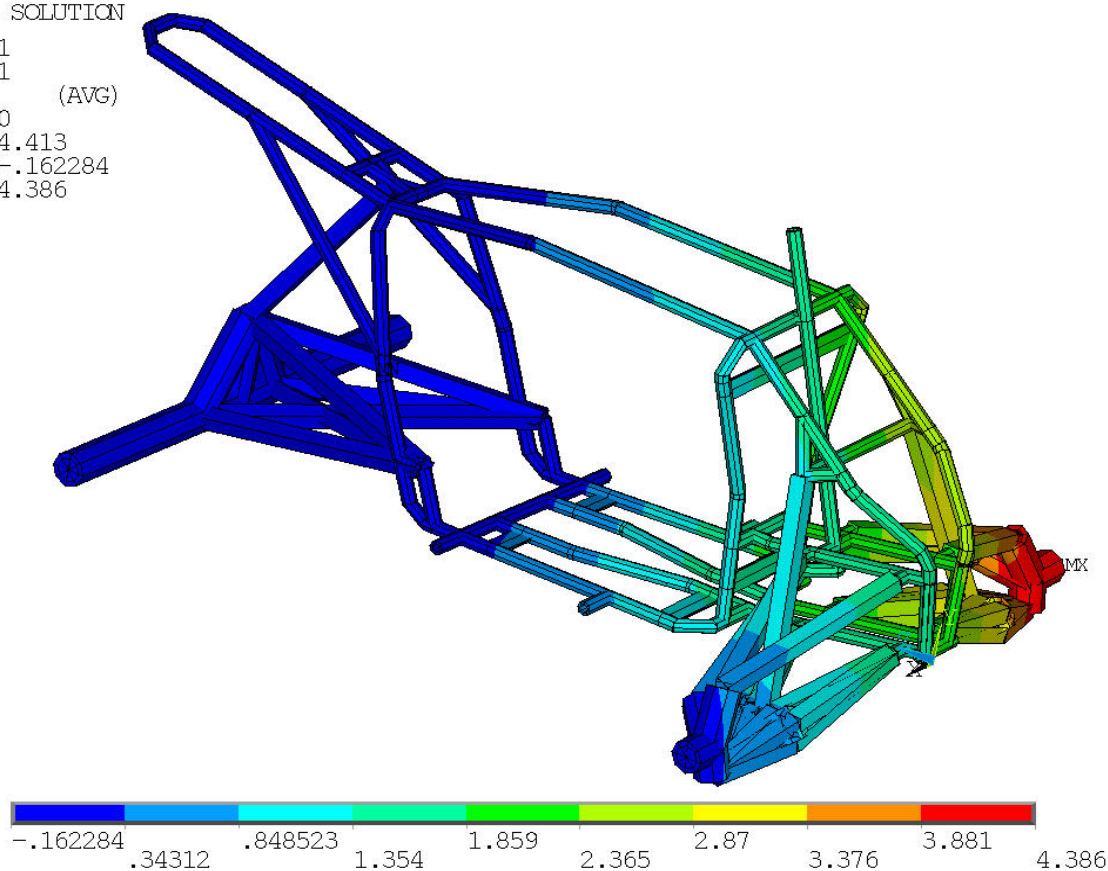
části rámu. V pravé zadní části je uchycení (10) pro brzdový válec a pedál zadního brzdového okruhu. Přední část rámu postupně sestupuje směrem dolů a dole je spojena s trubkovými profily, které mají držáky uchycení předních ramen (11) lichoběžníkové nápravy. V příčné přední trubce, kde se profily z horní a spodní části rámu spojují, byl umístěn základní souřadný systém celé čtyřkolky. S jeho umístěním je uvažováno ve všech modelech tvořených v programech Pro/ENGINEER, Ansys a Adams, avšak směry os se pro jednotlivé modely liší. Dále na přední části je uloženo uchycení řídicí tyče (12), tlumičů (13), řídicí jednotky (14) a nárazníku (15), který je u čtyřkolek spíše užíván jako doplňková vzhledová součást. Snahou rozvržení rámu bylo docílit co nejmenšího množství spojů v uzlových bodech z hlediska koncentrace napětí vzniklé svařováním. Jednotlivé trubkové profily jsou navrženy o průměru 25 mm a tloušťce stěny 2 mm.

6.2 TORZNÍ TUHOST RÁMU

Při výpočtech jízdního chování se vychází z tuhého modelu, proto je důležité vědět, jak tuhý je rám při torzním namáhání. Natočení rámu okolo podélné osy ovlivní uchycení dílů a jejich namáhání. Např. nízkou hodnotou torzní tuhosti rámu může nastat situace, kdy karoserie bude vlivem velkého natočení rámu praskat. Naopak velká tuhost rámu naznačuje, že by mohlo být užito menších rozměrů profilů rámu a jejich rozmístění. Tím by klesla hmotnost a cena vyráběného rámu. Hodnoty pro torzní tuhost byly získány v programu Ansys, kde byl vytvořen drátěný model rámu, řízení a pomocných náprav. Rozměry rámu vychází

NODAL SOLUTION

SUB =1
TIME=1
UY (AVG)
RSYS=0
DMX =4.413
SMN =-.162284
SMX =4.386



Obr. 32 Deformace modelu

z rozměrů modelu zhotoveného v Pro/ENGINEERU. Drátěnému modelu byly přiděleny pomocí příkazu SECTION trubkové profily o průměru 25mm a tloušťce 2mm a obdélníkové



profily o rozměrech dle daných komponent. Je užito elementu BEAM 189, který je k tomuto účelu vhodný. Materiálovým vlastnostem je přidělen izotropický materiál v tomto případě ocel s Modulem pružnosti v tahu $2,1e5$ MPa a Poissonovým číslem 0,3. Pro pomocné nápravy je užito elementu LINK8, kterému je přiřazen v reálných konstantách průřez a v materiálových vlastnostech je hodnota modulu pružnosti zvýšena na hodnotu $2,1e12$. Důvodem je zvýšení tuhosti náprav, aby neovlivňovaly daný výpočet rámu. Element LINK8 má na svých koncích kloub, což simuluje skutečné uchycení náprav. Upevnění modelu je ve dvou bodech konce zadní nápravy (body středu kol) a v jednom bodě na přední nápravě ve středu předního pravého kola. Omezení pohybu v daných bodech je ve všech osách modelu. Na levé straně přední nápravy je umístěna síla F_n o velikosti 500 N směřující podél svislé osy nahoru. Tato síla na rameni r_n mezi koncovými nody o délce 960,7 mm vytvoří moment. Na obr. 32 je výsledek analýzy v programu Ansys, kde je vyobrazena deformace modelu v ose y dle souřadného systému. Hodnota posunutí nodu y_n je 4,4 mm.

Úhel natočení:

$$\alpha_n = \text{atan}\left(\frac{y_n}{r_n}\right) = 0,3^\circ \quad (66)$$

Moment od síly:

$$M_n = F_n * r_n = 480,4 \text{ Nm} \quad (67)$$

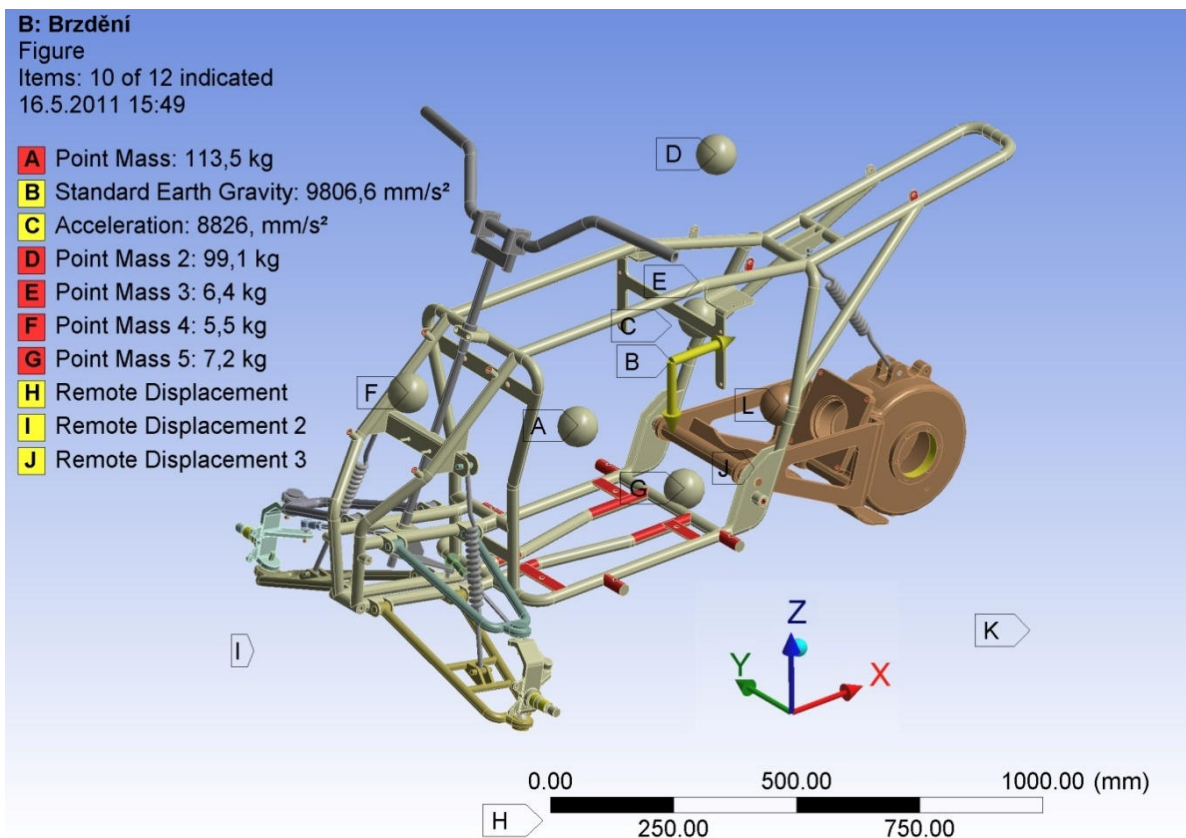
Torzní tuhost rámu:

$$T_n = \frac{M_n}{\alpha_n} = 1,838 \frac{\text{kNm}}{^\circ} \quad (68)$$

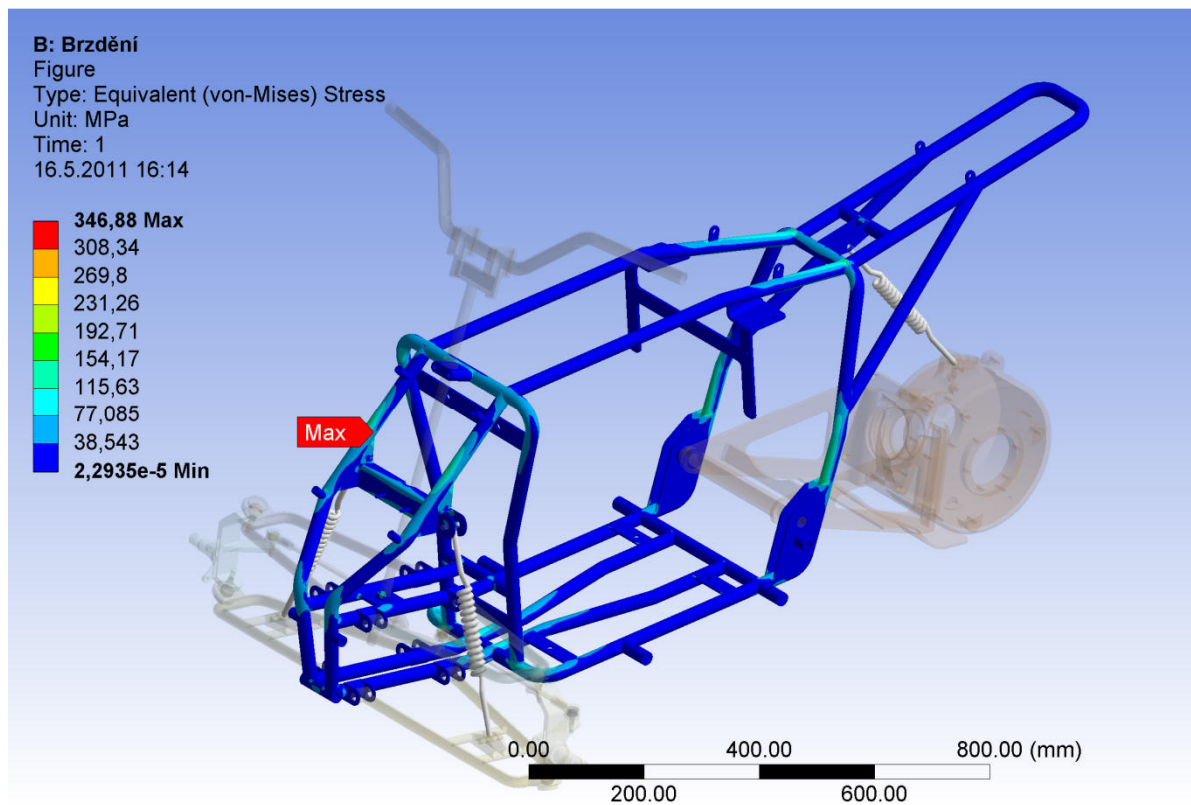
Porovnáním torzní tuhosti s rámy zhotovených pro sériové čtyřkolky nebylo možné. Proto bylo porovnání jen obecné s trubkovými rámy, kde se hodnoty torzní tuhosti právě pohybují řádově v jednotkách $\text{kNm}/^\circ$.

6.3 ANALÝZA NAPJATOSTI V RÁMU

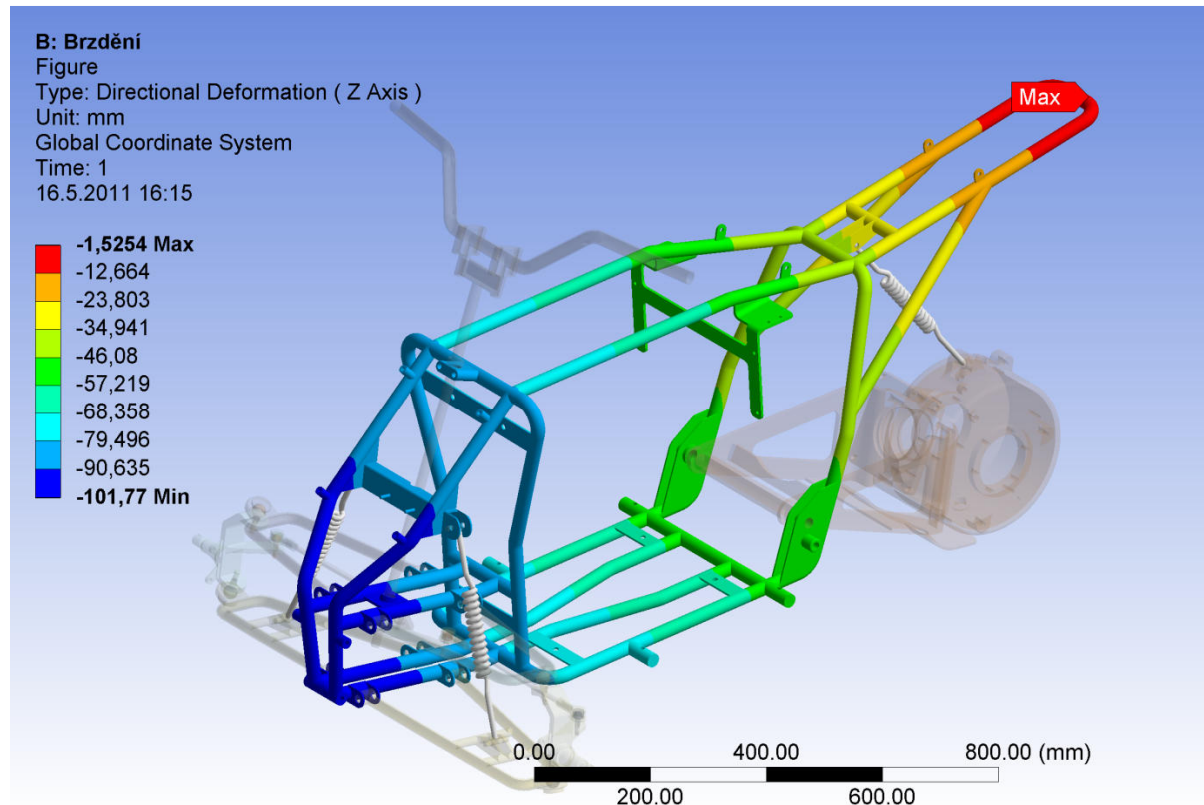
Vypočet byl zhotoven v programu Workbench, který patří do produktů Ansys. Pro přiblížení skutečným hodnotám byly simulovány tři stavy: brzdění, rozjezd a průjezd zatáčkou na mezi převrácení. Model pro výpočet byl importován z programu Pro/ENGINEER do prostředí programu Workbench. Model je složen z rámu, komponent řízení, přední a zadní nápravy. Jelikož např. rám je tvořen z více dílů, tak pro výpočet byl sjednocen v jeden komponent. Toto sjednocení bylo provedeno i u jednotlivých ramen náprav a komponent řízení. Jednotlivé vazby mezi rameny jsou definovány jako v reálné situaci. Mezi jednotlivé komponenty jsou přidány válcové vazby na uchycení ramen a odpružení a sférické vazby pro spojení ramen a řídicích tyčí s těhlicí. Pro nahrazení odpružení jsou použity vazby SPRING, kde je nastavena tuhost pružin a to pro přední nápravu 32N/mm a pro zadní 48 N/mm, tyto hodnoty vychází z kapitoly 8 a 9. Dále je nastaveno předpětí pružin, které vychází ze stavu, kdy je model ve stavu statického zatížení, pružiny jsou stlačeny a rám nemění svoji polohu. Náhrada boxu s bateriemi, řidiče, řídicí jednotky, nožního rámu a nabíjecího zařízení je realizována pomocí funkce programu hmotný bod. Jednotlivé body jsou umístěny v polohách jejich těžišť a je jim přidělena daná hmotnost, momenty setrvačnosti získané z modelu a příslušná vazba k modelu.



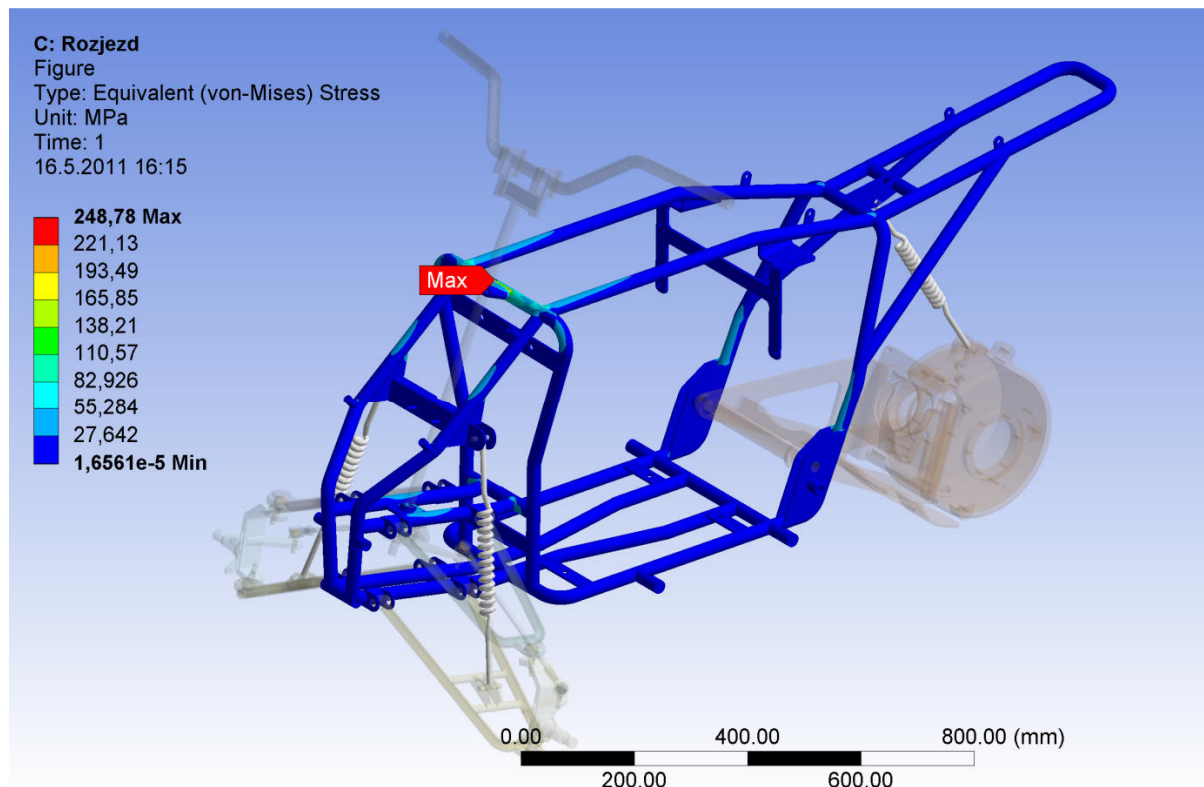
Obr. 33 Zatížení pro jízdní stav brzdění



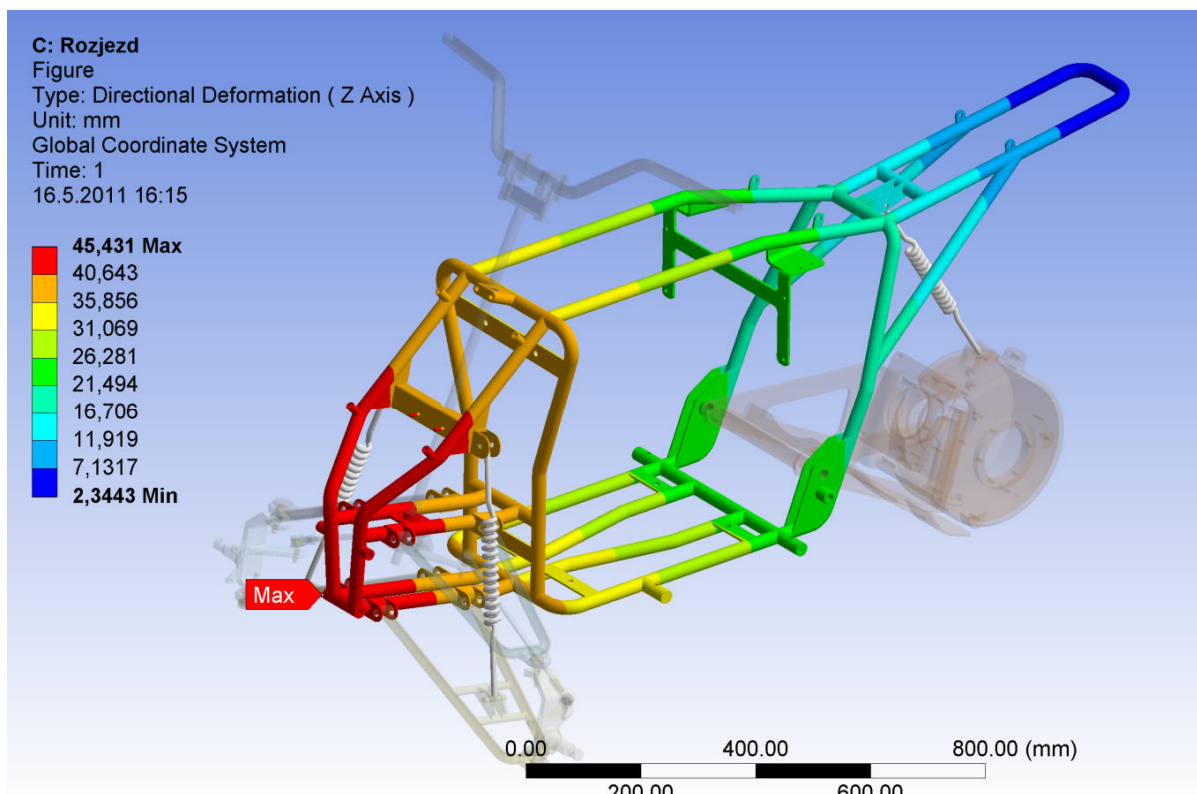
Obr. 34 Redukované napětí (von-Mises) pro jízdní stav brzdění



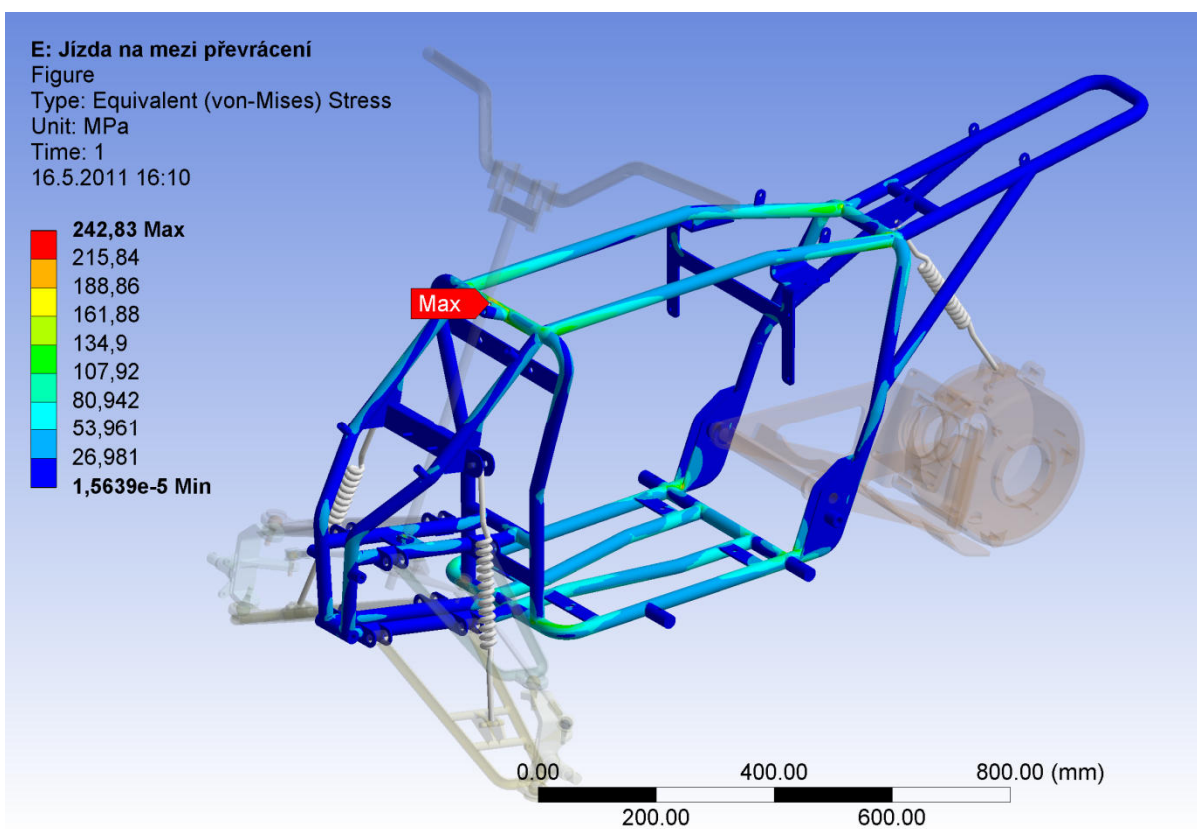
Obr. 35 Ponoření přední části rámu při brzdění



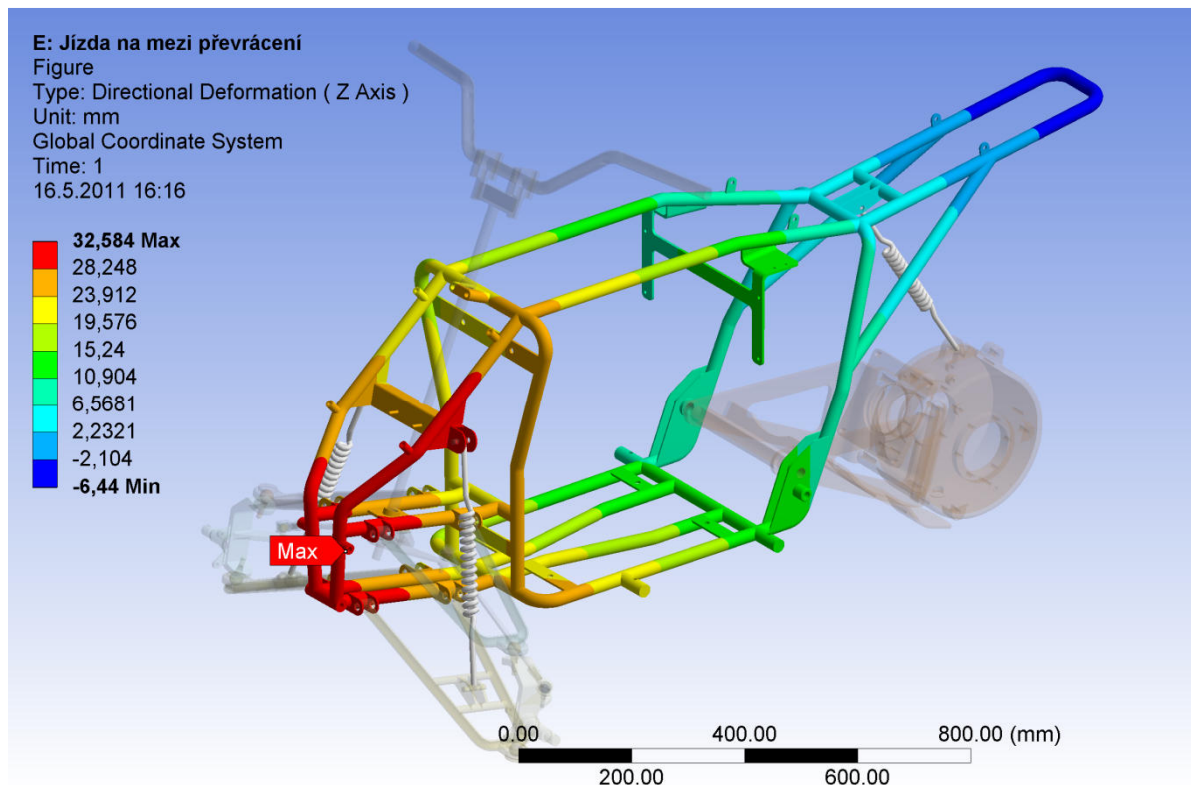
Obr. 36 Redukované napětí (von-Mises) při jízděm stavu rozjezdu



Obr. 37 Nadzvednutí přední části rámu při rozjezdu



Obr. 38 Redukované napětí (von-Mises) při jízdním stavu průjezdu zatáčkou na mezi převrácení



Obr. 39 Naklopení rámu při jízdě zatáčkou

Model rámu byl vysíťován elementy SOLID187, které si program zvolil sám. Velikost prvku byla nastavena na 5 mm. Jednotlivé stavy simulace jízdy jsou definovány gravitačním zrychlením, maximálním zpomalením čtyřkolky z kapitoly 11 pro brzdění, maximálním zrychlením čtyřkolky z kapitoly 4.3.4 pro rozjezd a dostředivým zrychlením pro průjezd zatáčkou čtyřkolky z kapitoly 5. Na obr. 33 je znázorněno zatížení pro stav brzdění. Z výsledků na obr. 34 pro jízdní stav brzdění lze stanovit maximální redukované napětí dle von-Mises, které je nejvyšší v přední části rámu, kde je spojení držáku odpružení s trubkovými profily, což vychází z předpokladu, že při brzdění se zatížení přenáší na přední část čtyřkolky. Vlivem stavu brzdění se karoserie tedy rám s komponenty na něm umístěnými předklání o určitý úhel. Poklesnutí rámu z_k v ose z je 101,8 mm směrem k vozovce. Vzdálenost r_k v podélném směru od místa nejvyššího poklesu rámu k těžišti má hodnotu 856 mm.

