



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**NÁPRAVY ELEKTRICKÉHO TERÉNNÍHO VOZIDLA PRO
DĚTI**

ELECTRIC OFF-ROAD VEHICLE FOR CHILDREN AXLES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Filip Dlouhý

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Filip Dlouhý**
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.**
Akademický rok: 2022/23

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:

Nápravy elektrického terénního vozidla pro děti

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Malé elektrické terénní vozidlo pro děti, nazývané též crosskart, je plnohodnotné závodní vozidlo menších rozměrů. Navržené vozidlo by mělo mít bezpečný, ale zároveň lehký trubkový rám vedoucí i nad hlavou řidiče, pohon zadních kol pomocí elektromotoru s výkonem přibližně 1 kW a odpružení všech kol. Vozidlo by mělo být primárně určeno pro děti ve věkovém rozpětí 3–7 let.

Cíle diplomové práce:

Rešerše komponent náprav dětských crosskart vozidel.
Stanovení požadavků na konstrukci náprav.
Konstrukční návrh předního zavěšení kol.
Konstrukční návrh zadního zavěšení kol.
Návrh řízení a brzdového systému.
Pevnostní analýza klíčových komponent.

Seznam doporučené literatury:

BUDYNAS, Richard G., NISBETT, J. Keith a SHIGLEY, Joseph Edward. Shigley's mechanical engineering design. 10th edition. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015. 1104 s. ISBN 0073398209.

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA Jiří. Automobily (1): Podvozky. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 245 s. ISBN 978-80-87143-11-7.

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

REIMPELL, Jornsens. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

DIXON, John C. The Shock Absorber Handbook. 2nd Edition. West Sussex: John Wiley & Sons Ltd, 2007. 432 s. ISBN 0-7680-0050-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem konstrukce podvozku pro elektrické terénní vozidlo typu crosskart. V první části je stručně zmíněna řešeršní část dílčích komponent, které jsou užívány pro stavbu těchto vozidel včetně jejich aspektů, které je nutné znát při návrhu vozidla. V druhé části je popsán samotný návrh přední a zadní konstrukce náprav, který byl optimalizován v programu Adams Car a následně byl vytvořen model v programu Solidworks. Celý návrh podvozku byl konstruován se záměrem sestavení z běžně dostupných komponent, které jsou současně na trhu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Crosskart, Buggy, podvozek, terénní vozidlo, přední náprava, zadní náprava, zavěšení, řízení, brzdová soustava.

ABSTRACT

The diploma thesis deals with the design of the chassis structure for an electric off-road vehicle of the crosskart type. In the first part, the research part of the sub-components that are used for the construction of these vehicles is briefly mentioned, including their aspects that must be known when designing the vehicle. The second part describes the actual design of the front and rear axle structure, which was optimized in the program Adams Car and then a model was created in the program Solidworks. The entire design of the chassis was constructed with the intention of assembling the chassis from commonly available components that are currently on the market.

KEYWORDS

Kartcross, Buggy, chassis, off-road vehicle, front axle, rear axle, suspension, steering, brake system.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DLOUHÝ, Filip. *Nápravy elektrického terénního vozidla pro děti*. Brno, 2023. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí diplomové práce Petr Hejtmánek. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/148910>

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. května 2023

.....

Filip Dlouhý

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval mému vedoucímu diplomové práce Ing. Petru Hejtmánkovi, Ph.D. za umožnění tohoto tématu, připomínky, poskytnuté rady a spolupráci při tvorbě této práce.

Chtěl bych také poděkovat celé své rodině a přítelkyni za plnou podporu a trpělivost při studiu na vysoké škole.

OBSAH

Stručná charakteristika problematiky úkolu:	2
Cíle diplomové práce:	2
Seznam doporučené literatury:	2
Úvod	10
1 Technické parametry FIA pro crosskart	11
1.1 Technické předpisy pro zavěšení náprav	11
1.2 Technické předpisy pro pneumatiky a kola	12
1.3 Technické předpisy pro systém brzd	12
1.4 Technické předpisy pro řízení kol	12
2 Rešerše komponent jízdních podvozků pro crosskart vozidel	13
2.1 Typy náprav podle konstrukce	13
2.1.1 Tuhá náprava	13
2.1.2 Lichoběžníková náprava	14
2.1.3 McPherson	14
2.1.4 Víceprvková náprava	15
2.1.5 Kliková náprava	15
2.1.6 Kyvadlová úhlová náprava	16
2.2 Zavěšení a uložení kol	16
2.3 Tlumení a odpružení	17
2.3.1 Pružiny	17
2.3.2 Tlumiče	18
2.4 Brzdové soustavy	19
2.4.1 Brzdové soustavy podle ovládání	19
2.4.2 Brzdové soustavy podle druhu přenášené ovládací síly	20
2.4.3 Kotoučové brzdy	20
2.4.4 Bubnové brzdy	20
2.5 Řízení	21
2.5.1 Převodky řízení	22
2.6 Kola a pneumatiky	23
2.6.1 Charakteristika a Funkce pneumatiky	23
2.6.2 Konstrukce pneumatiky	24
3 Aspekty návrhu geometrie zavěšení	25
3.1 Geometrie zavěšení kol	25
3.1.1 Odklon kola (Camber angle)	25
3.1.2 Příklon rejdové osy (Kingpin angle)	26
3.1.3 Sbíhavost a rozbíhavost (Toe angle, toe-in and toe-out)	26
3.1.4 Poloměr rejdu (Scrub radius)	27
3.1.5 Záklon rejdové osy (Caster angle)	28
3.1.6 Závlek (Mechanical trail)	29
3.1.7 Diferenční úhel (Ackermann angle)	29
3.1.8 Rozvor (Wheelbase)	30
3.1.9 Rozchod (Wheeltrack)	30

3.2	Dynamika jízdy	31
3.2.1	Střed klopení karoserie (Roll center)	31
3.2.2	Střed klopení kola	31
3.2.3	Střed klonění (Instant center)	32
3.2.4	Samooriditelnost	32
4	Technické parametry navrhované crosskart	33
4.1	Parametry vozidla	33
4.2	Poloha těžiště a zatížení náprav	34
5	Koncepční návrh přední nápravy	36
5.1	Návrh kinematických bodů předního zavěšení	36
5.1.1	Odklon kola	38
5.1.2	Záklon rejdové osy	39
5.1.3	Závlek rejdové osy	40
5.1.4	Příklon rejdové osy	41
5.1.5	Poloměr rejdu	42
5.1.6	Sbíhavost a rozbíhavost kol	43
5.1.7	Změna rozchodu kola	44
5.1.8	Změna rozvoru kol	45
5.1.9	Klopení karoserie a kola	46
5.2	Konstrukční návrh přední nápravy	46
6	Koncepční návrh zadní nápravy	49
6.1	Kinematika zadní nápravy	49
6.2	Konstrukce zadní nápravy	50
7	Návrh brzdového systému	53
7.1	Stanovení brzdných zátěžných sil na kolech	53
7.2	Rozdělení brzdných sil mezi nápravami	54
7.3	Výpočet třecího obložení brzd	55
8	Návrh řízení	58
8.1	Konstrukční návrh řízení	58
8.2	Diferenční úhel natočení rejdových kol	59
9	Pevnostní analýza vybrané komponenty	61
9.1	Výpočet zátěžných stavů na přední nápravu	61
9.2	Pevnostní analýza v programu ANSYS Workbench	62
	Závěr	68
	Použité informační zdroje	69
	Seznam použitých zkratk a symbolů	71

Úvod

Cílem této diplomové práce je navržení vhodné konstrukce podvozku pro dětské elektrické crosskart vozidlo s výkonem elektromotoru do 1 kW. Podvozek vozidla crosskart musí být navržen tak, aby odpovídal navrženému rámu kolegyně z mého ročníku. Celkovým výstupem je navržení konstrukce celého vozidla pro děti ve věkovém rozmezí 3-7 let s náhonem zadních kol.

V dnešní době je pro děti na trhu několik typů těchto vozidel a využívá se pro prvotní seznámení dětí s vozidly, jízdou a řízením. I pro děti tohoto věku se pořádají autokrosově závody, takže crosskart vozidla jsou stavěny i za účelem závodění. Poté co se děti naučí řídit v takto útlém věku a začínají jezdit i závody, tak se mohou rychleji vypracovat do vyšších kategorií, které jsou běžně sledovány na televizních obrazovkách.

V rešeršní části je práce zaměřena na technické požadavky konstrukce těchto vozidel a obecné shrnutí jednotlivých komponent, které se používají pro tato vozidla. Podrobněji jsou rozebrány i aspekty, které je třeba znát pro správné nastavení kinematických charakteristik zavěšení. Praktická část se zabývá podrobným konstrukčním návrhem předního a zadního zavěšení včetně programů, které byly použity pro zkonstruování a optimalizování návrhu. Dále je také nastíněn návrh brzdového systému a návrh řízení přední nápravy. V práci je také obsažen podrobnější popis komponent, které by měly být případně použity pro reálné sestavení tohoto podvozku.

1 TECHNICKÉ PARAMETRY FIA PRO CROSSKART

Za crosskart vozidlo, jinak autokrosové terénní vozidlo, se v současné době považuje jednomístné dvoustopé pozemní vozidlo s vícetrubkovým rámem. Vícetrubkový rám zajišťuje bezpečnostní konstrukci pro jezdce i okolí. Vozidlo je opatřeno čtyřmi koly, z čehož je hnaná pouze zadní náprava. Celé vozidlo musí být pro závodní účely řízeno a ovládáno jezdcem, nelze zde používat autonomní řízení, případně ani samostavitelný podvozek a podobně. [1]

Celková délka vozidla nesmí přesahovat 2,6 m, celková šířka bez zástěrek kol 1,6 m a vzdálenost vozu od vozovky nesmí být vyšší než 1,4 m. Rozchod kol a rozvor náprav je libovolný do mezí celkové délky a šířky vozu. Světlost podvozku je taktéž libovolná, ovšem po defektu všech čtyř pneumatik se nesmí dotýkat žádná část vozu rovného povrchu vozovky, a to včetně jezdce sedícího ve vozidle. [2]

Minimální požadovaná hmotnost s kompletním vybavením pro závod včetně jezdce a všech potřebných kapalin, by měla být po skončení závodu pro klasickou crosskart verzi 425 kg a pro juniorskou verzi 410 kg. Minimální celková hmotnost je stanovena i bez jezdce, kde vybavení a všechny potřebné kapaliny pro závod nesmí přesáhnout 345 kg. [1]



Obr. 1 Dětská crosskart firmy Havel buggy [22]

1.1 TECHNICKÉ PŘEDPISY PRO ZAVĚŠENÍ NÁPRAV

Jak je výše zmíněno, použití aktivního zavěšení náprav je zakázáno. Tím je míněno, že jezdec nesmí mít při jízdě kontrolu nad důležitými faktory, jako jsou poloha, pružnost nebo tlumení zavěšení.

Odpružení kol na jednotlivých nápravách je konstrukčně libovolné. U tlumičů je pravidlem, že na jedno kolo musí být použit pouze jeden tlumič s vinutou pružinou. Pružiny musí být vyrobeny z oceli, nesmí být z kompozitu nebo titanu. Tlumiče jsou povoleny maximálně s třicetým nastavovacím systémem a expanzní nádobkou. Musí být mezi všemi ostatními tlumiči navzájem nezávislé. Pro jakýkoliv typ tlumičů je výplň inertním plynem zakázána a stejně tak i použití kuličkových ložisek s lineárním vedením. Dále nesmí být na žádné z náprav pevná osa a zadní náprava musí být dělená. [1]

Torzní tyče musí být tvořeny z kovových materiálů a nesmí být vzájemně propojené. Pro torzní tyče platí princip fungování pouze mechanický a nesmí být, jakkoliv nastavitelný z prostoru jezdce. [2]

1.2 TECHNICKÉ PŘEDPISY PRO PNEUMATIKY A KOLA

Výběr pneumatiky je libovolný, ale musí splňovat národní doplňkové předpisy. Disky kol musí být tvořeny ze slitiny železa nebo hliníku s maximálním průměrem 10“, na přední nápravě šířku 5 až 6“ a na zadní nápravě 8 až 10“. Pro kontrolu kompletního kola, čímž je myšlen disk a nahuštěný plášť, se používá šablona tvaru U se vzdáleností protilehlých ramen 260 mm, která je přikládána na nezatíženou část pneumatiky. [1] Protektorování, zahřívání či jakékoliv chemické a mechanické ošetření plášťů je zakázáno. Rovněž je zakázáno používání přetlakových ventilků nebo ozdobných krytů na kolech. Upevnění kol přes centrální matici není možné. [2]

1.3 TECHNICKÉ PŘEDPISY PRO SYSTÉM BRZD

Brzdový systém může být libovolný, ale musí odpovídat čl. 253-3,4 přílohy J. Provozní brzda musí být na každém kole, pro zadní nápravu je povolen centrální brzdový systém. Potrubí brzdového systému musí být rozděleno do dvou na sobě nezávislých okruhů, které je jezdec schopen ovládat jedním brzdovým pedálem. Tím je eliminováno, že pokud někde dojde k netěsnosti systému, vozidlo je bržděno alespoň na dvou ze čtyř kol. [1]

Brzdové třmeny a kotouče by měly být ze sériové produkce vozů nebo povolených závodních dílů. Třmeny jsou omezeny na maximálně čtyř-pístové. Brzdové kotouče z karbonu nebo jeho příměsí jsou zakázané. [2]

1.4 TECHNICKÉ PŘEDPISY PRO ŘÍZENÍ KOL

Co se týká požadavků ohledně řízení vozidla, je zapotřebí, aby spojení mezi koly a jezdce bylo pouze mechanické a plynulé. Je zakázáno použití jakéhokoliv systému posilovače řízení a řízení všech čtyř kol, ostatně jako v každém motorsportu. Řízení je povoleno pouze na přední nápravě. [2]

Umístění polohy, mechanismus, táhla a klouby řízení jsou libovolné, nesmí však být ovládány a nahrazeny řetězem, drátem nebo kabelem. Složitější je to u sloupku řízení, kde je kvůli bezpečnosti nutné zasouvací zařízení v případě nárazu. Sloupek musí být vybrán ze sériového vozu, který splňuje minimální zdvih o vzdálenosti 50 mm. Na něj připadající volant musí být vybaven mechanismem pro rychlé vyjmutí, který je tvořen souosou přírubou v ose volantu, značenou zpravidla žlutou barvou. Na volantu jsou zakázané jakékoliv tlačítka a ovladače, kvůli jednoduchosti a bezpečnosti. [1]

2 REŠERŠE KOMPONENT JÍZDNÍCH PODVOZKŮ PRO CROSSKART VOZIDEL

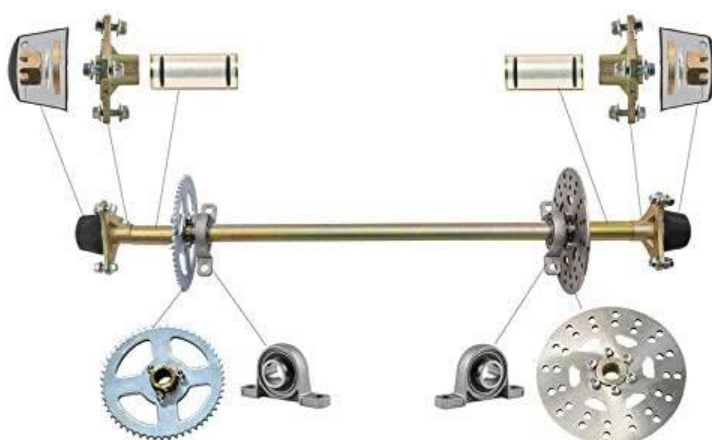
Komponenty náprav pro dětské crosskart vozy jsou obecně stejné, jak pro běžné závodní crosskart, tak i třeba pro sériové vozy. Liší se mezi sebou pouze zpracováním, konstrukčními rozměry a váhovými únosnostmi. Poté je konstrukční řešení na uvážení mezi konstruktérem, jezdcem a předpisovou legislativou, co od toho daný jezdec požaduje a v jaké cenové relaci se chce pohybovat.

2.1 TYPY NÁPRAV PODLE KONSTRUKCE

Konstrukce náprav musí zajistit pevné a přesné vedení všech kol vozu vůči vozovce pro jeho dobré ovládání a zároveň přenést všechny síly a momenty na rám vozu. Správného směru vedení kol by mělo být dosaženo nejen při průjezdu přímým směrem, ale také při průjezdu zatáčkou či při přejezdu nerovností, kdy se rychle mění vzdálenost kol svislého směru od karoserie v závislosti na odpružení. [4] Náprava se skládá z mnoha dílčích funkčních celků, jako jsou zavěšení a uložení kol, odpružení kol, brzdná soustava a případně řídicí i hnací ústrojí. Ať už se jedná o klasická osobní, terénní, závodní nebo dětská vozidla, vždy bude princip typu nápravy podobný, ale přesto se mezi sebou budou lišit, což se projeví na jízdních vlastnostech a jízdním komfortu. [3]

2.1.1 TUHÁ NÁPRAVA

Tuhé nápravy se řadí mezi jedny z nejstarších a jde o pevné spojení dvou kol na jedné z příslušných stran. Díky pevnému spojení nelze měnit rozchod kol, přenáší stejné síly z jednoho kola na druhé, tudíž se otáčí a kloní stejně. [7] Mají značně velkou neodpruženou hmotnost celku, což je nežádoucí, kvůli zhoršujícím se jízdním vlastnostem. Přesto se ve výjimečných případech u jednodušších a levnějších crosskart objeví, především na zadní hnané nápravě, jak je možné vidět na *Obr. 2*. [6]



Obr. 2 Tuhá náprava [18]

Výhodami jsou jednoduchost a nízké náklady na výrobu. Při průjezdu terénem se nemění úhly hnacích hřídelů, tudíž nedochází ke křížení náprav. Jednou z mnoha nevýhod je také zástavbový prostor, který by měl odpovídat výšce propružení, což se dá vyřešit tím, že spojnice kol bude posunuta níž, ale značně tím bude omezena průchodnost terénem. [8]

2.1.2 LICHOBĚŽNÍKOVÁ NÁPRAVA

Lichoběžníková náprava je tvořena dvěma nestejně dlouhými trojúhelníkovými rameny, která do svislé roviny kola promítají lichoběžník. Mezi rameny je na vnější stranu umístěna těhlice pro uchycení ložisek a náboje kola. Těhlice je uložena kyvadlově, kvůli pérování vozidla, ale také otočně na kulovém čepu pro případ zatáčení kol na přední nápravě. Spodní rameno bývá silnější kvůli většímu zatěžování, protože leží blíže působišti sil. [5]

Správným rozložením délek ramen, lze dosáhnout příznivých kinematických podmínek. Výhodou lichoběžníkové nápravy je možnost nízké zástavby prostoru v karoserii. Změnou polohy úchytných bodů ramen ke karoserii ovlivňujeme střed klopení, klonění, příklon, záklon a odklon kol. Při každém propružení dochází ke změně všech těchto zmíněných jevů, které mají nepříznivý vliv na jízdní vlastnosti. [8] Pokud ale ramena budou upevněna rovnoběžně vůči sobě pod určitým sklonem, okamžitý pól klopení bude ve velké vzdálenosti od kola, a tím bude značně omezena změna odklonu a rozchodu kol při propružení. Sbíhavost se upravuje pomocí spojovací tyče řízení. [4]



Obr. 3 Lichoběžníkové zavěšení [19]

2.1.3 MCPHERSON

Tato náprava je obdobou lichoběžníkové konstrukce, kde je vrchní rameno nahrazené posuvným vedením. Kolo je uchyceno kulovým kloubem na výkyvném spodním rameni, které je uloženo šikmo vůči podélné ose vozidla. Horní závěs je tvořen axiálním ložiskem, vinutou pružinou a tlumičovou vzpěrou typu McPherson. [7] Tento hydraulický tlumič plní dvě funkce. První funkcí je klasické tlumení a zároveň slouží jako nosná část pro vedení kola. Proto jsou

tlumiče v tomto případě robustnější a tužší, oproti jiným typům tlumičů používaných na nápravách.[4]

Rejdrová osa u tohoto typu je dána spojnicí kulové vazby horního uložení a spodního kulového čepu v rameni. Pól klopení kola a karoserie se nachází vždy nad rovinou vozovky, a to i při propružení. [8] Při propružení nebo naklopení karoserie, se ale mění odklon kola, který má za následek gyroskopický moment vlivem kmitání kol. [7]

2.1.4 VÍCEPRVKOVÁ NÁPRAVA

Často také označována jako multi-link. Víceprvková náprava rovněž vychází z modifikace lichoběžníkové nápravy a řadí se mezi jedny z nejsložitějších a nejdražších systémů zavěšení kol. To je zapříčiněno tím, že se skládá z několika ramen, tyčí nebo trojúhelníkových ramen. Avšak pro přesné vedení kol splňuje všechny dynamické požadavky lépe než jakékoliv jiné uspořádání náprav. [4] Tato náprava je vhodná jak pro přední, tak i zadní zavěšení a v závislosti na tom se liší požadavky kinematického uspořádání systému. [5]

V motorsportu je nepostradatelnou součástí mnoha závodních vozidel, především kvůli lepšímu naladění jednotlivých parametrů každého z ramen podvozku. K ovládání sil a točivého momentu kol je běžně používáno až pět prvků zavěšení v závislosti na kinematice, geometrii, elastokinematice nápravy a silovém působení nápravy. [3] Podstatnou výhodu má také v nízké hmotnosti, nižším tření, značné absorpci vibrací a hluku přenášených přes pneumatiky z vozovky na karoserii vozu a mimořádnou prostorovou účinností, protože uspořádání může být téměř jakékoliv, viz. Obr. 4. [4]



Obr. 4 Multilink [21]

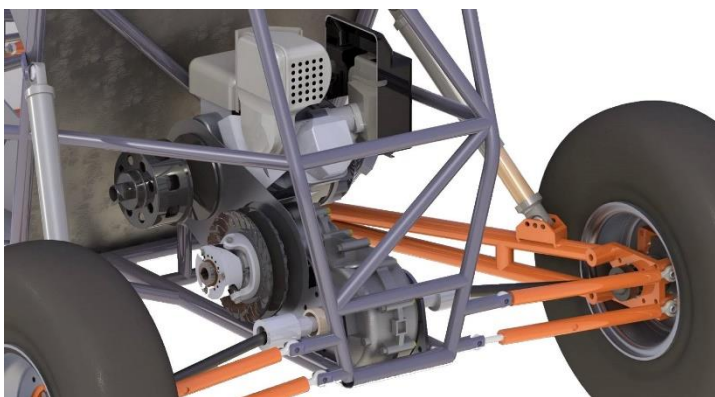
2.1.5 KLIKOVÁ NÁPRAVA

Kliková náprava je zavěšena na jednom nebo dvou podélných ramenech, které mají příčnou osu kývání kolmou k podélné rovině vozidla. Celkově se tak jedná o jednoduchou konstrukci. Ramena bývají uložena v pryžových silentblocích nebo valivých ložiscích napřímo do karoserie. Díky své jednoduchosti a malému zástavbovému prostoru je vhodná pro zadní

zavěšení náprav. [5] Nevýhodou je větší klopení karoserie při průjezdu zatáčkou, které však nevzniká propružením kol, ale vznikající změnou odklonu. Pokud je třeba odpružit klikovou nápravu, používají se torzní tyče, které jsou namáhány na krut a torzní tuhosti trubek. [4]

2.1.6 KYVADLOVÁ ÚHLOVÁ NÁPRAVA

Úhlová náprava se skládá ze dvou trojúhelníkových ramen, které se otáčí kolem os, jež svírají v půdoryse s příčnou osou úhel 10° až 20° . Směrem k podélné ose vozidla směřují osy otáčení ramen dozadu a do mírného výškového zapuštění. [8] Náprava se používá pouze jako zadní nezávislé zavěšení kol, protože při propružení se mění odklon kola nepatrně, ale značně se mění rozchod a sbíhavost kol. Takže pokud by byla zadní náprava hnací s tímto typem zavěšení, musí být zajištěné délkové vyrovnaní hnacích hřídelů poloos. [3]



Obr. 5 Kyvadlová náprava [20]

2.2 ZAVĚŠENÍ A ULOŽENÍ KOL

Pro uložení vozidlových kol je rozhodující faktor, zda se jedná o hnací, hnaná nebo řízená kola. Princip je v podstatě stejný, pouze hnaná kola přenášejí zatížení vozidla, hnací kola ještě k zatížení přenášejí další přídavné zatížení na ohyb od hnacího hřídele a řízená kola musí mít uložení rejdového čepu (otočného čepu) pro natáčení kola řídicími pohyby. Uložení kol musí být upevněno k pevné části (nápravě, zavěšení kola), aby se kola mohla správně odvalovat. K uložení kola na hřídel se používají valivá ložiska, pro uložení rejdového čepu i kluzná ložiska. [9]

Úlohou uložení kola je přenos sil působících ve stopě pneumatiky a uložení kola bez vůle, aby bylo zajištěné přesné otáčení kolem středové osy kola. [4] V dnešní době se rozděluje tři typy uložení: letmé, pololetmé a uložení s odlehčeným hnacím hřídelem (na mostě). U provedení letmého uložení je hnací hřídel namáhána jednak přenášeným točivým momentem, ale i ohybovým momentem od zatížení kol tíhou vozidla. Konstrukce pololetmého uložení je obdobná, ale ohybový moment přenáší z části náprava a z části hnací hřídel, která je zde oproti letmému uložení z části odlehčena. V třetí variantě uložení s odlehčeným hnacím hřídelem je kolo uloženo na dvou ložiscích tak, aby celé zatížení váhy vozidla přenášela konstrukce nápravy a hřídel byla zatěžována pouze točivým momentem. Zajišťuje se tak menší průřez hřídele, tím i menší hmotnost a záběr kol je díky tomu měkčí a pružnější. [5]

2.3 TLUMENÍ A ODPRUŽENÍ

Systém tlumení a odpružení je zodpovědný za to, že jsou kola, která jsou neustále v kontaktu s vozovkou, v optimální poloze, díky čemuž je minimalizována ztráta trakce a opotřebení běhounu pneumatik. Systém také zajišťuje značný komfort posádky vozidla, aby byla stále schopna co nejpohodlněji ovládat vozidlo. [3] Veškeré vibrace a nárazy způsobené jízdou po vozovce, akcelerací nebo brzděním, nejsou přenášeny na celou karoserii, ale jsou absorbovány v tlumicích prvcích, které jsou k tomu konstruovány. Skládají se z mechanických vazeb, které se nazývají tlumiče, pružiny a silentbloky (pryžové pružiny). Jednou z kombinací těchto prvků jsou pružicí jednotky, které se skládají z vinuté pružiny a tlumiče, viz. Obr. 6. Pérování společně s tlumením obecně zlepšují jízdní vlastnosti vozidla, podmínky pro správný chod motoru a dalších zařízení. [8] Cílem je maximalizovat tlumení a minimalizovat změny šířky rozchodu a rozvoru mezi nápravami a také hodnoty zaklání (anti-squat) a předklání karoserie (anti-dive). [14]



Obr. 6 Pružicí jednotky [7]

2.3.1 PRUŽINY

Pro odpružení dvojice kol vozidla jsou zpravidla potřeba dva tlumiče, dvě pružiny, čtyři dorazy a stabilizátor. Pružiny lze rozdělit podle materiálu, který je charakterizovaný konstantou tuhosti pružiny. [7] K základním pružinám, které se využívají na terénních dětských vozidlech jsou vinuté pružiny, listové pružiny, pryžové pružiny a torzní stabilizátory. [5]

Stanovující veličinou pružin je netlumená vlastní frekvence, daná vztahem:

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad [8] \quad (1)$$

Pokud by bylo jakékoliv vozidlo osazeno pouze pružinami, docházelo by k netlumenému kmitání, které by mohlo dosáhnout frekvence vlastního kmitání a tím zničit celou konstrukci daného systému. Aby se této vlastní frekvenci zamezilo, musí být v systému s pružinami vždy tlumící prvek, tedy tlumič, který zpříčiní tlumené kmitání, kdy se amplituda s časem snižuje. [4]

VINUTÉ PRUŽINY

Mohou mít válcový, kuželový, soudkový nebo kombinovaný tvar s rozdílnou výškou stoupání závitů, včetně proměnného stoupání. Pružinový drát je namáhán krutem (torzní silou). Výhodou vinutých pružin jsou malé hmotnosti, žádná údržba a jednoduché uložení, které nevyžaduje žádné přídavné klouby. [8] Nemůže však sloužit jako prvek pro vedení nápravy a nemá vlastní tlumení. [5]

LISTOVÉ PRUŽINY

Používají se zejména pro odpružení zadních náprav, kdy se může využít stálé pevnosti této pružiny a použít ji jako nosnou část. Listová pružina je ve všech příčných řezech namáhána stejnými silami a je složena ze dvou nebo více plátů pružinové oceli, které jsou na sebe poskládány do převráceného pyramidového tvaru. [9]

ZKRUTNÉ PRUŽINY

Často označované jako torzní nebo zkrutné tyče, jsou používány k odpružení karoserie a zároveň jako stabilizátory. Pro zvýšení únavové pevnosti přecházejí tyče na obou koncích hlavice plynule do většího průměru. [9] Konce mohou být s drážkováním, čtvercového nebo jiného pravidelného mnohoúhelníkového tvaru pro přenos většího krouťícího momentu. Vždy jsou montovány do předpřipravených lůžek karoserie s určitým předpětím. [4]

DORAZY A PRYŽOVÉ PRUŽINY

Pryžové pružiny (silentbloky) jsou vyrobeny z přírodních nebo syntetických pryží, které mohou být namáhané krutem, tlakem, stříhem. Bývají součástí ocelových konstrukcí, například závěsných ramen, tlumičů, uložení motoru a jiných závěsů. Nevyžadují žádnou údržbu, ale podléhají stárnutí. [8] Dorazy se používají v případě, že by měl systém odpružení přejít do kontaktu kov na kov, případně udávají limitní koncový pohyb propružení pro konkrétní systém. Zpravidla je každé odpružení opatřeno horním a dolním dorazem, který omezuje celkový zdvih kola. [9]

2.3.2 TLUMIČE

Hlavní podstata tlumičů je přeměnit energii stlačených pružin na teplo, tím zmaří energii a zabráni tak rychlému propadnutí kola do nerovnosti na vozovce. Tlumiče především zabraňují dlouhému netlumenému kmitání a uvádějí vozidlo do ustálené polohy. Vozidlový tlumič je obecně tlumičem jak nárazů, tak kmitání. [4] Hydraulické tlumiče odpružení jsou obecně tvořeny hydraulickým válcem, pístem a ventily, které omezují průtok oleje přes kmitající píst. Síly stlačující píst jsou dvakrát až pětkrát větší, než síly potřebné na vytažení pístu z válce, například při propadnutí od stlačení způsobeného nerovností vozovky. Pokud je ale zapotřebí docílit požadované tlumicí charakteristiky, lze toho dosáhnout různou kombinací průtokových ventilů, přítlačných sil a charakteristik pružin. Závislost tlumicí síly na rychlosti pohybu pístu určuje charakteristiku progresivní, lineární a degresivní. [9] V současné době se používají pouze teleskopické tlumiče, které rozdělujeme do dvou typů. [8]

JEDNOPLÁŠŤOVÝ TLUMIČ

Jednoplášťové tlumiče jsou z části hydraulické a z části plynové. Jako plyn se používá dusík, který zde plní funkci plynového polštáře, jež zachytává pracovní kapalinu při průtoku ventilky.

Nedochází k pění oleje, což je velmi žádoucí stav a díky tomu lze jednoplášťové tlumiče používat v jakékoliv poloze. [4] Tlak náplně dusíku je v rozmezí 2-3 MPa. Mají velmi kompaktní konstrukci a kvůli své jednoduchosti odvádí lépe přeměněné teplo. [5]

DVOUPLÁŠŤOVÝ TLUMIČ

Tlumič je tvořen dvěma plášti, které mezi sebou rozdělují prostor pracovní a prostor vyrovnávací. Dvouplášťové tlumiče mohou být kapalinové, plynové nebo plynokapalinové. Používají se ve svislé poloze s pístnicí nahoře, protože by jinak docházelo k nasávání vzduchu z vyrovnávacího prostoru a následnému zpěňování oleje. Náchylnost k pění oleje a následný pokles tlumicích schopností tlumiče je značnou nevýhodou. [8]

2.4 BRZDOVÉ SOUSTAVY

Brzdová soustava osazená na všech vozidlech má za hlavní funkci snížit rychlost pohybujícího se vozidla, případně ho úplně zastavit nebo zajistit stání stojícího vozidla. Ani při jednom stavu nesmí dojít k vychýlení vozidla z přímého směru. Brzdění je většinou řidičem vyvolaný stav, kdy dochází ke tření rotující a pevné části vozidla. Pohybová energie se mění díky velkému tření na energii tepelnou, jež je zapotřebí odvádět do ovzduší, aby se zachovala funkčnost systému. Brzdová soustava je jedna z nejdůležitějších a povinných bezpečnostních prvků na všech vozidlech. Brzdy se dělí podle účelu, způsobu ovládání a podle druhu přenosu ovládací síly.

2.4.1 BRZDOVÉ SOUSTAVY PODLE OVLÁDÁNÍ

Druhy brzdových soustav jsou rozdělené podle způsobů ovládání následovně.

PŘÍMOČINNÁ BRZDOVÁ SOUSTAVA

Brzdy jsou ovládané pouze silou řidiče přes pedál nebo jinou páku, která působí na brzdový mechanismus. Tato síla se dále přenáší buď hydraulickým nebo mechanickým převodem na kola vozidla. [4]

BRZDOVÁ SOUSTAVA S POSILOVAČEM

Síla vyvolávána řidičem na brzdový pedál je ještě posilována pomocí podtlakového, přetlakového, pneumatického nebo hydraulického posilovače brzd. Jde tak o další podpůrný zdroj energie, který musí být konstruován tak, aby při selhání posilovače byla brzdová soustava stále v činnosti a ovládací síla na brzdovém pedálu nepřesáhla 800 N. [5]

NEPŘÍMOČINNÁ BRZDOVÁ SOUSTAVA

Brzdný účinek je řízen jiným externím tokem energie, která ovlivňuje brzdnou sílu. Používá se většinou přívod stlačeného vzduchu nebo hydraulické kapaliny do ovládacích válců. [8]

2.4.2 BRZDOVÉ SOUSTAVY PODLE DRUHU PŘENÁŠENÉ OVLÁDACÍ SÍLY

Podle způsobu přenosu energie z ovládacího prvku (pedál, ruční brzda) nebo externího zdroje na ovládací zařízení mechanismů se rozdělují brzdové soustavy na hydraulické, mechanické, vzduchové a kombinované. Pro elektrická terénní vozidla lze využít pouze klasické mechanické či hydraulické brzdy. Pro jiná je třeba dalších komponentů, jako je třeba kompresor, které jsou zbytečné pro tento typ vozidel. [4]

MECHANICKÉ BRZDY

Přenos síly je mechanický, ovládaný pomocí lanka, které je spojené s třmenem. Mechanická brzda je méně účinná, ale je levnější a bez nutnosti složitého servisu. Mechanické brzdy lze najít především na jízdních kolech. [8] Ve vozidlech se mechanická brzda používá pouze jako ruční brzda, která zajistí stání vozidla na místě. Mechanické brzdy mohou konstrukčně ovládat jak kotoučové, tak bubnové brzdy. [7]

HYDRAULICKÉ BRZDY

Jsou tvořené brzdovým pedálem, tandemovým brzdovým válcem, brzdovými válečky, vlastními kolovými brzdami, brzdovým potrubím a hadičkami. Uvnitř celé soustavy je brzdová kapalina, která se chová podle Pascalova zákona, který říká, že tlak vyvolaný vnější silou na uzavřenou nádobu je ve všech místech kapaliny stejný. [5] Účinnost hydraulických brzd je vyšší než u mechanických, ale náklady a údržba je dražší. Hydraulicky je možné taktéž ovládat kotoučové nebo bubnové brzdy. [8]

2.4.3 KOTOUČOVÉ BRZDY

Kotoučové brzdy s pevným třmenem mají na obou stranách třmenu vytvořeny válečky. V těchto válečcích se pohybují pístky, jenž přitlačují brzdové obložení z obou stran rovnoměrně na brzdový kotouč. Hlavní výhodou kotoučových brzd je, že i při dlouhodobém brzdění se součinitel tření mění jen velmi málo, takže brzdný účinek neslabne. Jsou dobře chlazeny a disponují samočisticím účinkem. Nemají však samoposilující mechanismus a je zapotřebí velké přitlačné síly, takže pístky musí mít větší průměr.

Kotoučové brzdy mohou být dvoupístkové nebo čtyřpístkové s pevným třmenem, popřípadě plovoucím třmenem. Liší se pouze konstrukčně a zástavbovým prostorem.

2.4.4 BUBNOVÉ BRZDY

Bubnové brzdy se skládají z brzdového bubnu, brzdových čelistí uvnitř bubnu (náběžná a úběžná čelist), rozpěrného zařízení, vrtané pružiny a štítu brzdy. Brzdový buben je pevně spojen přes kolové šrouby s kolem a otáčí se s ním. Při brzdění je na tuto plochu přitlačováno brzdové obložení čelistí za pomoci rozpěrného ústrojí. Rozpěrné ústrojí je ovládáno mechanickou pákou nebo přes hydraulický válec. Zpětný pohyb čelistí je zajištěn vratnou pružinou, která je vrátí do základní polohy. [5]

Výhodou kotoučových brzd je ochrana proti znečištění a velká trvanlivost obložení čelistí. Nevýhodou je obtížné chlazení a nedokonalý odvod ubroušeného prachu z čelistí, což vede ke slábnutí brzdného účinku. [8] Vlastností bubnových brzd je samoposilující (servo) účinek, který

závisí na uspořádání brzdových čelistí. Náběžná čelist je přitlačována samoposilujícím účinkem na buben, kvůli vznikajícímu momentu tření, takže je přítlak větší. Na úběžné čelisti se moment zmenšuje a tím se zmenšuje i přítlak na třecí plochu. [7] Proto jsou bubnové brzdy rozdělené dle způsobu uložení a ovládání čelistí na tři základní typy. [4]

SIMPLEX

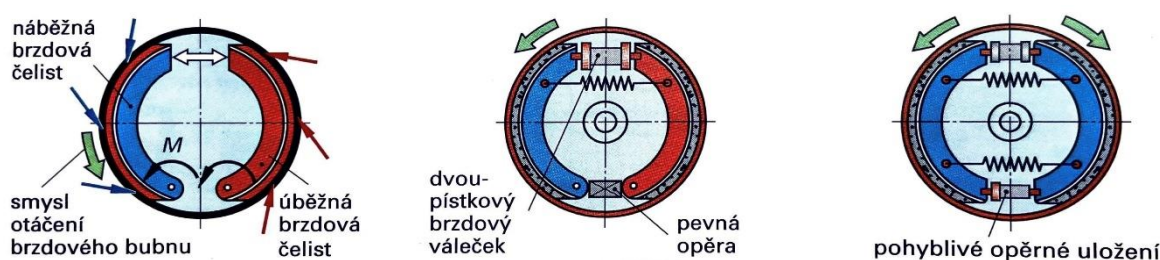
Také označována jako jednoduchá brzda. Má pouze jednu náběžnou a jednu úběžnou čelist, které společně rozevírají jeden dvoupístkový brzdový váleček. [5]

DUPLEX

Dvojnáběžná brzda má obě čelisti náběžné při jízdě dopředu. Ovládá je jeden dvoupístkový brzdový váleček s jedním pohyblivě opěrným uložením. [8] Díky uložení náběžných čelistí v obou směrech dosahuje ještě většího samoposilujícího účinku. [4]

SERVO

Je brzda se spřaženými čelistmi, které jsou navzájem skloubeny přes rozpěrný čep. Pro přitlačování obou čelistí slouží jeden jednopístkový váleček. Při jízdě vpřed působí obě čelisti jako náběžné, při jízdě vzad jako úběžné. [5]



Obr. 7 Zleva samosvorný účinek bubnové brzdy; brzda Simplex; brzda Duo-Servo [8]

2.5 ŘÍZENÍ

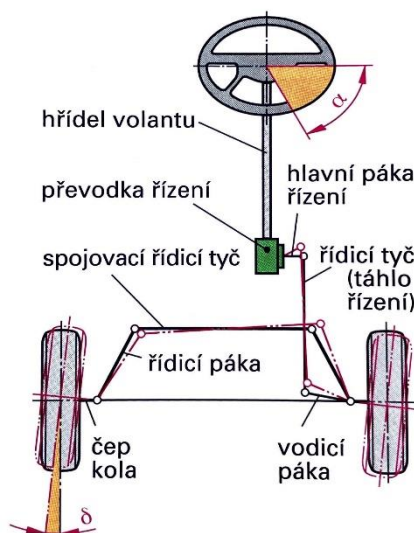
Řízení je jedním z nejdůležitějších systémů každého vozidla, podobně jako brzdová soustava. Umožňuje měnit směr jízdy podle přání řidiče, za pomoci natáčení volantu, který je umístěn před řidičem vozu a následně připojen přes několik spojovacích prvků až na samotná kola. [9] Otáčením volantu vytváříme rotační pohyb, který je například za pomoci hřebenového řízení nebo přepákování přeměněn na lineární pohyb, který je za pomoci několika dalších spojovacích prvků přenášen na přední kola. [8]

K hlavním částem řízení patří volant umístěný v kabině řidiče, hřídel volantu s převodkou řízení, které jsou umístěné mezi rámem a řídicí nápravou a také řídicí a spojovací tyč s řídicí pákou spojovací tyče uložené na rejdové nápravě. [5]

Způsoby řízení jsou rozlišovány podle dvou hlavních aspektů.

- **Řízení přímé** je ovládané pouze silou řidiče. Řízení je přímo spojené přes hřídel, klouby, spojovací tyče a čepy s těhlicí, která natáčí rejdová kola přední nápravy do požadovaného směru. To lze vidět na Obr. 8.

- **Řízení s posilovacím zařízením** (tzv. s posilovačem nebo servořízením), kdy dochází díky servořízení k zesílení momentu volantu při ovládání rejdrových kol a snižuje tak fyzickou práci řidiče. Zároveň dochází ke zvýšení bezpečnosti v případě náhlého manévru či defektu pneumatiky a tlumí vibrace a rázy přenášené řízenými koly na volant. [4]



Obr. 8 Přímé řízení [8]

2.5.1 PŘEVODKY ŘÍZENÍ

Mění otáčivý pohyb vyvolaný na volantu a hřídeli na natočení kol do rejdového úhlu. V převodce se otáčivý pohyb zpřevoduje do pomala díky jinému počtu zubů na pastorcích a změni se na posuvný pohyb, který je pomocí řídicích pák a spojovacích tyčí přenesen na kola. Kvůli zajištění bezpečnosti jsou všechny typy převodek řízení mechanické. [5]

HŘEBENOVÉ PŘEVODKY ŘÍZENÍ

Jedná se o převod s posuvným pohybem. Rotační pohyb volantu je přenášen na pastorek, který při otáčení zabírá společně s šikmým ozubením do protějšího ozubení hřebenové tyče. Vytváří tak přímočarý pohyb doprava a doleva. [4] Vyznačuje se jednoduchou konstrukcí a kompaktností, kdy se k samotné hřebenové tyči připojí spojovací tyče a v kontaktu mezi hřebenovou tyčí a pastorkem řízení je nulová vůle, také je zajištěno rovnoměrné vnitřní tlumení. [9]

Převod zvětšuje sílu působící na obvodu volantu a je dán poměrem průměru volantu a průměru roztečné kružnice ozubeného pastorku. Většinou se jedná o převod mezi $i = 12$ až 18. Pro hřebenové převodky se často využívá i proměnného převodu, kdy rozteč zubů hřebenové tyče je proměnná. Díky tomu se mění průměr záběrové kružnice pastorku a v závislosti na tom se stanovuje lehčí a progresivnější řízení. Pokud je rozteč zubů menší, je dosaženo lehčího řízení, které je zpravidla umístěno na okrajích hřebenové tyče. Pokud je rozteč zubů větší, řízení je progresivnější a není zapotřebí velká natačecí obvodová délka. Část progresivního řízení je umístěna na středu až konci hřebenové tyče. [8]

ŠNEKOVÉ PŘEVODKY ŘÍZENÍ

Vyznačuje se tím, že má na konci volantové hřídele šnekové vřeteno, díky čemuž se při natáčení otáčí i ozubený segment či jiné uspořádání. Uspořádání a složení šnekových převodek je mnoho typů, k těm základním patří převodky s ozubeným segmentem, s kolíkem a kladkou. [5] Nevýhodou šnekového převodu je vysoké tření. [4] V dnešní době se nejčastěji pro tento typ řízení používá šneková převodka s dvěma kolíky, která má nejmenší ztráty tření a vymezuje vůle způsobené axiálním posuvem kolíku do lichoběžníkového závitu šroubu. [5]

MATICOVÉ PŘEVODKY ŘÍZENÍ

Podobně jako u šnekové převodky má i maticová převodka spodní konec hřídele volantu šroubovitého tvaru na němž je posuvně uložena matice. To znamená, že matice koná pouze posuvný pohyb, který je přenášén na hlavní páku řízení. Tento typ je používán jen zřídka kdy, taktéž kvůli vysokému vnitřnímu tření, především pro užitková vozidla a stroje. [4]

2.6 KOLA A PNEUMATIKY

Kolo se skládá z ráfku, náboje a disku či výpletu. Ráfek tvoří vhodné uložení a držení pneumatiky při nahuštění vnitřní pryžové vrstvy pneumatiky určitým tlakem a jejím dynamickým zatěžováním při jízdě. Náboj kola slouží k uložení kola na hřídel, kterým jsou kola spojena mezi sebou, případně jsou přes hřídel poháněna a přenáší tak točivý moment motoru. Disk neboli výplet je spojením ráfku s nábojem kola. Rozlišujeme dva typy kol disková a paprsková kola. Disky kol jsou vyráběny odlitím, vylisováním a následným svařením, případně sešroubováním a snýtováním mnoha druhů lehkých slitin a materiálů. [8]

Pneumatiky jsou jedním z hlavních rozhodujících funkčních prvků pro přenos podélných, svislých a příčných sil mezi vozidlem a vozovkou. Pneumatika neboli plášť, jak je označován dnes, je vzduchem přeplněná pružná část kola, připomínající tvar toroidu, která je nasazena na vnějším obvodu ráfku (disku). Vlastnosti pneumatiky by měly být, pokud možno konstantní, aby byly co nejvíce předvídatelné pro řidiče, kvůli statickým a dynamickým vlastnostem přenosu sil, protože značně ovlivňují jízdní vlastnosti vozidel. [12] Hlavními požadavky pro kola na jakákoliv vozidla jsou bezpečnost jízdy, ovládání, komfort tlumení, životnost, ekonomika spotřeby paliva pro dané kolo a její ekologická kompatibilita. [9]

2.6.1 CHARAKTERISTIKA A FUNKCE PNEUMATIKY

Protože jsou pneumatiky jediným spojením mezi vozovkou a automobilem, musí splňovat řadu funkcí.

- **Pružení a tlumení** – Pneumatiky musí být schopné absorbovat nárazy a vibrace při jízdě od nerovností na vozovce, čímž zajišťují řidiči částečný komfort a značně prodlužují životnost celého vozidla.
- **Přenos výkonu** – V dnešní době je častým problémem přenos točivého momentu motoru přes kola na vozovku při plném zatížení.
- **Vedení směru** – Hlavním aspektem pneumatik je také tzv. držení stopy, při kterém musí mít pneumatika dostatečnou stabilitu a odolávat nežádoucím silám a vlivům, aniž by byla vychýlena ze své trajektorie.

- **Nosnost zátěže** – Pneumatiky musí nést celkovou váhu vozidla při stání, akcelerování, brzdění i případném lehkém skoku.
- **Valivý pohyb** – Pokud je zajištěné rovnoměrné odvalování pneumatiky s nižším valivým odporem, tak je dosaženo nižší spotřeby paliva daného vozidla.
- **Životnost** – Pneumatiky disponují výbornými vlastnostmi i po miliónech otáčkách, záleží však na opotřebení běhounu a celkovém stavu pneumatiky. To je závislé na stylu jízdy, zátěži, stavu náprav a jejich geometrii, a především na povrchu vozovky. [11]

2.6.2 KONSTRUKCE PNEUMATIKY

Pneumatika se skládá z osmi hlavních částí. Zahrnuje běhoun, bočnice, kostru pláště, vnitřní pryžovou vrstvu, nárazník, patku, patní lanko. Pevnost kostry pláště a nahuštěný tlak vzduchové náplně jsou limitující pro stanovení zatížení pneumatiky. Konstrukce kostry pláště se dělí na dvě stěžejní diagonální a radiální pneumatiky. [13]

RADIÁLNÍ KONSTRUKCE KOSTRY

Radiální kordové nitě jednotlivých vložek kostry jsou vedeny napříč od patky k patce, kolmo na rovinu rotace kola. Tato konstrukce zachycuje lépe boční síly, disponuje lepší adhezí, menším opotřebením a menším valivým odporem.

DIAGONÁLNÍ KONSTRUKCE KOSTRY

Má zpravidla sudý počet kordových vložek kostry, které jsou vedeny šikmo od patky k patce a svírají společně úhel v rozmezí od 26° do 40°. Jednotlivé vrstvy leží vždy v protilehlých úhlech. [8] Výhodou diagonální konstrukce je komfortní jízda po drsných površích a schopnost vyššího zatížení nosnosti pneumatiky. [10]

3 ASPEKTY NÁVRHU GEOMETRIE ZAVĚŠENÍ

Pro návrh a vývoj geometrie předního a zadního zavěšení je zapotřebí znát několik stěžejních faktorů kinematických sil a účinků, jejich přenos z vozidla na vozovku v obou směrech. V zásadě jde o propojení odpružených hmot s neodpruženými hmotnostmi a jejich vzájemné funkci a kooperaci. Doposud není a pravděpodobně ani nikdy nebude jediná ideální geometrie zavěšení, která by byla aplikovatelná na všechny typy vozidel a vozovek.

Aby bylo dosaženo nejlepšího možného případu navržení geometrie zavěšení je třeba optimalizovat několik parametrů zavěšení a řízení, jako je rozvor a rozchod kol, odklon a příklon rejdrového čepu, sbíhavost, rozbíhavost, poloměr rejdu, záklon rejdrové osy a mnohé další.