Úhel předklonění karoserie čtyřkolky při maximálním brzdění:

$$\alpha_k = \operatorname{atan}\left(\frac{z_k}{r_k}\right) = 6,78^\circ \quad (69)$$

Nejvyšší napětí pro stav rozjezdu se nachází v místě uchycení řídítek. Je to z důvodu, že se řidič drží řídítek, aby při rozjezdu nespadol ze čtyřkolky. Další vysoká napětí vznikají na zadní části rámu nad uchycením zadní nápravy, jak je zřetelné na obr. 36. V tomto stavu se vlivem rozjíždění karoserie zaklání a přední část karoserie se oproti statickému stavu nadzvedává. Hodnota posuvu z_{zak} v ose z vychází 45,4 mm.



Úhel zaklonění karoserie při maximálním zrychlení:

$$\alpha_{zak} = \text{atan}\left(\frac{z_{zak}}{r_k}\right) = 3,04^\circ \quad (70)$$

Ve třetím stavu, který je při jízdě zatáčkou na mezi převrácení se maximální redukované napětí nachází v místě uchycení řídítek. To je způsobeno tím, jak se řidič drží za řídítka při jízdě zatáčkou. Další vyšší hodnoty napětí jsou na koncích trubkových profilů v místech spojů, které tvoří střední část rámu. Tato zvýšená napětí v těchto místech vznikají vlivem kroucení rámu okolo podélné osy. Z celkového zhodnocení vyplývá, že na jednotlivých obrázcích s napěťovou analýzou je značné množství míst, kde je napětí velice nízké. Proto by bylo vhodné zredukovat průměry jednotlivých trubek. Pro daný model vlivem vysokých napětí je volen materiál pro rám s označením ČSN 15230, který je užíván na bezešvé trubky, dobře svařitelný a obrobitelný s vysokou mezí kluzu a pevnosti.

Bezpečnost:

$$k_{nk} = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \quad (71)$$

Vyhodnocení bezpečnosti jednotlivých stavů je v tabulce 9. Z výsledku vyplývá, že vypočítaná bezpečnost k mezi kluzu z hlediska statického zatížení vyhovuje. Pro případ únavové bezpečnosti rám nebyl kontrolován.

Tab. 9 Vyhodnocení bezpečnosti k mezi kluzu

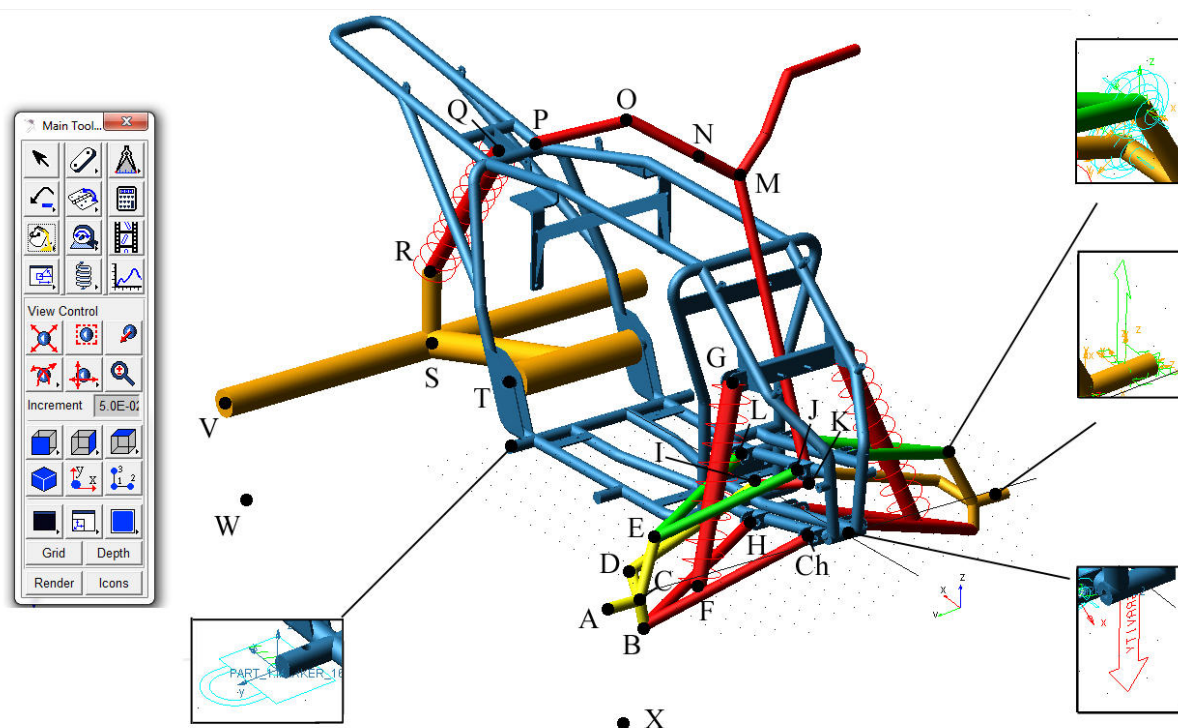
Jízdní stavy	Materiál ČSN 15230		Model	
	mez pevnosti [MPa]	mez kluzu [MPa]	max. redukované napětí [MPa]	bezpečnost
Brzdění	800	600	346,88	1,73
Rozjezd	800	600	248,78	2,41
Jízda zatáčkou	800	600	242,83	2,47



7 ŘÍZENÍ

7.1 KINEMATIKA ZAVĚŠENÍ

Základní geometrie řízení značně ovlivňuje chování při jízdě, namáhání daných dílů náprav a opotřebení pneumatik. Pro vyhodnocení vhodné geometrie nápravy slouží sbíhavost, odklon, příklon rejdové osy, záklon rejdové osy, závlek a poloměr rejdu. Kinematika zavěšení byla řešena v programu Adams, kde postupnou změnou umístění bylo docíleno následně uvedených hodnot geometrie řízení. K nastavení základních úhlů bylo vycházeno z úhlů geometrie čtyřkolek uvedených v dílenských příručkách [16], [17] pro čtyřkoly Yamaha Raptor 660 a Kawasaki KFX 450. Jednotlivé body uchycení jsou vyznačeny na obr. 40.



Obr. 40 Kinematický model v programu Adams pro řešení geometrie zavěšení

Jednotlivé komponenty jsou propojeny vhodnými vazbami. Pro spojení ramen s rámem a ramen s těhlicí se užívá sférická vazba. Celý rám je zafixován pevně k zemi. Mezi předními spodními rameny a rámem se nachází odpružení s nastaveným koeficientem tuhosti a tlumení. Zadní náprava je také spojena prvkem odpružení, kde se nachází pouze jedna pružina s tlumičem, dle navržené konstrukce. Pro měření jednotlivých změn úhlu jsou řídítka zafixována pevně k rámu, však při měření natočení pravého a levého kola jsou řídítka uchycena pomocí sférické vazby a je jim přidělen pohyb. V tomto případě jsou ramena zafixována v poloze, kdy je čtyřkolka staticky zatížena. Při měření změn úhlu geometrie je ramenu přidělen zdvih, který byl odměřen na 3D modelu pro úplné stlačení a roztahení jednotky pružení. Zdvih předního kola se od polohy ve statickém zatížení mění v ose z od hodnoty -97,8 mm do 171,2 mm a pro tyto hodnoty je celý model počítán. Přesné hodnoty bodů, dle souřadného systému na obr. 40 jsou v tabulce 10. Jednotlivá označení písmeny odpovídají danému obrázku a označení bodů písmeny s čárkou znamená, že tyto body jsou symetrické podél roviny z-x a mají souřadnici y zápornou. Při měření sil v daných bodech



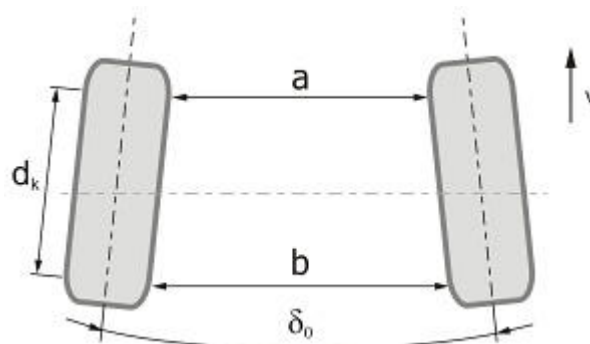
zavěšení bylo odpružení nahrazeno nepohyblivým dílem a síly byly umístěny do bodu W a X které představují dotyk kola s vozovkou. Jedná se o body, které jsou spojeny s těhlicí.

Tab. 10 Souřadnice bodů pro navrženou geometrii zavěšení

Název bodů	Označení	x	y	z
Koncový bod těhlice	A, A'	129,8	506,1	-86,9
Střed spodního čepu	B, B'	119,4	416,4	-141,4
Začátek těhlice	C, C'	129,8	422,1	-86,9
Střed horního čepu	D, D'	151,9	368,3	29,0
Střed čepu řízení	E, E'	204,2	389,1	-57,3
Uchytení před. tlumic s.	F, F'	128,9	273,5	-91,7
Uchytení před. tlumic h.	G, G'	203,3	137,5	298,7
Uchytení s. ramene z.	H, H'	239,5	58,0	-45,6
Uchytení s. ramene p.	Ch, Ch'	43,0	58,0	-8,2
Střed čepu řízení u tyče ř.	I, I'	222,1	62,3	41,2
Uchytení h. ramene p.	J, J'	69,7	70,0	131,7
Střed řízení dole	K	124,3	0,0	69,7
Uchytení h. ramene z.	L, L'	266,1	70,0	94,3
Střed řízení horní	M	379,6	0,0	654,5
Ohyb řídítek 1	N, N'	405,6	84,8	714,1
Ohyb řídítek 2	O, O'	484,8	200,0	792,9
Konec řídítek	P, P'	532,2	407,5	777,0
Uchytení zad. tlumiče h.	Q	1186,3	0,0	415,2
Uchytení zad. tlumiče s.	R	1412,0	0,0	61,0
Bod středu zadní hřídele	S	1409,1	0,0	-99,0
Uchytení zadní nápravy	T, T'	925,0	145,0	36,0
Bod zadního náboje	V, V'	1409,1	525,0	-99,0
Bod působíště předního kola	X, X'	129,8	472,9	-353,6
Bod působíště zadního kola	W, W'	1409,1	450,9	-353,0

7.1.1 ZMĚNA SBÍHAVOSTI

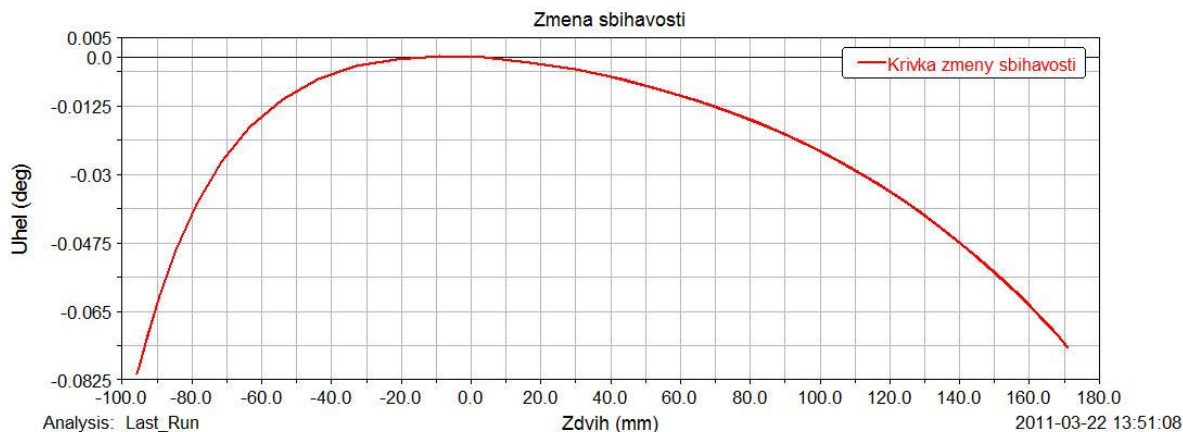
Sbíhavost je dána úhlem δ_0 mezi střední rovinou kol promítnuto do roviny vozovky [5]. Sbíhavost je pokud přední části kol směřují k podélné rovině vozidla. Směřují-li od roviny vně, jedná se o rozbíhavost. Jelikož přední náprava čtyřkolky není hnaná, je zde se změnou zdvihu mírná sbíhavost. Jak je zřetelné z výsledků na obr. 42. Na grafu se jedná o sbíhavost, pokud je úhel záporný, což je po celý průběh zdvihu. Kladný zdvih v grafu je, pokud se kolo pohybuje nahoru. Tedy karoserie čtyřkolky klesá k vozovce a záporný zdvih, když se



Obr. 41 Sbíhavost kol[18]



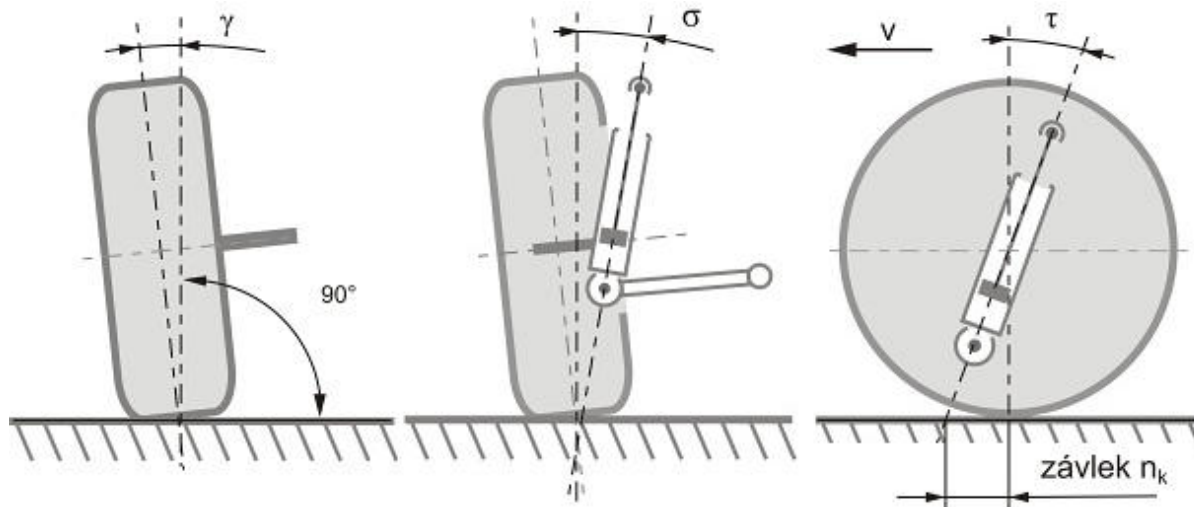
karoserie oddaluje od vozovky. Zdvih je pro všechny následující grafy zaveden stejným způsobem, proto o něm dále nebude zmiňováno. Velká sbíhavost nepříznivě ovlivňuje opotřebení pneumatik, ale zároveň vytváří momenty, které drží kola při jízdě v přímém směru. Hodnoty sbíhavosti se nestavují v rozmezí 0 až $0,5^\circ$.



Obr. 42 Změna sbíhavosti

7.1.2 ZMĚNA ODKLONU

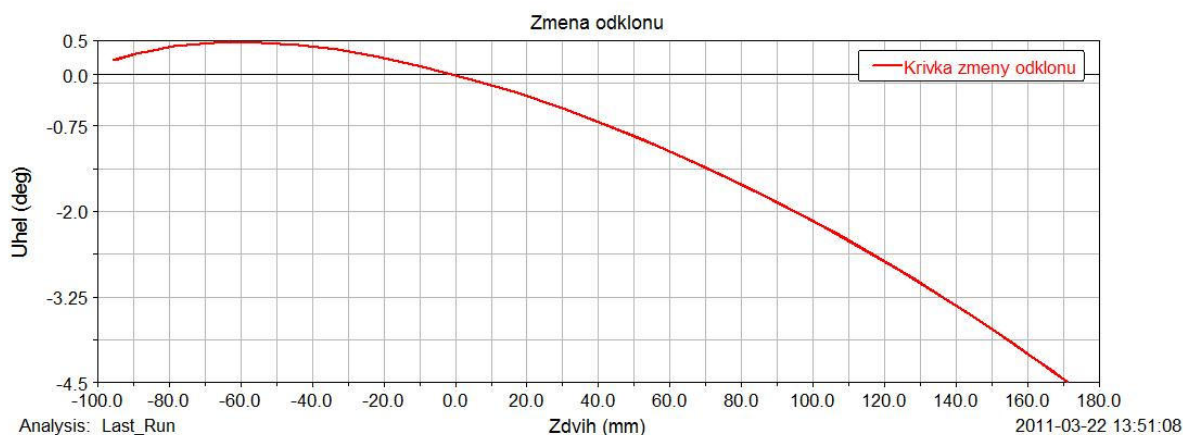
Odklon je úhel γ mezi rovinou kola a podélnou rovinou vozidla promítnutý do příčné roviny. Záporný odklon kola je tehdy pokud se horní část kola naklání směrem do vozidla a kladný pokud se naklání od vozidla. Dříve byl odklon kola nastavován z důvodu vymezení vůlí v ložiscích. [5] U osobních automobilů, kdy v ložiscích už nejsou takové vůle jako dřív, je snaha, aby odklon byl co nejmenší z hlediska opotřebení pneumatik a zároveň při jeho změně s propružením nevznikal velký moment na řídicí tyče vlivem gyroskopického momentu. Při průjezdu zatáčkou se karoserie klopí k vnější straně zatáčky z toho důvodu je odklon vhodný při propružení záporný, aby kolo zůstávalo v kolmé poloze k vozovce, tím je potom možné přenést maximální boční sílu. Pro návrh čtyřkolky se mění odklon dle grafu na obr. 44, kde kladný úhel znamená kladný odklon kola a záporný naopak. Z grafu vyplývá, že pokud bude čtyřkolka ve statickém stavu, nebo pojede malou rychlostí po kvalitní vozovce, odklon se bude měnit se zdvihem s malými odchylkami. Pokud však čtyřkolka pojede po výmolech



Obr. 43 Úhel odklonu kola, úhel příklonu rejdové osy a záklon rejdové osy se závlekem [39], [40], [41]



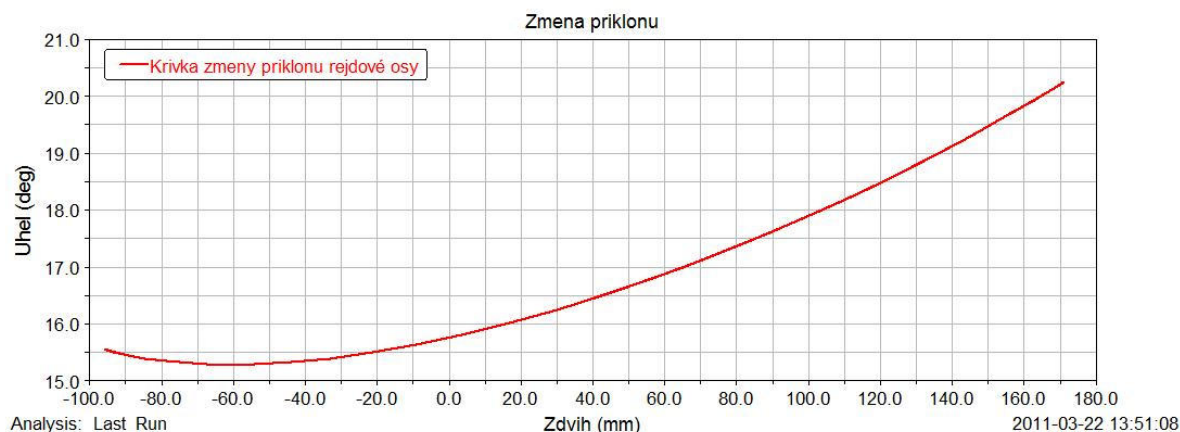
nebo zatáčkou dojde k větší změně zdvihu a při průjezdu zatáčkou to by mohlo mít pozitivní vliv na přenos boční síly.



Obr. 44 Změna odklonu kola

7.1.3 ZMĚNA PŘÍKLONU REJDOVÉ OSY A POLOMĚR REJDU

Úhel příklonu σ je stanoven mezi osou rejdu, která je tvořena propojením kulových čepů a podélnou rovinou při promítnutí do příčné roviny vozidla. Tento úhel je důležitý z hlediska vracení kol po dokončení zatáčení vozidla do přímého směru, kdy je vlivem příklonu při natáčení náprava zvedána. Tato síla vytváří vratný moment, který kolo vrací do přímé polohy. Pro model čtyřkolky se mění příklon dle grafu na obrázku 45. Jeho hodnota vychází ze sériových čtyřkolek a docílení vzniku záporného poloměru rejdu, kdy z hlediska prostoru byly body takto voleny. Poloměr rejdu je vzdálenost bodu, který vznikne průnikem rejdivé osy s vozovkou a bodem dotyku kola s vozovkou, které jsou následně promítnuty do příčné roviny čtyřkolky. Když průnik osy rejdu s rovinou vozovky leží směrem ven od středního bodu styku kola s vozovkou, jedná se o záporný poloměr rejdu, v druhém případě se jedná o kladný poloměr rejdu. V dnešní době se užívá záporný poloměr rejdu z důvodu stabilizačního účinku na řízení [18]. Dle velikosti poloměru rejdu vzniká vlivem podélných sil větší citlivost v řízení např. vlivem nestejnomyšerného brzdění, z těchto důvodů je navržený poloměr rejdu záporný o malé hodnotě, jak je vidět na obr. 46. Jeho hodnota při předpokladu stlačení pneumatik vlivem statického zatížení náprav dosahuje hodnoty 0,9 mm.

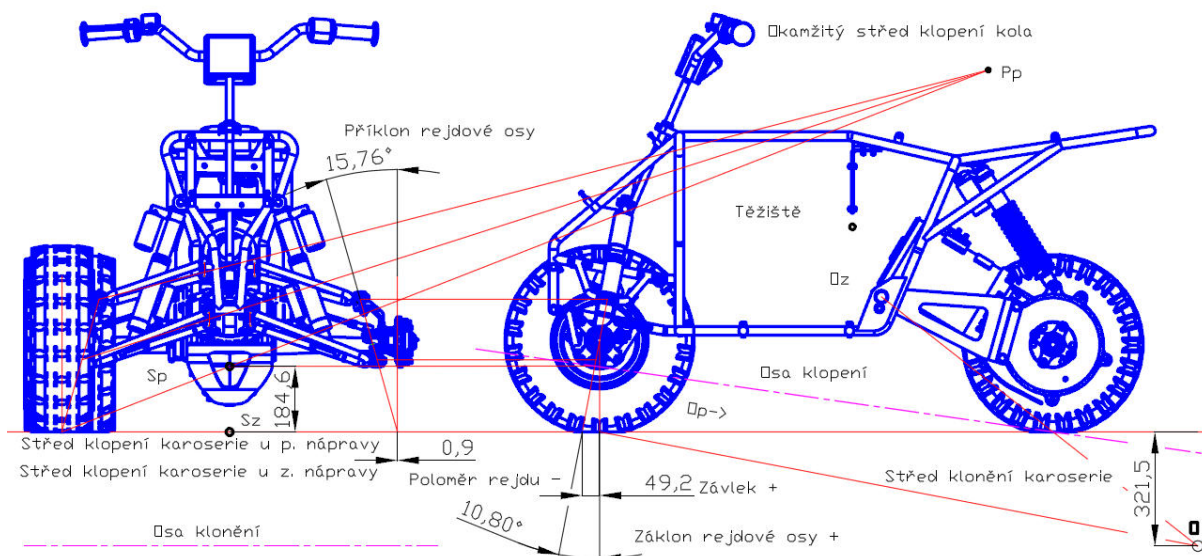


Obr. 45 Změna příklonu rejdivé osy



7.1.4 ZÁKLON REJDOVÉ OSY A ZÁVLEK

Je to úhel mezi osou rejdou a příčnou rovinou čtyřkolky promítnuto do podélné roviny. Záklon je kladný pokud je horní část osy nakloněna dozadu a pokud je tomu naopak jedná se o předklon. Vlivem záklonu vzniká závlek, který je definován jako vzdálenost bodu průniku osy rejdou s vozovkou a bodu dotyku pneumatiky a to promítnuto do podélné roviny. Závlek se nazývá kladným, pokud průsečík je před středem dotykového bodu kola a záporný pokud tomu je naopak. Vlivem závleku je kolo taženo a při jízdě zatáčkou vlivem působení podélných sil vzniká moment, který kolo vrací do přímého směru. Hodnoty záklonu a závleku jsou vyobrazeny na obr. 46.



Obr. 46 Úhly zavěšení, středy klonění a klonění karoserie

7.1.5 KLONĚNÍ A KLOPENÍ KAROSERIE

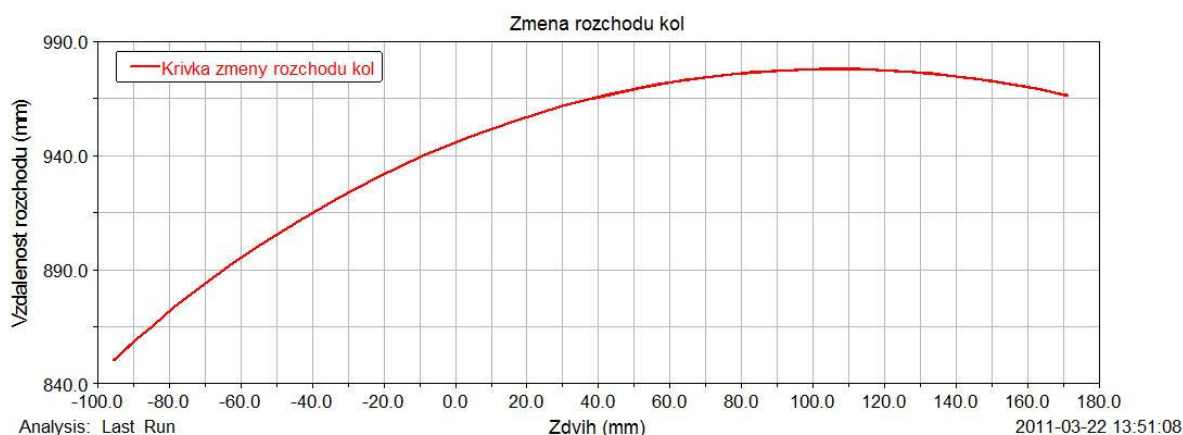
Vlivem navržené geometrie a typu náprav lze graficky znázornit jednotlivé středy klonění a klopení, jak je na obrázku 46. Protažením předních ramen lichoběžníkové nápravy vznikne průsečík nazývaný okamžitý střed klopení kola Pp. Spojením bodu Pp s bodem dotyku předního kola s vozovkou vznikne úsečka a jejím průnikem s podélnou rovinou čtyřkolky vznikne střed klopení karoserie Sp okolo přední nápravy. U zadní nápravy středy klopení kol leží v nekonečnu tedy střed klopení Sz karoserie leží na rovině vozovky. Okamžitý střed klonění přední nápravy leží v nekonečnu vlivem rovnoběžnosti ramen. U zadní nápravy okamžitý střed klonění leží v uchycení zadní nápravy. Propojením středu klonění Oz a bodu dotyku zadní pneumatiky s vozovkou vzniká přímka, která kříží přímku rovnoběžnou s rameny přední nápravy, tím vzniká průsečík nazývaný střed klonění karoserie. Bod vzniká pod vozovkou, to je z hlediska ponořování přední části karoserie nevýhodné, z toho důvodu přední pružiny mají vyšší tuhost, aby ponoření karoserie při brzdění nebylo tak velké. Z hlediska klopení bude rám namáhán na krut, jak dokazují výsledky napjatosti a deformace rámu při průjezdu zatáčkou. To je způsobeno polohou středu klopení karoserie u zadní nápravy.