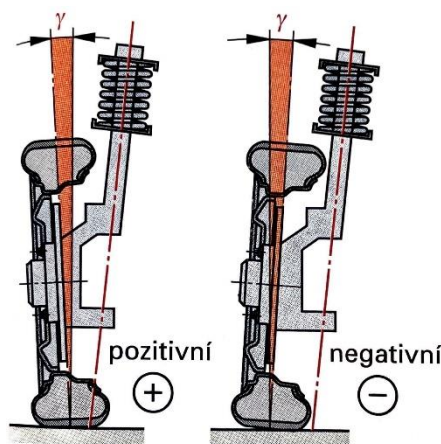
3.1 GEOMETRIE ZAVĚŠENÍ KOL

Pro správné odvalování kol při jízdě v přímém směru a lehkého, přesného, stabilního řízení kol vozidla jsou dány určité geometrické odchylky od svislé roviny. Tyto odchylky jsou označovány jako geometrie zavěšení kol. Ovlivňují různé faktory jako je ovladatelnost, opotřebení pneumatik, stabilita a jízdní komfort.

3.1.1 ODKLON KOLA (CAMBER ANGLE)

Úhel odklonu kola se značí γ a udává úhel mezi rovinou kola a svislým směrem vozidla. Odklon vytváří axiální osovou sílu, která zatěžuje ložiska kola. Tím se zabraňuje chvění kol. Odklon kola může být pozitivní nebo negativní. [4]

- **Pozitivním odklonem (+)** se rozumí, že vrchní část kola je odkloněna směrem ven od vozidla. Pneumatika se vlivem tlaku od vozovky tvaruje z válcového na kuželový tvar a dochází tak ke snaze vychýlení od vozidla.
- **Negativním odklonem (-)** se rozumí, že vrchní část kola je přikloněna dovnitř k vozidlu a kolo má snahu se stáčet k danému vozidlu. [8]



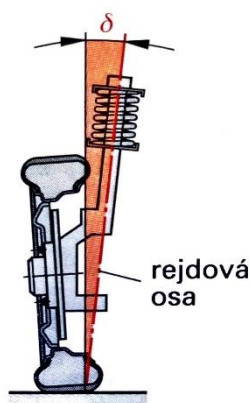
Obr. 9 Odklon kola [8]

Čím větší je pozitivní odklon, tím menší je natáčecí síla v řízení při průjezdu zatáčkou. Naopak negativní odklon zlepšuje boční vedení při průjezdu zatáčkou, ale zvětšuje opotřebení pneumatik na vnitřní straně běhounu. Změna odklonu způsobí i změnu příklonu nebo záklonu. [4] Větší pozitivní odklon zmenšuje příklon a negativní odklon způsobí zvětšení příklonu. Pro terénní vozidla typu crosskart by měl být odklon v rozmezí $-1,5^\circ$ až -3° pro zavěšení předních kol a $-0,5^\circ$ až $-2,0^\circ$ pro zadní kola. Tyto hodnoty se mohou výrazně lišit podle typu konstrukce, použití vozidla a podle specifikace pneumatik. [15]

3.1.2 PŘÍKLON REJDOVÉ OSY (KINGPIN ANGLE)

Je úhel sevření rejdové osy s podélnou svislou rovinou vozidla a označuje se δ . Příklon rejdové osy slouží k samočinnému vracení rejdových kol do polohy přímé trajektorie. Způsobí nadzvednutí přední části vozidla při natočení rejdových kol a vlivem zatížení na přední nápravě se vytvoří vratný moment, který vrátí natočená kola do přímého směru. Z části také zabraňuje chvění kol. [8]

Odklon a příklon dohromady tvoří úhel mezi rejdovou osou a rovinou kola. Tento úhel se nemění v celém rozsahu zdvihu pérování. Pokud dochází ke zvětšování odklonu, příklon se zmenšuje a naopak. Příklon přední rejdové osy pro terénní lehká vozidla bývá přibližně v rozmezí 10° až 20° . [4]



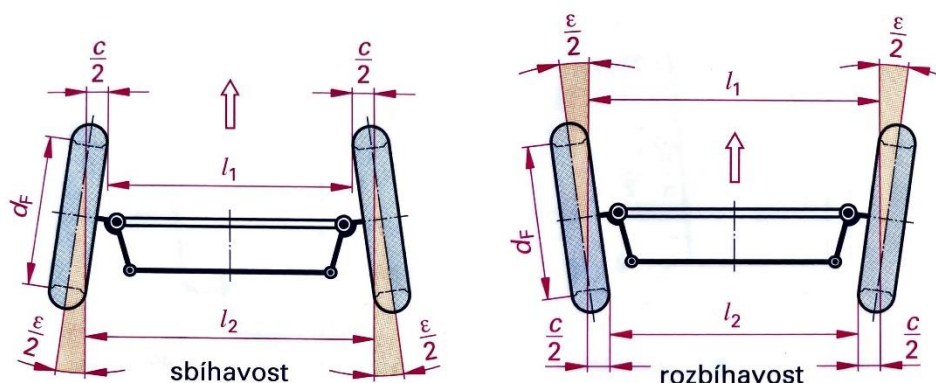
Obr. 10 Příklon rejdové osy [8]

3.1.3 SBÍHAVOST A ROZBÍHAVOST (TOE ANGLE, TOE-IN AND TOE-OUT)

Sbíhavost je rozdíl mezi zadní a přední vzdáleností ráfků kol při postavení vozidla v přímém směru jízdy. Měří se vždy ve vodorovné poloze procházející středy kol na vnějších stranách ráfků. Udává se ve velikosti vzdálenosti nebo velikosti úhlu. Sbíhavost se volí z důvodu stálého natočení ve směru své jízdní trajektorie a zamezení chvění kol při běžných vřích v zavěšení a řízení.

- **Sbíhavost** ($l_2 - l_1 > 0$) – Používá se pro přední nepoháněné nápravy a pro přední poháněné nápravy s negativním poloměrem rejdů.
- **Rozbíhavost** ($l_2 - l_1 < 0$) – U předních náprav se zvoleným kladným poloměrem rejdů se používá malá rozbíhavost.

Volí se v rozmezí $0^{\circ}10'$ až $0^{\circ}20'$.

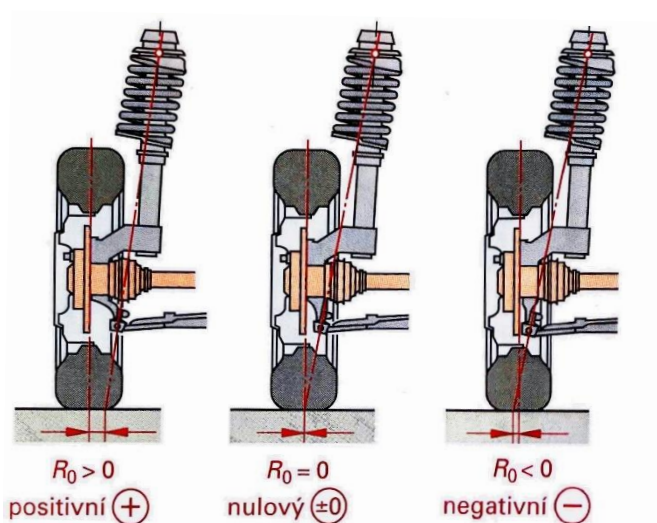


Obr. 11 Zleva sbíhavost; rozbíhavost [8]

3.1.4 POLOMĚR REJDU (SCRUB RADIUS)

Příklon rejdové osy a odklon kola navzájem určují velikost poloměru rejdu r_0 . Konkrétně jde o vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky v rovnoběžné rovině s příčnou rovinou vozidla. Na velikosti poloměru rejdu závisí velikost vratného momentu, který stáčí rejdové kolo ven nebo dovnitř. [4] Rozlišujeme pozitivní, nulový a negativní poloměr rejdu.

- **Pozitivní poloměr rejdu** ($r_0 > 0$) – Prodloužená rejdová osa protíná rovinu vozovky na vnitřní straně kola. [5] Při rozdílné přilnavosti kol dochází u hnaného kola s větší přilnavostí k natáčení směrem ven do rozbíhavosti, takže vozidlo táhne ke straně. Brzdná síla působící při brzdění vychyluje přední část taktéž směrem od vozidla. [8]
- **Nulový poloměr rejdu** ($r_0 = 0$) – Rejdová osa protíná vozovku ve středu stopy pneumatiky. [5] Při stání vozidla na místě, je nutná velká síla pro natočení kol v řízení. Při brzdění působí menší moment na vychýlení kol ven od vozidla. [8]
- **Negativní poloměr rejdu** ($r_0 < 0$) – Rejdová osa protíná vozovku na vnější polovině pneumatiky dotýkající se s vozovkou. Brzdná síla vytváří stáčivý moment a kolo je natáčeno do mírné sbíhavosti. Jakmile vznikne defekt pneumatiky na přední nápravě dochází k samočinnému stabilizujícímu účinku vozu. [5]



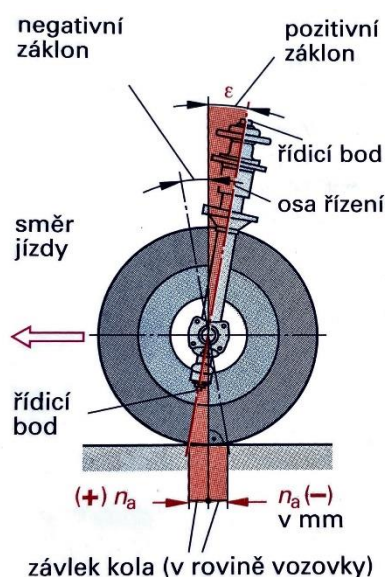
Obr. 12 Poloměr rejdu; zleva kladný, nulový, záporný [8]

Poloměr rejdu závisí na konkrétní konstrukci vozidla. Obecně však platí, že vozidlo s větším poloměrem rejdu poskytne větší stabilitu při vyšších rychlostech, ale s menší ovladatelností a menší poloměr rejdu zajistí lepší ovladatelnost v ostřejších zatáčkách. [16]

3.1.5 ZÁKLON REJDOVÉ OSY (CASTER ANGLE)

Záklon označovaný ε je definován jako úhel mezi osou řízení a osou kola, která je kolmá na kontaktní plochu s vozovkou, při pohledu z boku na příčnou rovinu kola. [16] U vozidel s poháněnou přední nápravou se používá nulový nebo malý negativní záklon. To má za účinek zmenšení řídicích sil a zabránění rychlému vracení kol do přímého směru po projetí zatáčky. [15]

- **Pozitivní záklon** – Příčná osa dotykové plochy kola leží za průsečíkem rejdové osy s vozovkou. Při pozitivním záklonu jsou kola tažena, čehož se využívá u hnaných náprav. Způsobuje automatické vracení kol do přímého směru jízdy, stabilizaci řízených kol a při natočení kol v zatáčce je karoserie na vnitřní straně nadzvedávána a na vnější straně přitlačována.
- **Negativní záklon** (předklon) – Příčná osa dotykové plochy kola leží před průsečíkem rejdové osy s vozovkou.



Obr. 13 Záklon kola [8]

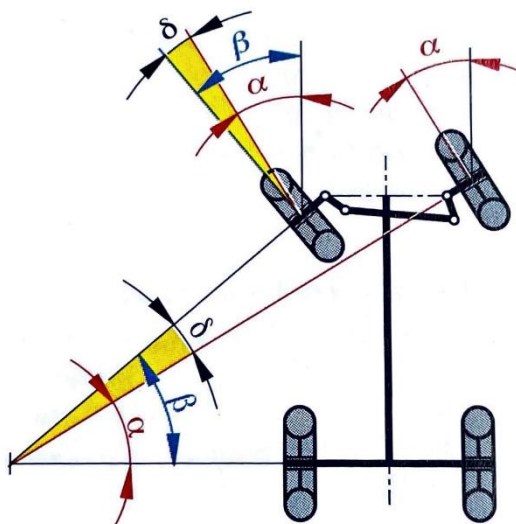
Záklon a příklon rejdové osy navzájem ovlivňují vratné síly na rejdových kolech, které stabilizují řízení vozu. Záklon se navrhuje od $+2^\circ$ do $+6^\circ$ a pro terénní vozidla od $+5^\circ$ do $+11^\circ$. [8]

3.1.6 ZÁVLEK (MECHANICAL TRAIL)

Závlek n_a popsán na Obr. 13 je stejná charakteristika jako záklon rejdové osy, ale závlekiem se rozumí vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy, rovinou vozovky a svislým směrem středového dotyku pneumatiky v příčné rovině vozidla. Opět se rozlišuje pozitivní, negativní a nulový závlek, který má pro každý zmíněný stav stejné vysvětlení jako u výše zmíněného záklonu. Pouze s rozdílem, že místo úhlu se uvažuje vzdálenost $n_a (+)$ nebo $n_a (-)$, jak je vidět na Obr. 13.

3.1.7 DIFERENČNÍ ÚHEL (ACKERMANN ANGLE)

Neboli také Ackermannův úhel δ je rozdíl úhlů natočení rejdových kol. Poloměr křivosti při zatáčení rejdových kol je na vnitřní straně menší než na vnější straně kvůli opisující obvodové dráze. [4] Z tohoto důvodu se musí vnitřní kolo natočit více, aby bylo dosaženo správného odvalování kol, bez vzniku jiných vychylujících sil při zatížení. Velikost diferenčního úhlu se zpravidla měří při natočení 20° na vnitřním kole. Při správném nastavení diferenčního úhlu musí průsečík natočených rejdových os procházet osou zadní nápravy, jak lze vidět na Obr. 14. Značně také ovlivňuje jízdní vlastnosti a opotřebení pneumatik. [16]



Obr. 14 Diferenční úhel [8]

Pro lichoběžníkové zavěšení na přední nápravě se diferenční úhel nastavuje pomocí spojovacích tyčí a řídicími pákami včetně spojnicových bodů otáčení. [8]

3.1.8 ROZVOR (WHEELBASE)

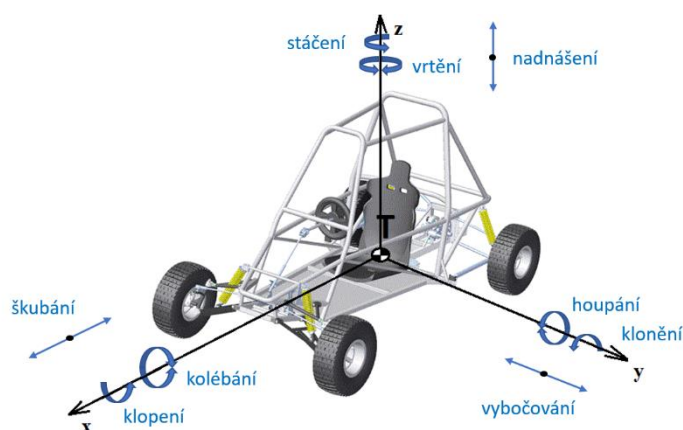
Rozvor l je vzdálenost od středu přední nápravy ke středu zadní nápravy. Dlouhý rozvor umožňuje snadné umístění osob a komponent mezi nápravy a snižuje vliv zatížení jedné nápravy, kvůli rovnoměrnému rozložení váhy. Krátké převisy karoserie před vozidlem a za vozidlem snižují náchylnost ke kývání, a proto může být použito měkčí odpružení pro lepší jízdní komfort. Pokud je zvolen kratší rozvor vozidlo se stává obratnějším, protože má menší poloměr otáčení. Uspadňuje průjezd zatáčkou a celkově je mobilnější v terénu. [9]

3.1.9 ROZCHOD (WHEELTRACK)

Rozchod kol je vzdálenost mezi středovými osami kol na nápravě vozidla. Konkrétně vzdálenost od jednoho středu pneumatiky k protilehlému středu druhé pneumatiky stejné nápravy. [16] Ovlivňuje stabilitu, ovladatelnost a celkový výkon vozidla. Rozchod může být rozdílný na přední a zadní nápravě. Čím větší rozchod vůči šířce vozidla je, tím lepších vlastností vozidlo dosahuje. Při volbě šířky rozchodu se také musí zajistit, aby nedošlo ke kontaktu s žádnou částí podvozku nebo karoserie, v jakémkoliv možném pohybu. [17]

3.2 DYNAMIKA JÍZDY

Základní souhrn pohybů vozidla a jeho částí, je ovlivněn změnami rychlostí (akceleraace, brzdění), směrů a dalšími doprovázejícími silami. Síly jsou ovlivňovány setrvačnými hmotami, odporem vzduchu, třením kol s vozovkou a dalšími jako je například rozložení hmotnosti. Rozložení hmotnosti ovlivňuje především polohu těžiště, která je důležitá pro naklánění a stáčení vozidla. [16]



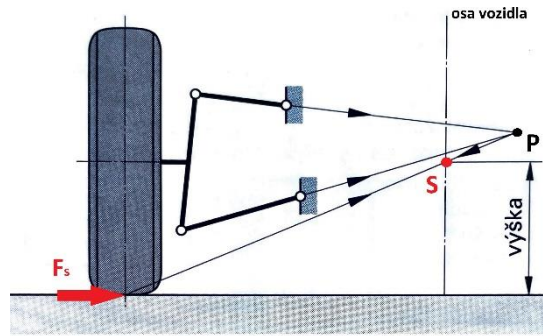
Obr. 15 Základní souřadný systém vozidla a jeho pohyby při jízdě

3.2.1 STŘED KLOPENÍ KAROSERIE (ROLL CENTER)

Také označovaný jako střed kolébání, je bod P na Obr. 16 ve svislé rovině nápravy, kolem kterého se vozidlo vlivem bočních sil naklápí na strany. Střed klopení je průsečík osy naklopení s osou procházející dotykovým bodem pneumatiky s vozovkou a středem klonění, který dostaneme protažením ramen zavěšení. [15] Osa naklopení je svislice uprostřed vozidla při pohledu zepředu. Čím blíže osa naklopení leží k těžišti, tím méně se vozidlo při zatáčení naklápí, ale o to více se mění rozchod kol při pérování. Hlavní vliv má na rozdílné postavení kol vůči vozovce a následné zhoršení jízdních vlastností. [4]

3.2.2 STŘED KLOPENÍ KOLA

Je imaginární středový bod vzniklý spojením dvou prodloužených os ramen lichoběžníku, je tedy určen konstrukcí zavěšení. Tento středový bod se stává otočným bodem spojení v prostoru, který se řídí polohou, úhlem a délkou spodního a horního ramene lichoběžníku. [15] Jak se ramena vůči sobě posouvají, tak se střed klonění i klopení okamžitě posouvají. Jestliže leží střed klopení kola ve velké vzdálenosti od kola, tak vlivem propružení nedochází k velkým změnám rozchodu a odklonu. [4]



Obr. 16 Klopení kola a karoserie [8]

3.2.3 STŘED KLONĚNÍ (INSTANT CENTER)

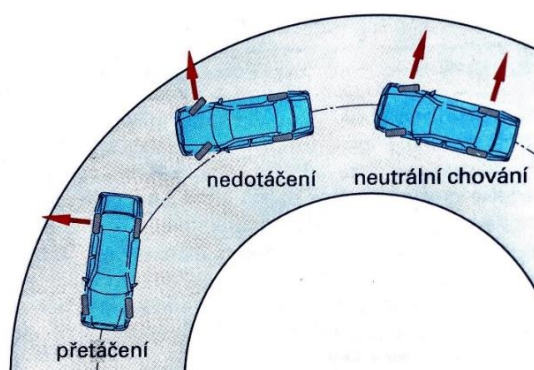
Vzniká během akceleraace, decelerace, brzdění nebo jiné náhlé změny valivého odporu kol. Karoserie se naklání kolem příčné osy vozidla. Způsobuje změnu v postavení os rejdových kol a negativně ovlivňuje jízdní vlastnosti a komfort. Ideální je, když střed klonění karoserie leží v podobné výškové hladině nad vozovkou, jako těžiště vozidla. [16] U klonění karoserie se rozlišují převážně dva stavy.

- **Zaklánění (anti-squat)** vzniká při akceleraci vozidla pomocí setrvačných sil, čímž přitíží zadní nápravu.
- **Předklánění (anti-dive)** karoserie vzniká při brzdění vozidla. Působící setrvačné síly odlehčí zadní nápravu a přitíží přední nápravu. [17]

3.2.4 SAMOŘIDITELNOST

Samoriditelnost je směrová stabilita při příčném smyku v zatáčkách. Pokud společně neleží výslednice odstředivých sil a výslednice třecích reakčních sil na jedné přímce, tvoří tyto dvojice rozdílné síly, které stáčí vozidlo kolem svislé osy.

- **Nedotáčivost** znamená nedotáčení průjezdu zatáčky a vozidlo míří směrem ven ze zatáčky. Vzniká nedotáčením zadní části vozidla, která má menší smyk než na přední části vozidla, což lze do jisté míry kompenzovat větším natočením rejdových kol.
- **Přetáčivost** je přetáčení vozidla zadní části, která má na přední části menší příčný smyk než na zadní části vozu. Je nutné to kompenzovat menším natočením rejdových kol.
- **Neutrální** zatažení je podmíněné stejným příčným smykem na přední i zadní nápravě. Vozidlo je tak celkově vynášeno k vnějšímu okraji zatáčky bez vlivu stáčení. [8]



Obr. 17 Samoriditelnost [8]

4 TECHNICKÉ PARAMETRY NAVRHOVANÉ CROSSKART

Celkové navržení dětské crosskart bylo řešeno za spoluúčasti studentky z mého ročníku, která se zabývala konstrukčním návrhem trubkového rámu, pohonnou elektrickou jednotkou do 1 kW včetně battery packu, umístěním řidiče v kokpitu se zohledněním antropometrického měření rozměrů dětí v daném věkovém rozmezí a dalšími prvky. Vozidlo je navrhováno jako jednomístné s hnací zadní nápravou a přední hnanou nápravou. Maximální rychlost vozidla je necelých 50 km/h. Celková hmotnost vozidla je 112 kg.

Podle konkurenčních firem vyrábějících tato terénní vozidla s elektrickým nebo spalovacím motorem byly navrženy přibližné rozměry vozidla viz. Tab. 2. Pro obecné srovnání jsou do tabulky zaneseny specifikace a rozměry vozidel od tří firem s největším zastoupením v České republice. Jsou to firmy Havel Buggy s.r.o., Motoshop Čáslav (Leramotors) a Hecht. Stručný přehled parametrů je zobrazen v Tab. 1. Havel Buggy vyrábí především závodní buggy se spalovacím motorem. Jedná se o vozidla na špičkové úrovni, což je vidět i podle cenové kategorie. Pro tzv. hobby užívání, ježdění pro zábavu, se používají vozidla od ostatních výše zmíněných firem.

Tab. 1 Přehled základních parametrů prodáváných podobných vozidel

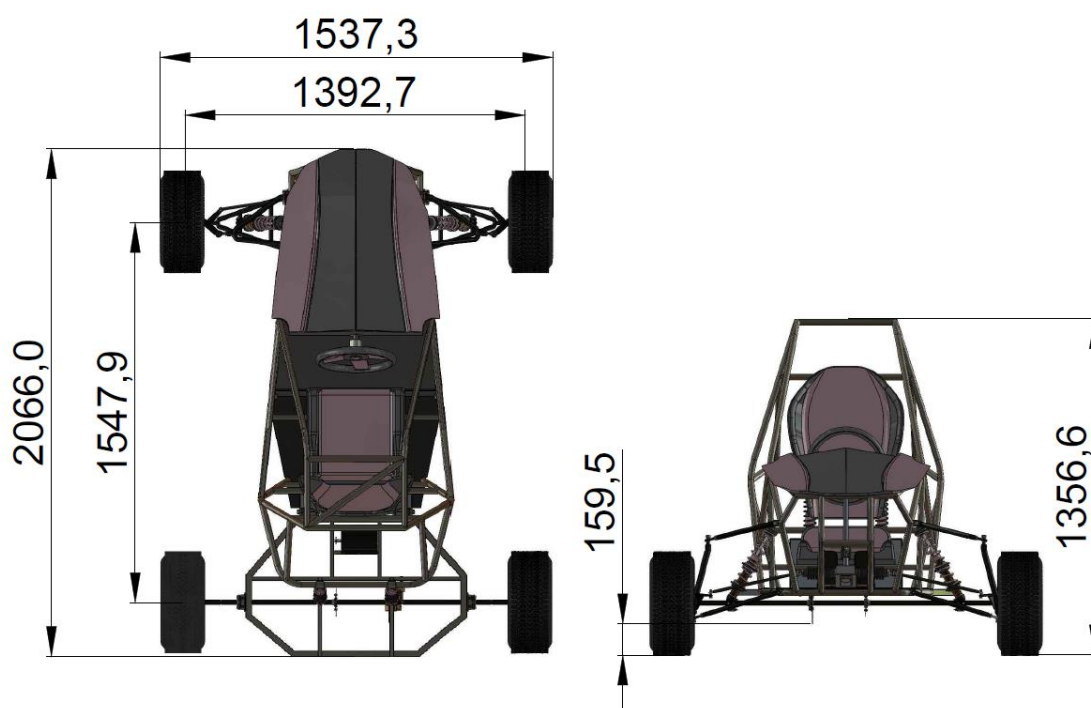
Výrobce:	Hecht	Leramotors	Havel Buggy
Motorizace:	<i>Elektromotor 0,5 kW</i>	<i>Elektromotor 1 kW</i>	<i>Spal. motor 3 kW</i>
Hmotnost: [kg]	-	82	125
Rozměry: [mm]	<i>1450; 780; 1110</i>	<i>1450; 780; 1110</i>	<i>1600; 1020; 1030</i>
Max. rychlost: [km/h]	30	35	28
Pneumatiky:	<i>130/50 - 6"</i>	<i>140/50 - 6"</i>	<i>145/70 - 8"</i>
Náprava zadní:	<i>Tuhá jednoduchá</i>	<i>Kliková</i>	<i>Kyvadlová</i>
Náprava přední:	<i>Tuhá jednoduchá</i>	<i>Tuhá jednoduchá</i>	<i>Lichoběžníková</i>
Odpružení:	<i>Žádné</i>	<i>3x tlumič s pružinou</i>	<i>4x tlumič s pružinou</i>
Cena vozu s DPH: [Kč]	25 990	32 900	Od 75 630

4.1 PARAMETRY VOZIDLA

Samotné rozvržení náprav, tedy rozchod a rozvor kol byl navržen až podle zástavby navrhovaného konstrukčního rámu. Všechny zmíněné rozměry jsou na Obr. 18. Rozvor kol byl v průběhu návrhu téměř stejný a měněn byl pouze rozchod kol v závislosti na kinematických charakteristikách. Rozchod kol je pro obě nápravy stejný, ale běžně se navrhuje u terénních vozidel pro zadní nápravu menší. Zde by to konstrukčně nebyl žádný problém kdykoliv změnit, záleží pouze na délce obráběné hřídele s konkrétním vybráním pro uložení. Světlá výška vozidla je malá, kvůli kotoučové brzdě a rozetovému kolu, které jsou umístěny na hřídeli. Nízká světlá výška není pro terénní vozidlo dobrá vizitka, ale kvůli zvolené kyvadlové tuhé nápravě nelze jinak zvýšit. Samotná karoserie je ve výšce 240 mm od vozovky.