7.1.6 ZMĚNA ROZCHODU A ROZVORU NÁPRAV

Jelikož ramena přední lichoběžníkové nápravy jsou značně skloněna, tak při změně zdvihu dochází k velké změně rozchodu kol. Což vyvolává boční síly, které namáhají více ramena, čepy a ložiska. Dále je větší opotřebenění pneumatik. Na obr. 47 je grafické znázornění změny

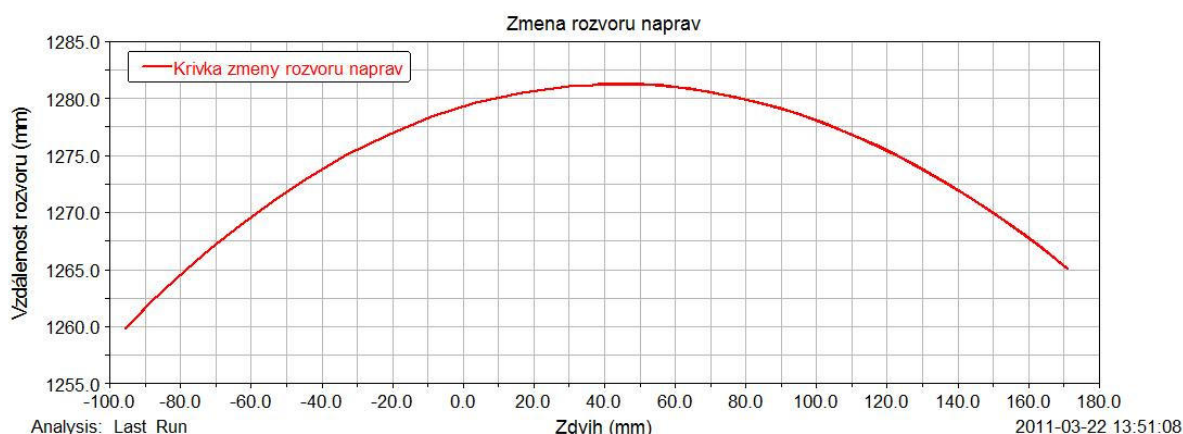


rozchodu kol na čtyřkolce. Tyto změny jsou značné a budou tedy vznikat boční síly. Pro malou změnu rozchodu je vhodné, aby ramena byla rovnoběžná s rovinou vozovky, ale z hlediska průchodu terénem jsou ramena u čtyřkolky značně skloněná.



Obr. 47 Změna rozchodu kol

Změna rozvoru ovlivňuje polohu těžiště, což je obecně problém u vozidel nízké hmotnosti, kde i malá změna polohy řidiče a změny rozvoru ovlivňuje nastavení podvozku čtyřkolky.



Obr. 48 Změna rozvoru náprav

7.1.7 POROVNÁNÍ HODNOT GEOMETRIE

Parametry geometrie pro sériové čtyřkolky byly čerpány z dílenských manuálů [17], [18].

Tab. 11 Porovnání hodnot geometrie

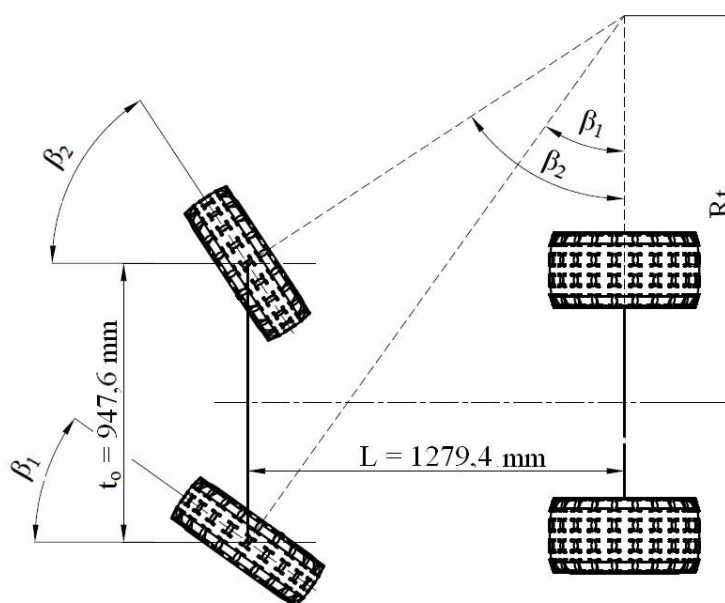
	Kawasaki KFX 450	Yamaha Raptor 660	Navržená ATV
záklon [°]	1,8	8	10,8
odklon kola [°]	-2	-1	0
příklon rejdového čepu [°]	14,7	14,5	15,76
zavlek kola [mm]	7,6	47	49,2
poloměr rejdu [mm]	-	5	0,9



Porovnáním hodnot je zřejmé, že navrhovaná čtyřkolka má srovnatelné parametry se čtyřkolku Yamaha Raptor 660.

7.1.8 ACKERMANNOVA TEORIE ŘÍZENÍ

Jedná se o závislost natočení vnějšího a vnitřního kola, kdy střed otáčení čtyřkolky je průsečíkem os předních a zadních kol. Při této teorii řízení se předpokládá malá rychlost jízdy a model je zcela tuhý.



Obr. 49 Ackermannova geometrie řízení

Vzdálenost rejdových os promítnuta do roviny vozovky:

$$t_0 = R_f + 2 * r_0 \quad (72)$$

kde R_f je rozchod kol přední nápravy a r_0 - poloměr rejdu. Pomocí programu Adams byly změřeny hodnoty změny úhlu vnitřního a vnějšího kola. Z naměřených hodnot natočení vnitřního kola byl vypočten teoretický poloměr zatáčení:

$$R_t = L * \cos(\beta_2) + \frac{t_0}{2} \quad (73)$$

Výpočet úhlu natočení vnějšího kola dle teorie Ackermanna:

$$\beta_1 = \text{acot} \left(\frac{R_t + \frac{t_0}{2}}{L} \right) \quad (74)$$

Výsledné hodnoty z výpočtového programu dle uvedených vzorců a hodnoty naměřené v programu Adams jsou na obrázku 50, kde jsou zobrazeny výsledné hodnoty postupného natáčení kol v tabulkové podobě. Úhel natočení vnitřního kola β_2 je naměřený na modelu pro natočení vnitřního kola. β_1 je vypočítaný úhel natočení vnějšího kola dle Ackermannovi teorie řízení. Úhel $\beta_{1\text{mod}}$ je skutečná hodnota natočení vnějšího kola modelu čtyřkolky a R_t je teoretický poloměr zatáčení. Úhel β_v je natočení řídicích kol při daném natočení vnějšího a

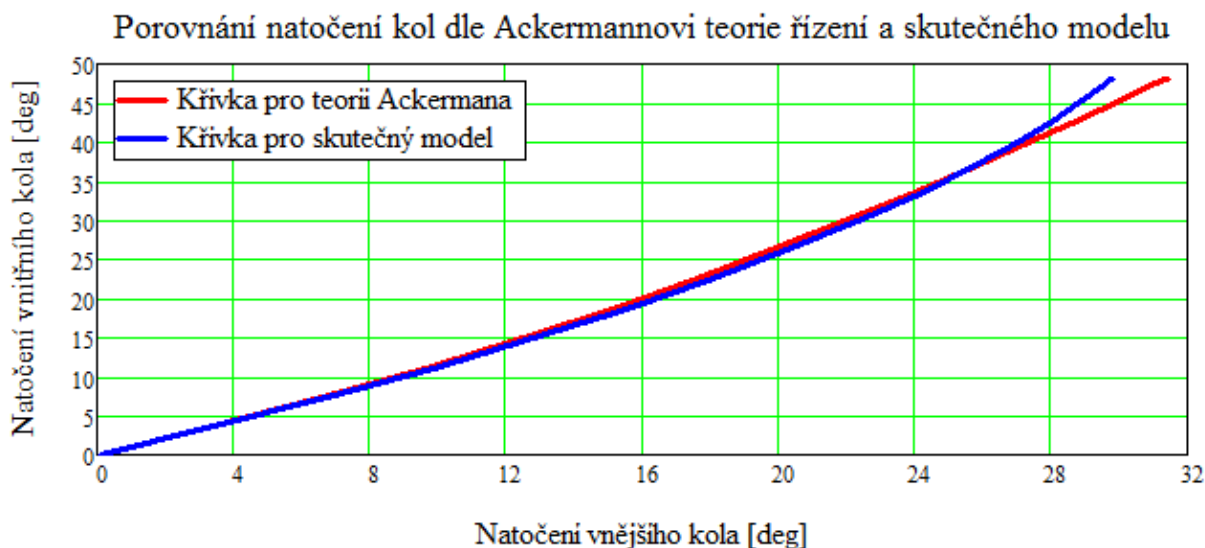


vnitřního kola. Jednotlivé úhly jsou uvedeny ve stupních a teoretický poloměr zatáčení v metrech.

	0		0		0		0		0	
$\beta_2 =$	0.1	$\cdot \text{deg } R_t(\beta_2) =$	733.48	m	$\beta_1 =$	0.1	$\cdot \text{deg } \beta_v =$	0.1	$\cdot \text{deg } \beta_{1\text{mod}} =$	0.1
	1		20.914			1		2.288		1
	2		10.503			2		4.553		2
	3		7.031			3		6.773		3
	4		5.293			4		8.925		4
	5		4.25			5		10.988		5
	6		3.552			6		12.941		6
	7		3.054			7		14.764		7
	8		2.681			8		16.441		8
	9		2.393			9		17.953		9
	10		2.167			10		19.285		10
	11		1.987			11		20.425		11
	12		1.847			12		21.361		12
	13		1.741			13		22.083		13
	14		1.668			14		22.585		14
	15		...			15		...		15

Obr. 50 Vypočtené a naměřené hodnoty pro Ackermannovu teorii řízení

Porovnáním natočení vnitřního kola s vnějším pro teorii Ackermanna a skutečným modelem řízení čtyřkolky vznikly dvě křivky. Tyto křivky takřka po celý průběh splývají, což znamená, že odchylky mezi skutečným modelem a výpočtem jsou minimální. K výraznější odchylce dochází až okolo 28° natočení vnějšího kola, kdy skutečný rozsah natočení kol bude omezen ještě před touto hodnotou z důvodu, aby mezi řídicím ramenem na těhlici a táhlem nevznikl větší úhel hodnoty 160°. Při překročení by mohla nastat situace, kdy by kolo už nešlo natočit zpět.

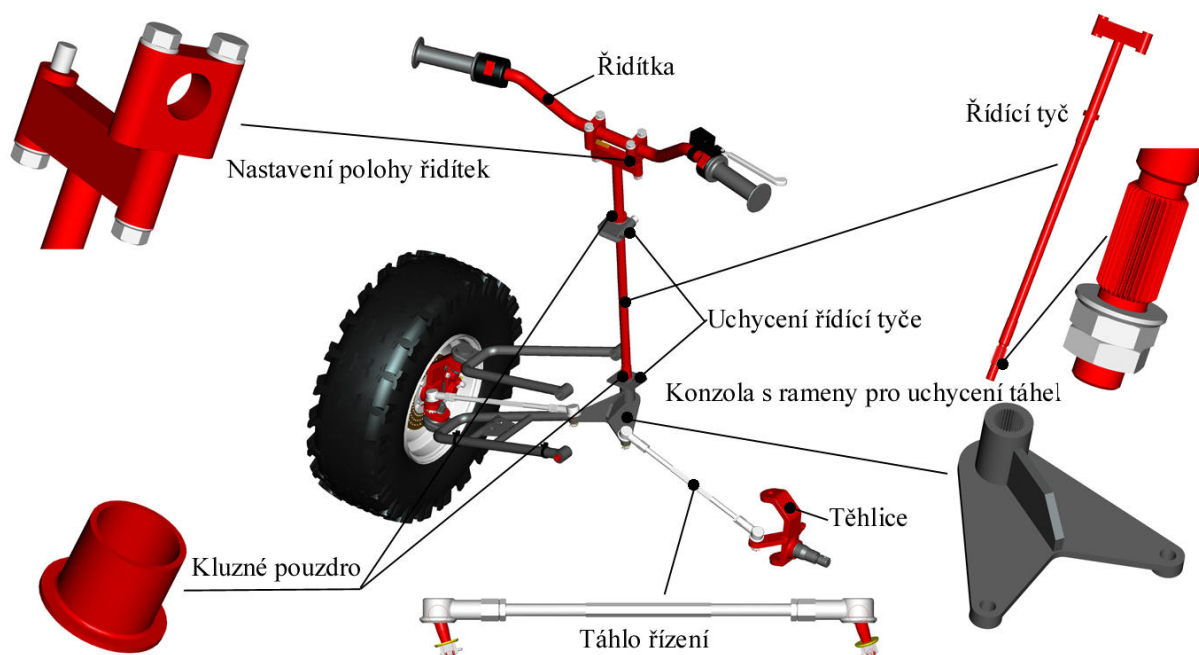


Obr. 51 Porovnání natočení kol



7.2 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ŘÍZENÍ

Z jednotlivého rozmístění bodů pro geometrii, byl konstrukční návrh řešen, jak je na obrázku 52. Dále se vycházelo z řešení sériových čtyřkolek. Řídící sestava je složena z řidítek, která jsou nastavitelná mezi polohy předklonění a zaklonění pomocí povolení šroubů a následným nastavením. Na řidítkách jsou připevněny komponenty elektrického systému, předního brzdného okruhu a komponenty tvarově uzpůsobeny proti vyklouznutí rukou z řidítek. Na pravé straně se zároveň jedná o ovládání otáček motoru tedy o plyn. Konzoly, kterými se nastavuje poloha řidítek, jsou přišroubovány k řídicí tyči, která má příslušný konec tomuto uchycení přizpůsoben. Na horní části tyče je navařen kroužek, který slouží jako doraz proti pohybu tyče směrem dolů. Spodní část tyče má vyfrézované jemné drážkování, na které navazuje jemný závit. Řídící tyč je uložena v kluzných pouzdrech, které jsou uchyceny v rámu čtyřkolky. Na drážkovaný konec hřídele je nasazena konzola s rameny pro uchycení táhel řízení. Konzola je zajištěna maticí, kterou je vymezena vůle mezi konzolou a spodním kluzným pouzdem tak, aby se celé řízení mohlo volně pohybovat s minimální vůlí. Po vymezení vůle je našroubována druhá matice, aby nedošlo k povolení. Zároveň konzola zamezuje vytažení řídicí tyče směrem nahoru. Konzola je řešena jako svařenec, kde je v uchycení k řídicí tyči vytvořeno vnitřní drážkování, které zamezuje otočení komponent vůči sobě. Na koncích pák jsou vytvořeny kuželové otvory pro uchycení čepů řízení. Na konzole se také nachází žebro pro zvýšení tuhosti.



Obr. 52 Sestava řízení

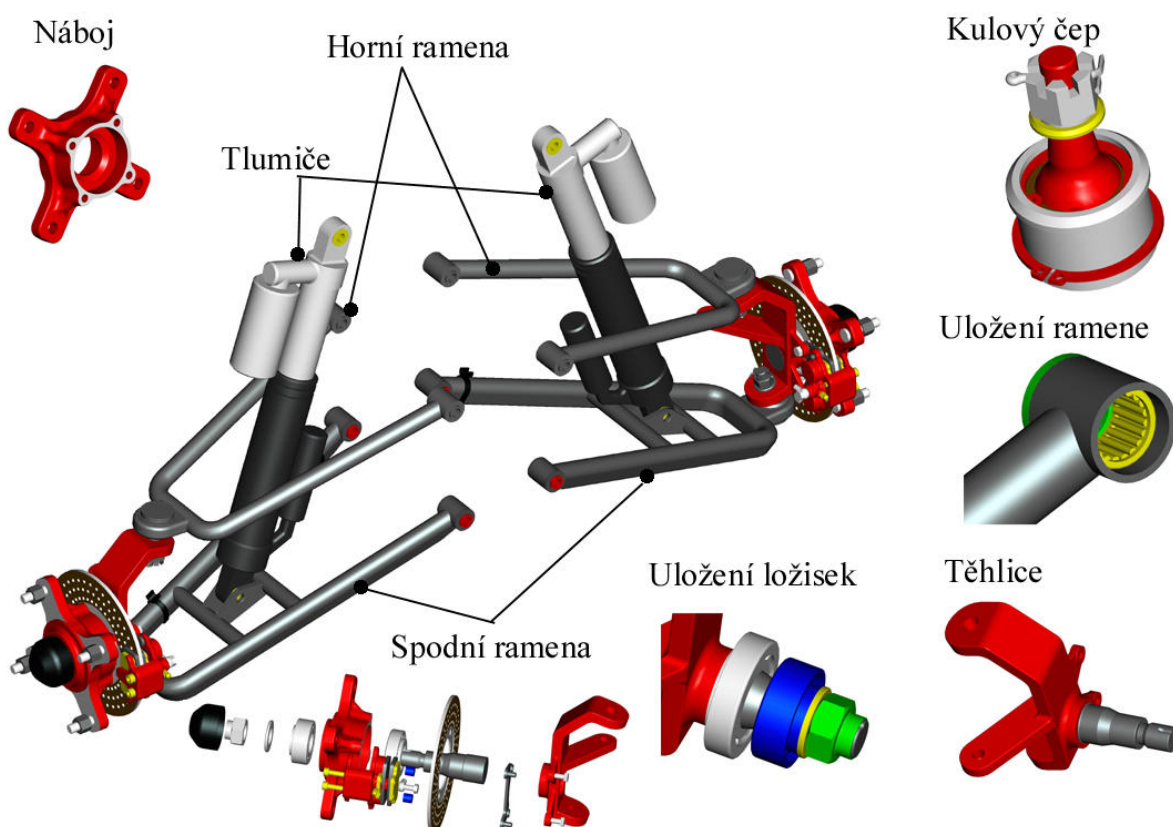
Poslední komponentou sestavy řízení jsou táhla, která přenáší pohyb z řidítek na těhlice. Táhlo se skládá ze tří základních komponent a to z kulových kloubů s vnitřním závitem pro našroubování tyče opatřené na koncích závity, na jedné straně s pravotočivým a na druhé s levotočivým stoupáním závitu. Různost smyslu stoupání závitu je z důvodu možnosti nastavení sbíhavosti, kdy je ve střední části tyč opatřena šestihranem pro možnou manipulaci. Po seřízení sbíhavosti jsou obě strany zajištěny maticí proti povolení, což by při nezajištění mohlo způsobit změnu nastavení oproti stanoveným hodnotám.



8 PŘEDNÍ NÁPRAVA

8.1 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Návrh přední nápravy a typ vychází z běžných sériových provedení na čtyřkolkách. Jedná se tedy o lichoběžníkovou nápravu, pro kterou základní rozměry vychází z vhodně zvolených bodů v kapitole 7. Náprava je složena ze spodních a horních ramen, které jsou navrženy jako svařenec z trubkových profilů a speciálně tvarovaného profilu. Průměr trubkových profilů je 20 mm. Jejich přichycení k rámu je pomocí šroubu, kdy do ok uchycení ramen jsou nalisována jehlová ložiska od společnosti SKF s označením HN 1516. Toto uložení snižuje tření při pohybu ramen. Z obou stran jsou k ložisku zakomponovány silentbloky pro tlumení rázů vznikajících při jízdě. Celé rameno je k rámu uchyceno vsunutím trubičky do úchytnů na rámu a daných ok ramen. K celkovému zajištění slouží šrouby prostupující trubičkami. Takto jsou uchyceny i horní ramena. Na spodním rameni jsou navařeny úchyty pro přední odpružení

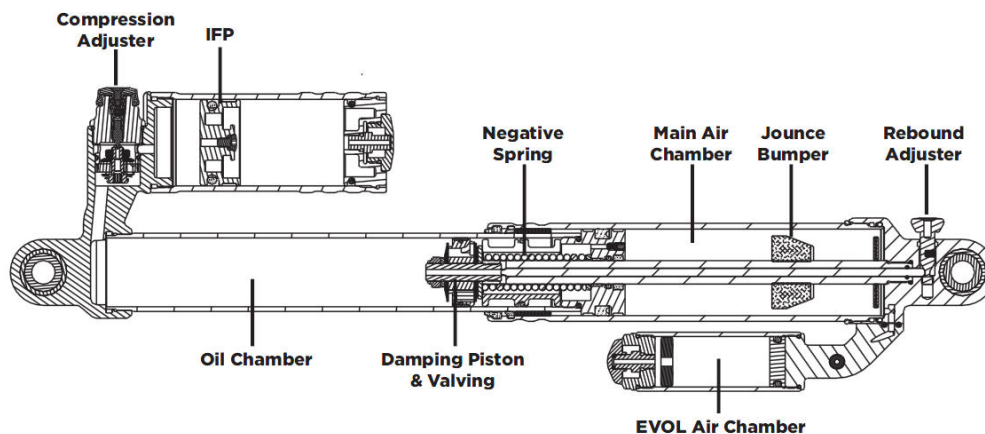


Obr. 53 Navržená lichoběžníková náprava pro ATV

a na konci ramene je přivařený komponent s dírou pro zalisování kulového čepu. Tyto komponenty jsou přivařeny i na horním ramenu, které je oproti spodnímu kratší. Kulové čepy spojují těhlici s rameny a jsou nalisovány v ramenech. S těhlicí jsou spojeny přes kuželové tvary a dotaženy maticí. Kulové čepy jsou navrženy pro kompletnost modelu. Pro výrobu navrhované čtyřkolky by byly použity kulové čepy sériově vyráběné. Těhlice by byla zhotovena jako výkovek a následně obráběná. Hřídel na těhlici má osazené průměry pro nasunutí kuželíkových ložisek, které jsou zakomponovány do náboje. Ložiska jsou od společnosti SKF s označením 33205/Q a 30206 J2/Q. Náboj je zhotoven zápusťkovým kovááním a následně obráběn na stanovené rozměry. V něm jsou vytvořeny čtyři otvory pro

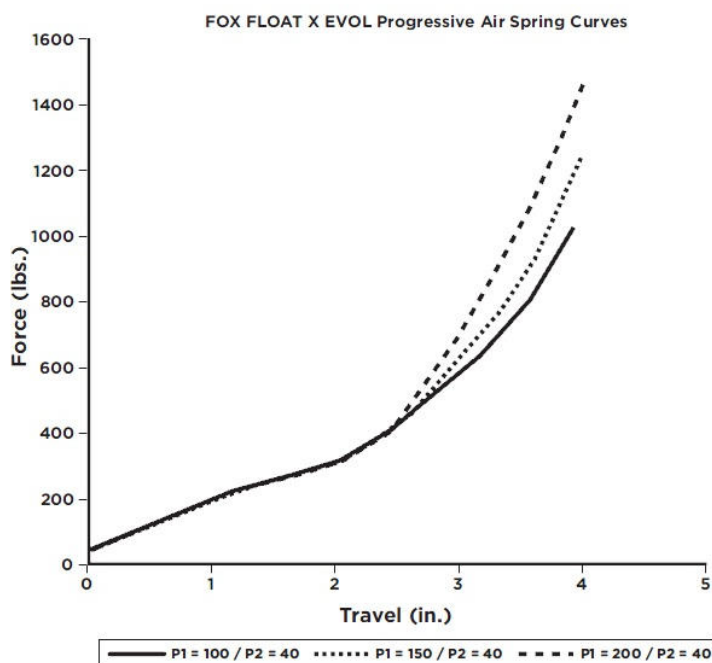


šrouby uchycení kola a čtyři otvory se závity pro uchycení brzdného kotouče. Jeho zajištění je přes daná ložiska, kdy dotahováním matice na konci hřídele je vymezena vůle, aby náboj nehrkal, ale zároveň dotažení nebylo velké z důvodu destrukce ložisek. Potom vrchní kroužek speciální matice je zalisován do vybrání v hřídeli, aby nedošlo k povolení. Těhlice má také uchycení na brzdný třmen a rameno pro uchycení táhla řízení. Pro funkci pružení jsou použity pružící jednotky od společnosti FOX s označením Float X Evol a znázorněné v řezu na obrázku 54. Vybraná jednotka je užívána např. pro čtyřkolky Suzuki, nebo Honda s označením 830-10-210. Tlumení je realizováno pomocí olejové náplně a k pružení dochází stlačeným vzduchem, který nahradil pružinu.



Obr. 54 Tlumič pérování Float X Evol [22]

Má to výhodu nižší hmotnosti jednodušší nastavení, aniž by se museli měnit pružiny. Tlak



Obr. 55 Progresivní charakteristika odpružení [22]

literatury [1] byly vypočteny vlastní frekvence následovně. Jelikož se jedná o progresivní charakteristiku, tuhost pro výpočet je brána v oblasti okolo stavu, kdy je odpružení staticky zatíženo. Tuhost c_2 se tedy pohybuje okolo hodnoty 32 N/mm. Pro výpočet je zapotřebí

vzduchu se upraví připojením malého kompresoru, jak uvádí firma ASPGroup, která je distributorem těchto jednotek pružení. Na nápravě se nachází jednotka o celkové délce 475 mm s možným stlačením 145 mm. Pružení má progresivní charakteristiku, jak je znázorněno na obr. 55, kde je graf závislosti síly na stlačení. Jednotlivé křivky jsou dány nastavením tlaku v hlavní komoře (Main Air Chamber) a v komoře EVOL. Uchycení tlumičů v rámu a ve spodním rameni je pomocí lícovaných šroubů.

Ze zvolených parametrů jednotek pružení, odpružených a neodpružených hmot se výpočtem získají vlastní frekvence těchto hmot připadající na přední nápravu. Dle



danou tuhost přepočítat na rovinu kola, což bylo uskutečněno pomocí programu Adams. Byla dána síla působící na nápravu v rovině kola a byl měřen posun. Z dané síly a naměřeného posuvu, při nastavení tuhosti pružiny, byla vypočítána tuhost v rovině kola c_{2k} o hodnotě 8,5 N/mm.

Vlastní frekvence odpružené hmoty přední nápravy:

$$f_{odf} = \frac{1}{2 * \pi} \sqrt{\frac{2 * c_{2k}}{m_{odf}}} = 1,615 \text{ Hz} \quad (75)$$

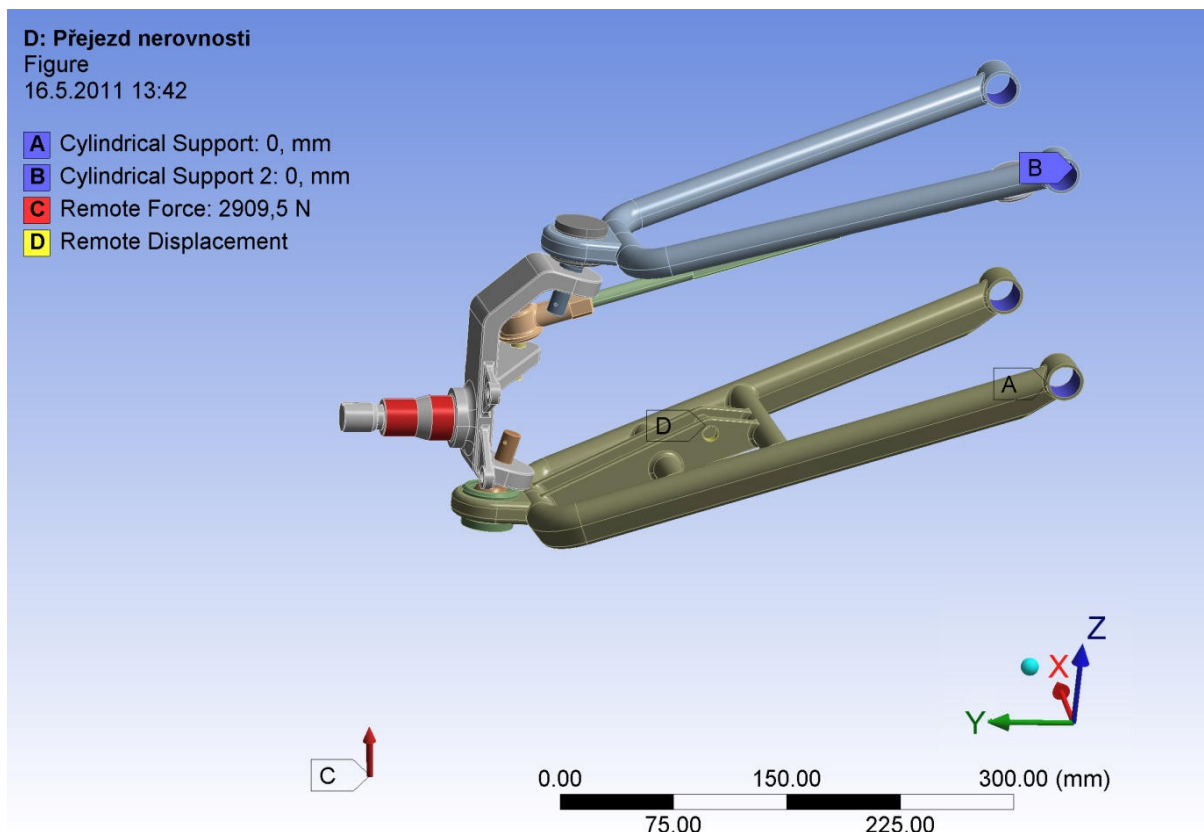
Vlastní frekvence neodpružené hmoty přední nápravy:

$$f_{nodf} = \frac{1}{2 * \pi} \sqrt{\frac{2(c_{2k} + c_1 * k_F)}{u_p}} = 14,744 \text{ Hz} \quad (76)$$

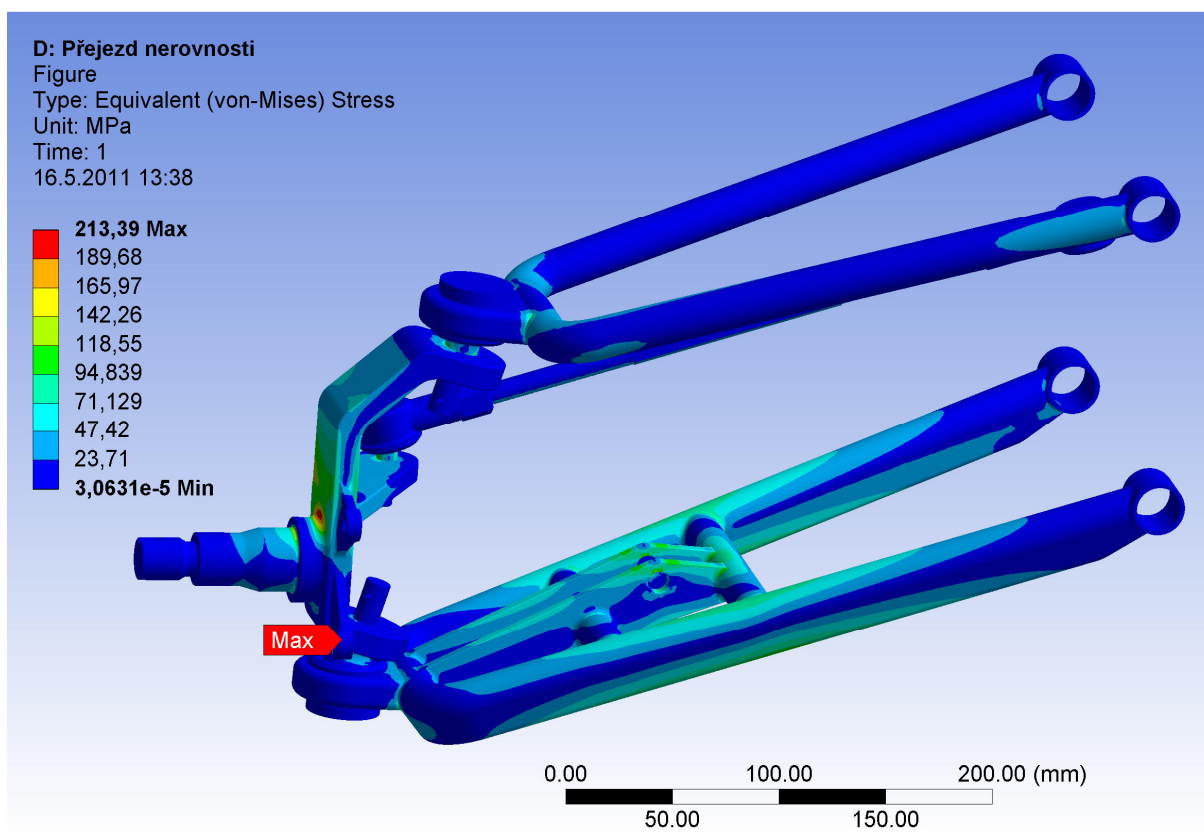
kde k_F je korekční faktor závislý na rychlosti dle grafu na obrázku 2.5./4 v literatuře [3]. Volený faktor pro návrh je 1,05. Z hlediska jízdního pohodlí by měla hodnota vlastní frekvence odpružené hmoty být nízká. Literatura [1], [2] uvádí rozmezí 0,9 – 1,3 Hz a literatura [4] až hodnotu 2 Hz. Aby se vlastní frekvence nacházela v daném rozmezí, musela by být tuhost odpružení nižší. Ale jak již bylo uvedeno dříve, vyšší tuhost odpružení je z důvodu, aby nedocházelo k velkým hodnotám ponoření přední části rámu, což je způsobeno polohou bodu klonění. Obecně neodpružená hmota má být co nejnižší z hlediska jízdni bezpečnosti. Konstrukcí lze toho dosáhnout volbou lehčích slitin kovů.

8.2 ANALÝZA NAPĚTÍ V NÁPRAVĚ

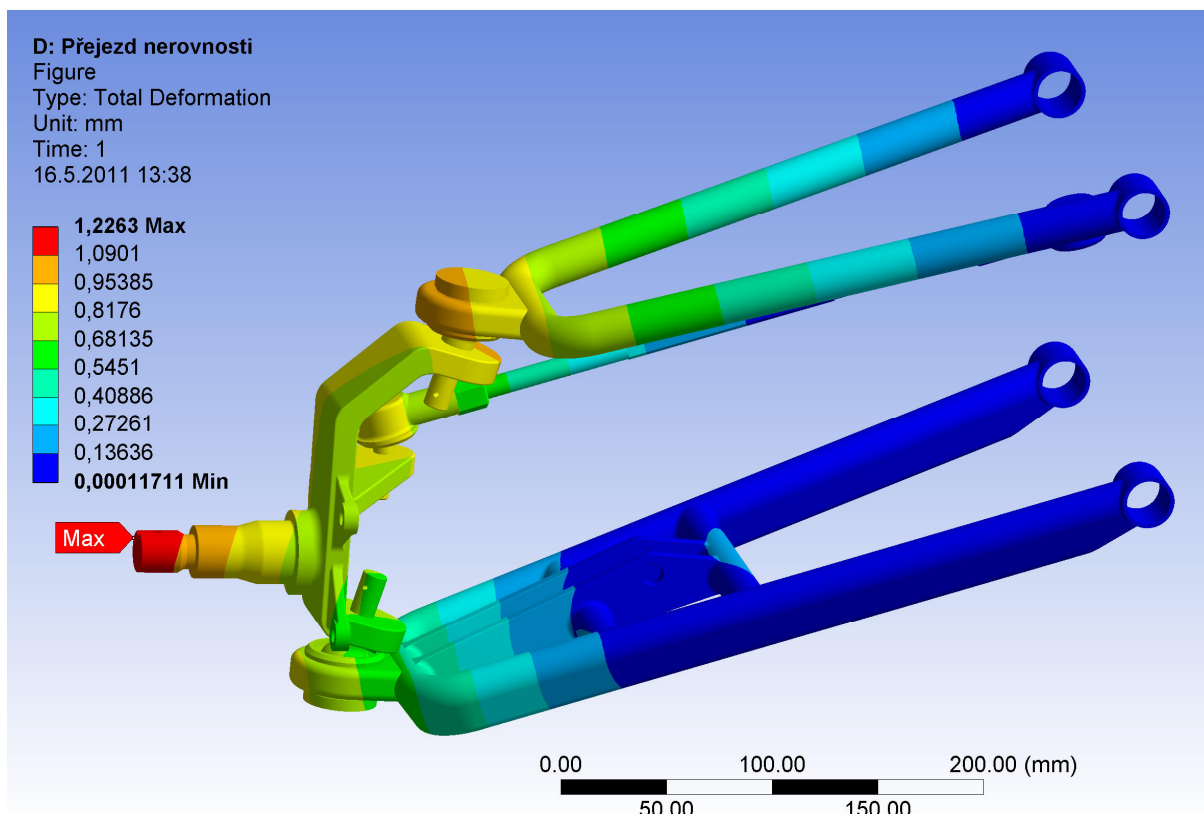
Pro výpočet napětí byl použit program Workbench, kam byly importovány modely ramen, těhlice a táhlo řízení. Jelikož jsou ramena, těhlice a čepy tvořeny z více částí, byly pomocí příkazu spojeny do jednotných celků. Tam, kde dochází k pohybu jednotlivých komponent vůči sobě, jsou nadefinovány sférické vazby a v místech uchycení ramen k rámu jsou nadefinovány vazby válcové. V uchycení tlumiče je vytvořen nový souřadný systém a v tomto místě pomocí něho je omezen posuv v ose tlumiče. Síla je definována v bodě styku pneumatiky s vozovkou a působí přes plochy, kde dosedají ložiska na těhlici. Typy elementu jsou SOLID187 a SURF154, které si program zvolil sám při síťování. Velikost prvku pro místa koncentrace napětí 1 mm a pro zbytek 3 mm. Materiálové vlastnosti jsou dány Modulem pružnosti tahu 2,1e5 MPa a Poissonovým číslem 0,3 pro ocel. Zatěžující síly vychází z kapitoly 5, kde pro danou silnici, nebo jízdni stav byly vypočítány. Zde jsou vybrány stavy nejvíce namáhající nápravu. Jsou to tedy stavy: přejezd nerovnosti, brzdění a jízda zatáčkou na mezi převrácení. Při stavu přejezdu nerovnosti se jedná o přejezd např. u čtyřkolky velkého kamene na polní cestě. Při tomto stavu vzniká velká normálová síla, která nejvíce namáhá spodní čep náprav. Další největší napětí jsou rozložena okolo držáku uchycení tlumiče a těhlici jak je vidět na obr. 57. Vlivem velikosti sil jsou hodnoty deformace větších hodnot. Jelikož je umístění uchycení pružící jednotky v daném místě, dochází k ohýbání ramene a k velké deformaci. Tato deformace značně ovlivní celou geometrii nápravy při jízdě. V první verzi bylo rameno jako trubkový profil, ale právě kvůli velké deformaci byl tento profil změněn na speciální plný tvar. Pro snížení deformace by bylo vhodné přesunout uchycení co nejbližší ke spodnímu čepu nápravy. Z hlediska celkové délky pružící jednotky by, ale musela být více skloněna, aby se docílilo menší



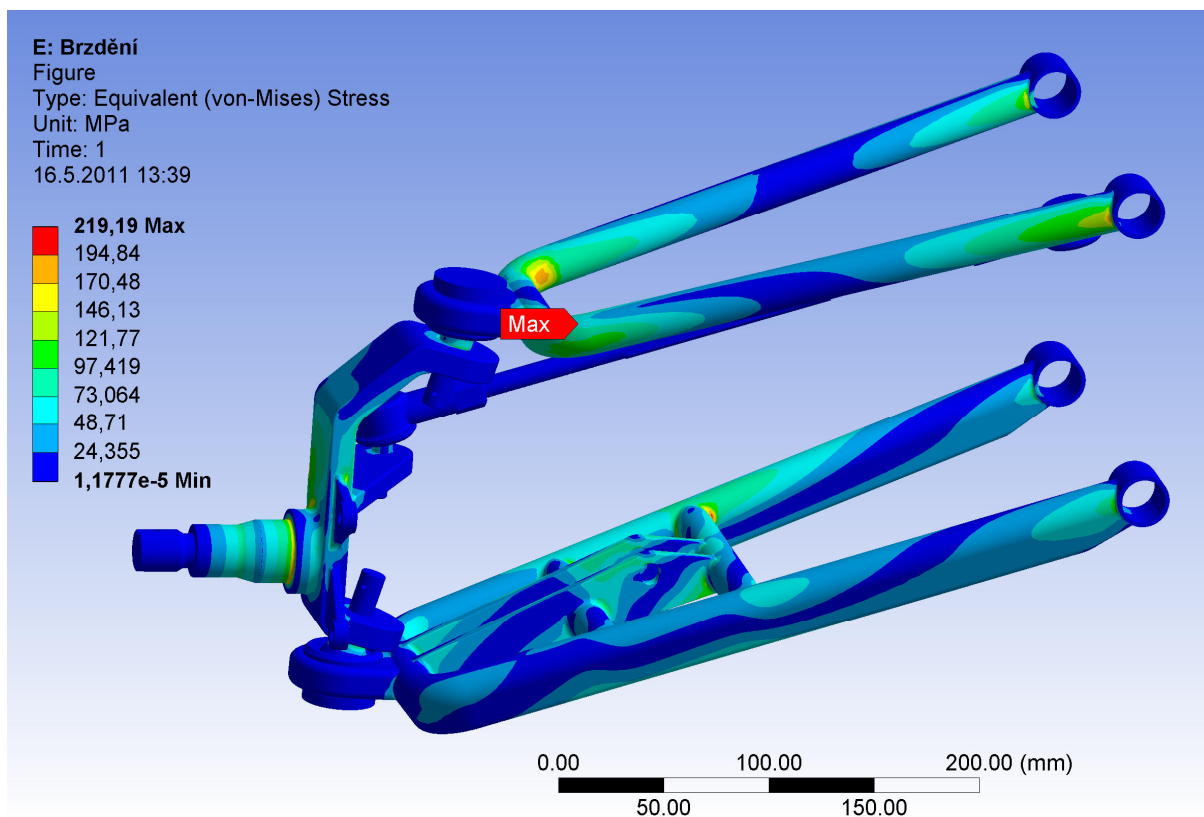
Obr. 56 Zatížení a zajištění nápravy proti pohybu pro stav přejezdu nerovnosti



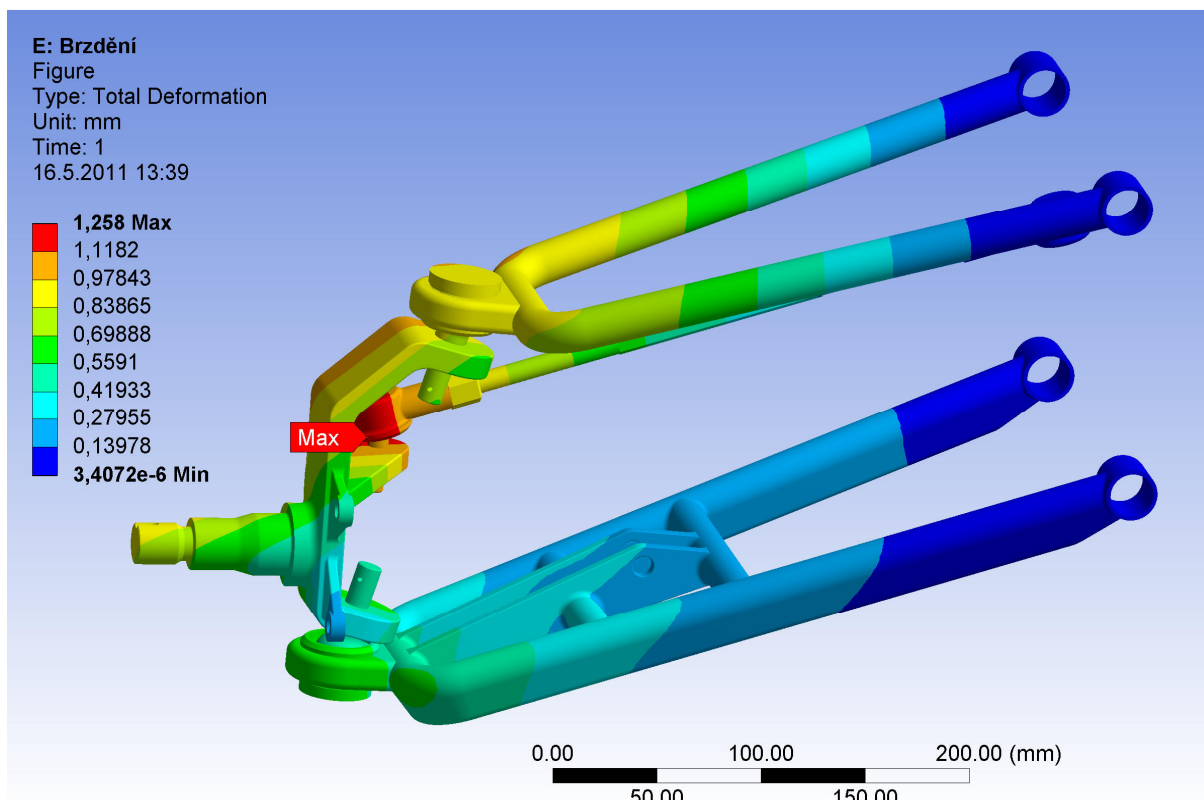
Obr. 57 Napětí na nápravě při přejezdu nerovnosti



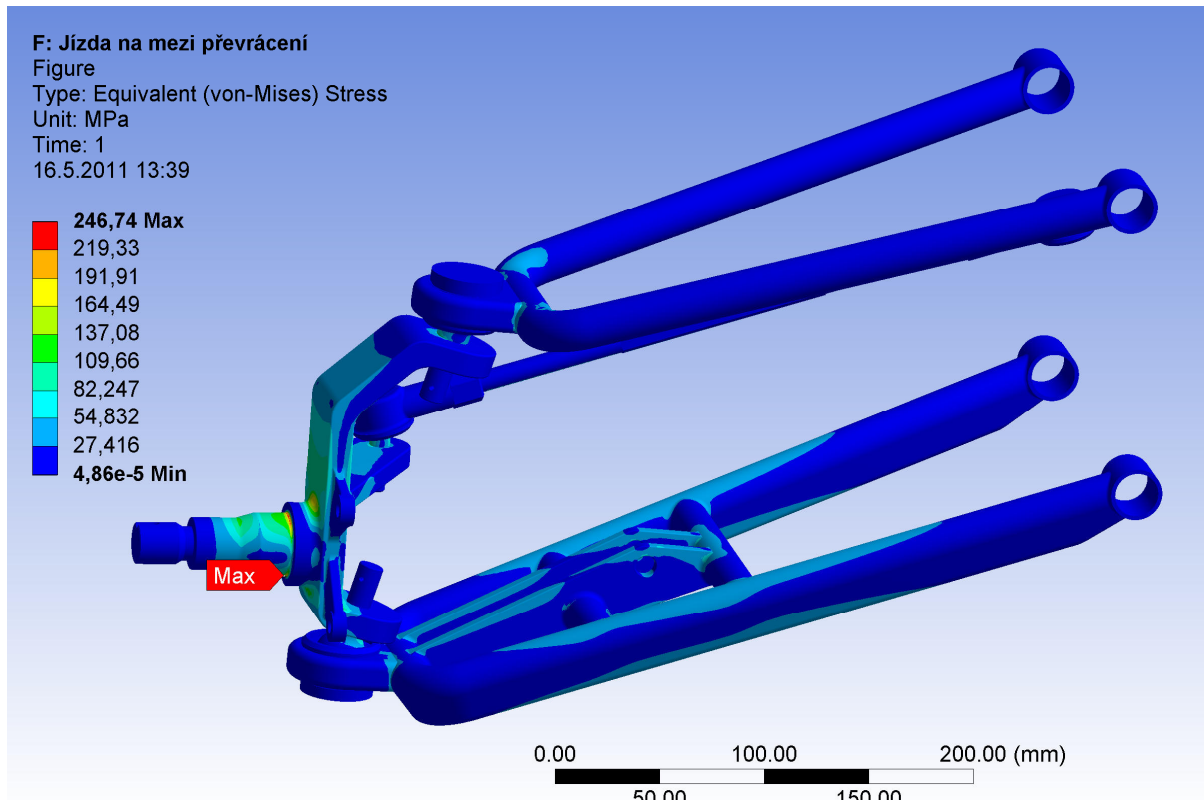
Obr. 58 Deformace nápravy při přejezdu nerovnosti



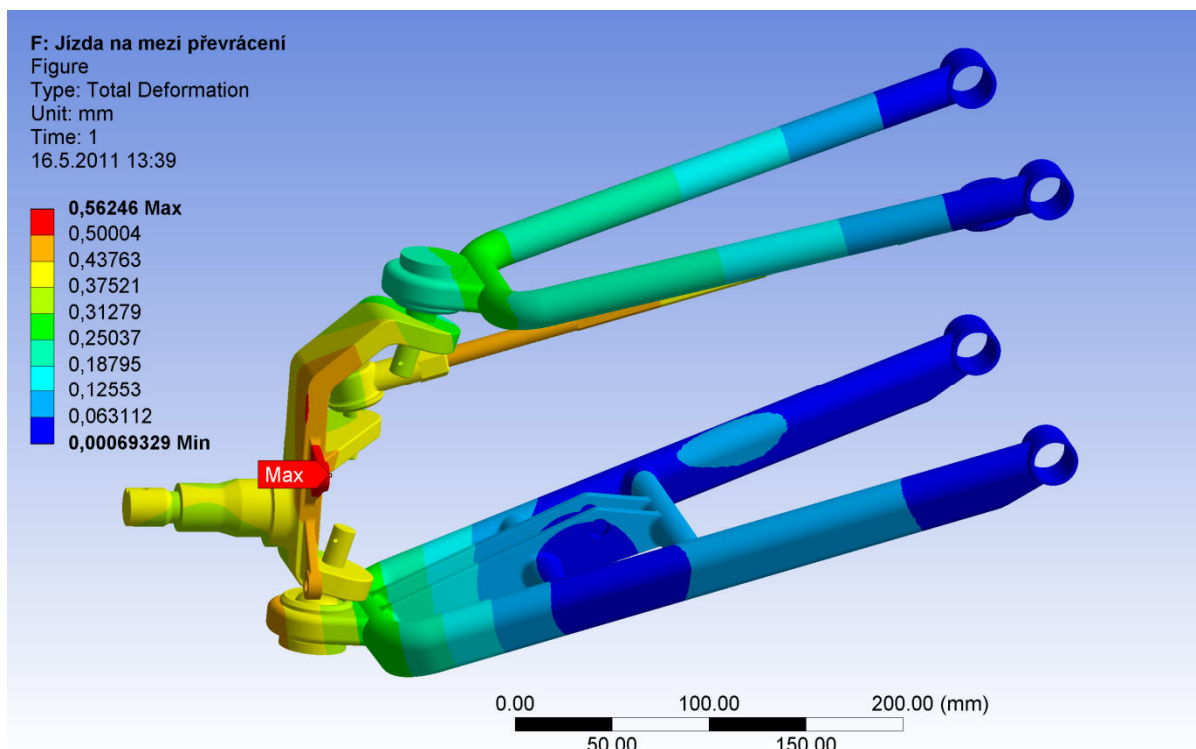
Obr. 59 Napětí v nápravě při brzdění



Obr. 60 Deformace nápravy při brzdění



Obr. 61 Napětí v nápravě na mezi převrácení



Obr. 62 Deformace nápravy při jízdě na mezi převrácení

deformace, což je nevyhovující, jelikož směr pružících jednotek by měl být upevněn proti směru pohybu ramen. Z toho důvodu by bylo vhodné přesunout horní uchycení pružících jednotek více do stran, ale to je omezeno rozměry rámu a mohlo by také dojít ke kolizi pružících jednotek s horními rameny.

Vlivem deformací jednotlivých částí se hřídel těhlice nakloní směrem k podélné rovině čtyřkolky, čímž se změní nulový odklon na záporný. Tato hodnota záporného odklonu by mohla být vhodná z důvodu většího přenosu boční síly při průjezdu zatáčkou. Při stavu brzdění obr. 59 je nejvíce namáháno horní rameno, kde v jeho ohybu vzniká největší napětí, další větší napětí vzniká v přechodech hřídele na těhlici. K největšímu posunutí dochází na čepu řízení, kdy podélná síla natáčí těhlici a vlivem deformace jednotlivých komponent nápravy dochází právě k největšímu posuvu v místě čepu řízení. Tento stav bude ovlivňovat sbíhavost. Sbíhavost je ve statickém stavu nulová, při brzdění přední část čtyřkolky poklesne a sbíhavost se zvětšuje vlivem geometrie, ale vlivem deformace se bude sbíhavost zmenšovat až měnit v rozbíhavost, proto by bylo v hodné nulovou sbíhavost změnit na hodnotu větší sbíhavosti. Při jízdě na mezi převrácení vznikají největší napětí na hřídeli těhlice. Kdy je těhlice namáhána boční silou a ohýbána směrem dolů.

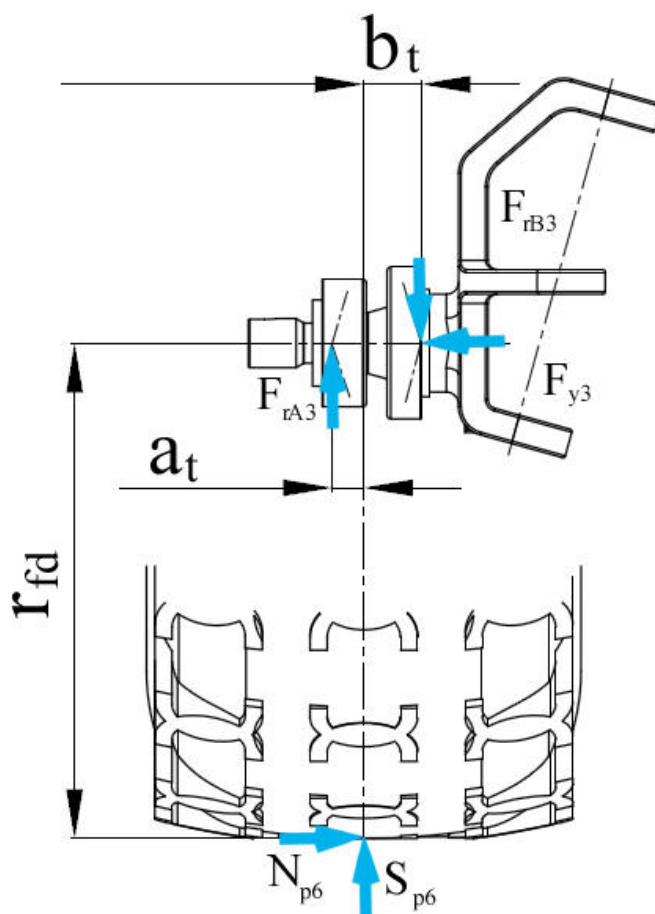
Tab. 12 Vyhodnocení bezpečnosti k mezi kluzu

Jízdní stavy	Materiál ČSN 15230		Model nápravy	
	mez pevnosti [MPa]	mez kluzu [MPa]	max. redukováné napětí [MPa]	bezpečnost
Přejezd nerovnosti	800	600	213,39	2,81
Brzdění	800	600	219,19	2,74
Jízda zatáčkou	800	600	246,74	2,43

Odklon kola se tím mění do hodnot kladných, ale pokud náprava propruží vlivem geometrie, odklon by se měl dostávat do hodnot nulových až záporných pro přenos maximální boční síly. Zhodnocení bezpečnosti dle redukovaného napětí von-Mises jsou pro volený materiál v tabulce 12. Bezpečnost pro jednotlivé stavy je dostačující a bezpečnost je vypočítána dle rovnice 71.

8.3 TRVANLIVOST LOŽISEK TĚHLICE

Jak již bylo zmíněno je použito ložisek od společnosti SKF. Kontrola ložisek probíhala pro tři různé stavy, které jsou popsány v literatuře [5]. Jedná se o jízdní stav přímé jízdy a dobré vozovky, přímé jízdy a špatné vozovky a jízda zatáčkou, kde není přesně specifikováno jakou rychlostí a po jakém poloměru se vozidlo má pohybovat. Proto je tento stav počítán pro mez převrácení, kdy čtyřkolka jede jen po vnějších kolech. Vlastní výpočet životnosti ložisek je vypočten dle rovnic a tabulek společnosti SKF, které se nachází v dokumentech pdf. na odkazu [21]. Výpočet je pro vnější ložisko. Pro vnitřní ložisko je výpočet podobný a jeho postup je v elektronické podobě v programu Mathcad na příloženém CD.



Obr. 63 Zatížení ložisek těhlice při průjezdu zatáčkou

Rozměry působíště sil jak je zřejmé na obr. 63:

$$a_t = 12,95 \text{ mm}$$

$$b_t = 23,55 \text{ mm}$$



Poloměr předního kola dynamický:

$$r_{fd} = 267 \text{ mm}$$

Základní rozměry a únosnosti jsou v tabulce 13.

Tab. 13 Základní parametry volených ložisek

	33205/Q	30206 J2/Q
Vnitřní průměr ložiska $d_{LA, LB}$ [mm]	25	30
Vnější průměr ložiska $d_{LA, LB}$ [mm]	52	62
Dynamická únosnost $C_{A, B}$ [kN]	54	40,2
Statická únosnost $C_{0A, 0B}$ [kN]	56	44
Mezní únavové zatížení $P_{uA, uB}$ [kN]	6	4,8

Součinitel spolehlivosti 90%:

$$a_1 = 1$$

Hodnoty pro určení viskozity

$$d_{mA} = 0,5(d_{LA} + D_{LA}) = 38,5 \text{ mm} \quad (77)$$

Skutečná provozní viskozita maziva pro volené mazivo LGHB 2:

$$\nu = 400 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Určení minimální kinematické viskozity při provozní teplotě 70°C a otáčkách 2100 1/min z diagramu 5 str. 60 ve výpočtových materiálech SKF [21]:

$$\nu_{1A} = 18 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Viskózní poměr:

$$K_A = \frac{\nu}{\nu_{1A}} = 22,2 \quad (78)$$

STAV PŘÍMÁ JÍZDA, DOBRÁ VOZOVKA:

Normálová síla působící na kola:

$$F_{z1} = \frac{W_f}{2} \quad (79)$$

Boční síla:

$$F_{y1} = 0N$$



Výpočet reakcí:

$$F_{rA1} = \frac{-F_{z1} * b_t}{(a_t + b_t)} = -617N \quad (80)$$

Součinitelé pro určení ekvivalentního zatížení:

$$e_{LA} = 0,35$$

$$Y_{LA} = 1,7$$

$$Y_{0LA} = 0,9$$

$$e_{LA1} = \frac{F_{y1}}{F_{rA1}} = 0 \quad (81)$$

Součinitel čistoty maziva:

$$n_c = 0,6$$

Ekvivalentní dynamické zatížení dle podmínky $e_{LA1} < e_{LA}$:

$$P_{LA1} = -F_{rA1} \quad (82)$$

Hodnota pro určení koeficientu a_{SKF} :

$$\frac{n_c * P_{uA}}{P_{LA1}} = 5,835 \quad (83)$$

Součinitel trvanlivosti dle SKF z diagramu 4 str. 57 ve výpočtových materiálech SKF [21]:

$$a_{SKFA1} = 50$$

Trvanlivost ložiska:

$$L_{nmhA1} = \frac{10^6}{60 * n_{e20}} * a_1 a_{SKFA1} \left(\frac{C_A}{P_{LA1}} \right)^{\frac{10}{3}} = 19688687 h \quad (84)$$

STAV PŘÍMÁ JÍZDA, ŠPATNÁ VOZOVKA:

Rázový součinitel pro terénní vozy:

$$k_z = 1,7$$

Normálová síla působící na kola:

$$F_{z2} = F_{z1} * k_z \quad (85)$$

Boční síla:

$$F_{y2} = 0N$$



Výpočet reakcí:

$$F_{rA2} = \frac{-F_{z2} * b_t}{(a_t + b_t)} = -1048,8N \quad (86)$$

Součinitelé pro určení ekvivalentního zatížení:

$$e_{LA2} = \frac{F_{y2}}{F_{rA2}} = 0 \quad (87)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení dle podmínky $e_{LA2} < e_{LA}$:

$$P_{LA2} = -F_{rA2} \quad (88)$$

Hodnota pro určení koeficientu a_{SKF} :

$$\frac{n_c * P_{uA}}{P_{LA2}} = 5,835 \quad (89)$$

Součinitel trvanlivosti dle SKF z diagramu 4 str. 57 ve výpočtových materiálech SKF [21]:

$$a_{SKFA2} = 50$$

Trvanlivost ložiska:

$$L_{nmhA2} = \frac{10^6}{60 * n_{e20}} * a_1 a_{SKFA2} \left(\frac{C_A}{P_{LA2}}\right)^{\frac{10}{3}} = 3357791 h \quad (90)$$

STAV JÍZDA ZATÁČKOU:

Normálová síla působící na kola:

$$F_{z3} = N_{p6} = 1912,5 N \quad (91)$$

Boční síla:

$$F_{y3} = S_{p6} = 1469,7N \quad (92)$$

Výpočet reakcí:

$$F_{rA3} = \frac{-F_{z3} * b_t}{(a_t + b_t)} + \frac{F_{y3} * r_{fd}}{(a_t + b_t)} = 9504,7N \quad (93)$$

Součinitelé pro určení ekvivalentního zatížení:

$$e_{LA3} = \frac{F_{y3}}{F_{rA3}} = 0,155 \quad (94)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení dle podmínky $e_{LA3} < e_{LA}$:

$$P_{LA3} = F_{rA3} \quad (95)$$



Hodnota pro určení koeficientu a_{SKF} :

$$\frac{n_c * P_{uA}}{P_{LA3}} = 0,379 \quad (96)$$

Součinitel trvanlivosti dle SKF z diagramu 4 str. 57 ve výpočtových materiálech SKF [21]:

$$a_{SKFA2} = 1,2$$

Trvanlivost ložiska:

$$L_{nmhA3} = \frac{10^6}{60 * n_{e20}} * a_1 a_{SKFA3} \left(\frac{C_A}{P_{LA3}}\right)^{\frac{10}{3}} = 77,9 \text{ h} \quad (97)$$

Shrnutí výsledku je v tabulce 14, kde pro dané stavy 1 a 2 je zřetelně vidět, že hodnoty trvanlivosti jsou vysoké. Stav tři je uveden informativně, kdy se jedná o kritický stav, do kterého se čtyřkolka dostane v krajních případech. Hodnota trvanlivosti při tomto stavu je značně nízká, ale při uvážení, že při tomto stavu projíždíme daný poloměr zatáčky až 5 sekund, tak počet projetých zatáček by byl 9486 (ložisko B), což dle odhadu značně převyšuje skutečný počet projetých zatáček v daném stavu na mezi převrácení.