Tab. 2 Parametry navrhovaného vozidla

Parametry vozidla	Vzdálenost [mm]
Rozvor	1548
Rozchod	1393
Celková délka	2066
Celková šířka	1537
Celková výška	1357
Světlá výška	160



Obr. 18 Základní rozměry vozidla

4.2 POLOHA TĚŽIŠTĚ A ZATÍŽENÍ NÁPRAV

Pro výpočet zatížení náprav a zatížení na jednotlivých kolech je třeba znát polohu těžiště a jejich vzdálenosti k osám kol. Známé zatížení na kolech je potřebné například pro návrh pružin a tlumičů kvůli následnému nastavení tuhosti. Celý konstrukční model byl vyhotoven v programu Solidworks verze 2022. Zde byly zadány pro všechny komponenty příslušné materiály s jejich materiálovými vlastnostmi, které jsou v programu Solidworks předpřipravené v knihovně. Odtud pak byla odečtena celková váha vozidla a poloha těžiště. Poloha těžiště je vztažena k hlavnímu souřadnému systému celé sestavy vozidla.

Poloha těžiště v SS modelu: $x = -80,10$ [mm] $y = 157,12$ [mm] $z = 2,02$ [mm]

Pro zjednodušení výpočtu bude uvažována souměrnost vozidla, takže poloha těžiště v ose $z = 0$.

- $l_a = 781,43$ mm – vzdálenost těžiště od osy přední nápravy
- $l_b = 766,43$ mm – vzdálenost těžiště od osy zadní nápravy
- $h = 407,99$ mm – výška těžiště vozidla
- $L = 1547,86$ mm – rozvor náprav
- $m_v = 111,79$ kg – hmotnost vozidla
- $m_j = 54$ kg – hmotnost jezdce (průměrná váha dítěte v 7 letech je 27 kg, pro jistotu bude uvažováno s 2násobkem hmotnosti)
- $m = 165,79$ kg – celková hmotnost vozidla i s jezdcem

Tíhová síla v těžišti:

$$F_G = m \cdot g = 1626,40 \text{ N} \quad (2)$$

$$\sum F_{zat} = F_G - F_P - F_Z = 0 \rightarrow F_Z = F_G - F_P \quad [4] (3)$$

$$\sum M_T = F_P \cdot l_a - F_Z \cdot l_b = 0 \rightarrow F_P \cdot l_a = F_Z \cdot l_b \quad [4] (4)$$

Působící statické zatížení na zadní nápravě a statické zatížení na přední nápravě

$$F_Z = F_G \cdot \frac{l_a}{L} = 821,08 \text{ N} \quad (5)$$

$$F_P = F_G \cdot \frac{l_b}{L} = 805,32 \text{ N} \quad (6)$$

Poměr sil mezi přední a zadní nápravou

$$W_Z = \frac{F_Z}{F_P + F_Z} = 0,505 \quad [4] (7)$$

$$W_P = \frac{F_P}{F_P + F_Z} = 0,495 \quad [4] (8)$$

Pro jednotlivá kola se statické zatížení rovná polovině zatížení na každé z náprav

$$F_{Zkola} = \frac{F_Z}{2} = 410,54 \text{ N} \quad (9)$$

$$F_{Pkola} = \frac{F_P}{2} = 402,66 \text{ N} \quad (10)$$

5 KONCEPČNÍ NÁVRH PŘEDNÍ NÁPRAVY

Návrh přední nápravy je složité a komplikované téma jakéhokoliv podvozku a nelze nikdy navrhnout ideální řešení pro všechny případy. Vždy je rozhodováno mezi přínosnějšími prvky pro danou jízdu na úkor jejich výhod. Souvisí to jak se samotnou kinematikou zavěšení, tak i se složitostí třeba pro víceprvkovou nápravu, zástavbovým prostorem, cenou materiálů apod. Pro toto navrhované elektrické terénní vozidlo, u kterého se předpokládá jízda mimo asfaltové komunikace, tedy jízdu v terénu, bylo pro přední nápravu zvoleno nezávislé lichoběžníkové zavěšení složené ze dvou ramen, těhlice a pružiny s tlumičem. Bylo tak rozhodnuto kvůli jeho jednoduchosti a dostatečnému nastavení potřebných kinematických charakteristik pro správné vedení kol a s tím spojené jízdní vlastnosti v terénu i na silnici. Lichoběžníkové zavěšení rovněž disponuje malou neodpruženou hmotností a možností pro jakékoliv uchycení k rámu.

Pro návrh konstrukce předního zavěšení bylo zapotřebí prvotního prostudování několika komponent na trhu, aby nebylo navrženo něco nereálného. První body a roviny uchycení lichoběžníkového zavěšení byly stanoveny na základě konstrukce rámu. Od nich se pak odvíjely další body zavěšení například pro konkrétní délku tlumičů. Zvolený velký rozchod kol vůči rozvoru je pro terénní vozidlo žádoucí, když není předepsán konkrétní limit na závod.



Obr. 19 Přední náprava včetně řízení

5.1 NÁVRH KINEMATICKÝCH BODŮ PŘEDNÍHO ZAVĚŠENÍ

Kinematické charakteristiky navrhovaného zavěšení byly řešeny pomocí softwarů Adams View a Adams Car, které se používají k optimalizaci parametrů zavěšení a k jejich analýze. Samotné rozvržení a spojení bodů pomocí ramen, vazeb, komunikátorů a jiných dílčích prvků bylo

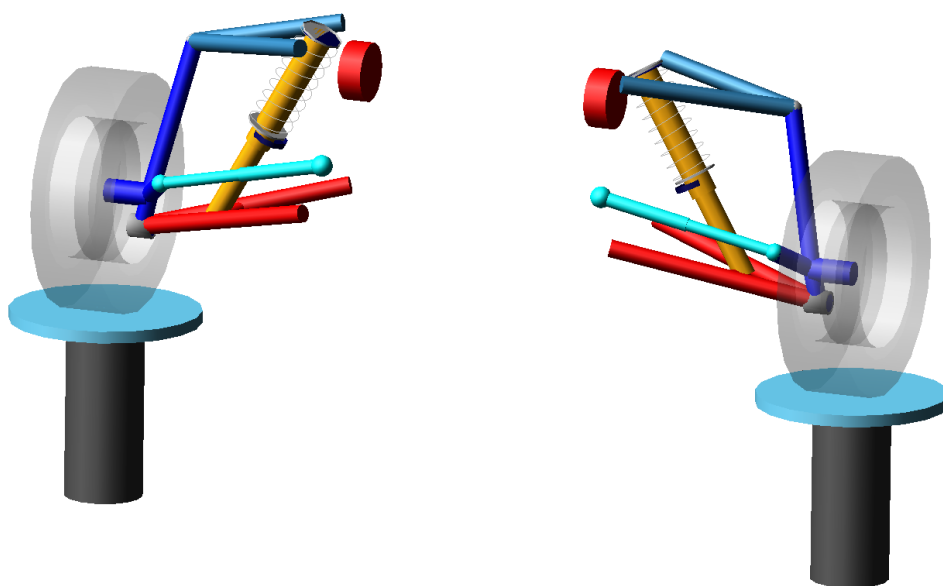
prováděno a několikrát optimalizováno v Template builderu, než se dospělo k přijatelnému řešení. Jednotlivé body celého zavěšení a jejich souřadnic lze vidět na *Obr. 20*

	Loc_X	Loc_Y	Loc_Z
L_IN_spodni_rameno_out	-799.5	-275.0	0.0
R_IN_spodni_rameno_out	-799.5	275.0	0.0
L_IN_spodni_rameno_in	-587.17	-275.0	0.0
R_IN_spodni_rameno_in	-587.17	275.0	0.0
L_OUT_spodni_rameno	-690.0	-606.0	-82.0
R_OUT_spodni_rameno	-690.0	606.0	-82.0
L_stred_kola	-690.0	-668.6	-27.48
R_stred_kola	-690.0	668.6	-27.48
L_OUT_spojovacka_rizeni	-750.0	-550.0	10.48
R_OUT_spojovacka_rizeni	-750.0	550.0	10.48
L_UP_tlumice	-693.34	-288.07	280.0
R_UP_tlumice	-693.34	288.07	280.0
L_OUT_DO_ram	-1000.0	-275.0	0.0
R_OUT_DO_ram	-1000.0	275.0	0.0
L_IN_DO_ram	-400.0	-275.0	0.0
R_IN_DO_ram	-400.0	275.0	0.0
L_IN_spojovacka_rizeni	-780.0	-250.0	80.0
R_IN_spojovacka_rizeni	-780.0	250.0	80.0
L_IN_horni_rameno_out	-789.5	-288.07	280.0
R_IN_horni_rameno_out	-789.5	288.07	280.0
L_IN_horni_rameno_in	-597.17	-288.07	280.0
R_IN_horni_rameno_in	-597.17	288.07	280.0
L_OUT_UP_tehlice	-640.0	-536.0	230.0
R_OUT_UP_tehlice	-640.0	536.0	230.0
L_DO_tlumice	-691.26	-474.73	-51.02
R_DO_tlumice	-691.26	474.73	-51.02

Obr. 20 Body předního zavěšení

Následně byl model přenesen do sestavy, kde se pomocí zvoleného přednastaveného Testrigu změřily hodnoty kinematických veličin zavěšení při zdvihu kol. Výsledné charakteristiky byly naměřené pro zvolená kola s průměrem 406 mm a tuhostí pneumatik 200 N/mm. Měření bylo uvažováno bez pryžového uložení, aby nebyly výsledky ovlivňovány tlumením pružných spojů. Celý výsledný komplet konečného návrhu zavěšení lze vidět na *Obr. 21*.

Pro samotnou simulaci byl zvolen iterační počet 100 kroků s měřením zdvihu vůči středu kol. Zdvih kola (rebound travel a bump travel) byl nastaven od -30 mm do 65 mm, což je pro dětské vozidlo s nižšími rychlostmi plně dostačující, aby na řidiče nebyly přenášeny vlivy nerovností vozovky.

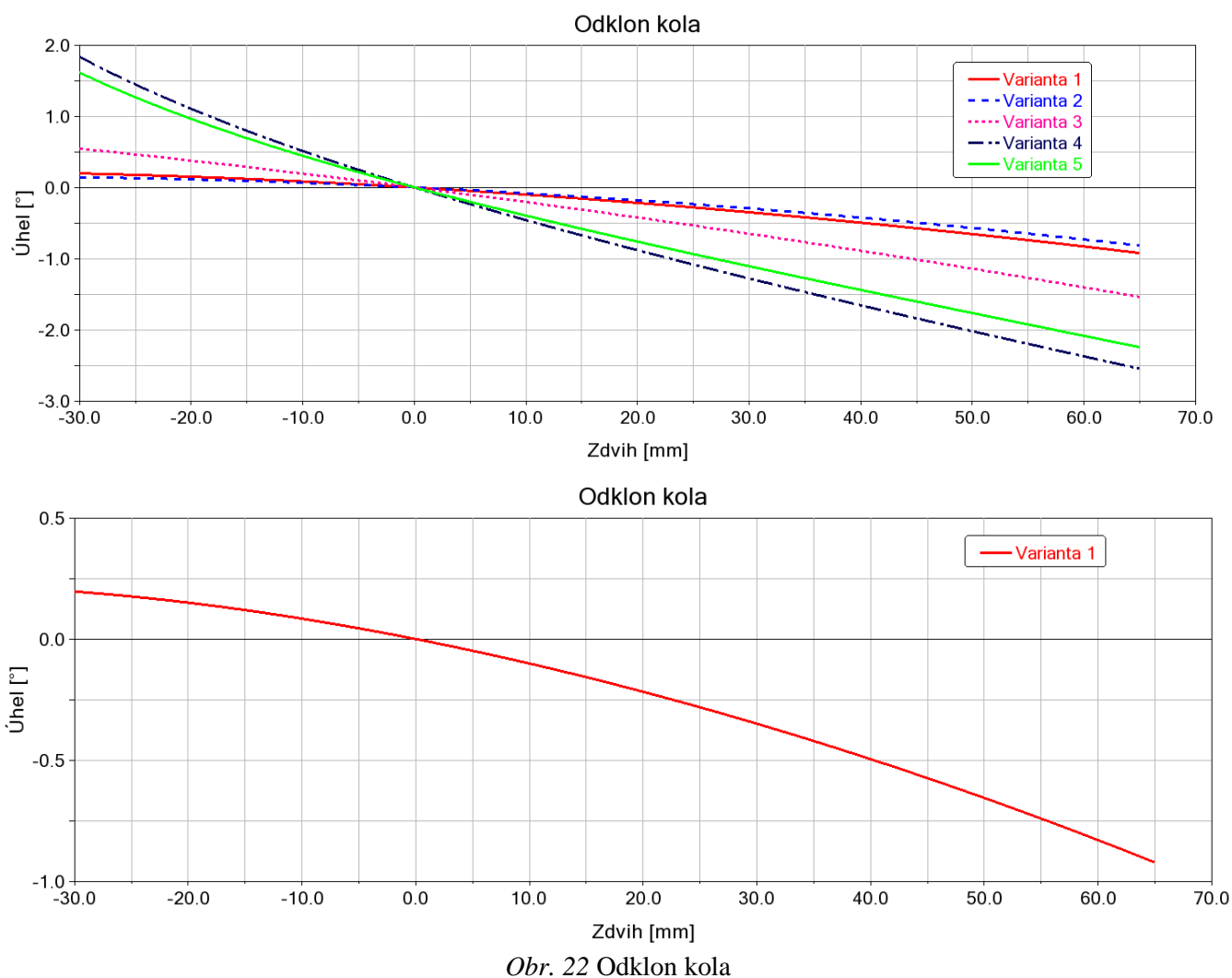


Obr. 21 Sestava v programu Adams s předdefinovaným Testrigem

V následujících podkapitolách jsou vykresleny jednotlivé kinematické charakteristiky pro nejlépe vyhodnocené zavěšení z 23 prováděných úprav a simulací pro znázornění. Lze si na některých z nich povšimnout dosažení lepší charakteristiky pro jeden konkrétní parametr, ale vůči dalším jsou téměř nepřijatelné. Z toho vyplývá, že změna jednoho parametru obvykle ovlivňuje ostatní parametry. Pro lepší vizualizaci jsou také zobrazeny pouze výsledky jedné finální varianty, která byla zkonstruována. Ve všech grafech je varianta 1 označena za výstupní navrženou a zkonstruovanou v této práci.

5.1.1 ODKLON KOLA

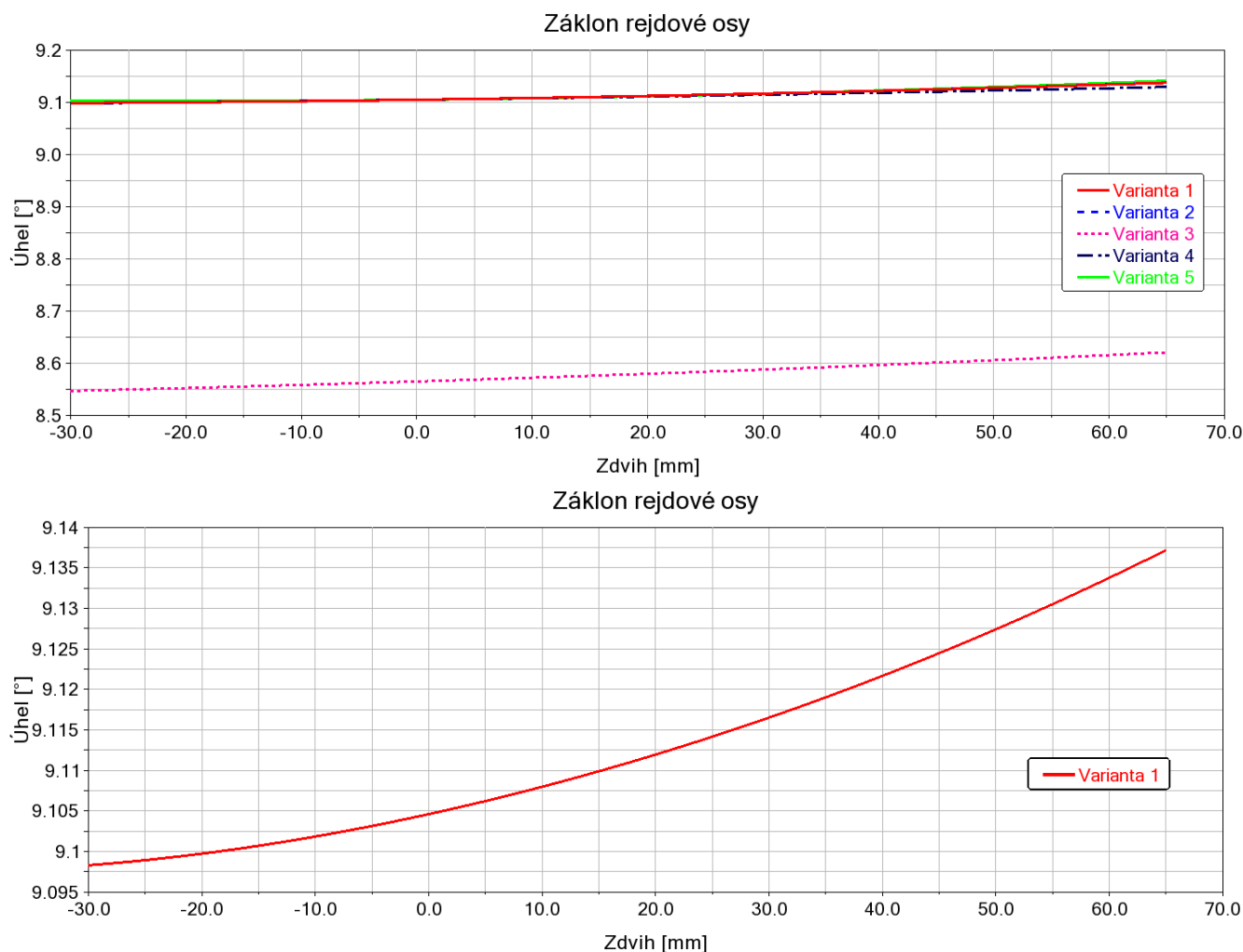
Program Adams měří odklon kolmice středu kola vůči vozovce kolem X-ové osy. Na níže uvedeném grafu Obr. 22 je vidět závislost zdvihu kola na úhlu odklonu, který se mění v malém rozmezí se vzrůstajícím zatížením do negativního odklonu tedy příklonu, kdy je horní část kola příkloněna k vozidlu a kolo má snahu stáčet se směrem k vozidlu. Negativní odklon mimo jiné zlepší boční vedení při průjezdu zatáčkou, ale zvýší opotřebení pneumatik. Negativní odklon je u terénních vozidel žádoucí kvůli větší stabilitě při průjezdu terénem. Odklon by mohl být ideálně ještě více v záporném úhlu, toho by se například dosáhlo zkrácením horního ramene vůči spodnímu. Odklon v nulové statické pozici je rovněž nulový.



Obr. 22 Odklon kola

5.1.2 ZÁKLON REJDOVÉ OSY

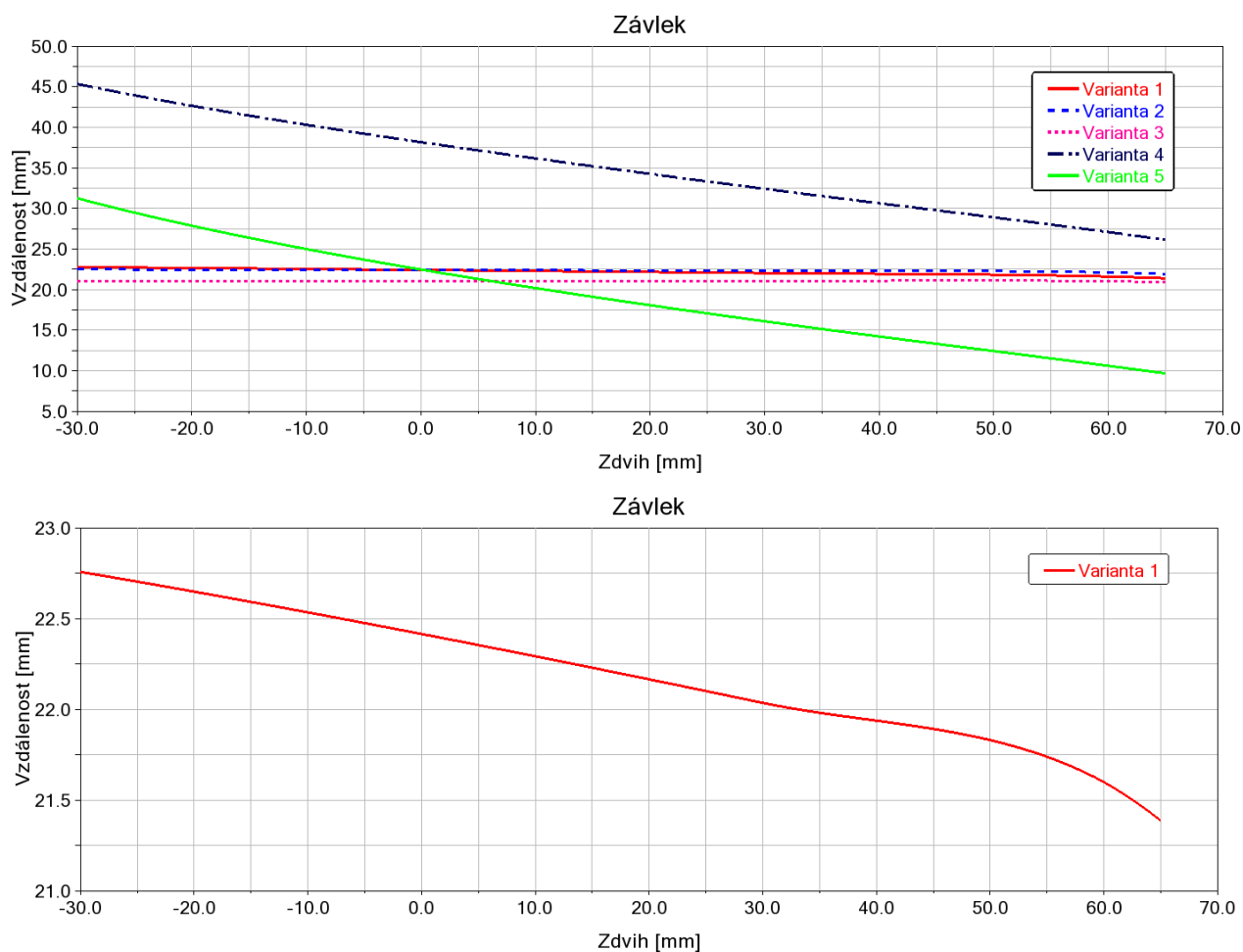
Záklon rejdové osy procházející řídicími body je závislost zdvihu kola na úhlu natočení rejdové osy s příčnou svislou rovinou. Pro výslednou variantu číslo 1 na Obr. 22 vychází pozitivní záklon lehce přes 9° s minimální změnou v desetinách stupňů. Pozitivní záklon je žádoucí, protože přední náprava je hnaná a při pozitivním záklonu jsou kola tažena. Způsobí tak stabilní jízdu vpřed se stabilním natáčením řízených kol, které vrací zpět do přímého směru. Pro terénní vozidla se často volí v rozmezí 5 až 10° , což toto zavěšení splňuje. Čím vyšší úhel by byl navržen, tím těžší by byla ovladatelnost řízení, a ještě horší jeho odezva řízení.