Tab. 14 Trvanlivost volených ložisek

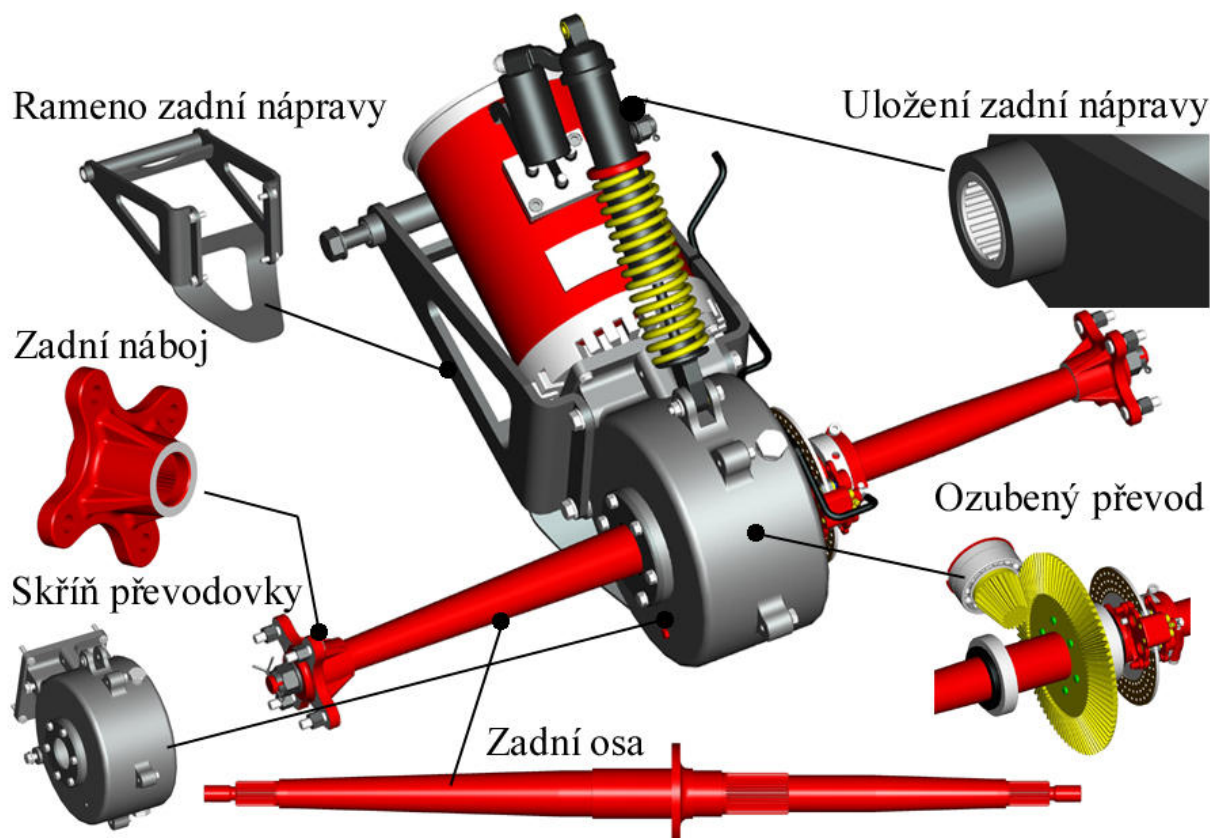
	Trvanlivost ložiska A 33205 [h]	Trvanlivost ložiska B 30206 [h]
Přímá jízda, dobrá silnice	19688687	54041601
Přímá jízda, špatná silnice	3357791	9216481
Jízda zatáčkou	77,9	13,176



9 ZADNÍ NÁPRAVA

9.1 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Zadní náprava vychází z koncepce sériově vyráběných elektricky poháněných čtyřkolek. Jedná se o konstrukční návrh, kdy náprava je složena z ramene, které je utvořeno jako svařenec z dílů, které jsou vyřezány např. laserem z plechu a následně ohnuty do příslušných tvarů. Uložení nápravy je v jehlových ložiskách od společnosti SKF s označením HN2020, kterými prochází speciální šroub o rozměru lícovaného průměru 20 mm a drží nápravu přichycenou k rámu. Vymezení vůle je pomocí vymezovacích podložek. K rameni je přišroubována skříň, která by byla zhotovena ze dvou odlitků. Spoj je pomocí 4 lícovaných šroubů M12 utažený zvoleným předpětím, aby nedošlo k vzájemnému pohybu komponent. Na boky skříňe jsou našroubována víčka, která zamezují posunu ložisek v převodové skříni a celá skříň je sešroubována po obvodu 5 šrouby M10. V horní a spodní části jsou umístěny náпустní a výpustní šrouby a na boční části je kontrolní šroub hladiny oleje. Na pravé části skříňe jsou úchyty pro brzdný třmen a úchyty brzdového potrubí. Součástí zadní nápravy je motor uchycený k převodové skříni a podložený v zadní části žebrem na rameni nápravy. Přes převod je poháněna osa nápravy, která také slouží jako nosná část nápravy, proto její průměry dosahují hodnot v místě nejvyššího ohybového momentů pod ozubeným kolem 60 mm.

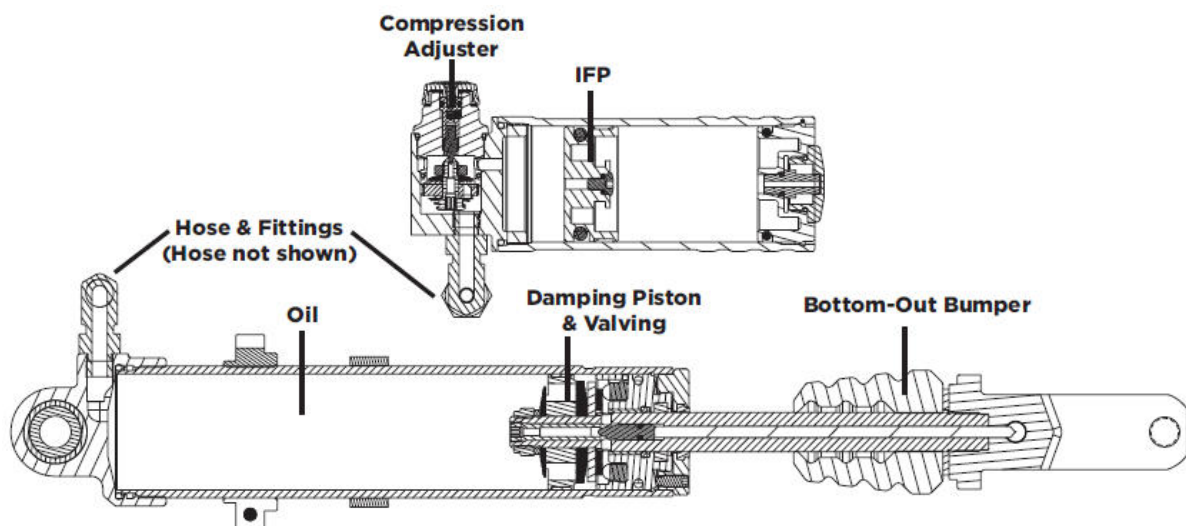


Obr. 64 Zadní náprava čtyřkolky

Tento průměr postupně snižuje svojí hodnotu s polohou blíže k nábojům kol. Hřídel je válcována z důvodu zvýšení její pevnosti a je následně obrobena. Ve střední části je vytvořen úchyt pro ozubené kolo. Následně na pravé části je obrobena drážkování pro uchycení náboje, který drží brzdný kotouč a na obou koncích je drážkování pro uchycení nábojů kol. Zajištění je pomocí korunové matice a zafixováno závlačou proti povolení. Náboje jsou výkovky



s otvorem z jemného drážkování pro nasazení na hřídel. Pro uchycení kola jsou v náboji vytvořeny čtyři otvory pro šrouby. Odpružení je pomocí pružící jednotky složené z pružiny a tlumiče od společnosti FOX, jako jsou přední jednotky pružení. Na našem trhu je nabízí společnost ASPGroup, která po konzultaci poskytla podrobnější informace o pružící jednotce. Jednotka obsahuje dvě pružiny s hlavní pružinou tuhosti c_3 o hodnotě 48 N/mm a druhou pružinou s tuhosti o hodnotě 123 N/mm. Celková délka je 472 mm a zdvih 132 mm. Jedná se o pružící a tlumící jednotku užívanou na čtyřkolky Yamaha YFZ 450 s označením 931-01-020. Tlumení je zajištěno pomocí olejové náplně, jak je vidět v řezu na obr. 65.



Obr. 65 Zadní pružící jednotka Podium X [42]

Stejným způsobem jako pro přední nápravu dle literatury [1] byly vypočteny vlastní frekvence. Pro výpočet bylo zapotřebí danou tuhost přepočítat na rovinu kola, což bylo uskutečněno pomocí programu Adams. Byla dána síla působící na nápravu v rovině kola a byl měřen posun. Z dané síly a naměřeného posuvu, při nastavení tuhosti pružiny, byla vypočítána tuhost v rovině kola c_{3k} o hodnotě 36,8 N/mm.

Vlastní frekvence odpružené hmoty přední nápravy:

$$f_{odr} = \frac{1}{2 * \pi} \sqrt{\frac{c_{3k}}{m_{odr}}} = 2,31 \text{ Hz} \quad (98)$$

Vlastní frekvence neodpružené hmoty přední nápravy:

$$f_{nodr} = \frac{1}{2 * \pi} \sqrt{\frac{c_{3k} + 2c_1 * k_F}{u_p}} = 9,85 \text{ Hz} \quad (99)$$

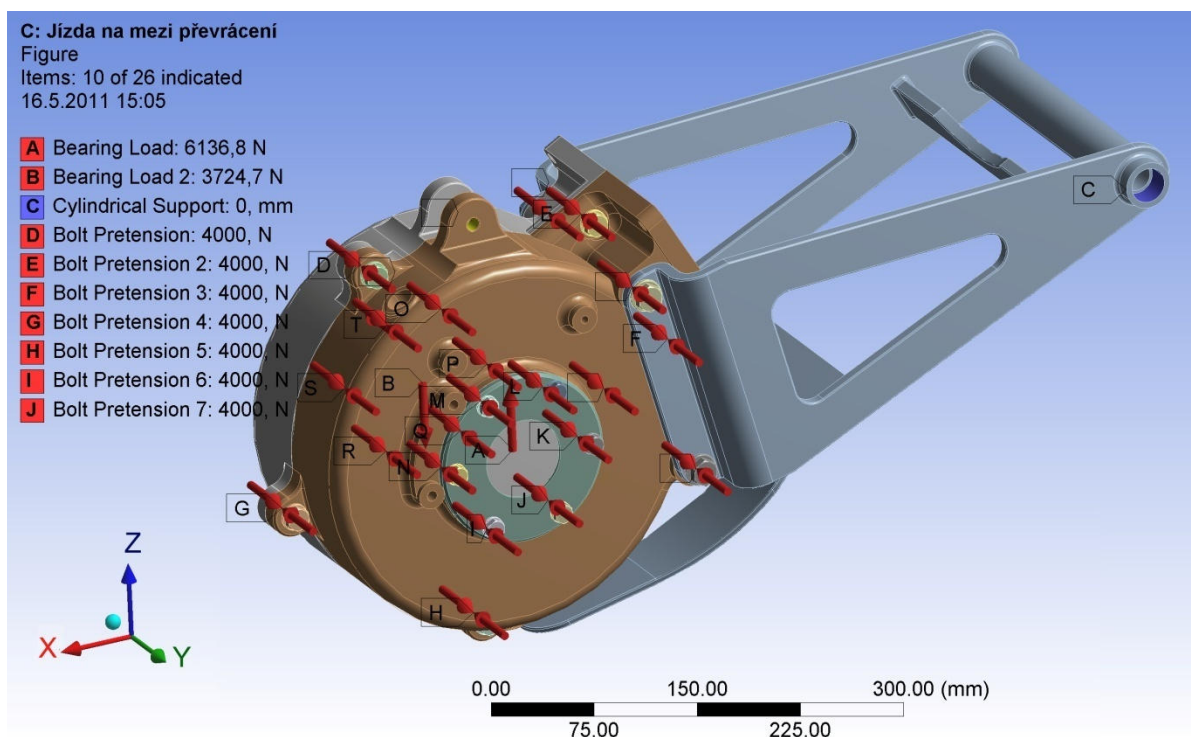
kde k_F je korekční faktor závislý na rychlosti a je stejné hodnoty jako pro výpočet přední nápravy. Literatura [1], [2] uvádí pro zadní nápravy rozmezí 1,133 – 1,667 Hz a literatura [4] až hodnotu 2 Hz. Aby hodnota vlastní frekvence odpružené hmoty byla v daném rozmezí, musela by být tuhost pružiny nižší. Proto z nabízených pružit byla vybrána ta s nejnižší



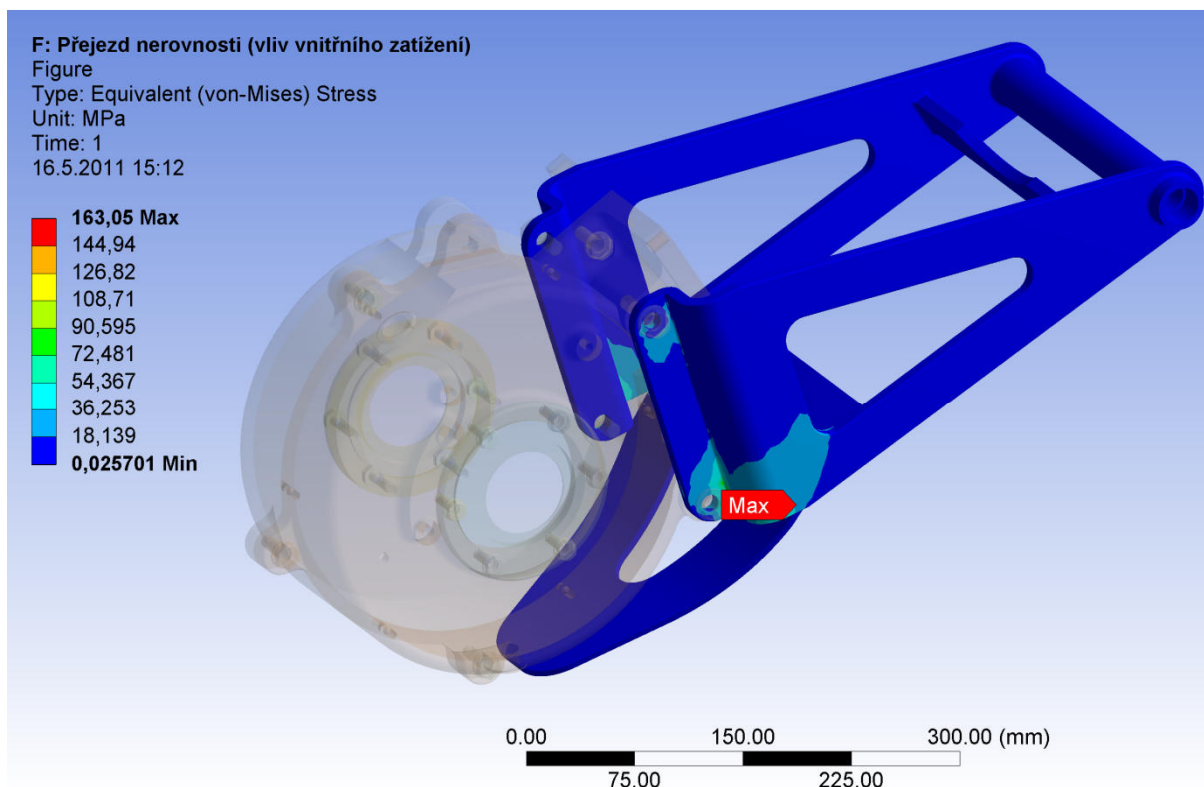
hodnotou tuhosti, přesto se nedostane do rozmezí hodnot vlastní frekvence. Z toho vyplývá, že by jízda na čtyřkolce nemusela být moc příjemná.

9.2 NAPJATOST V RAMENI ZADNÍ NÁPRAVY

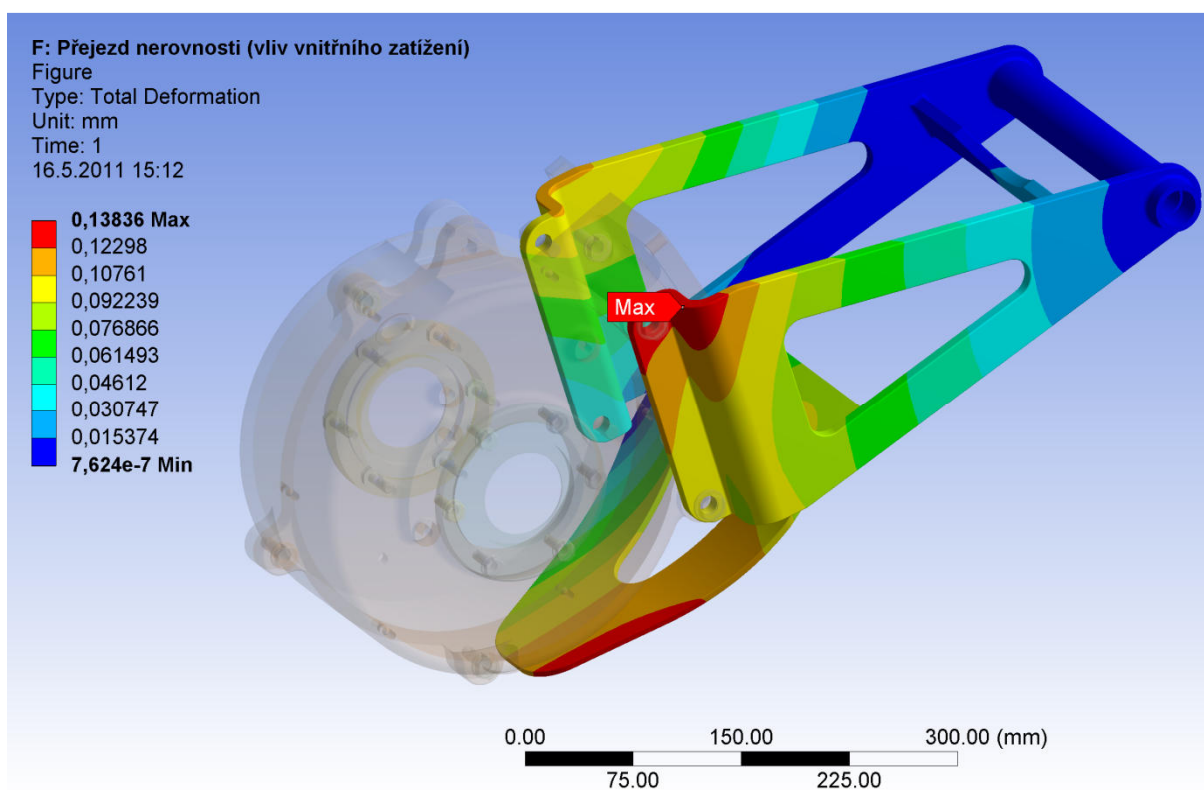
Výpočet zadního ramene byl počítán v programu Workbench, kam byl importován model. Model je složen z převodové skříně, přes kterou je model zatěžován a dále z testovaného ramene. Vybrány byly tři zatěžující stavy a to přejezd nerovnosti, kde je zahrnuto i působení maximálních sil v převodové skříně vlivem působení sil od převodových kol a motoru. Do výpočtu bylo zahrnuto předpětí šroubových spojů na obvodu převodové skříně (předpětí 4000 N), na bocích přitažených víček (předpětí 4000 N) a na spoji ramena se skříní (předpětí 8000 N). Dále byly přidány síly, které na nápravu působí od vozovky. Náprava je uchycena pomocí válcové vazby v úchytech pro upevnění do rámu čtyřkolky a byl jí zamezen pohyb v oku pro pružící jednotku a to právě ve směru její osy. Další vybraný zatěžný stav je brzdění, kdy není uvažován vliv vnitřního zatížení převodovky a náprava je zatěžována brzdou silou, normálovou silou a brzdícím momentem v uchycení třmenu brzd. Poslední vybraný stav je jízda na mezi převrácení, kdy také není uvažován vliv vnitřního zatížení převodovky a náprava je zatížena, jako by jela po jednom kole. Rameno nápravy bylo pomocí příkazu spojeno v jeden celek a byly vytvořeny v místech spojů sváry, aby byl výpočet co nejvíce přiblížen skutečné situaci. Vysíťování bylo provedeno pomocí elementu SOLID 187. Velikost elementu byla volena 3 mm a v místech koncentrace napětí 0,5 mm. Při přejezdu nerovnosti, tedy při přímé jízdě vzniká největší napětí na spodní části, jak je na obr. 67, kde je svařen střední díl k bočním výliskům ramene. Zbylá část ramene je prakticky nezatížena, protože síla je nejvíce zachycována v uchycení tlumiče na převodové skříně. Místo koncentrace napětí pro další zatěžné stavy při přímé jízdě např. při



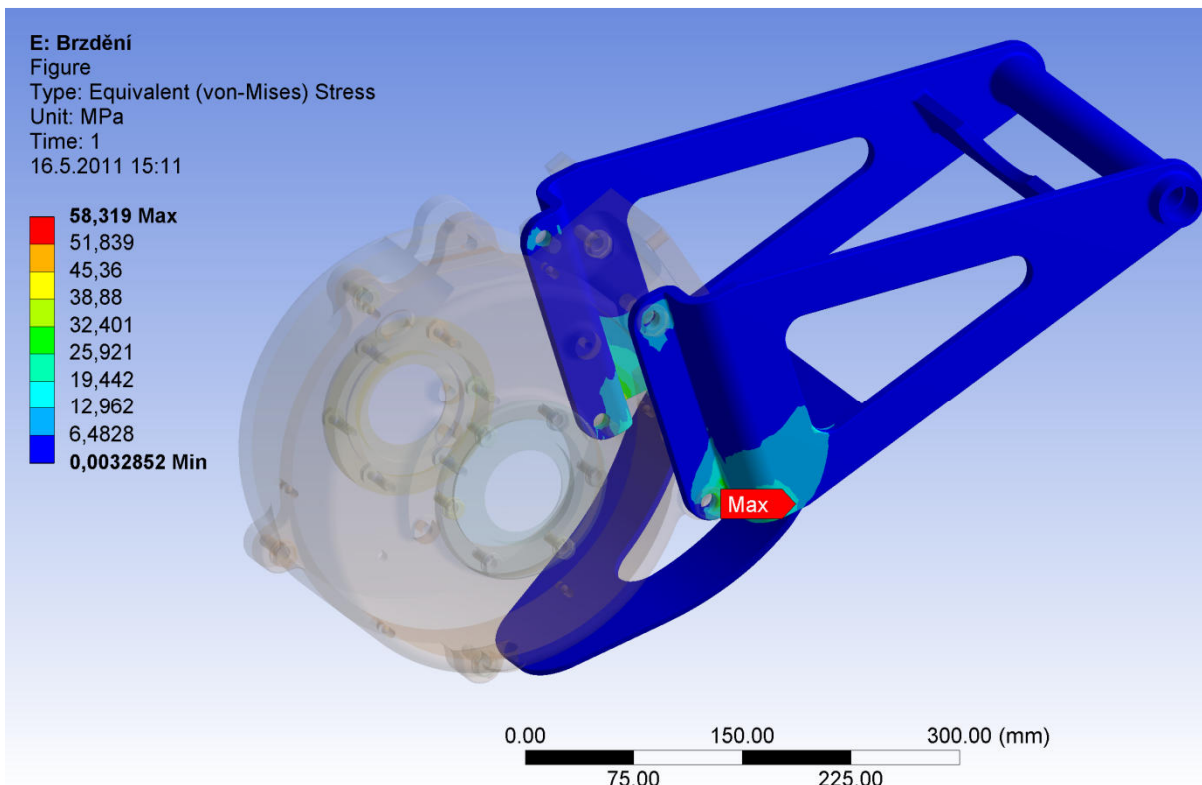
Obr. 66 Zatížení zadní nápravy při jízdě na mezi převrácení



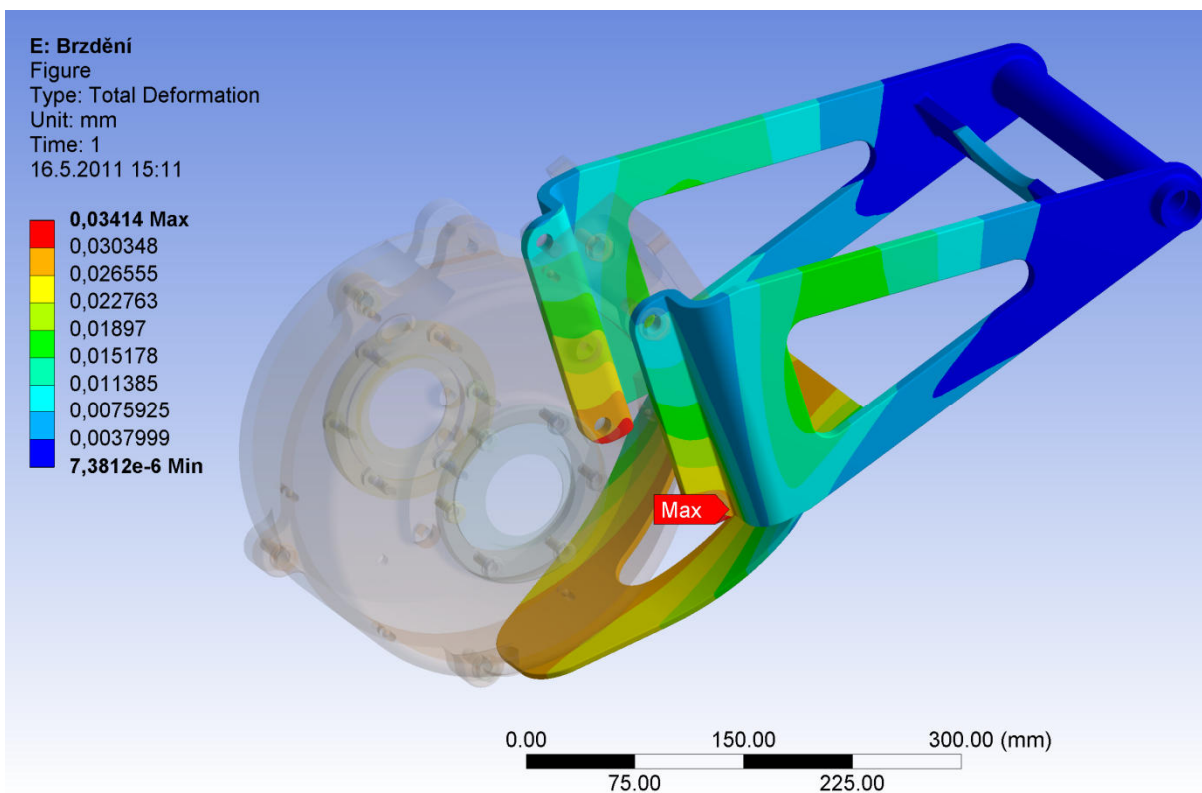
Obr. 67 Napětí v rameni nápravy při přejezdu nerovnosti



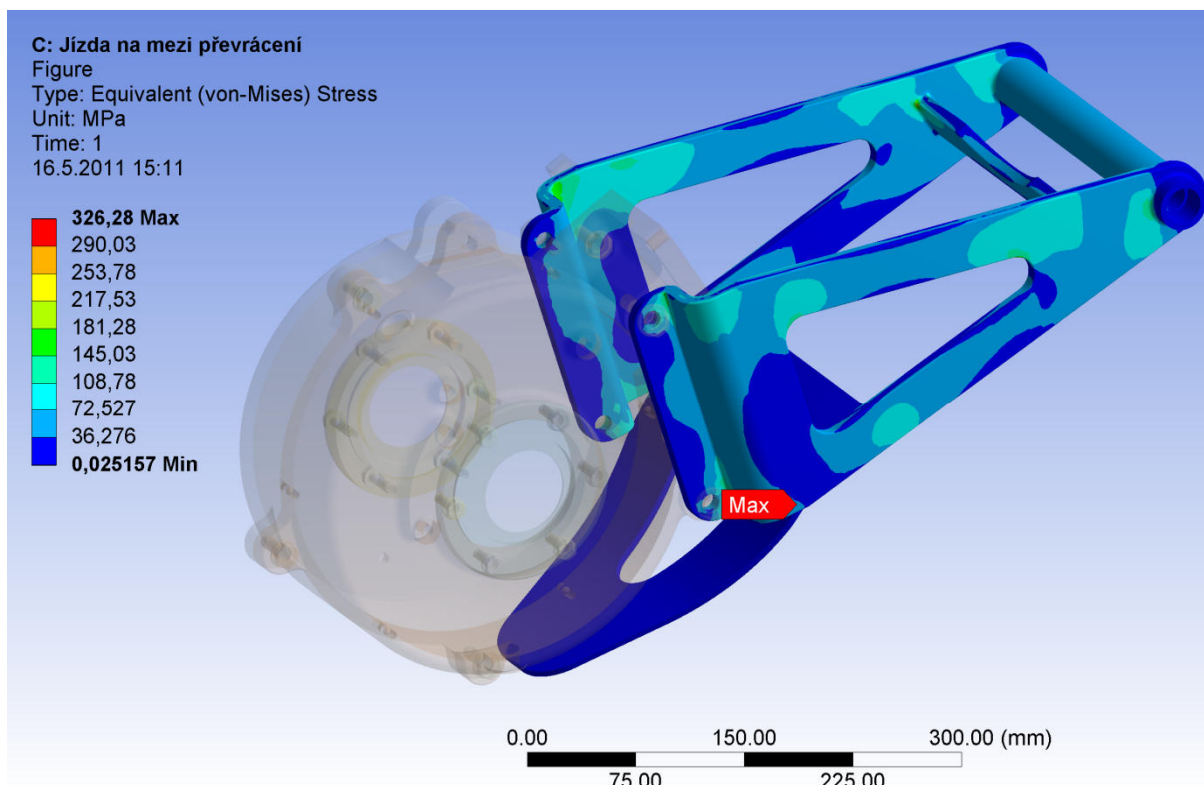
Obr. 68 Deformace při přejezdu nerovnosti