Obr. 23 Záklon rejdové osy

5.1.3 ZÁVLEK REJDOVÉ OSY

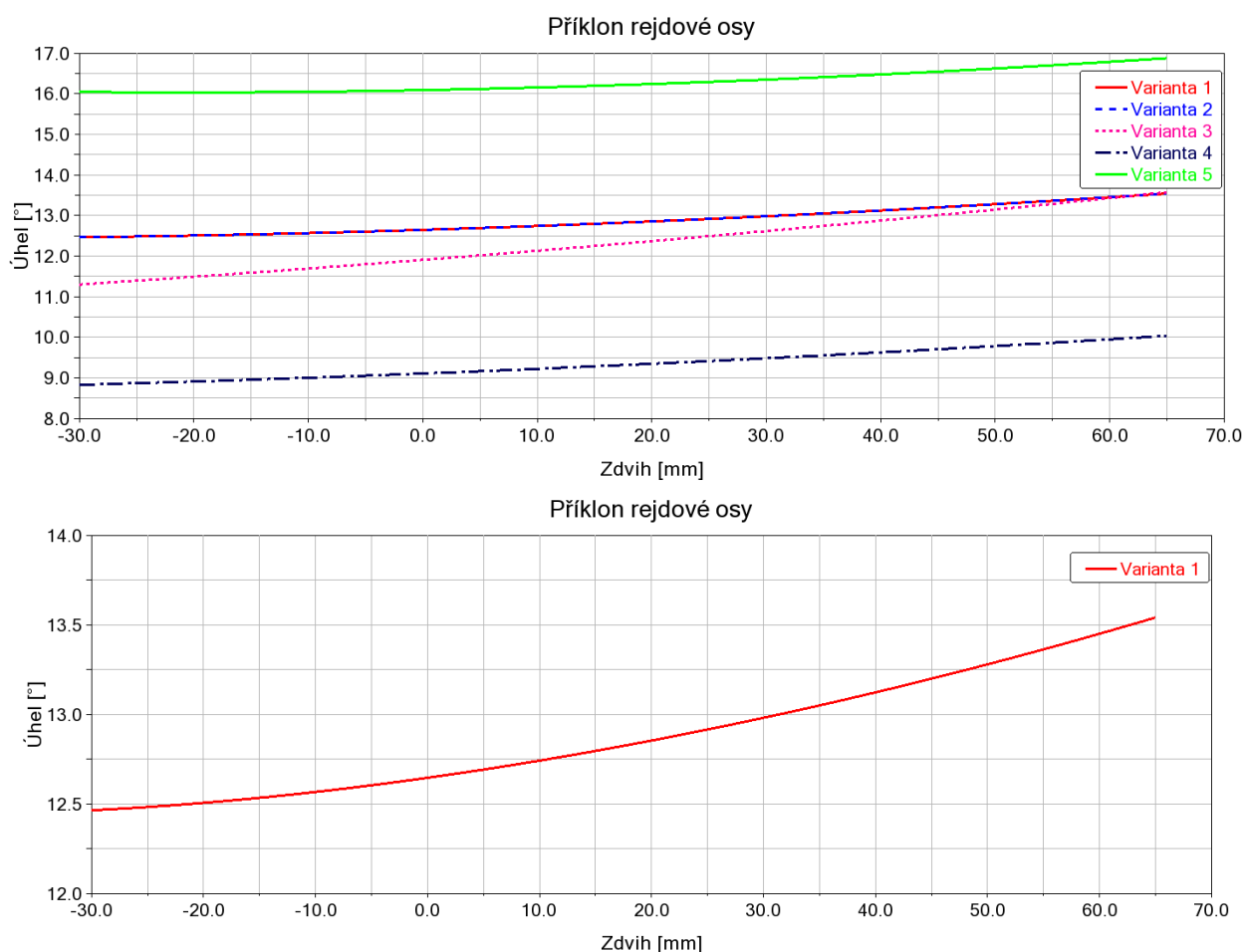
Závlek rejdové osy je úzce spjatý s výše zmíněným záklonem a jelikož záklon vychází pozitivní, tak musí být i pozitivní závlek, protože je závislý na úhlu sevření. Srovnání volantu do přímého směru způsobí právě závlek. Čím větší je hodnota závleku tím kratší čas je potřebný pro vrácení kol do statického stavu. Hodnota nesmí být příliš vysoká, protože o to větší potíže řidič s natočením volantu má.



Obr. 24 Závlek kola

5.1.4 PŘÍKLON REJDOVÉ OSY

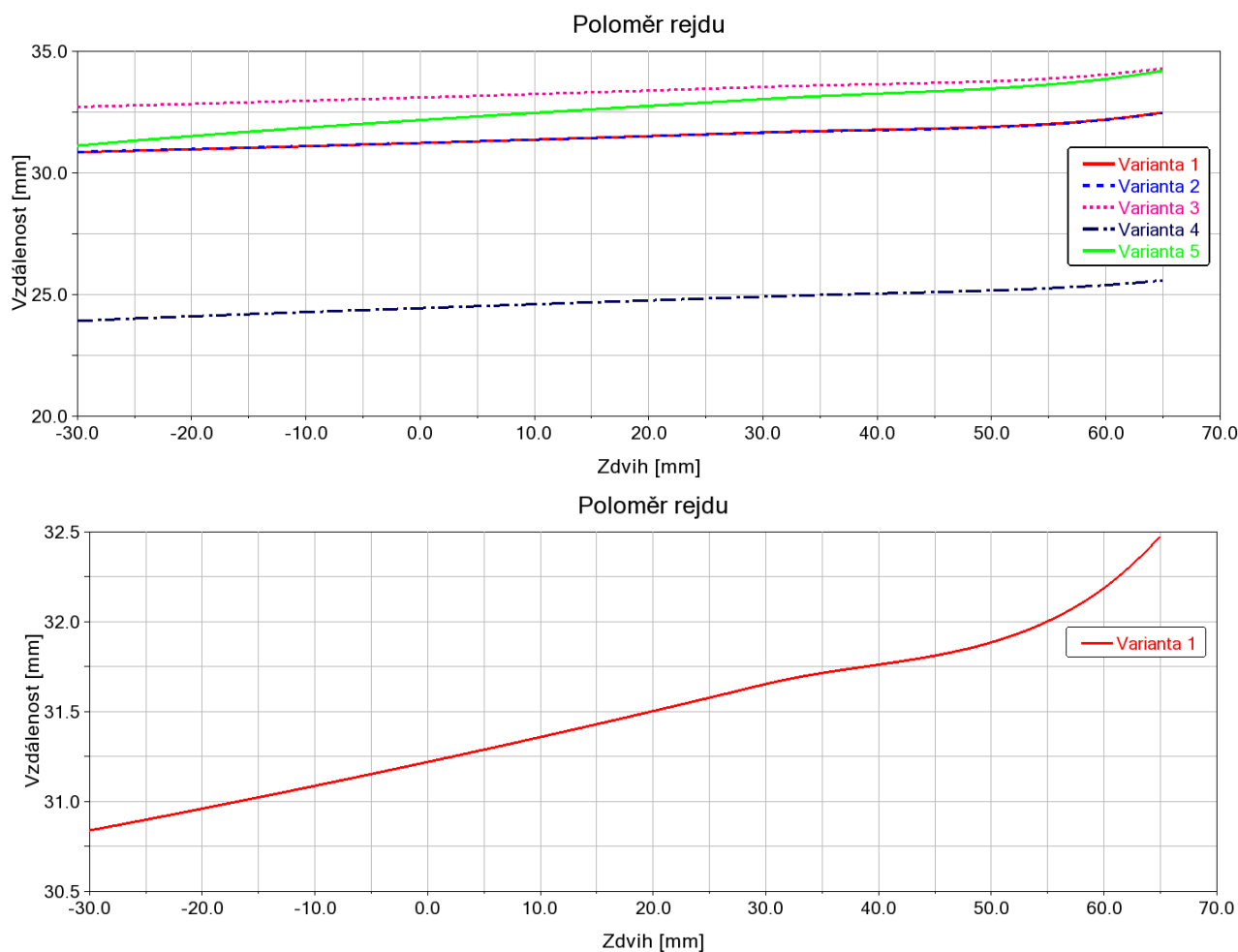
Příklon je pro dětské terénní vozidlo důležitý faktor, který napomáhá lehčímu projevu řízení. Respektive čím větší pozitivní úhel příklonu je tím více nadlehčuje kola a ovladatelnost řízení je díky tomu lehká i na místě. V tomto případě by mohl být příklon pro terénní vozidlo ještě vyšší až třeba do rozmezí mezi 19° a 30° s trochu progresivnější charakteristikou. Nejedná se o špatné hodnoty, pouze je zde prostor na zlepšení a další optimalizaci. Pozitivní příklon však úzce souvisí s poloměrem rejdu a jeho změnou.



Obr. 25 Příklon rejdivé osy

5.1.5 POLOMĚR REJDU

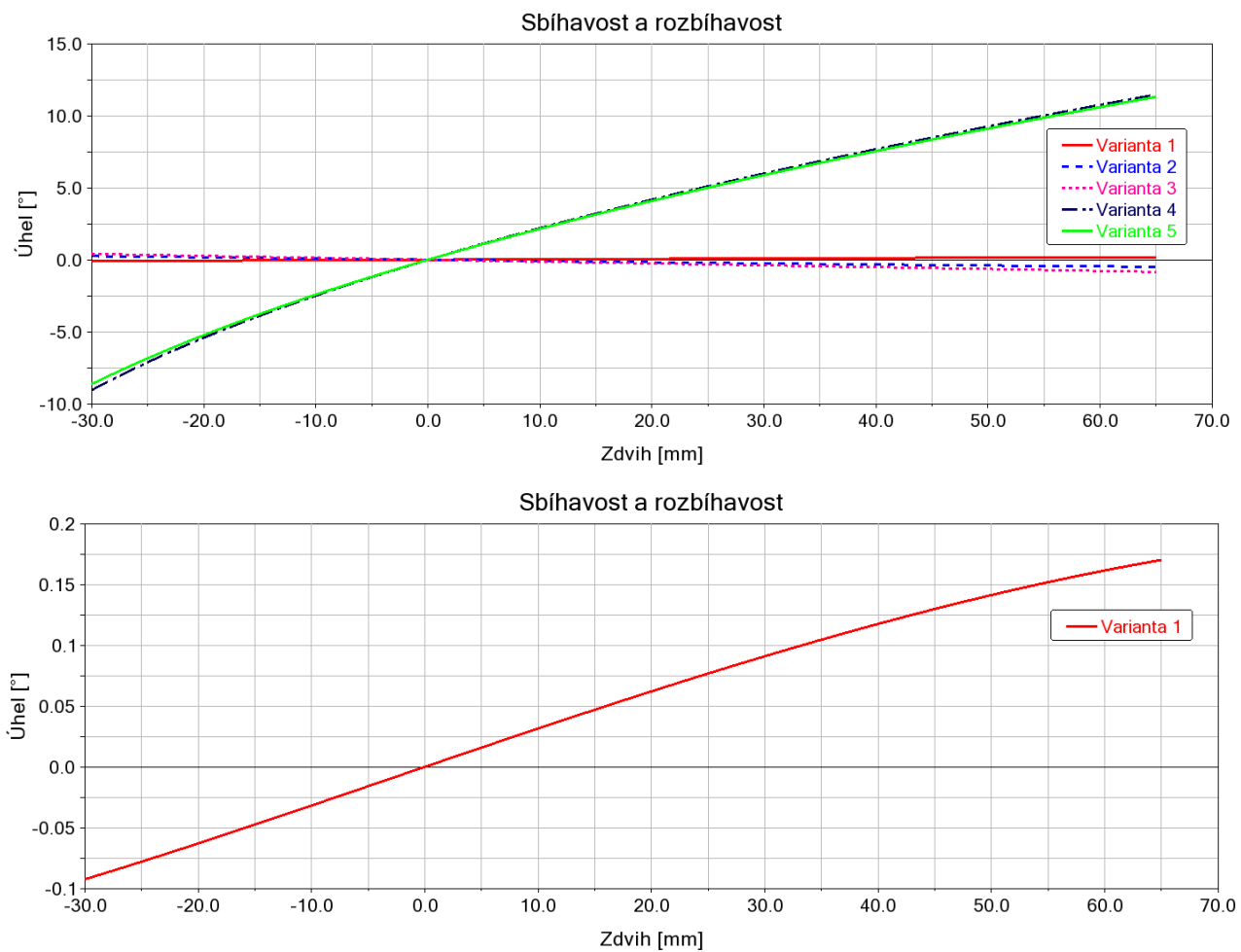
Poloměr rejdu, jak lze vidět na Obr. 26, je příliš vysoký. Zde by bylo třeba snížení této hodnoty. Ovšem při změně poloměru rejdu se opět změní i příklon rejdivé osy, takže je třeba najít optimální řešení mezi nimi nebo rozhodnout která z nich bude upřesněna. Tím, že je poloměr rejdu pro celé spektrum zatížení téměř konstantní, byl ponechán poloměr rejdu v této hodnotě, protože ostatní parametry vychází v optimálních mezích pro tento typ vozidel, jak je rozebráno v rešeršní části. Změnit hodnotu poloměru rejdu lze například posunutím čepu spodního ramene s těhlicí blíže ke středu kola. To je zase limitované zástavbovým prostorem samotných disků kol a v tomto případě i uložením brzdových kotoučů.



Obr. 26 Poloměr rejdů

5.1.6 SBÍHAVOST A ROZBÍHAVOST KOL

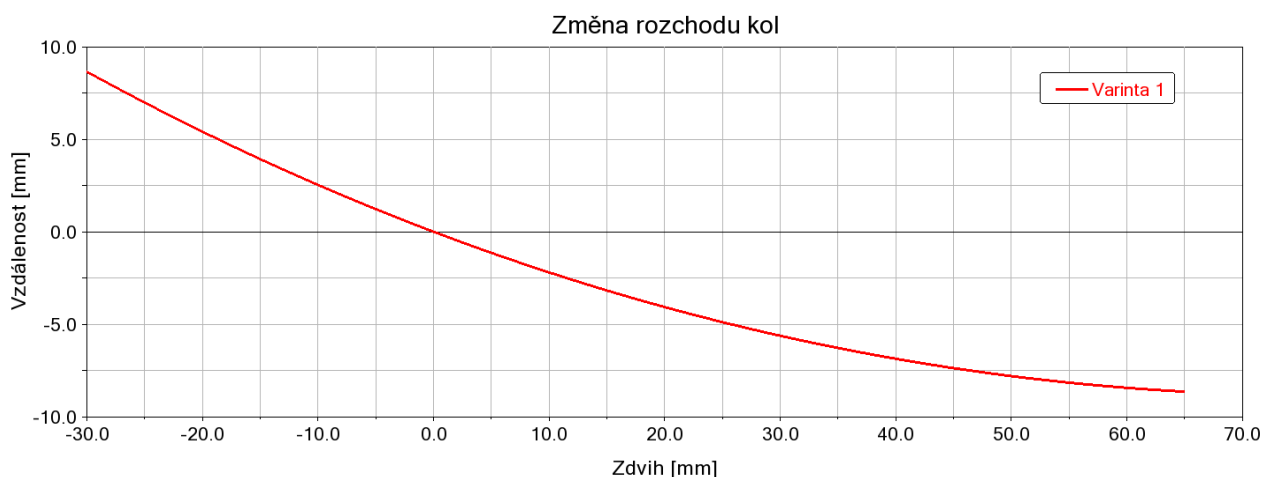
Pro sbíhavost je důležité, aby byla během průběhu nejbližší nule nebo ideálně rovna nule při každém stavu zatížení či odlehčení. Zde vychází na Obr. 27 sbíhavost a rozbíhavost téměř nulová. V případě, kdy terénní vozidlo bude odlehčováno do stavu, že se celé lichoběžníkové zavěšení vyvěsí až do dorazového zdvihu -30 mm, tak se kola natočí směrem ven z karoserie. Tomu se říká, že jdou kola do rozchodu. V opačném případě, když kola budou od počátečního stavu zatěžována, natáčí se rejdová kola směrem dovnitř do karoserie a jedná se tak o sbíhavost. Těmito vlastnostmi ovlivňujeme přetáčivost nebo nedotáčivost vozidla. Se změnou těchto parametrů nejvíce souvisí posunutí uchycení řídicí tyče, která je pak dále napojena přes hřídele, případně hřebenové řízení, až k volant. Klasickým otáčením volantu však není možné měnit sbíhavost. Lehká sbíhavost při zatížení je i pro takovéto vozidlo žádoucí z důvodu lepší stability.



Obr. 27 Sbíhavost a rozbíhavost

5.1.7 ZMĚNA ROZCHODU KOLA

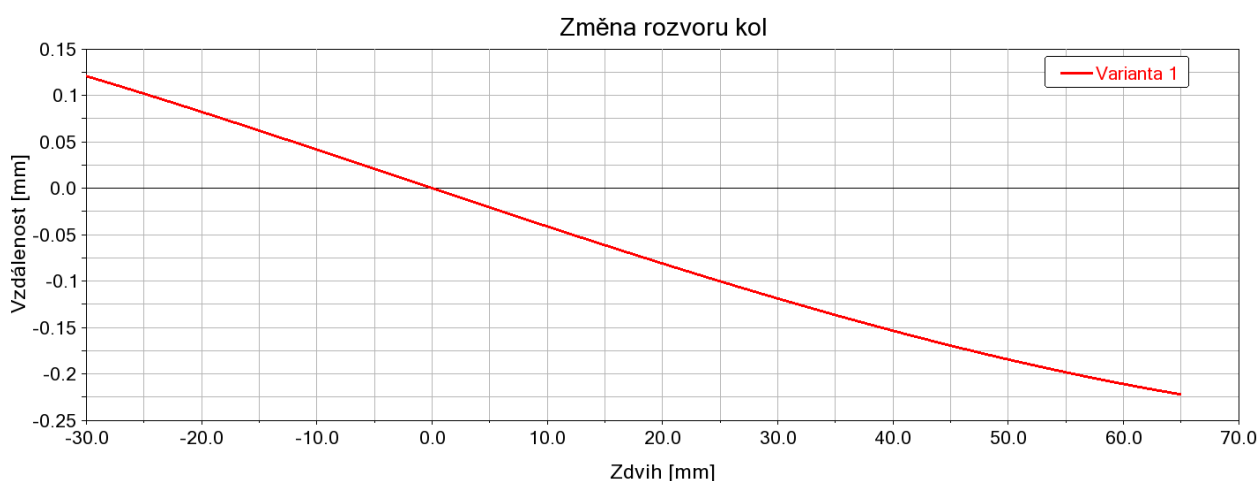
Pro změnu rozchodu kola je uveden pouze graf *Obr. 28* s výslednou variantou, protože ostatní varianty nejsou podstatné pro další srovnávání. Ve všech případech se lišila, ale maximálně v rozmezí 5 mm. V námi zvoleném modelu je rozchod díky navržené geometrii lichoběžníkových ramen při plném rozsahu zdvihu v rozmezí 15 mm s nulovým rozchodem v počáteční fázi. S rozchodem přední nápravy souvisí sklon ramen lichoběžníku. Pokud jsou rovnoběžná, tak k němu téměř nedochází.



Obr. 28 Změna rozchodu kol

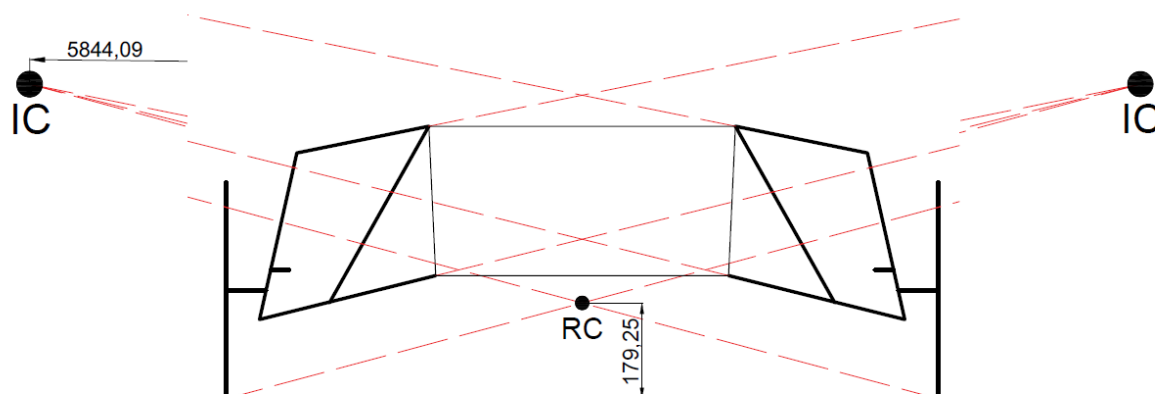
5.1.8 ZMĚNA ROZVORU KOL

Podobně jako u předešlé změny rozchodu kol je uvedena pouze finální charakteristika změny rozvoru, kterou lze vidět na Obr. 29. Změna rozvoru se pohybuje pouze v desetinách milimetru, což je nepatrné pro ovlivnění přenosu zatížení a opotřebení pneumatik. Rozvor je způsoben přesazením horního čepu lichoběžníkového ramene vůči spodnímu čepu uloženému na rameni. Pokud by byly čepy v jedné rovině na stejně dlouhých ramenech, byla by změna rozvoru nulová.



Obr. 29 Změna rozvoru kol

5.1.9 KLOPENÍ KAROSERIE A KOLA



Obr. 30 Klopení karoserie a kola

Klopení kola vyplývá z navrženého sklonu příčných ramen lichoběžníku. Tato charakteristika je taktéž velmi důležitá, protože udává střed klopení karoserie a silové zatěžování zavěšení. Na Obr. 30 byla v programu AutoCAD zkonstruována tato geometrie pro zjištění středu klopení kola a středu klopení karoserie. Střed klopení kola IC leží velmi vzdáleně od vozidla konkrétně necelých 6 m. Střed klopení karoserie RC leží ve výšce 179 mm, tedy pod těžištěm vozidla. Vozidlo se bude v zatáčkách trochu více naklápět. Tím, že střed klopení kola leží daleko od kola, nemění se na vozidle příliš odklon a rozchod kol.

5.2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH PŘEDNÍ NÁPRAVY

Konstrukce přední nápravy vychází z přesných rozměrů, které byly optimalizovány v programu Adams Car. Následně byly přeneseny do programu Geogebra, kde došlo k základnímu nakreslení zvolených středových bodů. Odtud pak byly odměřovány vzdálenosti, body a úhly pro jednotlivé prvky komponent celého zavěšení. Samotnou vyhotovenou nápravu lze vidět již na Obr. 19.



Obr. 31 Zobrazení přední nápravy

SPODNÍ A HORNÍ RAMENA LICHOBĚŽNÍKOVÉHO ZAVĚŠENÍ

Konstrukce celého předního zavěšení je uchycena k trubkovému rámu přes osm úchytů z každé strany o tloušťce 8 mm. Úchyty jsou k rámu svařeny v přesných rozměrech, aby nezasahovaly do samotného uchycení ramen k těmto držákům. Spodní a horní rameno je vyrobeno z nelegované konstrukční oceli normy ČSN EN 10025-2 s označením S355J2. Tento materiál byl vybrán kvůli velmi dobré svařitelnosti a vysoké pevnosti materiálu. Ramena mají profil válcové trubky o průměru 20 mm a tloušťce profilu 2,5 mm podle normy ČSN 42 5712. Konce ramen pro lepší uchycení k rámu jsou taktéž válcového profilu s průměrem 25 mm a tloušťkou 15 mm. Ramena jsou připevněna k úchytům přes pryžové válečky s kovovou trubicí uvnitř tzv. pryžová ložiska, jenž jsou vsazena do ramen a přichycena pomocí šroubů M12 se závitěm na konci a se samojistnými maticemi. Místo šroubů a matic lze také použít normalizovaný čep s hlavou zajištěný pomocí kolíku nebo pojistného kroužku. Pro uchycení těhlice k ramenům jsou konce ramen opatřeny kulovým čepem, který se našroubuje do ramene pro závit šroubu M10. V modelu jsou použity zjednodušené čepy pro tyče řízení kvůli jednoduchosti modelu. Délka spodního ramene je 358 mm a horního ramene 294 mm.

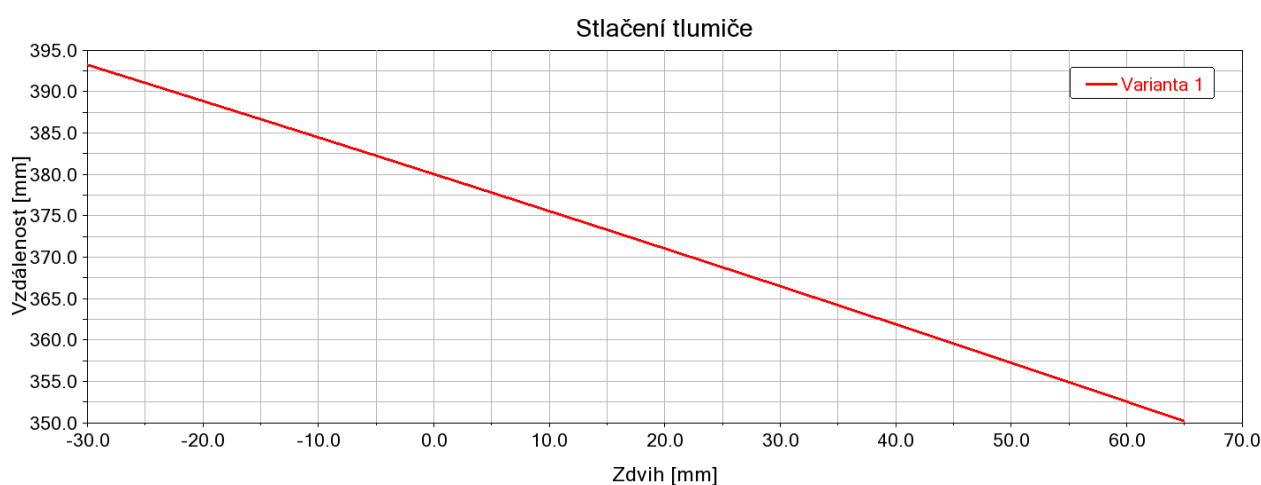
TĚHLICE

Těhlice má velmi specifický tvar, protože čepy ramen neleží v jedné rovině. To, že čepy neleží v jedné rovině je nedostatek především z důvodu namáhání ramen uchycení k rámu, protože vlivem zatížení bude uchycení namáháno na krut. Je ale nutné, aby spojení těhlice a ramen umožňovalo rotace ve dvou rovinách. Navržená těhlice musí být vyrobena z několika částí, které se navzájem svaří. Kvůli bezproblémovému svaření a přenosu sil je navržena ze stejného materiálu jako ramena. Z důvodu velké hmotnosti těhlice by bylo vhodné použít hliníkovou slitinu. Její nevýhodou je však špatná svařitelnost a také nižší pevnost v porovnání s ocelí. Lepší materiály kvůli cenové dostupnosti nejsou uvažovány v potaz. Délka těhlice je 323 mm. Konce těhlice jsou opatřeny válcovou tyčí o průměru 10 mm. Tyč těhlice pro uchycení náboje kola má

průměr 20 mm o délce 55 mm. Na těhlici je také zkonstruované táhlo pro spojení spojovací tyče řízení a uchycení pro brzdový třmen s roztečí děr 75 mm.