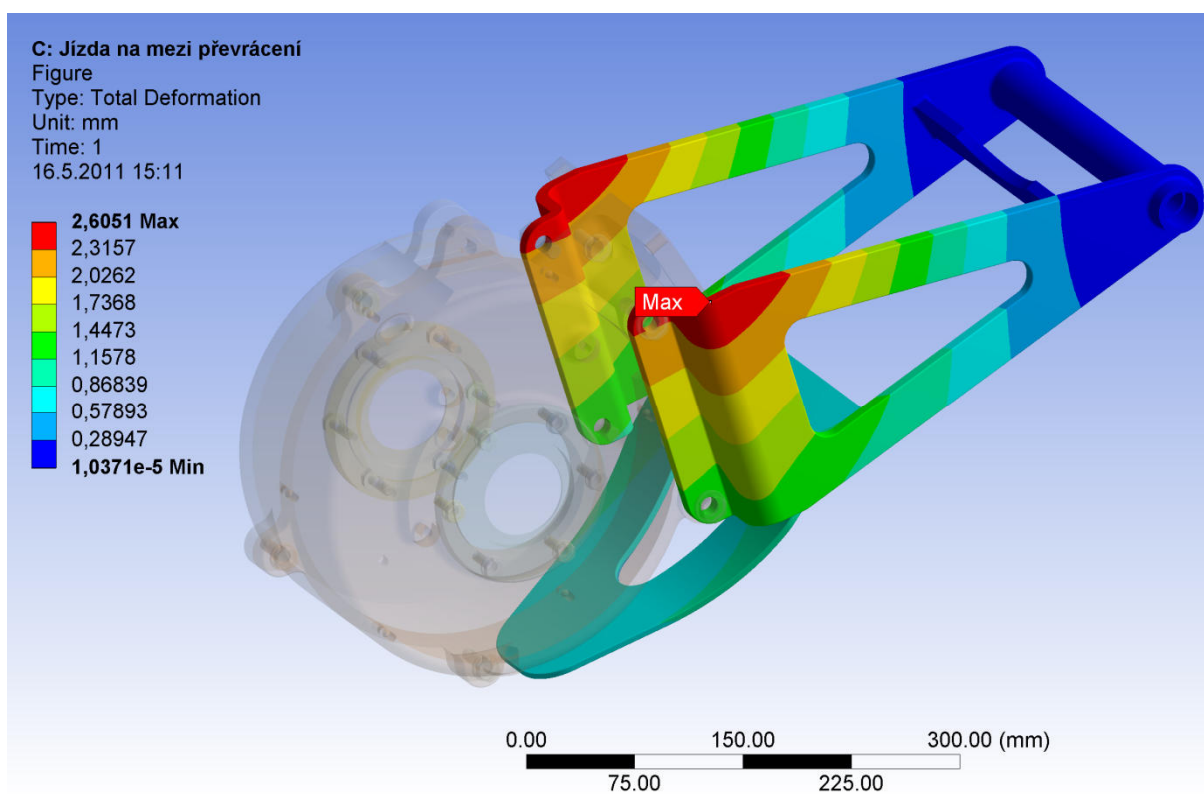
Obr. 69 Napětí na rameni nápravy při brzdění



Obr. 70 Deformace při brzdění



Obr. 71 Napětí na rameni při jízdě na mezi převrácení



Obr. 72 Deformace při jízdě na mezi převrácení



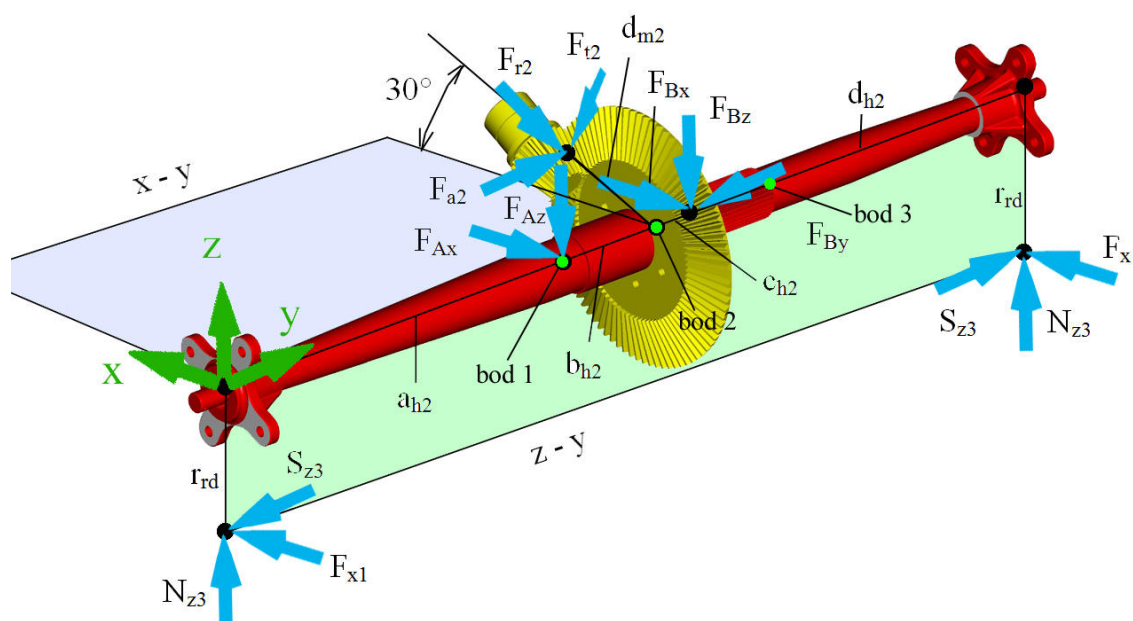
jízdě po silnici s výmoly vychází do stejného místa a ve zbylé části ramene je napětí nízké. Další výsledky zátěžných stavů jsou v elektronické podobě na příloženém CD, zde nejsou uvedeny, protože jsou napětí nižší než ve vybraných stavech. Při stavu brzdění je vlivem momentu působícího v uchycení brzdného třmenu převodová skříň natáčena a ohýbá rameno. Místo koncentrace napětí je opět jako v předchozím stavu v místech svarového spoje, však hodnota redukovaného napětí není vysokých hodnot, jak je na obr. 69. Při stavu jízdy zatáčkou na mezi převrácení je rameno namáhané nejvíc, jak je zřetelné na obr. 71. Největší napětí vzniká opět ve stejném místě sváru o vysoké hodnotě a zbytek napětí je rozložen po celém rameni. Rameno je také značně deformováno, což bude ovlivňovat chování v zatáčce. Vyhodnocení bezpečnosti jednotlivých stavů je v tabulce 15. Bezpečnosti vyhovují, ale z hlediska dlouhodobého zatěžování i pro volený materiál s vysokou mezí kluzu, lze předpokládat, že v místě koncentrace napětí, které je pro všechny stavy stejné (svárový spoj), bude vznik praskliny, což je nevyhovující. Proto by bylo vhodné tuto oblast konstrukčně upravit.

Tab. 15 Vyhodnocení bezpečnosti k mezi kluzu

Jízdní stavy	Materiál ČSN 15230		Model zadní nápravy	
	mez pevnosti [MPa]	mez kluzu [MPa]	max. redukované napětí [MPa]	bezpečnost
Přejezd nerovnosti	800	600	163,05	3,68
Brzdění	800	600	58,319	10,29
Jízda zatáčkou	800	600	326,28	1,84

9.3 VÝPOČET HŘÍDELE

Výpočet zadní osy je stanoven pro stav přejezdu nerovnosti a pro maximální hnací sílu, kdy bude hřídel nejvíce namáhána. Postup výpočtu vychází z literatury [9] pro předmět Konstruování strojů – strojní součásti.



Obr. 73 Síly působící na hřídel



Rozměry pro výpočet:

$$a_{h2} = 415,6 \text{ mm}$$

$$b_{h2} = 99,9 \text{ mm}$$

$$c_{h2} = 42,9 \text{ mm}$$

$$d_{h2} = 415,6 \text{ mm}$$

Úhel natočení vstupní hřídele do převodovky vůči rovině x-y:

$$\alpha = 30^\circ$$

Výpočet reakcí v rovině z – y (označena světlezeleně na obr. 73):

$$F_{Az} = \frac{N_{z3} * (a_{h2} + b_{h2} + c_{h2} + d_{h2}) - F_{t2}c_{h2} * \cos(\alpha) - F_{r2}c_{h2} * \sin(\alpha)}{b_{h2} + c_{h2}} \quad (100)$$

$$F_{Bz} = \frac{N_{z3} * (-a_{h2} + b_{h2} + c_{h2} + d_{h2}) - F_{t2}b_{h2} * \cos(\alpha) - F_{r2}b_{h2} * \sin(\alpha)}{b_{h2} + c_{h2}} \quad (101)$$

$$S_{z3} = S_{z3} \quad (102)$$

Výpočet reakcí v rovině z – x (označena světle modře na obr. 73):

$$F_{Ax} = \frac{F_{x1i} * (a_{h2} + b_{h2} + c_{h2} - d_{h2}) - 2F_{t2}c_{h2} * \cos(\alpha) + 2F_{r2}c_{h2} * \sin(\alpha) + 2F_{a2}d_{m2} * \cos(\alpha)}{2b_{h2} + 2c_{h2}} \quad (103)$$

$$F_{Bx} = \frac{F_{x1i} * (-a_{h2} + b_{h2} + c_{h2} + d_{h2}) - 2F_{t2}b_{h2} * \cos(\alpha) + 2F_{r2}b_{h2} * \sin(\alpha) - 2F_{a2}d_{m2} * \cos(\alpha)}{2b_{h2} + 2c_{h2}} \quad (104)$$

$$F_{By} = F_{a2} \quad (105)$$

Celková radiální síla v ložisku A:

$$F_A = \sqrt{F_{Az}^2 + F_{Ax}^2} = 3987,1 \text{ N} \quad (106)$$

Celková radiální síla v ložisku B:

$$F_B = \sqrt{F_{Bz}^2 + F_{Bx}^2} = 1558,3 \text{ N} \quad (107)$$

Ohybový moment okolo osy x v jednotlivých úsecích:

$$y_1 = 0 \text{ mm}, 1 \text{ mm}.. a_{h2} \quad (108)$$

$$M_{oax}(y_1) = N_{z3} * (y_1) + S_{z3} * r_{rd} \quad (109)$$



$$y_2 = 0mm, 1mm..b_{h2} \quad (110)$$

$$M_{obx}(y_2) = N_{z3} * (a_{h2} + y_2) + S_{z3} * r_{rd} - F_{Az} * (y_2) \quad (111)$$

$$y_3 = 0mm, 1mm..c_{h2} \quad (112)$$

$$M_{ocx}(y_3) = N_{z3} * (a_{h2} + b_{h2} + y_3) + S_{z3} * r_{rd} - F_{Az} * (b_{h2} + y_3) - F_{r2} * \sin(\alpha) * (y_3) - F_{t2} \cos(\alpha) * (y_3) \quad (113)$$

$$y_4 = 0mm, 1mm..d_{h2} \quad (114)$$

$$M_{odx}(y_4) = N_{z3} * (a_{h2} + b_{h2} + c_{h2} + y_4) + S_{z3} * r_{rd} - F_{Az} * (b_{h2} + c_{h2} + y_4) - F_{r2} \sin(\alpha) * (c_{h2} + y_4) - F_{t2} \cos(\alpha) * (c_{h2} + y_4) - F_{Bz} * y_4 \quad (115)$$

Ohybový monet okolo osy z v jednotlivých úsecích:

$$M_{oaz}(y_1) = \frac{F_{x1i}}{2} * (y_1) \quad (116)$$

$$M_{obz}(y_2) = \frac{F_{x1i}}{2} * (a_{h2} + y_2) - F_{Ax} * (y_2) \quad (117)$$

$$M_{ocz}(y_3) = \frac{F_{x1i}}{2} * (a_{h2} + b_{h2} + y_3) - F_{Ax} * (b_{h2} + y_3) + F_{a2} * \cos(\alpha) * \left(\frac{d_{m2}}{2}\right) - F_{r2} * \cos(\alpha) * (y_3) + F_{t2} \sin(\alpha) * (y_3) \quad (118)$$

$$M_{odz}(y_4) = \frac{F_{x1i}}{2} * (a_{h2} + b_{h2} + c_{h2} + y_4) - F_{Ax} * (b_{h2} + c_{h2} + y_4) + F_{a2} * \cos(\alpha) * \left(\frac{d_{m2}}{2}\right) - F_{r2} \cos(\alpha) * (c_{h2} + y_4) - F_{t2} \sin(\alpha) * (c_{h2} + y_4) \quad (119)$$

Celkový ohybový moment:

$$M_{oa}(y_1) = \sqrt{M_{oaz}(y_1)^2 + M_{oax}(y_1)^2} \quad (120)$$

$$M_{ob}(y_2) = \sqrt{M_{obz}(y_2)^2 + M_{obx}(y_2)^2} \quad (121)$$

$$M_{oc}(y_3) = \sqrt{M_{ocz}(y_3)^2 + M_{ocx}(y_3)^2} \quad (122)$$

$$M_{od}(y_4) = \sqrt{M_{odz}(y_4)^2 + M_{odx}(y_4)^2} \quad (123)$$

Kontrolované kritické body jsou znázorněné na obr. 73. Volený materiál hřídele je ČSN 15230.7, který se používá pro hnané nápravy. Mez pevnosti R_m má minimální hodnotu 980 MPa a mez kluzu Re_s hodnotou 835 MPa. Statická kontrola je popsána pro místo s nejvyšším ohybovým momentem v bodě styku úseků b_{h2} a c_{h2} (bod 2), pro ostatní body je kontrola v elektronické podobě na přiloženém CD.

Průměr hřídele v kontrolovaném místě:

$$d_{hr2} = 60 \text{ mm}$$

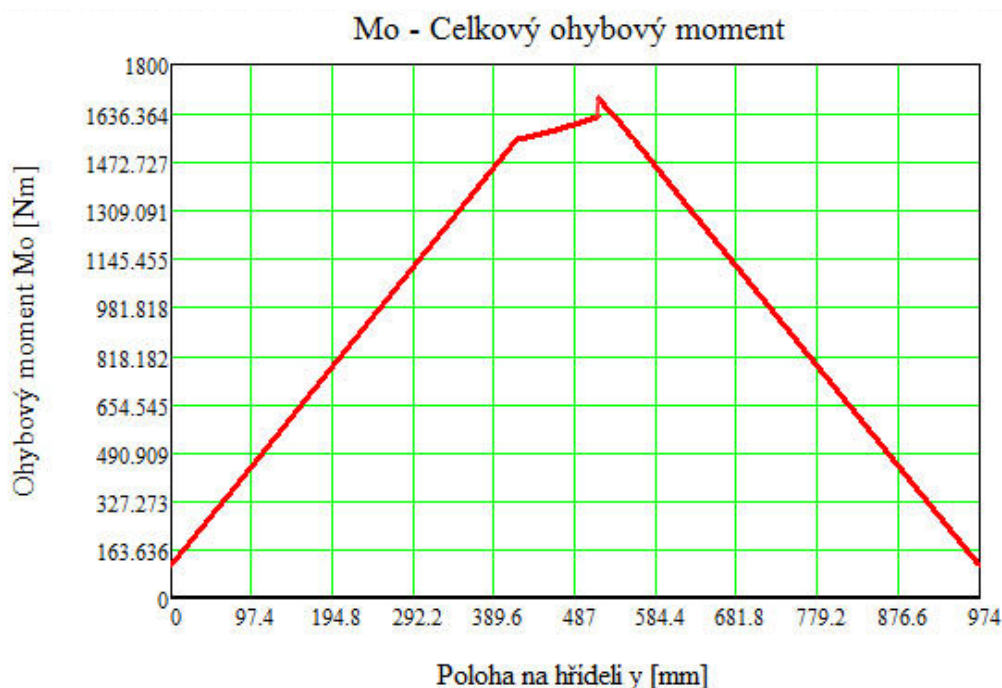


Celkový ohybový moment v kontrolovaném místě:

$$M_{ox2}(y_3) = N_{z3} * (a_{h2} + b_{h2} + 0) + S_{z3} * r_{rd} - F_{Az} * (b_{h2} + 0) \quad (124)$$

$$M_{oz2} = \frac{F_{x1i}}{2} (a_{h2} + b_{h2} + 0) - F_{Ax} * (b_{h2} + 0) + F_{az} * \cos(\alpha) \left(\frac{d_{m2}}{2} \right) \quad (125)$$

$$M_{o2} = \sqrt{M_{ox2}^2 + M_{oz2}^2} \quad (126)$$



Obr. 74 Celkový ohybový moment

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{o2} = \frac{32M_{o2}}{\pi * d_{hr2}^3} = 80 \text{ MPa} \quad (127)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_2 = \frac{16T_{napri}}{\pi * d_{hr2}^3} = 16,4 \text{ MPa} \quad (128)$$

Redukované napětí za podmínky τ_{max} :

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{o2}^2 + 4\tau_2^2} \quad (129)$$

Bezpečnost:

$$k_2 = \frac{Re}{\sigma_{red2}} = 9,7 \quad (130)$$



Dynamická kontrola je názorně ukázána také pro bod 2. Hřídel je kontrolována, aby vydržela víc než 10^7 cyklů, kdy je považována životnost za neomezenou.

Mez únavy vzorku:

$$\sigma_{co} = 0,504 * R_m = 493,92 \text{ MPa} \quad (131)$$

Součinitel povrchu:

$$k_a = 0,771$$

Součinitel velikosti:

$$k_b = 1,24 * (d_{hr2})^{-0,107} = 0,8 \quad (132)$$

Součinitel zatížení (krut + ohyb):

$$k_c = 1$$

Součinitel teploty:

$$k_d = 1$$

Součinitel spolehlivosti (90%):

$$k_e = 0,897$$

Součinitel dalších vlivů:

$$k_f = 1$$

Mez únavy reálné součásti:

$$\sigma'_c = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{co} = 275,9 \text{ MPa} \quad (133)$$

Maximální ohybové napětí:

$$\sigma_{onmax2} = \frac{32 \cdot M_{o2}}{\pi \cdot d_{k2}^3} = 80 \text{ MPa} \quad (134)$$

Minimální ohybové napětí:

$$\sigma_{onmin2} = -\frac{32 \cdot M_{o2}}{\pi \cdot d_{k2}^3} = -80 \text{ MPa} \quad (135)$$

Střední ohybové napětí:

$$\sigma_{onm2} = \frac{\sigma_{onmax2} + \sigma_{onmin2}}{2} = 0 \text{ MPa} \quad (136)$$

Amplituda ohybového napětí:

$$\sigma_{ona2} = \frac{\sigma_{onmax2} - \sigma_{onmin2}}{2} = 80 \text{ MPa} \quad (137)$$



Rádus přechodu:

$$r_{t2} = 2\text{mm}$$

Heywoodův parametr:

$$a_{H2} = \left(\frac{139}{R_m}\right)^2 = 0,02 \quad (138)$$

Součinitel tvaru v ohybu:

$$k_{o2} = 2,1$$

Součinitel vrubu v ohybu:

$$\beta_{o2} = \frac{k_{o2}}{1 + \frac{2 \cdot (k_{o2} - 1)}{k_{o2}} \cdot \frac{\sqrt{a_{H2}}}{\sqrt{r_{t2}}}} = 1,9 \quad (139)$$

Amplituda ohybového napětí s vrubem:

$$\sigma_{oa2} = \sigma_{ona2} * \beta_{o2} = 152 \text{ MPa} \quad (140)$$

Střední ohybové napětí s vrubem:

$$\sigma_{om2} = 0 \text{ MPa}$$

Součinitel tvaru v krutu:

$$k_{k2} = 1,9$$

Součinitel vrubu v krutu:

$$\beta_{k2} = \frac{k_{k2}}{1 + \frac{2 \cdot (k_{k2} - 1)}{k_{k2}} \cdot \frac{\sqrt{a_{H2}}}{\sqrt{r_{t2}}}} = 1,735 \quad (141)$$

Amplituda ohybového napětí s vrubem:

$$\tau_{ka2} = 0 \text{ MPa}$$

Střední ohybové napětí s vrubem:

$$\tau_{km2} = \tau_2 * \beta_{k2} = 28,5 \text{ MPa} \quad (142)$$

Redukované střední napětí:

$$\sigma_{redm2} = \sqrt{\sigma_{om2}^2 + 3 \cdot \tau_{km2}^2} = 49,3 \text{ MPa} \quad (143)$$



Redukovaná amplituda napětí:

$$\sigma_{reda2} = \sqrt{\sigma_{oa2}^2 + 3 \cdot \tau_{ka2}^2} = 152 \text{ MPa} \quad (144)$$

Kontrola bezpečnosti podle kritéria ASME:

$$k_{ASME2} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{reda2}}{\sigma'_C}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{redm2}}{R_e}\right)^2}} = 1,788 \quad (145)$$

Hodnoty bezpečnosti pro další kritické body jsou v tabulce 16. Kde všechny hodnoty jsou vyšší jak jedna, což znamená, že kontrolované průřezy vyhovují pro statickou i dynamickou kontrolu.

Tab. 16 Vyhodnocení bezpečnosti

Kritický bod	bezpečnost (statická kontrola)	bezpečnost (dynamická kontrola)
1	8,047	1,465
2	9,657	1,804
3	4,499	1,168

9.4 TRVANLIVOST LOŽISEK ZADNÍ NÁPRAVY

Ložiska jsou od společnosti SKF a kontrola je pro stav přejezdu nerovnosti, kdy jsou ložiska značně namáhána. Vlastní výpočet životnosti ložisek je vypočten dle rovnic a tabulek společnosti SKF, které se nachází na odkazu [21]. Výpočet je pro ložisko C a pro ložisko D je podobný, jenom zde nepůsobí axiální síla a jeho postup výpočtu je v elektronické podobě v programu Mathcad na přiloženém CD. Základní rozměry a únosnosti jsou v tabulce 17.

Tab. 17 Základní parametry volených ložisek

	30211 ČSN 02 4705
Vnitřní průměr ložiska d_{LC} [mm]	55
Vnější průměr ložiska D_{LC} [mm]	100
Dynamická únosnost C_C [kN]	104
Statická únosnost C_{0C} [kN]	106
Mezní únavové zatížení P_{uC} [kN]	12

Součinitel spolehlivosti 90%:

$$a_1 = 1$$

Hodnoty pro určení viskozity

$$d_{mC} = 0,5(d_{LC} + D_{LC}) = 77,5 \text{ mm} \quad (146)$$



Skutečná provozní viskozita maziva pro volené mazivo LGHB 2:

$$\nu = 400 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Určení minimální kinematické viskozity při provozní teplotě 70°C a otáčkách 2100 1/min z diagramu 5 str. 60 ve výpočtových materiálech SKF [21]:

$$\nu_{1C} = 10 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Viskózní poměr:

$$K_C = \frac{\nu}{\nu_{1C}} = 40 \quad (147)$$

STAV PŘI PŘEJEZDU NEROVNOSTÍ:

Radiální síla působící v ložisku A:

$$F_A = 3987,1 \text{ N}$$

Radiální síla působící v ložisku B:

$$F_B = 1558,3 \text{ N}$$

Axiální síla v ložisku B:

$$F_{By} = 1977,9 \text{ N}$$

Součinitelé pro určení ekvivalentního zatížení:

$$e_{LC} = 0,4$$

$$Y_{LC} = 1,5$$

$$Y_{0LC} = 0,9$$

$$e_{LC1} = \frac{F_{By}}{F_B} = 1,269 \quad (148)$$

Součinitel čistoty maziva:

$$n_c = 0,6$$

Ekvivalentní dynamické zatížení dle podmínky $e_{LC1} < e_{LC}$:

$$P_{LC} = 0,4F_B + Y_{LC}F_{By} = 3590,2 \text{ N} \quad (149)$$

Hodnota pro určení koeficientu a_{SKF} :

$$\frac{n_c * P_{uc}}{P_{LC}} = 2,005 \quad (150)$$



Součinitel trvanlivosti dle SKF z diagramu 4 str. 57 ve výpočtových materiálech SKF [21]:

$$a_{SKFC1} = 9$$

Trvanlivost ložiska:

$$L_{nmhC1} = \frac{10^6}{60 * n_{e20}} * a_1 a_{SKFC1} \left(\frac{C_C}{P_{LC1}} \right)^{\frac{10}{3}} = 88870 \text{ hr} \quad (151)$$

Ložisko dostatečně vyhovuje svojí životnosti.



10KOLA

Pneumatiky a kola byla vybrána od společnosti ITP, která jsou na místním trhu nabízena společností ASPGroup. Jsou to kola pro sportovní využití, ale i pro delší cestování. Přední kola mají větší průměr a menší šířku z důvodu ovladatelnosti čtyřkolky a zadní kola jsou naopak menšího průměru a větší šířky pro lepší přenos hnací síly. Rozměry jsou označeny 21 x 7R-10 pro přední pneumatiku a zadní pneumatika 20 x 10R-9, kde první hodnota udává průměr pneumatiky a druhá hodnota celkovou šířku. Pro obě hodnoty, které jsou předepsány výrobcem, je předpoklad, že pneumatiky jsou v nahuštěném stavu. Třetí parametr označení udává průměr disků. Všechny hodnoty jsou v palcích. Vybrané pneumatiky s daným vzorkem jsou na obr. 75.



Obr. 75 Volené pneumatiky ITP typ HOLESHOT SR[44]

Volené disky jsou také od společnosti IPT. Jedná se o plechové disky, které jsou sice těžší než z hliníkové slitiny, ale levnější a navíc při deformaci je možnost opravy. Disky jsou voleny ze série T-9 Pro series zobrazené na obr. 76 o rozměrech zadního disku 9 x 9 (3+6) 4/110 a rozměrech předního disku 10 x 5 (3+2) 4/144. První hodnota je průměr disku, druhá hodnota šířka disku, následující hodnoty v závorce určují hloubku uchycení disku a poslední hodnota počet otvorů pro šrouby a průměr roztečné kružnice otvorů v milimetrech. Ostatní hodnoty jsou v palcích.



Obr. 76 Sportovní disky typu T-9 Pro series[45]



11 BRZDY

Brzdy jsou navrženy jako dvou okruhové, kdy jsou rozděleny na přední okruh ovládaný pomocí páky na řídítkách a zadní okruh ovládaný pomocí pedálu umístěným na pravé straně rámu. Přední okruh je složen z hlavního brzdového válce na řídítkách, který je spojen s ovládací pákou a s nádobkou pro zásobu brzdové kapaliny. K brzdovému válci je zapojena brzdná hadice, která se rozvětjuje a vede ke každému kolu zvlášť, kde je připojena ke třmenům. V každém třmenu jsou dva pístky, které jsou ovládány tlakem v brzdové kapalině vyvozené řidičem. Pístky přitlačí obložení na brzdový kotouč a třmen je uložen jako plovoucí, aby došlo ke správné poloze tření s brzdovým obložěním vůči brzdovému kotouči. Zadní okruh je tvořen pedálem spojeným s hlavním brzdovým válcem zadního okruhu, ze kterého pokračuje brzdná hadice k zadnímu brzdovému třmenu, který je jeden pro celou zadní nápravu. K zadnímu hlavnímu brzdovému válci je také připojena nádobka se zásobou brzdové kapaliny. Při výpočtu je předpokládáno, že brzdná kapalina je nestlačitelná a hadice jsou považovány za zcela tuhé. Výpočet vychází z podkladů z literatury [5] a z přednášek pro předmět Dynamika vozidel [12].



Obr. 77 Přední a zadní brzdový okruh

Poměrná označení:

$$\chi = \frac{h}{L} = 0,459 \quad (152)$$

$$\psi = \frac{a}{L} = 0,558 \quad (153)$$

Součinitel přilnavosti (suchý asfalt):

$$\mu_b = 0,9$$



Maximální brzdná síla na povrchu z asfaltu:

$$B_{max} = W * \mu_b = 3892,1 N \quad (154)$$

Maximální zpomalení:

$$a_{bmax} = \frac{B_{max}}{m_{ATVP}} = 8,826 m/s^2 \quad (155)$$

Poměrné zpomalení:

$$z = \frac{a_{bmax}}{g} = 0,9 \quad (156)$$

Maximální brzdné síly na přední nápravě B_{maxfb} a na zadní nápravě B_{maxrb} při maximálním zpomalení:

$$B_{maxfb} = \mu_b W_f + \mu_b W * z \frac{h}{L} = 3327,8 N \quad (157)$$

$$B_{maxrb} = \mu_b W_r - \mu_b W * z \frac{h}{L} = 564,3 N \quad (158)$$

Jelikož při maximálním zpomalení vzniká síla na zadní nápravě, lze předpokládat, že čtyřkolka by se neměla při maximálním brzdění překloupat, ale mělo by dojít k prokluzu kol.

Součinitel třecího obložení je v rozmezí 0,4 až 0,55 jak nabízí výrobci třecího obložení např. společnost EBC [26]:

$$\mu_{ob} = 0,55$$

Vnitřní převod kotoučové brzdy:

$$c_p = 2 * \mu_{ob} = 0,8 \quad (159)$$

Střední poloměr třecího obložení pro přední nápravu r_{bf} a pro zadní nápravu r_{br} :

$$r_{bf} = 67,5 mm$$

$$r_{br} = 75 mm$$

Pro určení ovládací síly potřebné pro vyvození brzdné síly, byla pomocí siloměru změřena síla na ovládací páce přední brzdy a pedálu zadní brzdy motocyklu Yamaha FZR pro dostatečné brzdění. Tyto hodnoty byly použity pro výpočet brzdného systému čtyřkolky.

Naměřená ovládací síla pro přední okruh F_{mp} a pro zadní okruh F_{mz} :

$$F_{mp} = 10 kg * g = 98,1 N$$

$$F_{mz} = 20kg * g = 196,1 N$$

Rozměry ramen a průměry pístků hlavních brzdných válců jsou v tabulce 18.



Tab. 18 Hodnoty ramen a průměry pístků

Název	Přední brzda		Zadní brzda	
	označení	rozměr	označení	rozměr
Rameno působíště ovládací síly	$a_{b_{pp}}$ [mm]	135	$a_{b_{pz}}$ [mm]	215
Rameno působící na pístek	$b_{b_{pp}}$ [mm]	25	$b_{b_{pz}}$ [mm]	50
Průměr pístku hlavního brzdného válce	$d_{s_{pp}}$ [mm]	9	$d_{s_{pz}}$ [mm]	12

Plocha pístku hlavních brzdných válců pro předního okruhu S_{kp} a pro zadní okruh S_{kz} :

$$S_{kp,kz} = \frac{\pi * d_{spp,spz}^2}{4} \quad (160)$$

Tlak v předním okruhu:

$$p_{bp} = \frac{F_{mp} a_{b_{pp}}}{S_{kp} b_{b_{pp}}} = 8,3 \text{ MPa} \quad (161)$$

Tlak v zadním okruhu:

$$p_{bz} = \frac{F_{mz} a_{b_{pz}}}{S_{kz} b_{b_{pz}}} = 7,5 \text{ MPa} \quad (162)$$

Účinnost kolových válců:

$$\eta_k = 0,98$$

Součinitel rozdělení brzdných sil:

$$i_b = 0,8$$

Průřez předních kolových válců:

$$S_{kf} = \frac{z * W * i_b}{p_{bp} (\eta_k * \frac{r_{bf}}{r_{fd}} * 2c_p)} = 685,5 \text{ mm}^2 \quad (163)$$

Průměr pístku předních třmenů za předpokladu 2 pístků na třmen:

$$d_f = \sqrt{\frac{S_{kf} * 2}{\pi}} = 20,89 \text{ mm} \quad (164)$$

Průřez zadního kolového válce:

$$S_{kr} = \frac{z * W * (1 - i_b)}{p_{bp} (\eta_k * \frac{r_{br}}{r_{rd}} * c_p)} = 327,9 \text{ mm}^2 \quad (165)$$



Průměr pístku zadního třmenu za předpokladu 2 pístků na třmen:

$$d_r = \sqrt{\frac{S_{kr} * 2}{\pi}} = 14,449 \text{ mm} \quad (166)$$

Brzdné síly pro přední nápravu vzniklé při daném tlaku:

$$B_f = 2p_{bp}S_{kf}\eta_k c_p \frac{r_{bf}}{r_{fd}} = 3113,7 \text{ N} \quad (167)$$

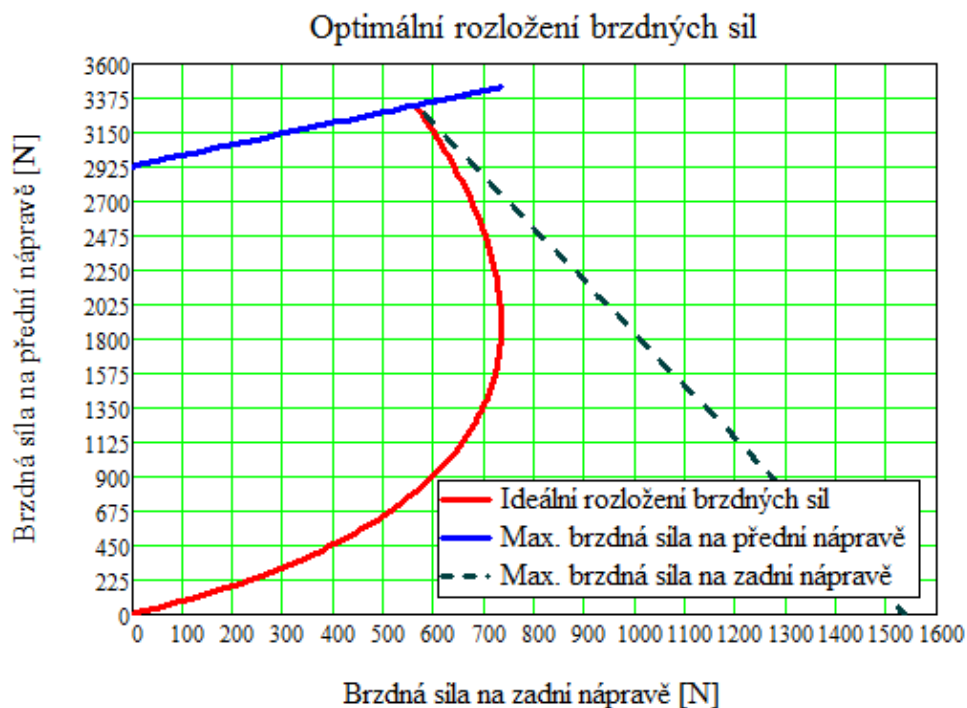
Brzdné síly pro zadní nápravu vzniklé při daném tlaku:

$$B_r = 2p_{bz}S_{kr}\eta_k c_p \frac{r_{br}}{r_{rd}} = 778,4 \text{ N} \quad (168)$$

Rovnice křivky optimálního rozložení brzdných sil:

$$\frac{F_{bri}}{W} = \sqrt{\frac{(1 - \psi)^2}{4\chi^2} + \left(\frac{1}{\chi}\right) \frac{F_{bfi}}{W}} - \left(\frac{1 - \psi}{2\chi}\right) - \frac{F_{bfi}}{W} \quad (169)$$

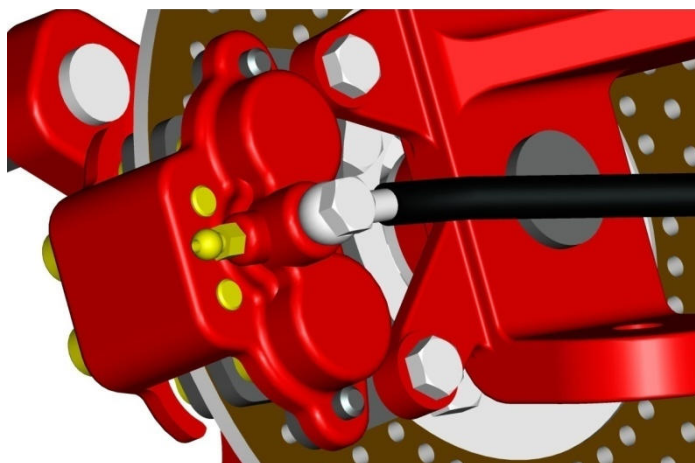
Kde F_{bri} je ideální brzdná síla na přední nápravě a F_{bri} je ideální brzdná síla na zadní nápravě při daném zpomalení. Na obr. 78 je znázorněné ideální rozložení brzdných sil pro navrhovanou čtyřkolku. Při porovnání vzniklých brzdných sil s optimální křivkou brzdných sil, při vyvozeném tlaku



Obr. 78 Optimální rozložení brzdných sil

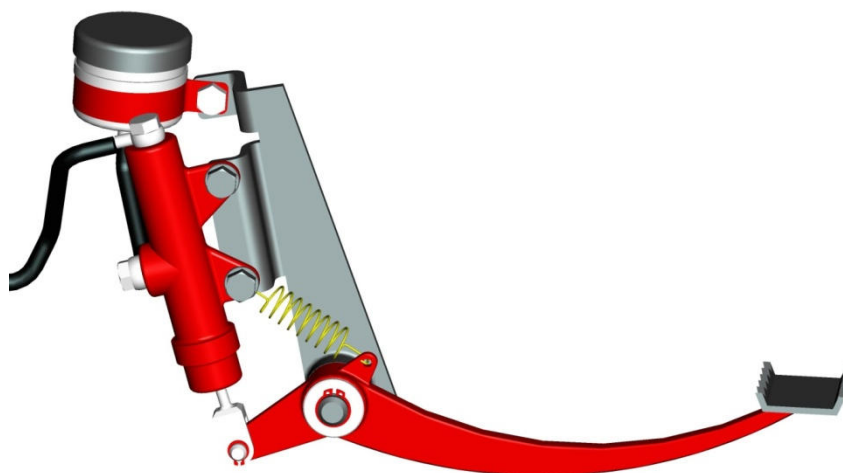


ovládacími silami, by řidič neměl mít problém v daném rozmezí optimální křivky vyvodit dostatečně velké brzdné síly. A při působení větší ovládací síly by vznikly síly samozřejmě větších hodnot. Jelikož byly okruhy rozděleny na přední a zadní, při brzdění by záleželo na citu řidiče, aby nejlépe využil brzdné síly a přiblížil se ideálnímu rozdělení brzdných sil. Pro přesnější návrh brzdného systému, by se dále postupovalo s výpočtem zdvihu ovládací páky a pedálu, aby nedošlo ke kolizi komponent a k velkému zdvihu, což by bylo ovlivněno vzdáleností otvoru pro přívod brzdné kapaliny z nádržky v hlavních brzdových válcích, roztažností brzdných hadic a vůlí mezi obložením a kotoučem. Na obr. 79 je vidět přední třmen, který je uložen jako plovoucí. Nad vstupním otvorem, kde je připojena hadice, se nachází odvzdušňovací šroub. Obložení je o tloušťce 4 mm a v horní části má otvory pro dva speciální šrouby, které zajišťují správné vedení a polohu. Šedá komponenta slouží k uchycení k těhlici a zároveň je na ní třmen uložen tak, aby se mohl pohybovat, tedy byl plovoucí.



Obr. 79 Brzdný třmen předního kola

Na obr. 80 je držák komponent zadního brzdného okruhu, na kterém je uchycen pedál, hlavní brzdný válec a zásobní nádoba s brzdou kapalinou.



Obr. 80 Pedál a hlavní brzdný válec zadního okruhu



12 DESIGN KAROSERIE

Přední část čtyřkolky je zakrytá kapotáží tvořenou z přední masky jdoucí od nárazníku směrem vzhůru až k řídicí tyči. V přední části jsou umístěna čtyři světla pro osvětlení v případě jízdy ve tmě. Boční plochy kapotáže postupně sestupují směrem dolů a



Obr. 81 Celkový design navržené čtyřkolky

přechází ve tvar blatníků. Střední a zadní část čtyřkolky je momentálně kapotována jedním celkem, ale pro jednodušší výrobu by byl celek vhodně rozdělen. Přestože u této čtyřkolky není nádrž, střední část kapotáže se snaží svým tvarem tento dojem vytvořit. Plochy k zadní části klesají směrem k rámu a dále je vytvořen prostor pro sedadlo.



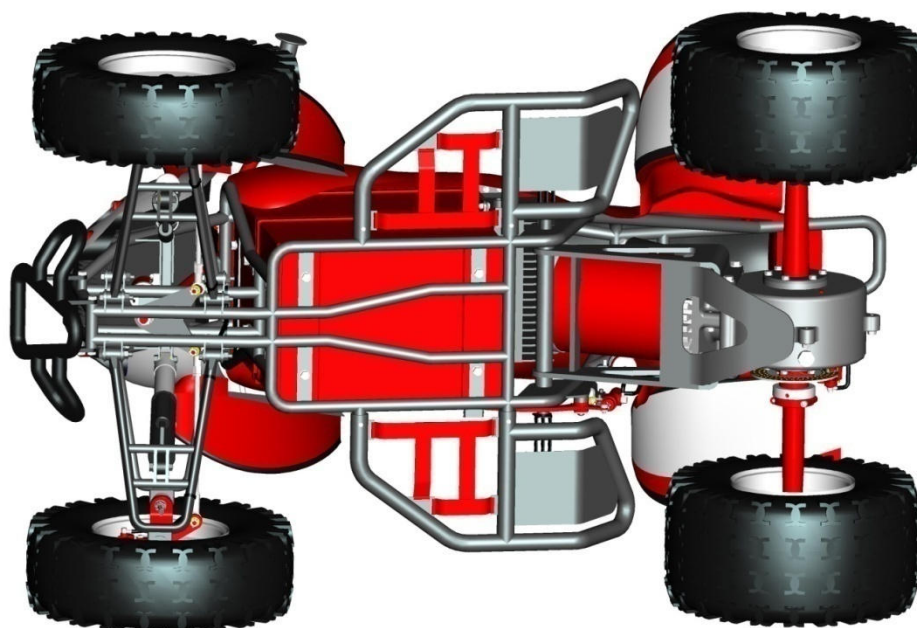
Obr. 82 Barevné porovnání navržené čtyřkolky



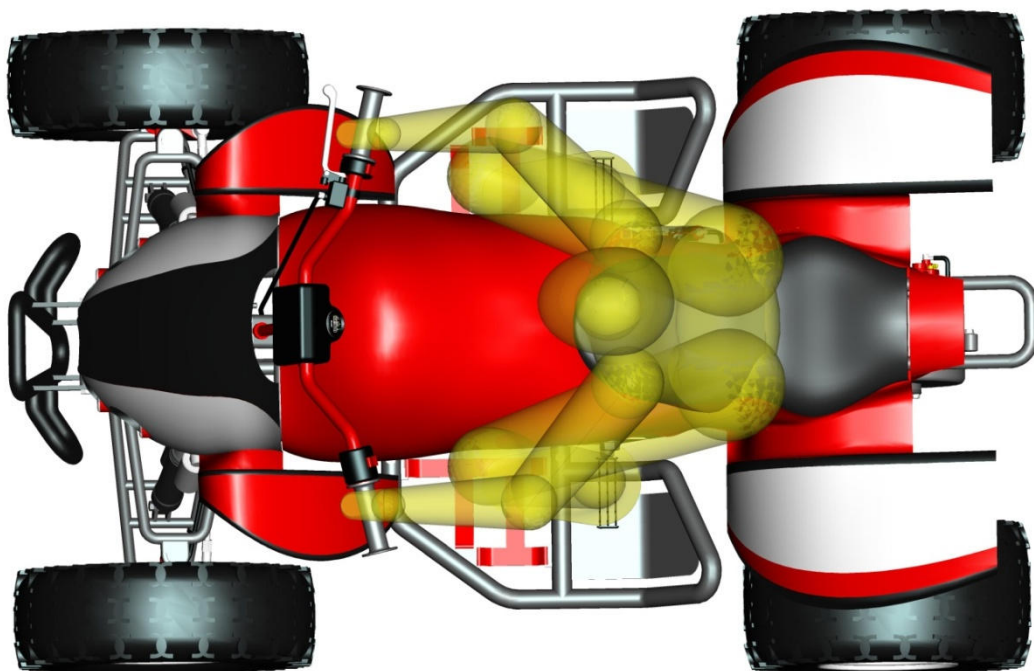
Od umístění sedadla plochy karoserie vytváří boční kapotáž, která přechází postupně do tvaru zadních blatníků. Část kapotáže postupuje za sedadlo, kde je ukončena a přichycena k rámu. Výrobci kapotáže na motocykly a čtyřkolky nabízí značný sortiment a umožňují realizaci svých nápadů, jako je navrženo zde. Např. společnost DESIGN-PR nabízí tvorbu kapotáže vlastního návrhu vyráběné z plastu nazývaným Terpolymer akrylonitril-butadién-styrén (ABS), který je odolný vůči vysokým teplotám, opotřebení, napětí a je pevný a tuhý, jak je uvedeno na stránkách firmy [27].



Obr. 83 Pohled na čtyřkolku ze zadní části



Obr. 84 Pohled na spodní část čtyřkolky



Obr. 85 Pohled na horní část čtyřkolky



Obr. 86 Celkové provedení čtyřkolky s řidičem



ZÁVĚR

Cílem práce byl konstrukční návrh terénní čtyřkolky (ATV) s elektrickým pohonem. Zadání bylo zaměřeno na hlavní části čtyřkolky tj. zástavba elektrického pohonu, baterií, konstrukce rámu, náprav a na návrh řízení, brzd a kol. Návrh čtyřkolky jsem musel řešit jako komplexní celek, protože jednotlivé konstrukční prvky čtyřkolky spolu značně souvisí a jsou propojeny vazbami a funkcemi. Snahou bylo přiblížit se parametrům sportovních čtyřkolek se spalovacím motorem.

Nejprve jsem řešil jednotlivé rozložení komponent celého modelu čtyřkolky, kdy jsem vycházel z konstrukčního řešení sériově vyráběných elektrických čtyřkolek z hlediska elektropohonu. Pro konstrukční řešení dalších hlavních částí čtyřkolky bylo vycházeno ze sériově vyráběných sportovních typů čtyřkolek od společností Yamaha a Kawasaki. Rozvržení komponent a model navržené čtyřkolky je zhotoven v programu Pro/Engineer. Jednotlivé rozměry čtyřkolky jsou srovnatelné se sériovými čtyřkolkami bez elektrického pohonu, ale co se týče hmotnosti a světlé výšky, je navržená čtyřkolka značně omezená. Hmotnost navržené čtyřkolky je 340kg, a světlá výška 84mm. Porovnáním je tato hmotnost prakticky dvojnásobná oproti sériovým sportovním typům čtyřkolek, tedy je srovnatelná s užitkovými typy. Malá hodnota světlé výšky a vysoká hmotnost je způsobena volbou a konstrukčním umístěním elektrického systému.

Výběr parametrů elektrického pohonu a převodu vycházel z požadavku na dostatečné stoupání čtyřkolky, rychlost a v první řadě na dostupnost technických dat o vybraném elektrickém celku. Volil jsem elektrický set od společnosti HPGC, kdy k jeho zprovoznění stačí jen připojit bateriový systém. Baterie jsem volil tak, aby měly dostatečnou energii pro pohon, z čehož se odvíjí dojezdová dráha a zároveň byla jejich velikost minimální. Kompletní elektrický systém jsem zakomponoval do rámu tak, aby nedocházelo ke kolizím a byl k jednotlivým komponentům dostatečný přístup a poloha těžiště byla co nejnižší. Zhodnocením jízdních parametrů jsem docílil max. rychlosti 87,7 km/hod při špičkovém výkonu a při kontinuálním výkonu je tato hodnota 38,5km/hod při uvažování jízdy s jízdními odpory po rovině bez zrychlení. Doba zrychlení na max. rychlost je 20s. Jízda do kopce převyšuje 50% stoupání, což je pro terénní vozidlo dostačující. Dojezdová doba a vzdálenost vychází při kontinuálním výkonu 1,14 hodin, to odpovídá přibližně 44 km, aniž by byla uvažována rekuperace energie.

Rozvržení rámu jsem volil dle velikosti komponent a danému uchycení náprav. Pro jeho kontrolu jsem vytvořil analýzu napětí v programu Workbench a zátěžné stavy pro rám jsem stanovil tak, že čtyřkolka max. brzdí, zrychluje a jede zatáčkou na mezi převrácení. Z výsledků redukováného napětí jsem usoudil, že bezpečnost rámu by byla k mezi kluzu dostatečná. Torzní tuhost rámu jsem nemohl porovnat s rámy sériových čtyřkolek, protože nebyla dostupná data. Porovnání proběhlo jen obecně s trubkovými rámy, z čehož by se dalo předpokládat, že rám bude dostatečně tuhý.

Geometrii řízení jsem navrhl pomocí programu Adams a docílil jsem takových hodnot, aby se sbíhavost při zdvihu kola prakticky neměnila a hodnoty geometrických úhlů zavěšení byly podobné jako u sériových čtyřkolek. Dále bylo docíleno min. odchylky natočení kol při užití Ackermannovi teorie řízení. Z jednotlivých bodů geometrie jsem navrhl nápravy čtyřkolky, pro které byla vytvořena analýza napětí, kdy z výsledných hodnot redukováného napětí lze předpokládat, že bezpečnost k mezi kluzu je dostatečná. Avšak došlo k větším deformacím u přední nápravy, než bylo předpokládáno, tudíž výsledné nastavení geometrie by se



přizpůsobilo až na hotovém prototypu čtyřkolky. U zadní nápravy pro dané zátěžné stavy došlo v jednom místě sváru ramene k velké koncentraci napětí, což by mohlo při cyklickém zatěžování způsobit vznik trhliny. Proto by bylo vhodné daný spoj volit konstrukčně jiným způsobem. Pro zadní hřídel nápravy jsem spočítal bezpečnost pro cyklické namáhání dle kritéria ASME a z výsledku lze vyhodnotit, že bezpečnost vyhovuje pro zátěžný stav. Dále byla zkontrolována trvanlivost ložisek umístěných na těhlici a v převodové skříní náprav. Trvanlivost všech ložisek je vyšší než 2 roky při běžných zátěžných stavech. Návrh ozubení převodovky jsem vytvořil pomocí generátoru pro ozubení v programu Autodesk Inventor s dostatečnou bezpečností na ohyb.

Pneumatiky a disky kol jsem volil s ohledem na cenu, daný terén a dostupnost technických dat od dané společnosti. Podle podobných požadavků jsem vycházel i u volby jednotek pružení, kdy však byla cena poněkud vyšší. Z výpočtu vlastních frekvencí odpružené hmoty, která je právě ovlivněna parametry jednotek pružení, lze vyhodnotit, že výsledné hodnoty jsou takřka v rozmezí hodnot udávaných pro automobily. Hodnoty frekvencí naznačují, že by měla být jízda pro řidiče na hranici pohodlnosti, avšak vezme-li se v úvahu, že se čtyřkolka bude pohybovat po značných nerovnostech, dá se předpokládat, že komfort jízdy nebude určitě srovnatelný s automobilem.

Brzdový systém jsem rozdělil na přední a zadní okruh, kde jednotlivé okruhy byly dimenzovány tak, aby řidič při nezávislosti okruhu na sobě mohl docílit ideálního rozložení brzdových sil na přední a zadní nápravě a ovládací síla nebyla příliš velká.

Dokončením celkové konstrukce čtyřkolky byl návrh designu, který jsem navrhl tak, aby byl jednoduchých tvarů a zároveň zaujal potenciálního zákazníka.

Celkové shrnutí čtyřkolky z mého pohledu je takové, že je srovnatelná svými parametry se sériovými čtyřkolkami. Konstrukce vyhovuje požadavkům na bezpečnost a funkci. Z hlediska chování k životnímu prostředí je provoz bez emisí škodlivých plynů a hluku, což je v dnešní době cílem, avšak nelze opomenout, že nežádoucí emise vznikají při výrobě elektrického proudu pro baterie. Technicky by nebyl problém navrženou čtyřkolku uvést do výroby, ale značnou nevýhodou je cena jednotlivých komponent a především cena elektrického systému, který dosahuje v přepočtu hodnoty 140000 Kč. Součtem cen jednotek pružení, kol, celkových nákladů na výrobu a vývoj jednotlivých komponent čtyřkolky, by byla hodnota ve stovkách tisíc. V porovnání se čtyřkolkami sériové výroby je to zcela nesrovnatelné, protože i ty technicky nejvyspělejší typy nedosahují ani ceny daného elektrického systému v navrhované čtyřkolce. Tento faktor jednoznačně ovlivní smysl možné výroby a potenciální kupce.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Reimpell,J.;Stoll,H.;Edward,A., The automotive chassis - engineering principles. Arnold, London 1996. ISBN 0-340-61443-9.
- [2] REIMPELL, JörnSEN. *Fahrwerktechnik 2*. Würzburg : Vogel-Verlag, 1973. 352 s. ISBN 3-8023-0513-2.1996.
- [3] REIMPELL, JörnSEN. *Fahrwerktechnik 1*. Würzburg : Vogel-Verlag, 1978. Vyd. 4. 560 s. ISBN 3-8023-0505-1.
- [4] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. Vyd. 1. Brno : VLK, 2000. 433 s. ISBN 80-238-5273-6.
- [5] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Vyd. 1. Brno : VLK, 2006. 464 s. ISBN 80-239-6464-X.
- [6] VLK, František. *Karosérie motorových vozidel*. Vyd. 1. Brno : Vlk, 2000. 243 s. ISBN 80-238-5277-9.
- [7] VLK, František. *Úlohy z dynamiky motorových vozidel*. Vyd. 1. Brno : VLK, 2003. 228 s. ISBN 80-238-6574-9.
- [8] KAMEŠ, Josef. *Alternativní pohon automobilů*. Vyd. 1. Praha : BEN, 2004. 231 s. ISBN 80-7200-127-6.
- [9] SHIGLEY; EDWARD, Joseph. *Konstruování strojních součástí*. Brno : VUTIUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [10] HAMMER, Miloš. *Elektrotechnika a elektronika : Přednášky*. Vyd. 1. Brno : CERM, 2006. 133 s. ISBN 80-214-3334-5.
- [11] LEINVEBER, Jan; ŘASA, Jaroslav; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Praha : Scientia, 1998. 911 s. ISBN 80-7183-123-9
- [12] PORTEŠ, P., Braking Performance, přednášky z předmětu Dynamika motorových vozidel, Ústav automobilního a dopravního inženýrství VUT v Brně.
- [13] *Grassroots Electric Vehicles* [online]. 2011 [cit. 2011-04-12]. Motors. Dostupné z WWW: <<http://grassrootsev.com/motorsac.htm>>.
- [14] *Winston Battery* [online]. 2011 [cit. 2011-04-12]. LYP Battery. Dostupné z WWW: <<http://www.thunder-sky.com/pdf/2010723131240.pdf>>.
- [15] *Thunderstruck motors* [online]. 2011 [cit. 2011-04-12]. AC-35. Dostupné z WWW: <http://www.thunderstruck-ev.com/index.php?dispatch=products.view&product_id=95>.
- [16] *PayLoadz* [online]. 2011 [cit. 2011-04-20]. YAMAHA YFM660RN/YFM660RNC Raptor 660 SERVICE REPAIR MANUAL (eBooks). Dostupné z WWW: <<http://store.payloadz.com/details/171616-eBooks-Automotive-YAMAHA-YFM660RN-YFM660RNC-Raptor-660-SERVICE-REPAIR-MANUAL.html>>.



- [17] *Tradebit* [online]. 2011 [cit. 2011-04-20]. KFX 450R service manual repair 2008-2011 KFX450R. Dostupné z WWW: <<http://www.tradebit.com/filedetail.php/80446679-kfx-450r-service-manual-repair-2008-2011-kfx450r>>.
- [18] *Autolexicon* [online]. 2011 [cit. 2011-04-20]. Sbíhavost kol δ . Dostupné z WWW: <<http://cs.autolexicon.net/articles/sbihavost-kol-d>>.
- [19] *HPEVS : Drive systems* [online]. 2009 [cit. 2011-04-12]. AC-31. Dostupné z WWW: <<http://hpevs.com/drive-systems/ac-31>>.
- [20] *Electricmotorsport* [online]. 2010 [cit. 2010-05-2]. All-terrain. Dostupné z WWW: <http://www.electricmotorsport.com/store/ems_atev.php>.
- [21] *SKF* [online]. 2011 [cit. 2011-04-20]. Principy volby a použití ložisek. Dostupné z WWW: <<http://www.skf.com/files/515039.pdf>>.
- [22] *Fox Racing Shox Tech Center : FLOAT X EVOL* [online]. 2008 [cit. 2011-04-20]. ATV OWNER'S MANUALS . Dostupné z WWW: <http://www.foxracingshox.com/fox_tech_center/owners_manuals/06_floatxevol_atv.pdf>.
- [23] *ATVriders* [online]. 2009 [cit. 2011-04-13]. 2009 Yamaha ATV Models Dealer Show Report. Dostupné z WWW: <<http://www.atvriders.com/images/yamaha/2009-atv/yamaha-2009-yfz450r-race-atv-aluminum-frame.jpg>>.
- [24] *Made-in-China* [online]. 2011 [cit. 2011-04-12]. Electric ATV. Dostupné z WWW: <<http://www.made-in-china.com/showroom/mustvehicle/product-detailJbEmZMPjHUVc/China-Electric-ATV-KTA-ATV32-2000W-.html>>.
- [25] *Yamaha-motor* [online]. 2011 [cit. 2011-04-12]. 2011 Grizzly 450 Auto. 4x4. Dostupné z WWW: <<http://images.yamahamotors.com/img.jpg?id=11405&class=med>>.
- [26] *EBC-brakes* [online]. 2011 [cit. 2011-04-13]. EBC. Dostupné z WWW: <http://www.ebc-brakes.cz/index_soubory/Produktuebersicht.htm>.
- [27] *DesignPR kapoty na MOTO* [online]. 2008 [cit. 2011-04-13]. Kapoty ABS. Dostupné z WWW: <<http://www.kapotaze-plasty-moto.cz/Kapoty%20ABS/>>.
- [28] *ATVPT* [online]. 26.3.2007 [cit. 2011-04-13]. DS 450 Drive Line & Rear Suspension. Dostupné z WWW: <<http://atvpt.proboards.com/index.cgi?board=atvmanufacturing&action=print&thread=779>>.
- [29] *Off-Road* [online]. 2.6.2007 [cit. 2011-04-13]. 2008 Renegade 500 H.O. EFI Features and Specs. Dostupné z WWW: <<http://www.off-road.com/atv/feature/2008-renegade-500-ho-efi-features-and-specs-33933.html>>.
- [30] *Made-in-China* [online]. 2011 [cit. 2011-04-18]. Electric ATV. Dostupné z WWW: <<http://olinaping.en.made-in-china.com/product/lqKEhowAXHkx/China-Electric-ATV.html>>.