TLUMIČE S PRUŽINAMI

Tlumiče mají délku 380 mm a každý z nich je spojen se spodním ramenem zavěšení a osou roviny horního uložení ramene k rámu. Na spodním rameni je uložen mezi dvě desky o tloušťce každé z nich 7 mm. Horní uložení je sestavené stejně, jako pro uložení ramene. Tlumič je mezi dva úchyty přichycen pomocí čepu s hlavou, který je zajištěn pojistným kroužkem. Tlumič musí být zvolen s minimálním zdvihem 50 mm jak je vidět na *Obr. 32*, aby byl vhodný pro toto zavěšení. Z této závislosti lze vidět, že pro montážní stav nulové hodnoty zdvihu má délku 380 mm. Na základě těchto parametrů byla vybrána sada jednoplášťových plynových tlumičů z motorky Simson S53 Enduro, které jsou včetně progresivní pružiny.



Obr. 32 Závislost stlačení tlumiče na zatížení

NÁBOJ KOLA A KOLO

Jako výchozí kola byla zvolena 145/70-8“ jak pro přední, tak i zadní nápravu. Toto označení udává, že plášť je velikosti 16“ neboli průměru 406 mm s diskem o velikosti 8“. Šířka profilu pneumatiky je 145 mm a výška profilu je 101,5 mm. Samotný disk je upevněn pomocí tří šroubů M10 k náboji kola s roztečí 60,6 mm, který má průměr dosedací plochy 90 mm. Uvnitř náboje je zalisované kuličkové ložisko s vnitřním průměrem 20 mm a vnějším 37 mm. Například mohou být zvolena kola od firmy SKF 61 904. Na konci náboje je přivařené uchycení pro kotoučovou brzdu o průměru 110 mm. Náboj pak je tepelně zalisován na hřídel těhlice. Případně by se mohl přes střed kola přichytit pojistnou maticí. V tomto případě by bylo zapotřebí ještě protáhnout osu těhlice a nechat vysoustružit závit.

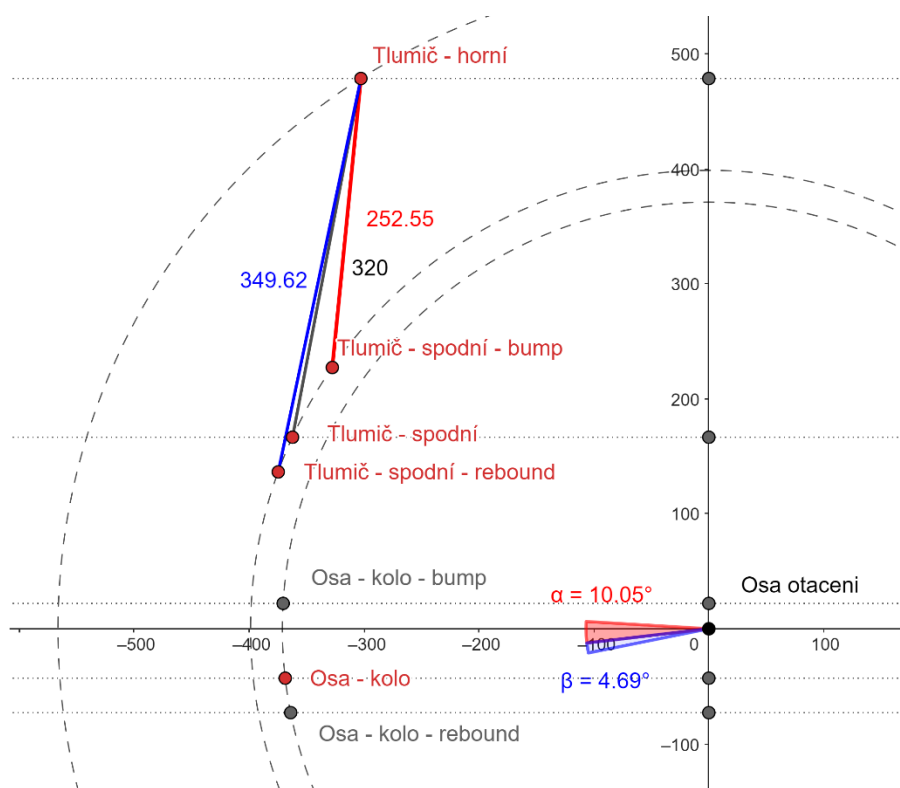
Pro tento návrh terénního vozidla lze vybrat i jiný typ kol, například 19x7-8“ nebo 18x9,5-8“. Musí se však vejít do disku kotoučová brzda o průměru 110 mm s brzdovým třmenem jízdních kol. Na trhu jsou jak hliníkové, tak plechové disky přesně v těchto rozměrech.

6 KONCEPČNÍ NÁVRH ZADNÍ NÁPRAVY

Jelikož se jedná o terénní vozidlo pro děti, byla pro zadní nápravu zvolena tuhá kliková náprava. Disponuje svou jednoduchostí a malým cenovým rozpočtem oproti jakýmkoliv jiným typům zavěšení. Pro terénní vozidlo by se na zadní nápravu hodilo i lichoběžníkové nebo úhlové zavěšení, ale preferována byla konstrukční jednoduchost, cenová přijatelnost a opravitelnost. Jednou z velkých nevýhod této nápravy je odpružení jako celku, vůči zbytku karoserie. Díky tomu má velkou neodpruženou hmotnost a zhoršuje tak jízdní komfort a jízdní vlastnosti. Zadní náprava je hnací a konstruována i pro uložení elektromotoru o výkonu 1 kW.

6.1 KINEMATIKA ZADNÍ NÁPRAVY

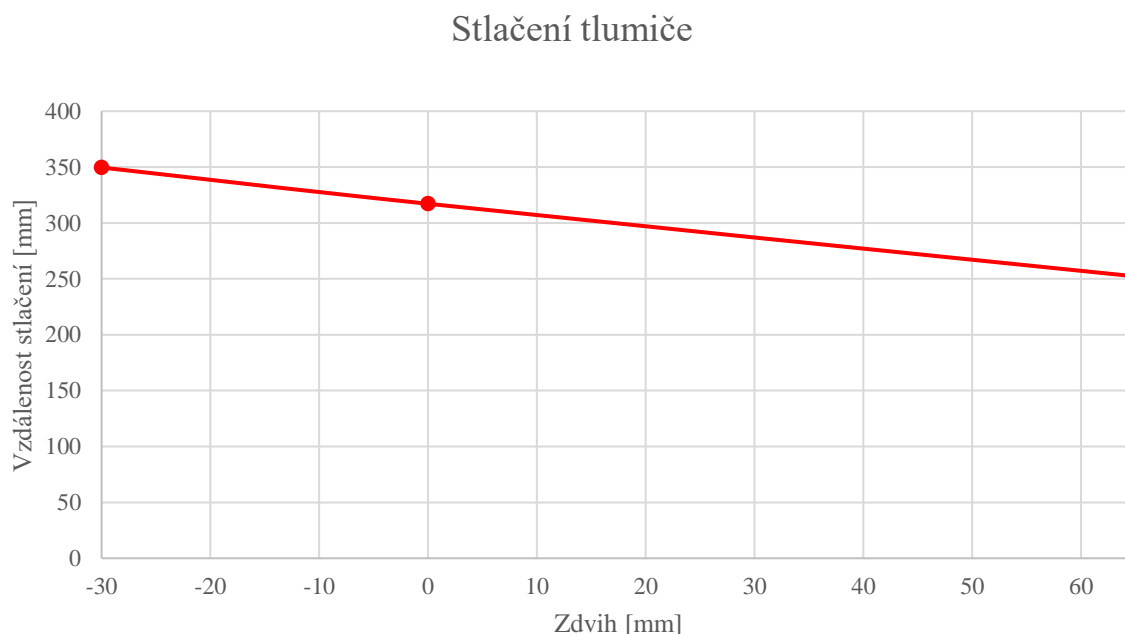
Díky tomu, že zadní náprava není řízená nepůsobí na ni žádné další charakteristiky, podobně jako u přední nápravy. Odklon, příklon, sbíhavost a další charakteristiky jsou nulové, protože jsou kola napevno uchycena k hřídeli. Jediná důležitá charakteristika je propružení zadní nápravy, které potřebujeme znát pro správné nastavení tlumičů a aby bylo zřejmé o kolik a jak se mění její zdvih (bump a rebound). Charakteristika propružení zadní nápravy byla sestrojena a vypočtena pomocí v 2D rovinné úlohy a následně pro ověření zkonstruována ve free verzi programu Geogebra, viz. Obr. 33.



Obr. 33 Kinematika zdvihu zadní nápravy

Jelikož je zadní náprava uchycena k rámu na rotační vazbě, jedná se v 2D rovině o rotační pohyb dvou kružnic, na nichž se pohybují body. Rotační vazba neboli čep spojení rámu a zadní nápravy je v obrázku označen jako osa otáčení. Následně byly zkonstruovány rovnoběžky s body na kružnicích o přesných poloměrech. Veškeré potřebné souřadnice bodů a os byly změřeny v souřadném systému modelu Solidworks. Následně už stačilo pouze posunout body po kružnicích o úhel, který je goniometricky definován pomocí zdvihu. Protože spodní uchycení leží téměř v jedné rovině s osou kola, je propnutí skoro úměrné zdvihu. Pokud zadní náprava bude odlehčena posune se osa kola o -30 mm směrem dolů do bodu rebound a tlumič se protáhne ze základních 320 mm na 349,62 mm. V opačném případě, pokud se zvedne náprava o 60 mm nahoru do bodu bump tlumič se stlačí na 252,22 mm.

Závislost tlumiče na stlačení je lineární, *Obr. 34*.



Obr. 34 Stlačení tlumiče na zadní nápravě

6.2 KONSTRUKCE ZADNÍ NÁPRAVY

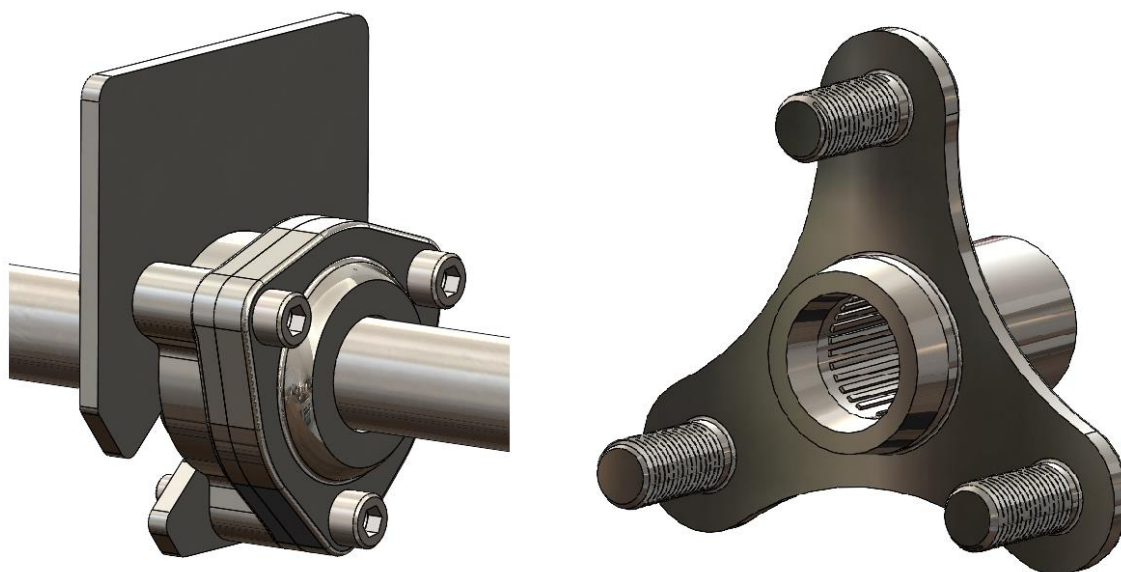
Zadní rám je zkonstruován z nelegované oceli normy ČSN 11 375. Je konstruován z příruby pro karoserie z čtvercových a obdélníkových profilů, které jsou válcované za tepla a za studena, norma ČSN 42 5720. Čtvercový profil má rozměr 25 x 25 mm, tloušťku 2,5 mm a tvoří hlavní vnější konstrukci. Do tohoto vnějšího profilu jsou přidány obdélníkové vzpěry o rozměrech 25 x 15 mm, pro dosažení lepší pevnosti a uchycení elektromotoru. Hranaté profily byly zvoleny kvůli snazšímu uchycení motoru, domků ložisek a obecně pro snazší práci s těmito typy profilů. K vnějšímu profilu jsou z každé strany napevno svařeny desky o tloušťce 5 mm. Ty jsou vymodelovány tak, aby se skrz ně točila hřídel a kdykoliv byla možnost hřídel demontovat a namontovat ji zpět.



Obr. 35 Model zadní nápravy

LOŽISKA A POUZDRA

K deskám jsou chyceny domky ložisek, které jsou soustruženy na vnější průměr ložiska 42 mm a 20,5 mm průměr pro hřídel. Celé pouzdro ložiska lze vidět na *Obr. 36*. Domeček ložiska je z jedné strany vystředěn přes 3 šrouby M6 k desce a z druhé strany zakrytován krycím víkem. Pro demontáž celého domku je třeba sundat kolo. Ložiska jsou zvolena kuželíková s vnějším průměrem 42 mm, vnitřním 20 mm a šířkou 15 mm pod označením 32004 od výrobce SKF a dají se i rozebrat, když by bylo třeba.



Obr. 36 Pouzdro ložiska a uchycení kola

HŘÍDEL S UCHYCENÍM KOL

Hřídel vsazená mezi dvě ložiska má délku 1397 mm a průměr 20 mm s dvěma objímkami na uchycení rozetového kola a kotoučové brzdy. Konce hřídele jsou obrobeny na průměr 16,9 mm s podélným drážkováním. Na drážkovanou plochu je pak nasunut stejný protikus, což je pevný náboj pro uchycení kola. Uchycení kola je řešeno stejně jako na přední nápravě pomocí tří šroubů, které jsou v tomto případě součástí třícípé hvězdice, Obr. 36. Šrouby jsou voleny M10. Na hřídel je také uchyceno rozetové kolo s uchycením, které přenáší hnací sílu přes hřídel na kola. Stejným způsobem je umístěna i kotoučová brzda.

TLUMIČE

Tlumiče jsou voleny dva i pro zadní nápravu. Tlumiče mají délku 320 mm v základní pozici. Zdvih je potřebný necelých 95 mm a statické zatížení na zadní nápravě je 821,08 N. Byly vybrány tlumiče z mopedu Puch Piaggio od výrobce Xtreme. Tlumiče jsou uchyceny pomocí hlavových čepů M12 a M8 a zajištěny segrovými pojistnými kroužky.

BRZDOVÝ TŘMEN

Brzdový třmen je uchycen pomocí násuvného trnu a poté šroubem k úchytům, které jsou přivařeny k rámu. Brzdový třmen je lehce odmontovatelný a může se případně vyměnit za jiný. Brzdový třmen byl zvolen dvoupístkový pro skútry Kymco.

Na zlepšení konstrukce zadní nápravy by bylo vhodné dodělat pro rozetové kolo a brzdový kotouč nějaký ochranný kryt z plechu.

7 NÁVRH BRZDOVÉHO SYSTÉMU

Brzdová soustavu je nejdůležitější bezpečnostní prvek každého vozidla. Z tohoto důvodu je nezbytné navržení správné funkční a bezpečné brzdové jednotky, i když se jedná o vozidlo, které se bude pohybovat mimo veřejné pozemní komunikace. Pro přední nápravu jsou uvažovány dva brzdové kotouče s brzdovými třmeny a na zadní nápravě pouze jeden brzdový kotouč. Všechny brzdové třmeny jsou řízeny hydraulicky. Pro splnění vyhlášky č. 253-3,4 přílohy J, je brzdový systém rozdělen na dva na sobě nezávislé okruhy. V tomto případě pro každou nápravu zvlášť. Ovládaný bude jedním nožním pedálem, který bude ovládat dva brzdové válce. Jeden brzdový válec pro přední nápravu a druhý pro zadní nápravu. Pro celý hydraulický brzdový systém je jedna společná nádobka na brzdovou kapalinu.

7.1 STANOVENÍ BRZDNÝCH ZÁTĚŽNÝCH SIL NA KOLECH

Vstupní parametry pro následné výpočty:

- $v_0 = 13,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ – počáteční rychlost vozidla, z které brzdíme, je navržena kousek nad hranici maximální rychlosti, kterou vozidlo dokáže vyvinout
- $m = 165,79 \text{ kg}$ – celková hmotnost vozidla i s jezdcem
- $\mu_v = 0,5$ – součinitel přilnavosti na polní cestě pro suchý povrch
- $\mu_b = 0,6$ – součinitel tření brzdového kotouče a brzdového obložení
- $c^* = 2 \cdot \mu_b = 1,2$ – vnitřní převod kotoučové brzdy
- $r_b = 0,055 \text{ m}$ – poloměr brzdového obložení
- $r_D = 0,203 \text{ m}$ – dynamický poloměr kola
- $\eta_k = 96 \% = 0,96$ – účinnost válečku v brzdové čelisti, volí se 96 % až 98 %

Tíhová síla s jezdcem

$$G = m \cdot g = 1626,40 \text{ N} \quad (11)$$

Maximální brzdná síla na polní cestě

$$F_{bmax} = G \cdot \mu_v = 813,20 \text{ N} \quad (12)$$

Maximální zpomalení vozidla

$$a_z = \frac{F_{bmax}}{m} = 4,91 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (13)$$

Poměrné zpomalení vozu

$$z = \frac{a_z}{g} = 0,50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad [4] \quad (14)$$

Pro následující vztahy jsou hodnoty statických zátěžných sil na kola vypočteny v kapitole polohy těžiště.

$$F_{Pz} = F_P + G \cdot z \cdot \frac{h}{L} = 1019,67 \text{ N} - \text{brzdné zatížení na přední nápravě} \quad [4] \quad (15)$$

$$F_{Zz} = F_Z - G \cdot z \cdot \frac{h}{L} = 606,73 \text{ N} - \text{brzdné zatížení na zadní nápravě} \quad [4] \quad (16)$$

7.2 ROZDĚLENÍ BRZDNÝCH SIL MEZI NÁPRAVAMI

Jelikož je brzdovým systémem rozdělen do dvou okruhů bylo třeba určit poměr rozložení brzdných sil mezi přední a zadní nápravou. Dva okruhy jsou zavedeny kvůli potřebám, například kritického brzdění, kdy musí dojít k prokluzu na všech čtyřech. Pokud by došlo k prokluzu pouze jednoho nebo dvou kol, ať už na zadní nebo přední nápravě, vozidlo se bude stáčet nebo přetáčet.

Bod blokace přední nápravy s osou Y

$$B_P = \frac{F_P \cdot \mu_v}{1 - \mu_v \cdot \frac{h}{L}} = 463,78 \text{ N} \quad (17)$$

Směrnice křivky blokace přední nápravy

$$S_P = \frac{\mu_v \cdot \frac{h}{L}}{1 - \mu_v \cdot \frac{h}{L}} = 0,15 \quad (18)$$

Bod blokace zadní nápravy s osou X

$$B_Z = \frac{F_Z \cdot \mu_v}{1 + \mu_v \cdot \frac{h}{L}} = 362,73 \text{ N} \quad (19)$$

Směrnice křivky blokace zadní nápravy

$$S_P = \frac{-\mu_v \cdot \frac{h}{L}}{1 + \mu_v \cdot \frac{h}{L}} = -0,12 \quad (20)$$

Pro přepočítání sklonu S_P do y směru: $\cos^{-1}(-0,12) = 96,89^\circ \rightarrow \tan(96,89^\circ) = -8,28$

Rovnice pro přední nápravu: $y_P = 0,15x + 463,78$

Rovnice pro zadní nápravu: $y_Z = -8,28x + 3003,40$

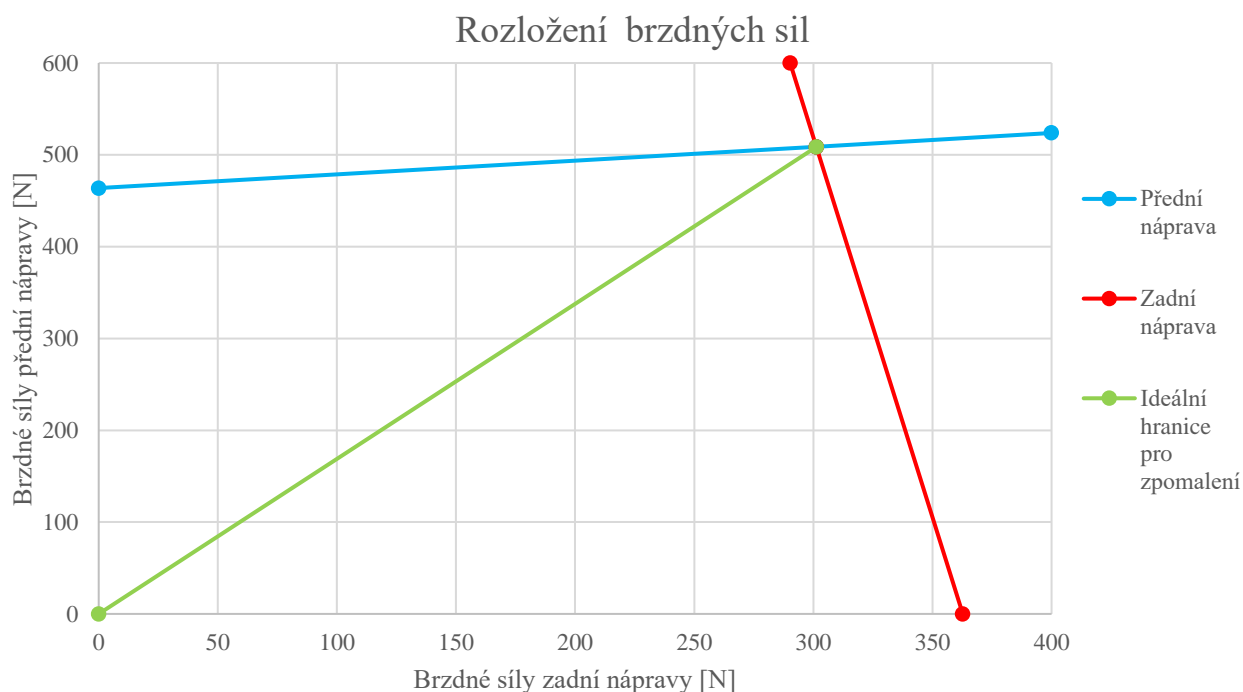
Průsečík přímků zadní a přední nápravy: $0,15x + 463,78 = -8,28x + 3003,40$

$x = 301,30$; $y = 508,64$

Poměr brzdných sil:

$$i_b = \frac{x}{y} = 0,59$$

(21)



Obr. 37 Rozložení brzdných sil

Poměr udává, že 59 % celkové brzdné síly je na přední nápravě, zbylých 41 % je na zadní nápravě. Na Obr. 37 je zobrazena charakteristika výše vypočtených přímek, kde křivky modré a červené barvy udávají hranici blokování kol pro danou nápravu. Zelená udává ideální rozdělení brzdných sil. V bodě, kde se protínají všechny tři úsečky jsou zablokovány všechny čtyři kola zároveň. Stabilitu či nestabilitu vozidla při brzdění určuje to, která náprava bude při zvyšování brzdné síly blokována jako první. Nestabilní nastane při zablokování zadní nápravy. Stabilní bude při blokaci přední nápravy.