- [31] *Can-AM* [online]. 2011 [cit. 2011-04-19]. Technology. Dostupné z WWW: <<http://en-gb.can-amatv.brp.com/technology.aspx>>.
- [32] *ATVriders* [online]. 2009 [cit. 2011-04-19]. 2009 KTM 450SX & 505SX Race Ready ATV - SX Suspension. Dostupné z WWW: <<http://www.atvriders.com/images/ktm/2009-atv/ktm-2009-450-505-sx-atv-frame-rear-shock-swingarm.jpg>>.
- [33] *ASP group* [online]. 2008 [cit. 2011-04-19]. Fasst. Dostupné z WWW: <<http://www.aspgroup.cz/fasst.html>>.
- [34] *ATVriders* [online]. 2008 [cit. 2011-04-19]. Kawasaki KFX 450R Project Quad Build - Part One. Dostupné z WWW: <<http://www.atvriders.com/projects/kawasaki-kfx-450r-atv-race-quad-front-suspension-p3.html>>.
- [35] *ATVriders* [online]. 2009 [cit. 2011-04-19]. 2009 Yamaha Grizzly 550 FI EPS IRS Utility ATV Preview. Dostupné z WWW: <<http://www.atvriders.com/atvmodels/yamaha-2009-grizzly-550-fi-4x4-eps-atv-preview-p2.html>>.
- [36] *ATVpod* [online]. 2007 [cit. 2011-04-12]. ATV Wallpapers. Dostupné z WWW: <http://www.atvpod.com.au/multimedia/Wallpaper/Kawasaki/KFX450R/Kawasaki_KFX450R_Wallpaper.jpg>.
- [37] OLIVA, Matěj . *QUADMANIA* [online]. 19.12.2008 [cit. 2011-04-12]. Historie ATV . Dostupné z WWW: <<http://www.quadmania.cz/detail-clanku/historie-atv--12801.html>>.
- [38] *Eco Electric ATV* [online]. 2011 [cit. 2011-04-12]. E-Force. Dostupné z WWW: <<http://www.ecoatv.com/products/e-force-atv/>>.
- [39] *Autolexicon* [online]. 2011 [cit. 2011-04-20]. Odklon kola. Dostupné z WWW: <<http://cs.autolexicon.net/articles/odklon-kola>>.
- [40] *Autolexicon* [online]. 2011 [cit. 2011-04-20]. Příklon rejdového čepu σ . Dostupné z WWW: <<http://cs.autolexicon.net/articles/priklon-rejdoveho-cepu-s>>.
- [41] *Autolexicon* [online]. 2011 [cit. 2011-04-20]. Záklon rejdové osy a závlek. Dostupné z WWW: <<http://cs.autolexicon.net/articles/zaklon-rejdove-osy-a-zavlek>>.
- [42] *Fox Racing Shox Tech Center : PODIUM X LSC* [online]. 2008 [cit. 2011-04-20]. ATV OWNER'S MANUALS . Dostupné z WWW: <http://www.foxracingshox.com/fox_tech_center/owners_manuals/08_podiumxlsc_atv_manual.pdf>.
- [43] HILDERBRAND, JC. *MotorcycleUSA* [online]. 5.10.2009 [cit. 2011-04-12]. 2010 Barefoot Motors EUV M-1 ATV Review. Dostupné z WWW: <<http://www.motorcycle-usa.com/23/4753/Motorcycle-Article/2010-Barefoot-Motors-EUV-M-1-ATV-Review.aspx>>.
- [44] *IPTires* [online]. 2008 [cit. 2011-04-20]. Holeshoot SR. Dostupné z WWW: <http://www.itptires.cz/hole_sr.htm>.



- [45] *IP Tires* [online]. 2008 [cit. 2011-04-20]. T-9 Pro Series. Dostupné z WWW: <<http://www.itptires.cz/t9ps.htm>>.
- [46] ANUPAM, S. *Eco Friend* [online]. 16.4.2009 [cit. 2011-04-12]. Eco Cars: Peugeot Capsule – Electric ATV keeps you connected to the world. Dostupné z WWW: <<http://www.ecofriend.com/entry/eco-cars-peugeot-capsule-electric-atv-keeps-you-connected-with-the-world/>>.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

α	[°]	Úhel natočení vstupní hřídele do převodovky vůči rovině x-y
α_1	[°]	Úhle záběru ozubení
α_{12}	[°]	Úhel svahu pro 12 % stoupání
α_{30}	[°]	Úhel svahu pro 30 % stoupání
α_{50}	[°]	Úhel svahu pro 50 % stoupání
α_{H2}	[-]	Heywoodův parametr
α_k	[°]	Úhel předklonění karoserie čtyřkolky při maximálním brzdění
α_n	[°]	Úhel natočení při výpočtu torzní tuhosti
α_{zak}	[°]	Úhel zaklonění karoserie při maximálním zrychlení
β_1	[°]	Úhel natočení vnějšího kola
β_{1mod}	[°]	Úhel natočení vnějšího kola na modelu
β_2	[°]	Úhel natočení vnitřního kola
β_{k2}	[-]	Součinitel vrubu v krutu
β_{o2}	[-]	Součinitel vrubu v ohybu
β_v	[°]	Úhel natočení řidítek
γ	[°]	Úhel odklonu kola
δ_1	[°]	Úhel roztečného kužele ozubení
δ_o	[°]	Úhel sbíhavosti
ρ_{vz}	[kg/m ³]	Hustota vzduchu při teplotě 15°C a tlaku 101,3 kPa
σ	[°]	Úhel příklonu rejdové osy
σ_c	[MPa]	Mez únavy reálné součásti
σ_{co}	[MPa]	Mez únavy vzorku
σ_{o2}	[MPa]	Napětí v ohybu v kontrolovaném bodě 2
σ_{oa2}	[MPa]	Amplituda ohybového napětí s vrubem
σ_{om2}	[MPa]	Střední ohybové napětí s vrubem
σ_{ona2}	[MPa]	Amplituda ohybového napětí
σ_{onm2}	[MPa]	Střední ohybové napětí
σ_{onmax2}	[MPa]	Maximální ohybové napětí
σ_{onmin2}	[MPa]	Minimální ohybové napětí
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí (von-Mises)
σ_{red2}	[MPa]	Redukované napětí za podmínky τ_{max} v kontrolovaném bodě 2
σ_{reda2}	[MPa]	Redukovaná amplituda napětí



σ_{redm2}	[MPa]	Redukované střední napětí
χ	[-]	Poměrná označení
η	[-]	Účinnost motoru
τ	[°]	Úhel záklonu rejdové osy
ν	[mm ² /s]	Skutečná provozní viskozita maziva
ψ	[-]	Poměrná označení
()'	[-]	Bod označený čarou má zápornou hodnotu v ose y pro model v Adamsu
ν	[mm]	Součinitel vlivu rotačních částí
ν_{1A}	[mm ² /s]	Minimální kinematická viskozita
ν_{1C}	[mm ² /s]	Minimální kinematická viskozita pro ložisko C
μ_b	[-]	Součinitel přilnavosti
η_d	[-]	Účinnost převodu
μ_{F1p}	[-]	Součinitel tření v příčném směru (přední kolo)
μ_{F1z}	[-]	Součinitel tření v příčném směru (zadní kolo)
μ_{F2p}	[-]	Součinitel tření v příčném směru (přední kolo)
μ_{F2z}	[-]	Součinitel tření v příčném směru (zadní kolo)
η_k	[-]	Účinnost kolových válců
τ_{ka2}	[MPa]	Amplituda ohybového napětí s vrubem
τ_{km2}	[MPa]	Střední ohybové napětí s vrubem
μ_{Lbp}	[-]	Součinitel tření při brzdění pro přední nápravu
μ_{Lbz}	[-]	Součinitel tření při brzdění pro zadní nápravu
μ_{Lr}	[-]	Podélný součinitel tření pro hnanou nápravu při rozjezdu
τ_{o2}	[MPa]	Napětí v krutu v kontrolovaném bodě 2
μ_{ob}	[-]	Součinitel třecího obložení
a	[mm]	Vzdálenost těžiště od středu kola přední nápravy s řidičem
A	[-]	Koncový bod těhlice
a	[mm]	Vzdálenost na přední části ráfku mezi ráfky kol při měření sbíhavosti
a_1	[-]	Součinitel spolehlivosti 90%
a_{bpp}	[mm]	Délka ramene působíště ovládací síly přední brzdy
a_{bpz}	[mm]	Délka ramene působíště ovládací síly zadní brzdy
a_{bz}	[mm]	Vzdálenost těžiště od středu kola přední nápravy bez řidiče
a_{dos}	[m/s ²]	Dostředivé zrychlení
a_{h2}	[mm]	Vzdálenosti působíšť sil na zadní hřídeli



a_{\max}	[m/s ²]	Maximální zrychlení
$a_{b\max}$	[m/s ²]	Maximální zpomalení
a_{SKFA1}	[-]	Součinitel trvanlivosti dle SKF pro ložisko A při stavu 1
a_{SKFA2}	[-]	Součinitel trvanlivosti dle SKF pro ložisko A při stavu 2
a_{SKFA3}	[-]	Součinitel trvanlivosti dle SKF pro ložisko A při stavu 3
a_{SKFC}	[-]	Součinitel trvanlivosti dle SKF pro ložisko C
a_t	[mm]	Vzdálenost působíště sil na ložiska těhlice
a_x	[m/s ²]	Zrychlení čtyřkolky při jízdě po rovině
b	[mm]	Vzdálenost těžiště od středu kola zadní nápravy s řidičem
B	[-]	Střed spodního čepu (bod)
b	[mm]	Vzdálenost na zadní části ráfku mezi ráfky kol při měření sbíhavosti
$b_{b\text{pp}}$	[mm]	Délka ramene působící na pístek hlavního brzdného válce přední brzdy
$b_{b\text{pz}}$	[mm]	Délka ramene působící na pístek hlavního brzdného válce zadní brzdy
$b_{b\text{z}}$	[mm]	Vzdálenost těžiště od středu kola zadní nápravy bez řidiče
B_f	[N]	Brzdné síly pro přední nápravu vzniklé při daném tlaku v okruhu
b_{h2}	[mm]	Vzdálenosti působíšť sil na zadní hřídeli
B_{\max}	[N]	Maximální brzdná síla
$B_{\max\text{fb}}$	[N]	Maximální brzdná síla na přední nápravě
$B_{\max\text{rb}}$	[N]	Maximální brzdná síla na zadní nápravě
B_r	[N]	Brzdné síly pro zadní nápravu vzniklé při daném tlaku
b_t	[mm]	Vzdálenost působíště sil na ložiska těhlice
C	[-]	Začátek těhlice (bod)
C_{0A}	[kN]	Statická únosnost vnějšího ložiska těhlice
C_{0B}	[kN]	Statická únosnost vnitřního ložiska těhlice
C_{0C}	[kN]	Statická únosnost ložiska C
c_1	[-]	Tuhost pneumatik
c_2	[N/mm]	Tuhost přední pružící jednotky
c_{2k}	[N/mm]	Tuhost předního odpružení přenesená na rovinu kola
c_3	[N/mm]	Tuhost zadní pružící jednotky
c_{3k}	[N/mm]	Tuhost zadního odpružení přenesená na rovinu kola
C_A	[kN]	Dynamická únosnost vnějšího ložiska těhlice
C_B	[kN]	Dynamická únosnost vnitřního ložiska těhlice
C_{bat}	[Ah]	Nominální kapacita baterie



C_C	[kN]	Dynamická únosnost ložiska C
c_p	[-]	Vnitřní převod kotoučové brzdy
c_x	[-]	Součinitel odporu
D	[-]	Střed horního čepu (bod)
d_f	[mm]	Průměr pístku předních třmenů
d_{h2}	[mm]	Vzdálenosti působišť sil na zadní hřídeli
d_{hr2}	[mm]	Průměr hřídele v kontrolovaném místě 2
d_k	[mm]	Průměr ráfku pro měření sbíhavosti
d_{LA}	[mm]	Vnitřní průměr vnějšího ložiska těhlice
d_{LA}	[mm]	Vnější průměr vnějšího ložiska těhlice
d_{LB}	[mm]	Vnitřní průměr vnitřního ložiska těhlice
d_{LB}	[mm]	Vnější průměr vnitřního ložiska těhlice
d_{LC}	[mm]	Vnitřní průměr ložiska C
d_{LC}	[mm]	Vnější průměr ložiska C
d_{m1}	[mm]	Průměr roztečné kružnice pastorku
d_{m2}	[mm]	Průměr roztečné kružnice ozubeného kola
d_{mA}	[mm]	Hodnota pro určení viskozity
d_{mC}	[mm]	Hodnota pro určení viskozity pro ložisko C
d_r	[mm]	Průměr pístku zadního třmenu
d_{spp}	[mm]	Průměr pístku hlavního brzdného válce přední brzdy
d_{spz}	[mm]	Průměr pístku hlavního brzdného válce zadní brzdy
E	[-]	Střed čepu řízení (bod)
E_{bat}	[kWh]	Energie baterií
e_{LA}	[-]	Součinitelé pro určení ekvivalentního zatížení pro ložisko A
e_{LA1}	[-]	Součinitelé pro určení ekvivalentního zatížení pro ložisko A při stavu 1
e_{LA2}	[-]	Součinitelé pro určení ekvivalentního zatížení pro ložisko A při stavu 2
e_{LA3}	[-]	Součinitelé pro určení ekvivalentního zatížení pro ložisko A při stavu 3
e_{LC}	[-]	Součinitelé pro určení ekvivalentního zatížení pro ložisko C
e_{LC1}	[-]	Součinitelé pro určení ekvivalentního zatížení pro ložisko C
f	[-]	Součinitel valivého odporu
F	[-]	Uchycení předního tlumiče spodní části (bod)
F_A	[N]	Celková radiální síla v ložisku A zadní hřídele
F_{a1}	[N]	Axiální síla ve styku ozubení pro pastorek



F_{a2}	[N]	Axiální síla ve styku ozubení pro kolo
F_{Ax}	[N]	Síla v ložisku A zadní hřídele v ose x
F_{Az}	[N]	Síla v ložisku A zadní hřídele v ose z
F_B	[N]	Celková radiální síla v ložisku B zadní hřídele
F_{bfi}	[N]	Ideální brzdná síla na zadní nápravě
F_{bri}	[N]	Ideální brzdná síla na přední nápravě
F_{Bx}	[N]	Síla v ložisku B zadní hřídele v ose x
F_{By}	[N]	Axiální síla v ložisku B zadní hřídele v ose y
F_{Bz}	[N]	Síla v ložisku B zadní hřídele v ose z
F_{kont}	[N]	Kontinuální hnací síla
F_{mp}	[N]	Ovládací síla pro přední brzdny okruh
F_{mz}	[N]	Ovládací síla pro zadní brzdny okruh
f_{nodf}	[Hz]	Vlastní frekvence neodpružené hmoty přední nápravy
f_{nodr}	[Hz]	Vlastní frekvence neodpružené hmoty zadní nápravy
F_{od}	[N]	Síla jízdního odporu
F_{od}	[N]	Celkový jízdní odpor při stoupání 0°
F_{od12}	[N]	Celkový jízdní odpor při stoupání 12°
F_{od30}	[N]	Celkový jízdní odpor při stoupání 30°
F_{od40}	[N]	Celkový jízdní odpor při stoupání 50°
f_{odf}	[Hz]	Vlastní frekvence odpružené hmoty přední nápravy
f_{odr}	[Hz]	Vlastní frekvence odpružené hmoty zadní nápravy
F_{r1}	[N]	Radiální síla ve styku ozubení pro pastorek
F_{r2}	[N]	Radiální síla ve styku ozubení pro kolo
F_{rA1}	[N]	Radiální síla v ložisku A při stavu 1
F_{rA2}	[N]	Radiální síla v ložisku A při stavu 2
F_{rA3}	[N]	Radiální síla v ložisku A při stavu 3
F_{t1}	[N]	Obvodová síla ve styku ozubení pro pastorek
F_{t2}	[N]	Obvodová síla ve styku ozubení pro kolo
F_{x1}	[N]	Hnací síla vozidla
F_{x1max}	[N]	Maximální hodnota hnací síly k dispozici
F_{y1}	[N]	Boční síla při stavu 1
F_{y2}	[N]	Boční síla při stavu 2
F_{y3}	[N]	Boční síla při stavu 3



F_{z1}	[N]	Normálová síla působící na kola při stavu 1
F_{z2}	[N]	Normálová síla působící na kola při stavu 2
F_{z3}	[N]	Normálová síla působící na kola při stavu 3
g	[m/s ²]	Tíhové zrychlení
G	[-]	Uchycení předního tlumiče horní část (bod)
h	[mm]	Výška těžiště od roviny vozovky s řidičem
H	[-]	Uchycení spodního ramene zadní část (bod)
h_{12}	[m]	Výška svahu
h_{bz}	[mm]	Výška těžiště od roviny vozovky bez řidiče
Ch	[-]	Uchycení spodního ramene přední část (bod)
c_{h2}	[mm]	Vzdálenosti působišť sil na zadní hřídeli
i	[-]	Proměnná od 0 do 59 hodnot pro výpočty Mathcad
I	[-]	Střed čepu řízení u tyče řízení (bod)
i_b	[-]	Součinitel rozdělení brzdných sil
I_d	[kg*mm ²]	Moment setrvačnosti rozvodovky a hnací hřídele
I_e	[kg*mm ²]	Moment setrvačnosti vnitřních částí motoru a pastorku
I_{impd}	[A]	Impulzní (špičkový) proud při vybíjení baterie
I_{kond}	[A]	Konstantní proud při vybíjení baterie
I_{scd}	[A]	Standardní vybíjecí a nabíjecí proud baterie
I_{wf}	[kg*mm ²]	Moment setrvačnosti předního kola
I_{wr}	[kg*mm ²]	Moment setrvačnosti zadního kola
j	[-]	Proměnná hodnota pro výpočty Mathcad
J	[-]	Uchycení horního ramene přední část (bod)
j_{bat}	[-]	Počet baterií
k	[-]	Proměnná v rozmezí od 0 do 40 hodnot pro výpočty Mathcad
K	[-]	Střed řízení dole (bod)
k_{1p}	[-]	Rázový součinitel pro přední zatížené kolo
k_{1z}	[-]	Rázový součinitel pro zadní zatížené kolo
k_2	[-]	Bezpečnost k mezi kluzu v kontrolovaném bodě 2
k_{2p}	[-]	Rázový součinitel pro přední zatížené kolo
k_{2z}	[-]	Rázový součinitel pro zadní zatížené kolo
K_A	[-]	Viskózní poměr pro ložisko A
k_a	[-]	Součinitel povrchu



k_{ASME2}	[-]	Bezpečnost podle kriteria ASME
k_b	[-]	Součinitel velikosti
k_c	[-]	Součinitel zatížení (krut + ohyb)
K_C	[-]	Viskózní poměr pro ložisko C
k_d	[-]	Součinitel teploty
k_e	[-]	Součinitel spolehlivosti (90%)
k_F	[-]	Korekční faktor
k_f	[-]	Součinitel dalších vlivů
k_{k2}	[-]	Součinitel tvaru v krutu
k_{nk}	[-]	Bezpečnost k mezi kluzu navržených komponent
k_{o2}	[-]	Součinitel tvaru v ohybu
k_z	[-]	Rázový součinitel
L	[-]	Uchycení horního ramene zadní část (bod)
L_{12}	[m]	Délka svahu
L_{Az}	[N]	Podélná hnací síla pro zadní kolo
L_{Bp}	[N]	Podélná brzdná síla pro přední kolo
L_{Bz}	[N]	Podélná brzdná síla pro zadní kolo
L_{nmhA1}	[h]	Trvanlivost ložiska A pro stav 1
L_{nmhA2}	[h]	Trvanlivost ložiska A pro stav 2
L_{nmhA3}	[h]	Trvanlivost ložiska A pro stav 3
L_{nmhC1}	[h]	Trvanlivost ložiska C
M	[-]	Střed řízení horní (bod)
m_{ATV}	[kg]	Hmotnost čtyřkolky bez řidiče
m_{ATVp}	[kg]	Hmotnost čtyřkolky s řidičem
m_{bat}	[kg]	Hmotnost baterie
m_{diskf}	[kg]	Hmotnost předního disku
m_{diskr}	[m/s ²]	Hmotnost zadního disku
m_{dr}	[kg]	Hmotnost dolního ramene
m_{hr}	[kg]	Hmotnost horního ramene
m_{motor}	[kg]	Hmotnost motoru
M_n	[Nm]	Moment od síly při výpočtu torzní tuhosti
M_{o2}	[Nm]	Celkový ohybový moment v kontrolovaném bodě 2
M_{oa}	[Nm]	Celkový ohybový moment v úseku a_{h2}



M_{oax}	[Nm]	Ohybový moment okolo osy x v úseku a_{h2}
M_{oaz}	[Nm]	Ohybový moment okolo osy z v úseku a_{h2}
M_{ob}	[Nm]	Celkový ohybový moment v úseku b_{h2}
M_{obx}	[Nm]	Ohybový moment okolo osy x v úseku b_{h2}
M_{obz}	[Nm]	Ohybový moment okolo osy z v úseku b_{h2}
M_{oc}	[Nm]	Celkový ohybový moment v úseku c_{h2}
M_{ocx}	[Nm]	Ohybový moment okolo osy x v úseku c_{h2}
M_{ocz}	[Nm]	Ohybový moment okolo osy z v úseku c_{h2}
M_{od}	[Nm]	Celkový ohybový moment v úseku d_{h2}
m_{odf}	[kg]	Hmotnost odpružené hmoty přední nápravy
m_{odr}	[kg]	Hmotnost odpružené hmoty zadní nápravy
M_{odx}	[Nm]	Ohybový moment okolo osy x v úseku d_{h2}
M_{odz}	[Nm]	Ohybový moment okolo osy z v úseku d_{h2}
M_{ox2}	[Nm]	Ohybový moment okolo osy x v kontrolovaném bodě 2
M_{oz2}	[Nm]	Ohybový moment okolo osy z v kontrolovaném bodě 2
m_{pneu}	[kg]	Hmotnost pneumatiky přední
m_{pneur}	[kg]	Hmotnost zadní pneumatiky
m_{tn}	[kg]	Hmotnost těhlice, náboje, ložisek, brzd
m_{tr}	[kg]	Hmotnost tyče řízení
m_z	[mm]	Modul ozubení
m_{zn}	[kg]	Hmotnost zadní nápravy
N	[-]	Ohyb řídítek 1 (bod)
n_c	[-]	Součinitel čistoty maziva
N_d	[-]	Převodový poměr převodovky
n_e	[min^{-1}]	Otáčky motoru
n_k	[mm]	Závlek kola
n_{max}	[min^{-1}]	Maximální otáčky
N_p	[N]	Statická normálová síla na přední kolo
N_{p1}	[N]	Normálová síla při jízdě po střední silnici pro přední kolo
N_{p2}	[N]	Normálová síla při jízdě po silnici s výmoly pro přední kolo
N_{p3}	[N]	Normálová síla při přejezdu nerovnosti pro přední kolo
N_{p4}	[N]	Normálová síla při brzdění pro přední kolo
N_{p6}	[N]	Normálová síla při průjezdu zatáčkou na mezi převrácení pro přední kolo



n_w	[min^{-1}]	Otáčky zadního kola
$n_{w_{\max}}$	[min^{-1}]	Maximální otáčky kola
N_z	[N]	Statická normálová síla na zadní kolo
N_{z1}	[N]	Normálová síla při jízdě po střední silnici pro zadní kolo
N_{z2}	[N]	Normálová síla při jízdě po silnici s výmoly pro zadní kolo
N_{z3}	[N]	Normálová síla při přejezdu nerovnosti pro zadní kolo
N_{z4}	[N]	Normálová síla při brzdění pro zadní kolo
N_{z5}	[N]	Normálová síla při rozjezdu pro zadní kolo
N_{z6}	[N]	Normálová síla při průjezdu zatáčkou na mezi převrácení pro zadní kolo
O	[-]	Ohyb řídítek 2 (bod)
O	[-]	Střed klopení karoserie
O_f	[N]	Odpor valivý
O_{f12}	[N]	Odpor valivý při stoupání 12 %
O_{f30}	[N]	Odpor valivý při stoupání 30 %
O_{f50}	[N]	Odpor valivý při stoupání 50 %
O_p	[-]	Střed klonění přední nápravy
O_{s12}	[N]	Odpor stoupání pro svah s 12 % stoupáním
O_{s30}	[N]	Odpor stoupání pro svah s 30 % stoupáním
O_{s50}	[N]	Odpor stoupání pro svah s 50 % stoupáním
O_v	[N]	Odpor vzdušný
O_z	[-]	Střed klonění zadní nápravy
P	[-]	Konec řídítek (bod)
p_{bp}	[MPa]	Tlak v předním okruhu
p_{bz}	[MPa]	Tlak v zadním okruhu
P_{ekon}	[kW]	Kontinuální výkon
P_{emax}	[kW]	Maximální výkon (špičkový)
P_{LA1}	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska A pro stav 1
P_{LA2}	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska A pro stav 2
P_{LA3}	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska A pro stav 3
P_{LC2}	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska C
P_p	[kW]	Potřebný výkon k jízdě po rovině
P_p	[-]	Okamžitý střed klopení kola
P_{uA}	[kN]	Mezní únavové zatížení vnějšího ložiska těhlice



P_{uB}	[kN]	Mezní únavové zatížení vnitřního ložiska těhlice
P_{uC}	[kN]	Mezní únavové zatížení ložiska C
Q	[-]	Uchycení zadního tlumiče horní část. (bod)
R	[-]	Uchycení zadního tlumiče spodní část (bod)
r_0	[mm]	Poloměr rejdu
r_{bf}	[mm]	Střední poloměr třecího obložení pro přední nápravu
r_{br}	[mm]	Střední poloměr třecího obložení pro zadní nápravu
R_e	[MPa]	Mez kluzu materiálu
R_f	[mm]	Rozchod kol přední nápravy
r_{fd}	[mm]	Poloměr předního kola dynamický
r_k	[mm]	Vzdálenost v podélném směru od místa nejvyššího poklesu rámu k těžišti
R_m	[MPa]	Mez pevnosti materiálu
R_r	[m]	Rozhod zadní nápravy
r_{rd}	[mm]	Dynamický poloměr zadního kola
R_t	[m]	Teoretický poloměr zatáčení
r_{t2}	[mm]	Rádus přechodu
R_{zat}	[m]	Poloměr projížděné zatáčky
S	[-]	Bod středu zadní hřídele
S_F	[-]	Součinitel bezpečnosti v ohybu
S_{Fst}	[-]	Statická bezpečnost v ohybu
S_H	[-]	Součinitel bezpečnosti v dotyku
S_{Hst}	[-]	Statická bezpečnost v dotyku
S_{kf}	[mm ²]	Průřez předních kolových válců
S_{kp}	[mm ²]	Plocha pístku hlavního brzdného válce pro přední okruh
S_{kr}	[mm ²]	Průřez zadních kolových válců
S_{kz}	[mm ²]	Plocha pístku hlavního brzdného válce pro zadní okruh
S_p	[-]	Střed klopení u přední nápravy
S_{p1}	[N]	Boční síla při jízdě po střední silnici pro přední kolo
S_{p2}	[N]	Boční síla při jízdě po silnici s výmoly pro přední kolo
S_{p3}	[N]	Boční síla při přejezdu nerovnosti pro přední kolo
S_{p6}	[N]	Boční síla při průjezdu zatáčkou na mezi převrácení pro přední kolo
S_{pmax}	[N]	Maximální možná boční síla pro přední nápravu
S_x	[m ²]	Čelní plocha čtyřkolky



S_z	[-]	Střed klopení u zadní nápravy
S_{z1}	[N]	Boční síla při jízdě po střední silnici pro zadní kolo
S_{z2}	[N]	Boční síla při jízdě po silnici s výmoly pro zadní kolo
S_{z3}	[N]	Boční síla při přejezdu nerovnosti pro zadní kolo
S_{z6}	[N]	Boční síla při průjezdu zatáčkou na mezi převrácení pro zadní kolo
S_{zmax}	[N]	Maximální možná boční síla pro zadní nápravu
T	[-]	Uchycení zadní nápravy (bod)
t_0	[mm]	Vzdálenost rejdových os promítnuta do roviny vozovky
$T_{70\%}$	[-]	Počet životních cyklů do 70 % vybití
$T_{80\%}$	[-]	Počet životních cyklů do 80 % vybití
t_{bz}	[s]	Celkový čas
t_{bzo}	[s]	Počáteční čas
T_{emax}	[Nm]	Špičkový krouticí moment
t_{jiz}	[h]	Výdrž baterií
T_{max}	[Nm]	Maximální krouticí moment na nápravě
T_n	[Nm/°]	Torzní tuhost rámu
T_{napr}	[Nm]	Krouticí moment na nápravě
T_{od}	[°C]	Teplotní odolnost baterie
T_{oper}	[°C]	Operační teplota baterie
t_{pk}	[s]	Přírůstek času
U	[V]	Nominálního napětí systému
U_{max}	[V]	Maximální napětí baterie
U_{min}	[V]	Minimální napětí baterie
U_n	[V]	Nominální napětí baterie
u_p	[kg]	Neodpružená hmota přední nápravy
U_p	[N]	Tíhová síla neodpružené hmoty přední nápravy
u_z	[kg]	Neodpružená hmota zadní nápravy
U_z	[N]	Tíhová síla neodpružené hmoty zadní nápravy
v	[m/s]	Rychlost čtyřkolky
V	[-]	Bod zadního náboje
v_{max}	[m/s]	Maximální rychlost bez uvažování odporů
v_{pk}	[m/s]	Rychlost při pohybu po kružnici na hraně převrácení
W	[N]	Tíhová síla čtyřkolky v těžišti



W	[-]	Bod působíště zadního kola
W_f	[N]	Statická síla na přední nápravě
W_r	[N]	Statická síla na zadní nápravě
w_{rozf}	[-]	Poměr rozložení sil na přední nápravu
w_{rozr}	[-]	Poměr rozložení sil na zadní nápravu
X	[-]	Bod působíště předního kola
x	[mm]	Souřadnice v ose x
y	[mm]	Souřadnice v ose y
Y_{0LA}	[-]	Součinitelé pro určení ekvivalentního zatížení pro ložisko A
Y_{0LC}	[-]	Součinitelé pro určení ekvivalentního zatížení pro ložisko C
y_1	[mm]	Poloha v úseku a_{h2}
y_2	[mm]	Poloha v úseku b_{h2}
y_3	[mm]	Poloha v úseku c_{h2}
y_4	[mm]	Poloha v úseku d_{h2}
Y_{LA}	[-]	Součinitelé pro určení ekvivalentního zatížení pro ložisko A
Y_{LC}	[-]	Součinitelé pro určení ekvivalentního zatížení pro ložisko C
z	[mm]	Souřadnice v ose z
z	[-]	Poměrné zpomalení
z_{e1}	[zubů]	Počet zubů na pastorku
z_{e2}	[zubů]	Počet zubů na kole
z_k	[mm]	Posunutí přední části rámu při předklonění
z_{zak}	[mm]	Posunutí přední části rámu při zaklonění