7.3 VÝPOČET TŘECÍHO OBLOŽENÍ BRZD

Brzdná síla na přední a zadní nápravě

$$F_{bP} = F_{bmax} \cdot i_b = 479,79 \text{ N} \quad [4] \quad (22)$$

$$F_{bZ} = F_{bmax} \cdot (1 - i_b) = 333,41 \text{ N} \quad [4] \quad (23)$$

Zároveň lze také psát takto, odkud vypočteme průřezy kolových válců, tlaky hydraulických soustav se používají 100 ÷ 160 bar. V tomto případě byl zvolen $p = 110 \text{ bar} = 11 \text{ MPa}$

$$F_{bP} = 2 \cdot p \cdot S_{kP} \cdot \left(\eta_k \cdot c^* \cdot \frac{r_b}{r_d} \right) \rightarrow S_{kP} = \frac{z \cdot G \cdot i_b}{p \cdot \left(\eta_k \cdot 2 \cdot c^* \cdot \frac{r_b}{r_d} \right)} = 6,98 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad [4] \quad (24)$$

$$F_{bZ} = 2 \cdot p \cdot S_{kZ} \cdot \left(\eta_k \cdot c^* \cdot \frac{r_b}{r_d} \right) \rightarrow S_{kZ} = \frac{z \cdot G \cdot (1 - i_b)}{p \cdot \left(\eta_k \cdot 2 \cdot c^* \cdot \frac{r_b}{r_d} \right)} = 4,86 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad [4] \quad (25)$$

$$S_{kP} = 69,87 \text{ mm}^2 ; S_{kZ} = 48,56 \text{ mm}^2$$

Průměr předního a zadního válečku brzdových čelistí

$$d_{tP} = \sqrt{S_{kP} \cdot \frac{4}{\pi}} = 9,43 \text{ mm} \quad [8] \quad (26)$$

$$d_{tZ} = \sqrt{S_{kZ} \cdot \frac{4}{\pi}} = 7,86 \text{ mm} \quad [8] \quad (27)$$

Zvolený skutečný průměr navržených brzd a přepočtený skutečný průměr válečků

$$d_{tPsk} = 20 \text{ mm} \rightarrow S_{kPsk} = \frac{\pi \cdot d_{tPsk}^2}{4} = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 = 314,16 \text{ mm}^2 \quad (28)$$

$$d_{tZsk} = 25 \text{ mm} \rightarrow S_{kZsk} = \frac{\pi \cdot d_{tZsk}^2}{4} = 4,91 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 = 490,87 \text{ mm}^2 \quad (29)$$

Síla působící na brzdovou čelist

$$K_{Psk} = S_{kPsk} \cdot p \cdot \eta_k = 3317,52 \text{ N} \quad [4] \quad (30)$$

$$K_{Zsk} = S_{kZsk} \cdot p \cdot \eta_k = 5183,63 \text{ N} \quad [4] \quad (31)$$

Brzdné momenty

$$M_{bP} = F_{bP} \cdot r_d = 97,40 \text{ Nm} \quad (32)$$

$$M_{bZ} = F_{bZ} \cdot r_d = 67,68 \text{ Nm} \quad (33)$$

Třecí momenty sil působících na brzdovou čelist

$$T_{bP} = K_{Psk} \cdot \mu_b = 1990,51 \text{ N} \quad [4] \quad (34)$$

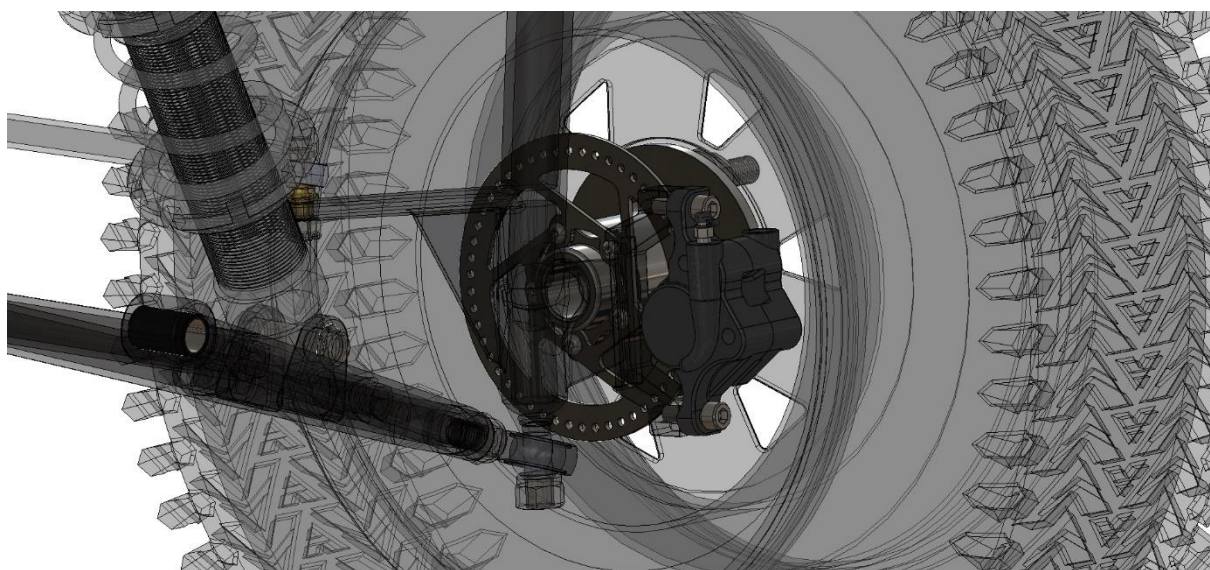
$$T_{bZ} = K_{Zsk} \cdot \mu_b = 3110,18 \text{ N} \quad [8] \quad (35)$$

Skutečný poloměr třecího obložení

$$r_{bPsk} = \frac{M_{bP}}{T_{bP} \cdot 2} = 0,05 \text{ m} = 49 \text{ mm} \quad [8] (36)$$

$$r_{bZsk} = \frac{M_{bZ}}{T_{bZ}} = 0,02 \text{ m} = 21,76 \text{ mm} \quad [8] (37)$$

Na základě těchto výpočtů byly pro přední nápravu zvoleny diskové kotouče o průměru 110 mm. Především také kvůli zástavbovému prostoru, který by jinak zasahoval do disků kol. Tyto brzdové kotouče jsou uchyceny k náboji pomocí 5 šroubků třídy M5. Ke 110 mm brzdovým kotoučům byly zvoleny hydraulické brzdové třmeny jízdních kol, které disponují malým zástavbovým prostorem. Jejich konkrétní označení a výrobce je Shimano BR-MT410. Průměr válečků brzdového třmene je 20 mm. Pro zadní nápravu byl zvolen jeden brzdový kotouč o průměru 170 mm, který je uchycen přes nalisovaný držák přímo na hřídel a proti pootočení je zajištěn zajišťovacím šroubem. S ohledem na světlou výšku vozu by se mohl na zadní nápravu umístit i brzdový kotouč menšího průměru. Následně by ale světlá výška byla limitována rozetovým kolem. Konstrukčně by chtělo zlepšit i umístění brzdového kotouče na přední nápravě, protože kvůli jeho výměně by se musel sundávat celý náboj kola.



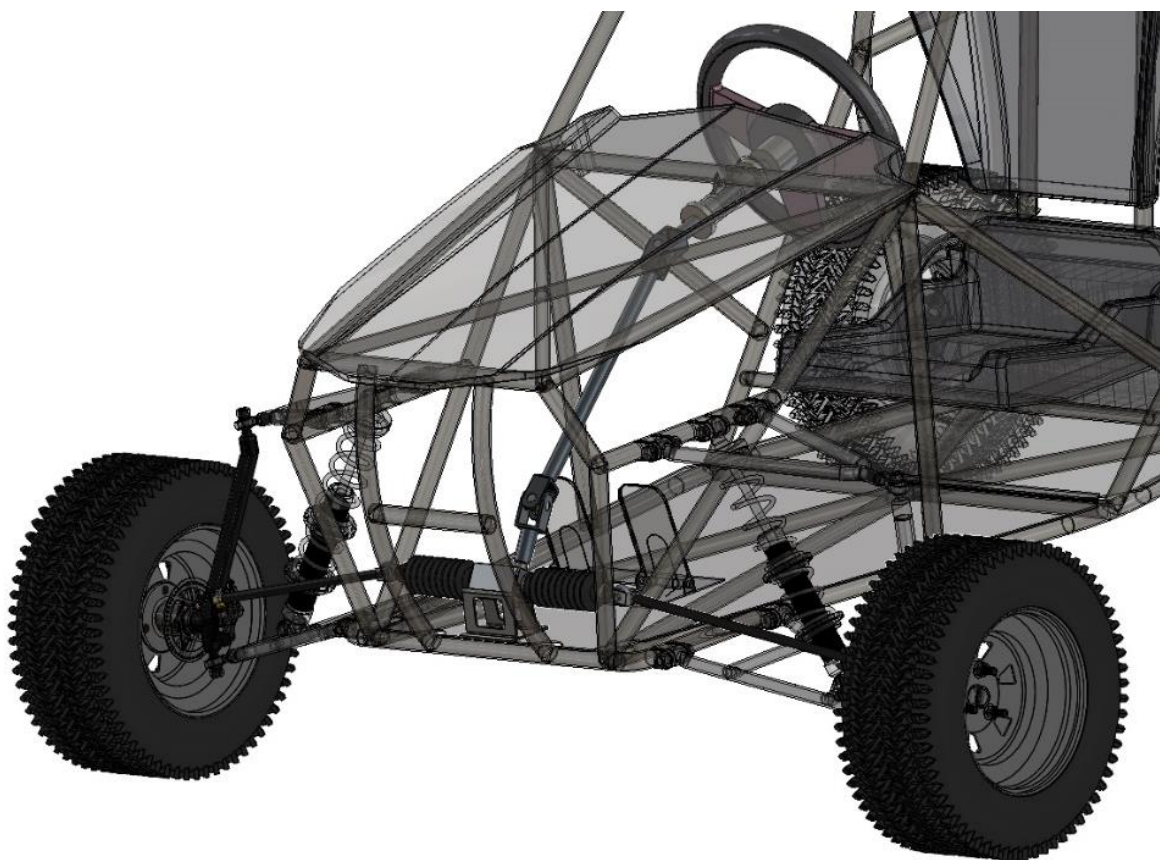
Obr. 38 Přední brzdový systém

8 NÁVRH ŘÍZENÍ

Pro řízení terénního vozidla byla zvolena hřebenová převodka řízení, která převádí rotační pohyb vyvolaný otáčením volantu. Z volantu je rotační pohyb přenášén přes sloupek řízení na kardanový kloub a přes další hřídel až na ozubený pastorek hřebenové převodky. Následně je rotační pohyb převeden na lineární pohyb, který je převeden přes spojovací tyče řízení až na samotnou těhlici, díky čemuž dojde k natočení kol.

8.1 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ŘÍZENÍ

Kvůli zástavbě rámu a jiných komponent bylo řízení umístěno dopředu před samotné tlumiče. Původně bylo zamýšlené blíže k řidiči. Nastavení vzdálenosti volantu je posuvné kvůli rozdílným rozměrům dětí v daném věku. Posunutí je umožněno vsazenou jednou ozubenou tyčí do druhé. Spojovací tyče řízení jsou 360 mm dlouhé, které mají z jedné strany na konci kloubový čep neboli kloubové oko. Na druhém konci je úchyt ve tvaru „U“, ke kterému se přichytí kulové oko hřebenové převodky. Na těhlici je vsazena kulová otoč, aby spojovačka neležela přímo na ploše spojení s těhlicí. Těhlice a spojovačka jsou k sobě stažené přes vsunutá válcová pouzdra a šroub s pojistnou maticí. U hřebene je „U“ profil s kulovým okem spojen hlavovým čepem, který je zajištěn perem. Hřebenová převodka byla zvolena o délce 400 mm z obchodu minibike shop, konkrétně pro vozidla Buggy 125.



Obr. 39 Zobrazení řízení v modelu

8.2 DIFERENČNÍ ÚHEL NATOČENÍ REJDOVÝCH KOL

Geometrie mechanismu pro řízená kola musí splňovat podmínku diferenčního úhlu natočení neboli Ackermannovu teorii. Znamená to, že kolmice středu otáčených kol musí ležet na prodloužené ose zadní nápravy. Vždy je zapotřebí, aby vnitřní kolo bylo natočené více než kolo vnější. Z programu Solidworks, kde byl model vytvořen, byla odečtena hodnota plného natočení kol $34,8^\circ$.

Vstupní parametry:

- $\beta_1 = 30,3^\circ$ – úhel natočení vnějšího kola
- $\beta_2 = [^\circ]$ – úhel natočení vnitřního kola
- $t_0 = 1235,03 \text{ mm}$ – vzdálenost os rejdových čepů
- $L = 1547,86 \text{ mm}$ – rozvor náprav
- $\delta [^\circ]$ – diferenční úhel
- $R = [m]$ – teoretický poloměr zatáčení
- $r = 360 \text{ mm}$ – délka spojovací tyče
- $l = 400 \text{ mm}$ – délka hřebene

$$\delta = \beta_2 - \beta_1 \quad [8] \quad (38)$$

Ackermannův úhel:

$$\cotg(\beta_1) = \frac{R + \frac{1}{2} \cdot t_0}{L}; \quad \cotg(\beta_2) = \frac{R - \frac{1}{2} \cdot t_0}{L} \quad [8] \quad (39)$$

$$\cotg(\beta_1) - \cotg(\beta_2) = \frac{R}{L} \quad [8] \quad (40)$$

Poloměr zatočení vnějšího kola:

$$R = \left[L \cdot \left(\frac{1}{\tan(\beta_1)} \right) \right] - \frac{t_0}{2} = 2031,33 \text{ mm} \quad [8] \quad (41)$$

Úhel natočení vnitřního kola:

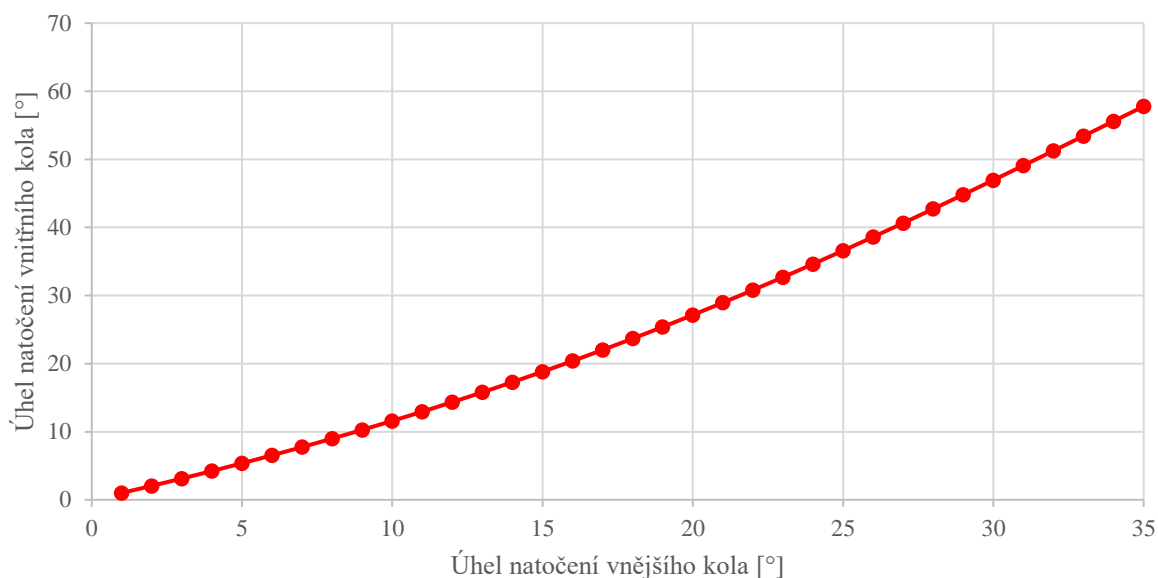
$$\beta_2(\beta_1) = \arctan \left[\frac{L}{R(\beta_1) - \frac{t_0}{2}} \right] = 47,59^\circ \quad [8] \quad (42)$$

Úhel natočení spojovací tyče vůči těhlici:

$$\alpha_0 = \arccos \left(\frac{\frac{1}{2} \cdot (t_0 - l)}{r} \right) \quad [8] \quad (43)$$

Pro vykreslení křivky závislosti natočení vnějšího a vnitřního kola byly spočítány všechny stupně od 1° do 35° . Na Obr. 40 je možné vidět, že vnitřní kolo natáčené od 25° výš, je již natočené o tolik více, že konstrukčně by to nebylo možné vyrobit.

Závislost natočení vnitřního a vnějšího kola



Obr. 40 Závislost natočení vnitřního a vnějšího kola

Posunutí hřebenové tyče:

- $z = 19$ – počet zubů pastorku hřebenové převodky
- $m_d = 1,5 \text{ mm}$ – modul zubů
- $d_1 = 308 \text{ mm}$ – průměr volantu
- $l_b = 154 \text{ mm}$ – obvod úhlu natočení volantu, zvolen pro 180° , aby bylo zjištěno o kolik se posune hřebenová tyč na půl otočení volantu

Převod převodky řízení:

$$i = \frac{d_1}{z \cdot m_d} = 10,81 [-] \quad [8] (44)$$

Posunutí hřebenové tyče:

$$s = \frac{l_b}{i} = 14,25 \text{ mm} \quad [8] (45)$$

Při zvoleném průměru volantu 308 mm a hřebenovou převodkou s výše zmíněnými parametry se při 180° natočení volantu posune hřebenová tyč o $14,25 \text{ mm}$. Následně i spojovačka řízení a kola.

9 PEVNOSTNÍ ANALÝZA VYBRANÉ KOMPONENTY

Za účelem simulace pevnostní analýzy byl použit program ANSYS Workbench, který dokáže řešit reálné konstrukční problémy pomocí metody konečných prvků. Hlavní podstatou této numerické metody je nahrazení spojitého komplikovaného tělesa konečným počtem prvků jednoduššího tvaru.

Pro pevnostní analýzu bylo vybráno přední lichoběžníkové zavěšení. Před samotným výpočtem MKP analýzy byly analyticky vypočteny zátěžné síly pro tři zátěžné stavy, ke kterým je určován koeficient bezpečnosti. První stav je zvolen s maximálním namáháním při průjezdu vozidla zatáčkou s podélným přetížením vozu $a_g = 1,2$ g. Druhý zátěžný stav byl zvolen pro podélné zrychlení konstantní velikosti – brzdění. Třetí zátěžný stav byl zvolen tak, že se vozidlo nadzdvihne a dopadne pouze na jedno kolo.

9.1 VÝPOČET ZÁTĚŽNÝCH STAVŮ NA PŘEDNÍ NÁPRAVU

Vstupní parametry (některé jsou již v předcházejících kapitolách, proto zde nejsou uvedeny):

- $v_x = 1,2$ – mezní hodnota podélného součinitele tření
- $v_y = 1,2$ – mezní hodnota příčného součinitele tření
- $t = 1,393$ m – rozchod kol
- $a_g = 1,2$ – podélné přetížení
- $a_b = 1,2$ – brzdné přetížení

Hmotnost na zadní a na přední nápravě vůči těžišti:

$$m_z = \frac{l_b}{L} \cdot m_c = 82,09 \text{ kg} \quad [8] \quad (46)$$

$$m_p = \frac{l_a}{L} \cdot m_c = 83,698 \text{ kg} \quad [8] \quad (47)$$

$$F_c = a_g \cdot m_c \cdot g = 1951,68 \text{ N} \quad [8] \quad (48)$$

Momentové rovnice:

$$F_c \cdot h + G \cdot \frac{t}{2} - N_p \cdot t = 0 \quad (49)$$

$$F_c \cdot h - G \cdot \frac{t}{2} - N_l \cdot t = 0 \quad (50)$$

Průjezd zatáčkou:

Normálová síla působící na pravé a levé přední kolo:

$$N_{pp} = \frac{m_p \cdot a_g \cdot g \cdot h + m_p \cdot g \cdot \frac{t}{2}}{t} = 555,53 \text{ N} \quad (51)$$

$$N_{pl} = \frac{-m_p \cdot a_g \cdot g \cdot h + m_p \cdot g \cdot \frac{t}{2}}{t} = 265,55 \text{ N} \quad (52)$$

Axiální síla působící na pravé a levé přední kolo:

$$A_{pp} = v_y \cdot N_{pp} = 666,64 \text{ N} \quad (53)$$

$$A_{pl} = v_y \cdot N_{pl} = 318,67 \text{ N} \quad (54)$$

Podélné zrychlení konstantní velikosti – brždění:

Momentové rovnice:

$$-F_b \cdot h - G \cdot l_b + N_P \cdot L = 0 \quad (55)$$

$$-F_b \cdot h + G \cdot l_a + N_Z \cdot L = 0 \quad (56)$$

Normálová síla působící na přední nápravu:

$$N_{pb} = \frac{m_c \cdot a_g \cdot g \cdot h + m_c \cdot g \cdot l_b}{L} = 1064 \text{ N} \quad (57)$$

Normálová síla působící na jedno přední kolo:

$$N_{pbkolo} = \frac{N_{pb}}{2} = 531,90 \text{ N} \quad [8](58)$$

Tečná síla působící na přední kolo

$$T_{pbkolo} = v_x \cdot N_{pbkolo} = 638,27 \text{ N} \quad [8](59)$$

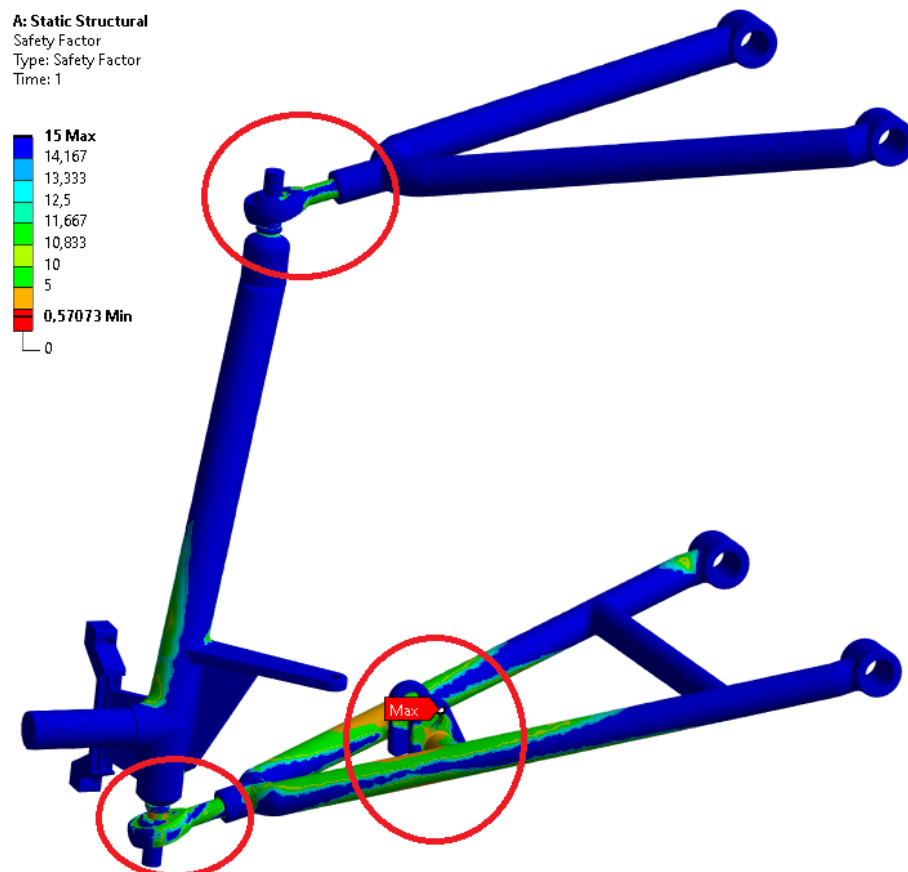
Dopad na jedno kolo:

$$G_y = m \cdot g = 1626,40 \text{ N} \quad (60)$$

9.2 PEVNOSTNÍ ANALÝZA V PROGRAMU ANSYS WORKBENCH

Pro prvotní nástin největších koncentrací napětí byla spuštěna analýza zjednodušené sestavy předního zavěšení, Obr. 41. Z ní je patrné, že kritickými místy jsou spojení těhlice a ramen, kde

jsou kulové čepy a samotné spodní rameno. Konkrétně když tlumič dosedne na doraz a samotný pak působí do proti síly. Na základě tohoto výstupu byla provedena pevnostní analýza spodního ramene.



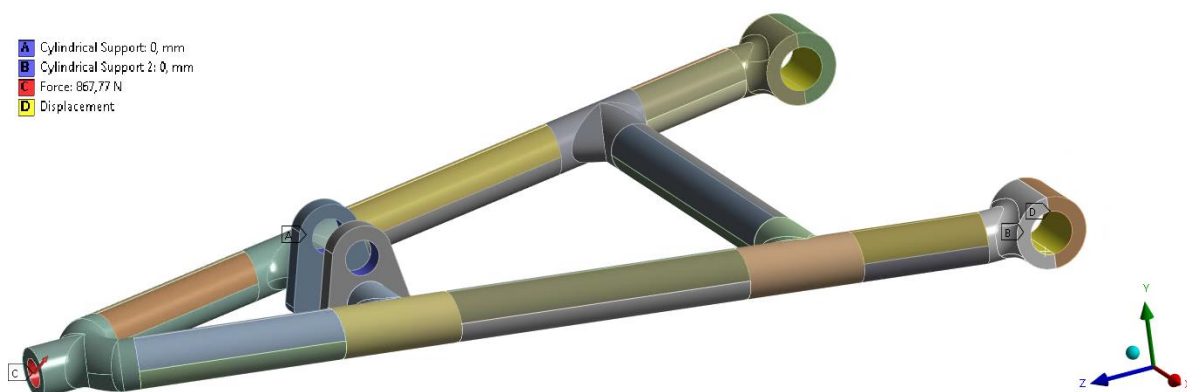
Obr. 41 Pevnostní analýza předního zavěšení

Před samotnou analýzou bylo nutné v programu ANSYS SpaceClaim upravit geometrii spodního ramene. Odstraněny byly drobné zkosení a zaoblení do 1 mm, které by zatěžovaly řešení celého výpočtu a mohly způsobit lokální zkreslení výsledného napětí případně úplnou chybu. Dále byla geometrie součásti rozdělena na několik jednodušších prvků, u kterých byla nasdílena topologie a to z důvodu nastavení lepší sítě. V ANSYS Mechanical byla vytvořena diskretizace sítě (vysítování), Obr. 42. Sít' na složitých zaobleních a tvarech byla vytvořena pomocí automatické sítě. Rozdělené kruhové úseky byly vytvořeny pomocí sítě sweep, kde bylo složité nastavit návaznost na automaticky generovanou sít'. U zaoblení konce ramene bylo použito lokální zjemnění. Velikost prvků byla nastavena na 1,2 mm. Průměrná kvalita (Element quality) sítě je na hodnotě 0,82. Poměr stran (Aspect ratio) je na hodnotě 1,43. Ideálně by tyto parametry měly být rovny jedné, ale i toto se dá označit jako kvalitní sít'.



Obr. 42 Vygenerovaná síť spodního ramene s kvalitou sítě

Následně byl nastaven materiál oceli S355J 2G3, který je v programu předdefinovaný s materiálovými vlastnostmi. Dále byly zvoleny okrajové podmínky, které je pro samotné těleso obtížné přesně definovat. Pro oka uchycení k rámu byly nastaveny válcové podpěry (cylindrical support) viz. Obr. 43 s fixací v radiální a axiální směru, povolena byla pouze složka tečného směru. Na stejné plochy bylo pro úplné zavazbení použito i posunutí (displacement), které bylo umožněno pouze v ose y. Pro oka uchycení tlumiče byla taktéž použita válcová podpěra se stejným zavazbením a umožněním pohybu pouze v tečném směru. Tímto způsobem byly odebrány stupně volnosti v nežádoucích směrech. Na konec ramene do závitového výřezu pak byly aplikovány jednotlivé zátěžné stavy pomocí zátěžné síly (force), díky které je možné zadávat do směrů souřadného systému: X,Y,Z rozložená zatížení.



Obr. 43 Zavazbení modelu

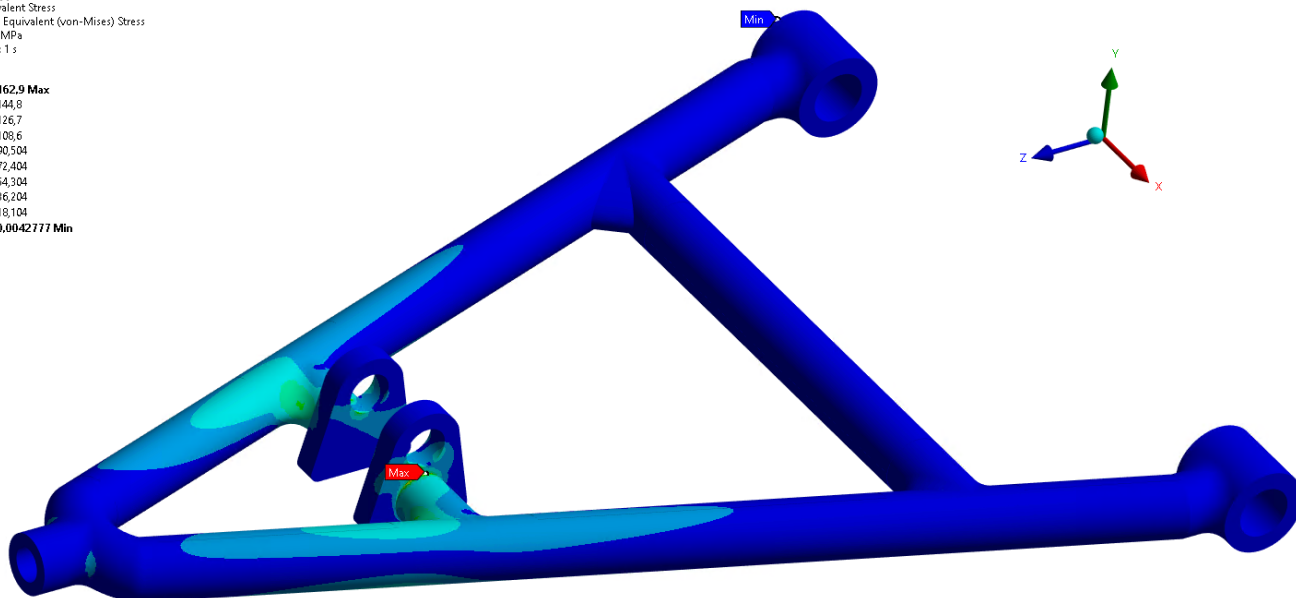
Výsledné simulace pro jednotlivé stavy jsou na Obr. 44, Obr. 45, Obr. 46.

Zátěžné stavy pro rameno jsou zkreslené, protože v reálném případě by bylo největší napětí na závitových spojích ke kulovému čepu. Cílem ale bylo zjistit námahu na spodním nejvíce zatěžovaném rameni. Podle výsledku bude nejvyšší napětí na uchycení pro tlumič ve všech

třech případech. Což by také odpovídalo realitě, kdy tlumič bude stlačen na doraz a samotný tlumič bude přetěžovat toto místo ještě více, protože se nemá kam pohnout.

B: Copy of Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1 s

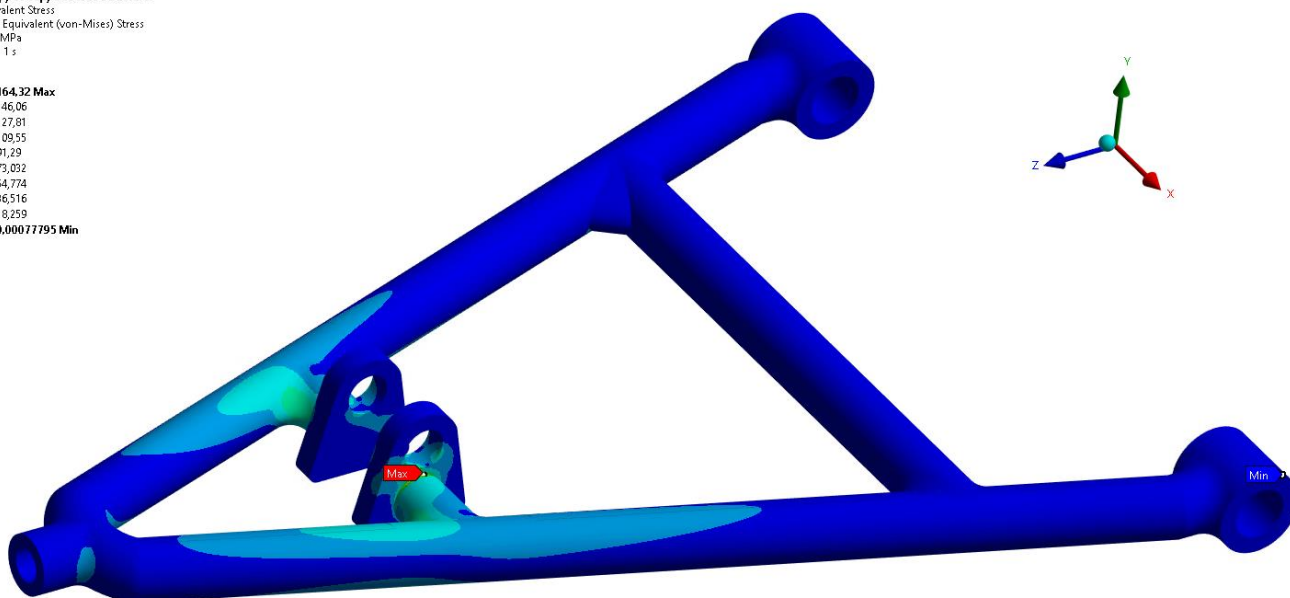
162,9 Max
144,8
126,7
108,6
90,504
72,404
54,304
36,204
18,104
0,0042777 Min



Obr. 44 Zátěžný stav 1 - průjezd zatáčkou

C: Copy of Copy of Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1 s

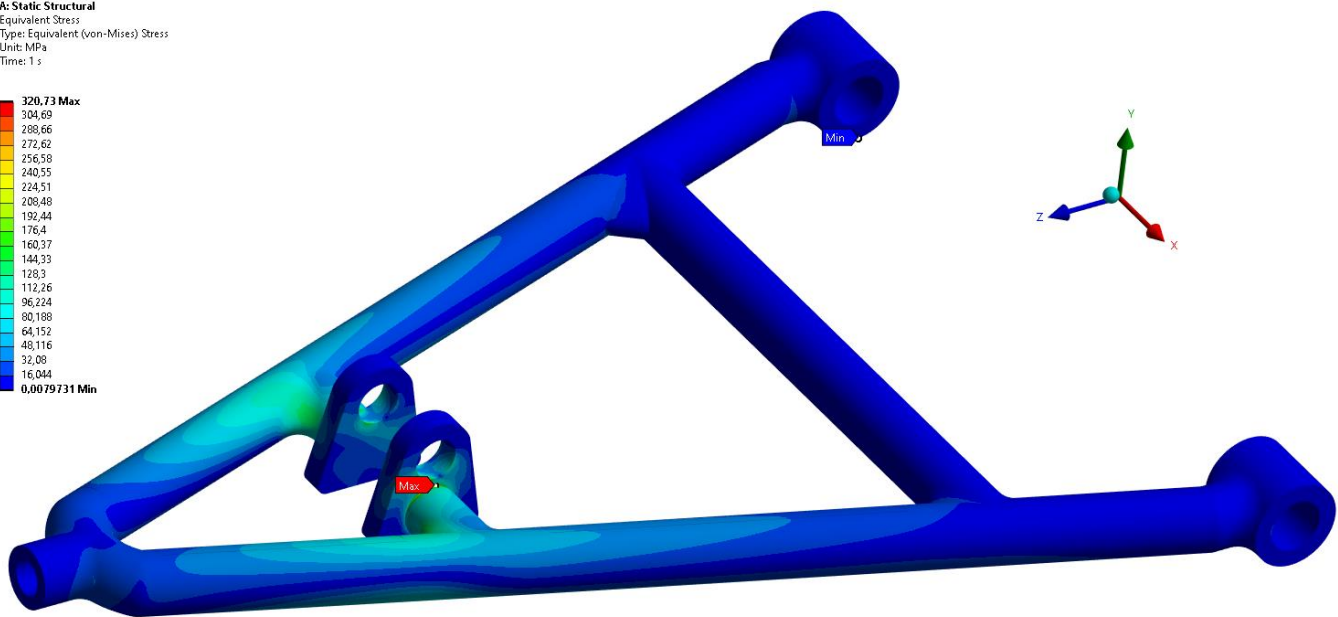
164,32 Max
146,06
127,81
109,55
91,29
73,032
54,774
36,516
18,259
0,0007795 Min



Obr. 45 zátěžný stav 2 - intenzivní brždění

A: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1 s

320,73 Max
304,69
288,66
272,62
256,58
240,55
224,51
208,48
192,44
176,4
160,37
144,33
128,3
112,26
96,224
80,188
64,152
48,116
32,08
16,044
0,0079731 Min



Obr. 46 Zátěžný stav 3 - pád na jedno kolo

Z provedených MKP analýz ve třech zátěžových stavech jsou vyčteny maximální hodnoty napětí, které jsou následně aplikovány pro výpočet bezpečnostního koeficientu:

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{red,max}} \quad (61)$$

Mez kluzu zvoleného materiálu je $R_e = 315 \text{ MPa}$.

Tab. 3 Vyhodnocení napjatosti spodního ramene pro všechny zátěžné stavy

Zátěžové stavy:	STAV 1	STAV 2	STAV 3
Maximální napětí [MPa]	148,62	132,38	282,41
Bezpečnostní koeficient [-]	2,12	2,38	1,12

Na základě bezpečnostních koeficientů lze říci, že navržené rameno je vyhovující. Pouze pro třetí kritický stav by bylo vhodné rameno upravit zesílením tloušťky materiálu nebo vzpěrou, která by byla v místě uchycení tlumiče.



Obr. 47 Kompletní model dětské crosskart



Obr. 48 Kompletní model podvozku dětské crosskart

ZÁVĚR

Cílem této práce bylo zkonstruování přední a zadní nápravy dětského elektrického vozidla typu crosskart neboli terénního vozidla ve spolupráci s kolegyní mého ročníku. Ta se podílela na návrhu pohonné jednotky, rámu a usazení jezdce do vozidla.

V úvodní části práce je stručně popsáno a charakterizováno co je to crosskart vozidlo a jaké parametry a normy by mělo splňovat pro případné závodní disciplíny. Dále jsou podrobněji rozebrány komponenty užívané pro stavbu těchto vozidel, včetně popisů funkcí používaných komponent. Rešeršní část je ještě obohacena o aspekty návrhu geometrie náprav za účelem pochopení základních kinematických charakteristik zavěšení, bez nichž se nedá navrhnout ideální zavěšení.

Praktická část je zaměřena na vyhotovení kompletního modelu podvozku vozidla. Nejprve byla zvolena koncepce zavěšení na předem danou velikost rámu. Na základě toho byla zvolena délka a šířka vozidla, podle podobných vozidel prodávaných na trhu. Přední zavěšení bylo nejprve simulováno v programu ADAMS, aby se naladily požadované kinematické charakteristiky pro terénní crosskart vozidlo. Podle výchozích simulovaných bodů byl v programu Solidworks sestroyen model. Modelování bylo prováděno s přihlédnutím ke komponentám, které se dají koupit v obchodě, aby vozidlo dosahovalo běžných parametrů. U konstrukce zadního rámu, předních ramen lichoběžníkového zavěšení, těhlice a podobných jiných komponent byla zamýšlena případná domácí výroba.

V dalších kapitolách byla práce zaměřena na řízení a brzdový systém, které jsou nezbytnou součástí podvozku každého vozidla. Pro brzdový systém byl proveden výpočet navrhovaných brzd, především na přední nápravu, kde jsou brzdové kotouče umístěny na náboj kola, takže se zástavbově musí vejít do disku kola včetně brzdového třmenu. Pro řízení vozidla byl vypočítán diferenční úhel natočení kol a sestroyen koncepční návrh řízení. Pro tento typ zástavby bylo zvoleno hřebenové řízení.

Na závěr byla vyhotovena pevnostní simulace celého předního lichoběžníkového zavěšení. Ze simulace byla stanovena nejkritičtější místa, a to na spodním rameni a kulových čepích, která spojují těhlici s rameny. Jelikož kulové čepy byly v modelu velmi zjednodušeny kvůli náročnosti, tak lze snadno očekávat, že v těchto místech jsou velká napětí. Z tohoto důvodu byla pevnostní analýza zaměřena pouze na spodní rameno, kde je kritickým místem uchycení tlumiče. Pevnostní analýza byla provedena pro tři zátěžné stavy. Všechny vyšly nad hranicí vzniku trvalé deformace, ale kvůli třetímu zátěžnému stavu by bylo vhodné spodní rameno ještě upravit a nadimenzovat na větší zátěžné síly.

Práce se snažila shrnout všechny potřebné aspekty, které jsou nutné pro konstrukci dětského terénního vozidla typu crosskart. Základním výstupem celé práce je koncepční návrh podvozku včetně řízení a brzdového systému, který by měl být jakousi inspirací pro případné domácí stavby těchto vozů. K úplnému konstrukčnímu zhotovení by bylo zapotřebí namodelování všech konkrétních komponent, které jsou na trhu k dispozici a téměř každou komponentu propočítat na bezpečnost, zda vyhovuje nebo ne. U dětského vozidla tohoto typu jde především o bezpečnost, aby se co nejvíc zamezilo úrazům.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] TECHNICKÉ PŘEDPISY PRO CROSS CAR. In: . Praha: Autoklub České Republiky, 2021, 279B. Dostupné také z: <https://www.autoklub.cz/wp-content/uploads/2021/04/radyfia-prilohaj-279b.pdf>
- [2] ČESKÁ REPUBLIKA. NÁRODNÍ TECHNICKÉ PŘEDPISY PRO AUTOCROSS. In: Praha: Autoklub České Republiky, 2018, číslo 1. Dostupné také z: https://www.autoklub.cz/wp-content/uploads/2018/11/autocross_technika_18.pdf
- [3] REIMPELL, JörnSEN, Helmut STOLL a Jürgen W. BETZLER. *Automobilový podvozek: technické principy: podvozek a vozidlo jako celek, zavěšení kol a typy pohonu, kinematika a elastokinematika náprav, řízení, odpružení, pneumatiky, konstrukční a výpočetní poradenství*. 2. vyd. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 2001. ISBN 978-076-8006-575.
- [4] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [5] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily*. 6. vydání. Brno: Avid, spol. s r.o., 2018. ISBN 978-80-87143-36-0.
- [6] VLK, František. *Stavba motorových vozidel: [osobní automobily, autobusy, nákladní automobily, jízdní soupravy, ergonomika, biomechanika, struktura, kolize, materiály]*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-8757-2.
- [7] Nápravy. *ELUC: Elektronická učebnice* [online]. Olomouc: -, 2014, 2014 [cit. 2023-02-15]. Dostupné z: <https://eluc.ikap.cz/verejne/lekce/1482>
- [8] FISCHER, Richard, Rolf GSCHEIDLE, Uwe HEIDER, et al. *Tabulky pro automechaniky*. 16. vydání. Německo: Verlag Europa-Lehrmittel GmbH & Co., 2008. ISBN 978-3-8085-2086-4.
- [9] REIMPELL, JörnSEN, Helmut STOLL a Jürgen W. BETZLER. *The automotive chassis: Engeneering Principles*. 2nd ed. England: Butterworth, Heinemann. ISBN 0 7506 5054 0.
- [10] MARCÍN, Jiří a Petr ZÍTEK. *Pneumatiky: Gumárenské výroby*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, n.p., 1985.
- [11] *Funkce pneumatiky. RAL PNEU* [online]. [cit. 2023-03-03]. Dostupné z: <http://www.ralpneu.cz/13961/funkce-pneumatiky/>
- [12] PITUCHA, Emanuel. *Pneumatiky: výroba údržba opravy*. Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1961.
- [13] SAIDL, Jan. *Konstrukce pneumatiky. Autolexicon.net* [online]. [cit. 2023-04-03]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/konstrukce-pneumatiky/>
- [14] VASHIST, Akriti, Ravinder KUMAR a Deepshikha. *Design and analysis of suspension system for an All-Terrain vehicle* [online]. New Delhi, India, 2021 [cit. 2023-03-22].

Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214785321050112>.
Disertation. Indira Gandhi Delhi.

- [15] CAMBER, CASTER, TOE-IN/TOE-OUT EXPLAINED. *InTrax: Suspension Technology* [online]. Nederland: Intrax Suspension Technology, 2015 [cit. 2023-03-23]. Dostupné z: <https://www.intraxracing.nl/en/camber/>
- [16] Suspension design: definitions and effects on vehicle behavior. *Car Engineer* [online]. USA: car-engineer, 2014 [cit. 2023-04-02]. Dostupné z: <https://www.car-engineer.com/suspension-design-definitions-and-effects-on-vehicle-behavior/>
- [17] Geometry. *Suspension secrets: give your suspension some attention* [online]. Marthall: Suspension secrets, 2018 [cit. 2023-04-02]. Dostupné z: <https://suspensionsecrets.co.uk/suspension-geometry-explained/>
- [18] Go Kart Rear Axle Assembly Kit Complete Wheel Hub For Mini Kids ATV QUAD Buggy. In: *Amazon* [online]. 2021 [cit. 2023-04-03]. Dostupné z: <https://www.amazon.com/DENESTUS-Assembly-Universal-Replacement-Warehouse/dp/B08W1VJY69?th=1>
- [19] SW & PIR II DAA Front Suspension Plans. In: *EDGE* [online]. Praha: edge, 2019 [cit. 2023-04-03]. Dostupné z: <https://theedgeproducts.com/products/sw-pir-iii-daa-front-suspension-plans-digital-download>
- [20] Final Design CAD Renderings. In: *UCSB Racing* [online]. Online: UCSB racing, 2014 [cit. 2023-04-04]. Dostupné z: <http://ucsbracing.blogspot.com/2014/01/>
- [21] 10 Things You Should Know About Art Morrison Multilink Independent Rear Suspension. In: *Motortrend* [online]. Online, 2013 [cit. 2023-04-04]. Dostupné z: <https://www.motortrend.com/news/art-morrison-multilink-irs/>
- [22] HAVEL Buggy Crosskart. *HAVEL Buggy* [online]. Lhotky: Havel buggy, 2010, 2012 [cit. 2023-04-25]. Dostupné z: http://havel.cz/index.php/main_controller/detail/crosskart

Bibliografické citace použitých informačních zdrojů musejí odpovídat normě ISO ČSN 690 (01 0197) platné od 1. dubna 2011. Pro tvorbu těchto citací je možné využít i služby Citace PRO.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_b	[–]	Brzdné přetížení vozidla
a_g	[–]	Podélné přetížení vozidla
A_{Pl}	[N]	Axiální síla působící na levé přední nápravě
A_{Pp}	[N]	Axiální síla působící na pravé přední nápravě
a_z	[m·s ⁻²]	Maximální zpomalení vozidla
B_P	[N]	Síla blokace přední nápravy
B_Z	[N]	Síla blokace zadní nápravy
c	[N·m ⁻¹]	Tuhost
c^*	[–]	Vnitřní převod kotoučové brzdy
d_l	[mm]	Průměr volantů
d_{lP}	[m]	Průměr válce brzdového třmene přední nápravy
d_{lPsk}	[m]	Skutečný průměr válce brzdového třmene přední nápravy
d_{lZ}	[m]	Průměr válce brzdového třmene zadní nápravy
d_{lZsk}	[m]	Skutečný průměr válce brzdového třmene zadní nápravy
F_b	[N]	Brzdná síla
F_{bmax}	[N]	Maximální brzdná síla
F_{bP}	[N]	Brzdná síla přední nápravě
F_{bZ}	[N]	Brzdná síla zadní nápravě
F_C	[N]	Síla pro příčné přetížení
F_G	[N]	Tíhová síla
F_P	[N]	Zatížení přední nápravy
F_{Pkola}	[N]	Zatížení kola přední nápravy
F_{Pz}	[N]	Brzdné zatížení kola na přední nápravě
F_Z	[N]	Zatížení zadní nápravy
F_{Zkola}	[N]	Zatížení kola zadní nápravy
F_{Zz}	[N]	Brzdné zatížení kola na zadní nápravě
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
G	[N]	Tíhová síla v těžišti
G_y	[N]	Tíhová síla v y ose
h	[m]	Výška těžiště vozidla
i	[–]	Převod převodky řízení
i_b	[–]	Poměr brzdných sil

k_k	[-]	Koeficient bezpečnosti
K_{Psk}	[N]	Síla působící na brzdovou čelist přední nápravy
K_{Zsk}	[N]	Síla působící na brzdovou čelist zadní nápravy
L	[m]	Vzdálenost mezi nápravami (rozvor)
l	[m]	Délka hřebene
l_a	[m]	Vzdálenost těžiště od osy přední nápravy
l_b	[m]	Vzdálenost těžiště od osy zadní nápravy
l_b	[m]	Obvod úhlu natočení volantu
m	[kg]	Celková hmotnost
M_{bP}	[N·m]	Brzdový moment přední nápravy
M_{bZ}	[N·m]	Brzdový moment zadní nápravy
m_d	[mm]	Modul zubů
m_j	[kg]	Hmotnost jezdce
m_p	[kg]	Celková hmotnost připadající na přední nápravu vůči těžišti
M_T	[N·m]	Momentová rovnováha k těžišti
m_v	[kg]	Hmotnost vozidla
m_z	[kg]	Celková hmotnost připadající na zadní nápravu vůči těžišti
N_{Pb}	[N]	Normálová síla brždění působící na přední nápravu
N_{Pbkolo}	[N]	Normálová síla působící na přední kolo
N_{Pl}	[N]	Normálová síla působící na levé přední nápravě
N_{Pp}	[N]	Normálová síla působící na pravé přední nápravě
p	[Pa]	Tlak hydrauliky v potrubí
R	[m]	Teoretický poloměr zatáčení
r	[m]	Délka spojovací tyče
r_0	[m]	Poloměr obložení
r_{bPsk}	[m]	Skutečný poloměr třecího obložení přední nápravy
r_{bZsk}	[m]	Skutečný poloměr třecího obložení zadní nápravy
r_d	[m]	Dynamický poloměr kola
R_e	[MPa]	Mez kluzu materiálu
s	[m]	Posunu hřebenové tyče
S_{kP}	[m ²]	Obsah válce brzdového třmene přední nápravy
S_{kPsk}	[m ²]	Skutečný průřez válce brzdového třmene přední nápravy
S_{kZ}	[m ²]	Obsah válce brzdového třmene zadní nápravy

S_{kZsk}	[m ²]	Skutečný průřez válce brzdového třmene zadní nápravy
S_P	[N]	Směrnice blokace přední nápravy
S_Z	[N]	Směrnice blokace zadní nápravy
t	[m]	Rozchod kol
t_0	[m]	Vzdálenost od rejdových čepů
T_{bP}	[N]	Třecí síla působící na brzdovou čelist přední nápravy
T_{bZ}	[N]	Třecí síla působící na brzdovou čelist zadní nápravy
T_{Pbkolo}	[N]	Tečná síla působící na přední kolo
v_0	[m·s ⁻¹]	Počáteční rychlost vozidla
v_x	[–]	Mezní hodnota podélného součinitele tření
v_y	[–]	Mezní hodnota příčného součinitele tření
W_P	[–]	Poměr sil na přední nápravě
W_Z	[–]	Poměr sil na zadní nápravě
z	[m·s ⁻²]	Poměrné zpomalení vozidla
z	[–]	Počet zubů pastorku
β_1	[°]	Úhel natočení vnějšího kola
β_2	[°]	Úhel natočení vnitřního kola
δ	[°]	Diferenční úhel
η_k	[%]	Účinnost brzdového válce v brzdové čelisti
μ_b	[–]	Součinitel tření brzdového kotouče a obložení
μ_v	[–]	Součinitel přilnavosti vozovky
ρ	[kg·m ⁻³]	Hustota
$\sigma_{red,max}$	[MPa]	Maximální redukované napětí
ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost