

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R016 Dopravní a manipulační technika

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Návrh koncepce terénního sportovního vozidla

Autor: **Jaroslav MATOUŠEK**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Ladislav NĚMEC, CSc.**

Akademický rok 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jaroslav MATOUŠEK**
Osobní číslo: **S13B0201K**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Koncepční návrh lehkého terénního sportovního vozidla**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Provést rešerši lehkých terénních sportovních vozidel ("bugin"). Navrhnout koncepci buginy: podvozek, umístění motoru, koncepce pohonu, ochranné prvky, apod. Vypracovat konstrukční návrh zadaného dílu buginy.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Úvod, rešerše
2. Koncepční návrh celku vozidla
3. Koncepční návrh jednotlivých skupin vozidla
4. Konstrukční návrh zadaného dílu vozidla
5. Zhodnocení, závěr

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojího inženýra I.* Brno: Computer Press, 1999


JAN, Z., VÉMOLA, A., ŽDÁNSKÝ, B. *Automobily I. Podvozek a převodná ústrojí.* Brno: Akad. nakl. CERM, 2003

VLK, F. *Automobilová technická příručka.* Brno: nakl. Vlk, 2003

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **23. září 2013**
Termín odevzdání bakalářské práce: **27. června 2014**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




Doc. Ing. Věclava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 23. září 2013

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

| | | | |
|----------------------|---------------------------------------------------|-------------------|-------------------------|
| AUTOR | Příjmení Matoušek | Jméno Jaroslav | |
| STUDIJNÍ OBOR | 2301R016 - Dopravní a manipulační technika | | |
| VEDOUCÍ PRÁCE | Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Němec, CSc. | Jméno Ladislav | |
| PRACOVÍŠTĚ | ZČU - FST - KKS | | |
| DRUH PRÁCE | DIPLOMOVÁ | BAKALÁŘSKÁ | Nehodící se škrtněte |
| NÁZEV PRÁCE | Koncepce terénního sportovního vozidla | | |

| | | | | | |
|----------------|---------|----------------|-----|--------------------|------|
| FAKULTA | strojní | KATEDRA | KKS | ROK ODEVZD. | 2014 |
|----------------|---------|----------------|-----|--------------------|------|

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

| | | | | | |
|---------------|----|---------------------|----|----------------------|---|
| CELKEM | 50 | TEXTOVÁ ČÁST | 48 | GRAFICKÁ ČÁST | 2 |
|---------------|----|---------------------|----|----------------------|---|

| | |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p> | <p>Bakalářské práce se zabývá koncepčním návrhem lehkého sportovního terénního vozidla. Úvodní část je zaměřena na rešerši dosavadního vývoje lehkých terénních vozidel. Dále je zpracována orgánová struktura, na jejímž základě je zvolena optimální varianta řešení. Následuje koncepční návrh s popisem funkce a umístění jednotlivých komponentů vozidla.</p> |
| <p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p> | <p style="text-align: center;">Koncepční návrh, terénní vozidlo, bugina, buggy, UTV, náprava, zavěšení, uspořádání hnacích prvků, CAD</p> |

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

| | | | |
|--------------------------|---------------------------------------------------------|------------------|-----------------------------------|
| AUTHOR | Surname Matoušek | Name Jaroslav | |
| FIELD OF STUDY | 2301R016 - Transport and handling machinery | | |
| SUPERVISOR | Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Němec, CSc. | Name Ladislav | |
| INSTITUTION | ZČU - FST - KKS | | |
| TYPE OF WORK | DIPLOMA | BACHELOR | Delete when not applicable |
| TITLE OF THE WORK | <u>Conception design of off-road sports vehicle</u> | | |

| | | | | | |
|----------------|------------------------|-------------------|----------------|---------------------|------|
| FACULTY | Mechanical Engineering | DEPARTMENT | Machine Design | SUBMITTED IN | 2014 |
|----------------|------------------------|-------------------|----------------|---------------------|------|

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

| | | | | | |
|----------------|----|------------------|----|-----------------------|---|
| TOTALLY | 50 | TEXT PART | 48 | GRAPHICAL PART | 2 |
|----------------|----|------------------|----|-----------------------|---|

| | |
|-------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS | <p>Bachelor thesis deals with the conceptual design of light off-road sports vehicle. The first part is focused on the research developments of light terrain vehicles. It is processed the organ structure, on which is based selection of the optimal solution.</p> <p>The following is a conceptual proposal describing the function and location of each vehicle components.</p> |
| KEY WORDS | <p>Conceptual design, ATVs, buggies, buggy, UTV, axle, suspension, arrangement of drive components, CAD</p> |

Obsah

| | |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <i>Seznam příloh</i> | 3 |
| <i>Přehled použitých zkratk a symbolů</i> | 3 |
| 1 Zadání..... | 4 |
| 1.1 <i>Výchozí situace</i> | 4 |
| 1.2 <i>Cíl</i> | 4 |
| 1.3 <i>Zadání problému</i> | 4 |
| 2 Návrh technického systému..... | 5 |
| I. <i>Rozpracování a zpřesnění problému</i> | 5 |
| i. <i>Vyjasnění problematiky</i> | 5 |
| ia. <i>Průzkum stavu techniky</i> | 5 |
| iaa. <i>Historie vývoje lehkých terénních vozidel</i> | 5 |
| iib. <i>Hlavní vývojové směry současných lehkých terénních vozidel – bugin</i> | 6 |
| <i>Dune buggy – pouštní bugina</i> | 6 |
| <i>Sandrail buggy</i> | 7 |
| <i>Rock crawler - skalní lezec</i> | 8 |
| <i>All terrain vehicle (ATV)</i> | 8 |
| <i>Utility terrain vehicle (UTV) – užitkové terénní vozidlo</i> | 9 |
| ib. <i>Studie proveditelnosti</i> | 10 |
| ii. <i>Vyjasnění zadaného problému</i> | 10 |
| 2.1 <i>Specifikace požadavků na technický systém</i> | 10 |
| II. <i>Koncepční návrh technického systému</i> | 12 |
| 2.2 <i>Návrh orgánové struktury technického systému</i> | 12 |
| 2.2.1 <i>Navržení orgánů TS, které mohou zajistit požadované funkce</i> | 13 |
| 2.2.2 <i>Kombinace orgánů TS do variant orgánové struktury TS</i> | 13 |
| 2.2.3 <i>Hodnocení vybraných alternativ orgánových struktur technického systému</i> | 14 |
| 2.3 <i>Popis funkce vybraných konstrukčních prvků</i> | 15 |
| 2.3.1 <i>Zavěšení kol</i> | 15 |
| 2.3.1.1 <i>Druhy náprav</i> | 15 |
| 2.3.1.2 <i>Geometrie řízených kol</i> | 17 |
| 2.3.1.3 <i>Úhel odklonu kola - γ</i> | 17 |
| 2.3.1.4 <i>Příklon rejdové osy - σ a poloměr rejdu kola – r_0</i> | 18 |
| 2.3.1.5 <i>Záklon rejdové osy – τ</i> | 19 |
| 2.3.1.6 <i>Sbíhavost kol</i> | 20 |
| 2.3.1.7 <i>Ackermannova podmínka geometrie řízení</i> | 21 |
| 2.3.2 <i>Brzdová soustava</i> | 22 |

| | | |
|----------|------------------------------------------------------|----|
| 2.4 | <i>Konstrukční návrh TS</i> | 23 |
| 2.4.1 | Návrh hrubé stavební struktury | 23 |
| 2.4.1.1 | Návrh rámu vozidla | 23 |
| 2.4.1.2 | Návrh přední nápravy | 24 |
| 2.4.1.3 | Návrh zadní nápravy..... | 26 |
| 2.4.1.4 | Splnění ackermannovi podmínky geometrie řízení | 28 |
| 2.4.1.5 | Uspořádání řídicího mechanismu | 29 |
| 2.4.1.6 | Návrh uložení kola na nápravě | 30 |
| 2.4.1.7 | Volba motoru..... | 33 |
| 2.4.1.8 | Uložení motoru v rámu vozidla..... | 34 |
| 2.4.1.9 | Volba převodovky a převodových poměrů..... | 35 |
| 2.4.1.10 | Uspořádání pohonného ústrojí vozidla | 36 |
| 2.4.1.11 | Návrh brzdové soustavy vozidla..... | 37 |
| 2.4.1.12 | Kola vozidla | 39 |
| 2.4.1.13 | Umístění řidiče ve vozidle | 40 |
| 2.4.1.14 | Další vybavení vozidla | 41 |
| 2.4.1.15 | Základní rozměry vozidla | 42 |
| 3 | Závěr | 43 |
| 4 | Seznam použité literatury | 44 |
| 4.1 | <i>Knižní publikace</i> | 44 |
| 4.2 | <i>Publikace na internetu</i> | 44 |
| 4.3 | <i>Ostatní zdroje</i> | 45 |

Seznam příloh

| Název | Číslo výkresu | Formát výkresu |
|-----------------------------------|----------------|----------------|
| SESTAVA ZAVĚŠENÍ PŘEDNÍHO KOLA | KKS-2014/06-00 | A2 |
| KUSOVNÍK | KKS-2014/06-00 | A4 |
| PŘEDNÍ HORNÍ RAMENO | KKS-2014/06-01 | A3 |
| OSA KOLA | KKS-2014/06-08 | A4 |

Přehled použitých zkratk a symbolů

| | |
|------------------------|-----------------------------------------------------|
| P[kW] | výkon |
| v [m.s] | rychlost |
| m [kg] | hmotnost |
| R [m] | poloměr |
| t [m] | vzdálenost os rejdových čepů |
| l [m] | rozvor |
| F [N] | síla |
| g [m.s ⁻²] | gravitační konstanta |
| k [-] | rázový součinitel |
| cx [-] | součinitel odporu vzduchu |
| f [-] | součinitel valivého odporu |
| S [m ²] | plocha |
| p [Pa] | tlak |
| c*[-] | vnitřní převod brzdy |
| μ [-] | součinitel tření mezi kotoučem a brzdovým obložením |
| ηk [-] | účinnost kolového válce |
| rd [m] | dynamický poloměr kola |
| rb [m] | poloměr třecího obložení |
| dk [m] | průměr kolového pístu |

1 Zadání

1.1 Výchozí situace

Bugina je lehké terénní motorové vozidlo, vycházející z uspořádání hnacích i ovládacích prvků osobního automobilu. Je určena k přepravě osob, převážně za účelem sportovní rekreace. Design bugin je uzpůsoben jejich konkrétnímu zaměření. Ať už jsou určeny pro závodění na písčných dunách, zdolávání obtížného terénu nebo pohodové vyjížděče do přírody, vždy poskytují nevšední zážitek z jízdy. Tato vozidla mají nízkou hmotnost a jsou snadno ovladatelná. Obecně nejsou určeny pro provoz na pozemních komunikacích.

1.2 Cíl

Cílem práce je provést rešerši lehkých terénních vozidel, z hlediska jejich dosavadního vývoje a zaměření. Na základě této rešerše zpracovat koncepční návrh terénního vozidla, které je určeno ke sportovnímu provozu mimo pozemní komunikace. Popsat funkci hlavních konstrukčních skupin, např.: rámu vozidla, zavěšení kol, pohonné ústrojí a jejich umístění na vozidle.

1.3 Zadání problému

Úkolem je navrhnout sportovní terénní vozidlo, určené k rekreačnímu použití. Vozidlo musí splňovat požadavky, které jsou na něj kladeny. K hlavním požadavkům patří ochrana posádky, průchodnost terénem a snadná ovladatelnost.

Návrh koncepčního řešení vozidla by měl odpovídat charakteru vozidla a jeho technickým parametrům. Současně musí být zachována dostatečná ergonomie. Konstrukce bugin je specifická, vycházející ze stavby běžných terénních vozidel, avšak často je použita jen jednoduchá otevřená karoserie. Z tohoto důvodu je nutné zajistit dostatečnou pasivní ochranu posádky. Toho může být dosaženo blatníky a kryty, případně i vhodným oděvem posádky. Vozidlo by mělo splňovat klasickou koncepci dvoustopého dvounápravového uspořádání pojezdových kol. Pro zajištění dobré průchodnosti terénem musí být vhodně zvolena koncepce uspořádání hnacích prvků a dostatečná světlá výška vozidla nad terénem.

2 Návrh technického systému

I. Rozpracování a zpřesnění problému

i. Vyjasnění problematiky

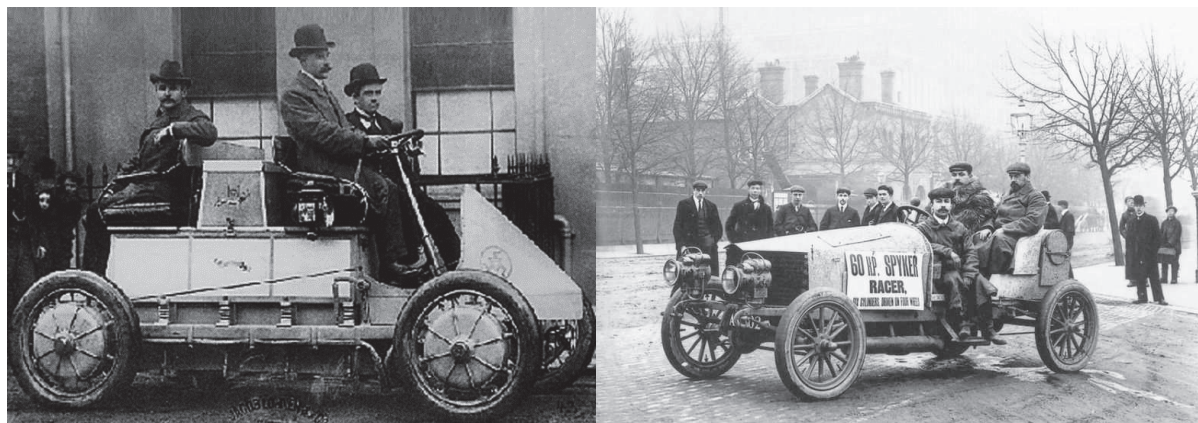
ia. Průzkum stavu techniky

Vlastnímu řešení návrhu koncepce buginy předchází rešerše mapující jejich historický vývoj od počátku 20. století. První buginy vznikaly v 50. letech 20. století, do této doby je nelze rozlišit od terénních vozidel. Pro úplnost jsou v rešerši zmíněna některá pokroková vozidla, která předcházela vzniku bugin. V současnosti mají buginy velmi variabilní stavbu reflektující účel, pro který jsou určeny.

ii. Historie vývoje lehkých terénních vozidel

Roku 1900 byl vyroben první automobil s pohonem všech čtyř kol. Navrhl jej Ferdinand Porsche pro rakouskou firmu Jacob Lohner. Pohon byl však řešen netradičním způsobem, kdy každé kolo mělo v náboji vlastní elektromotor. Každý elektromotor dosahoval výkonu přibližně 2,3 kW, špičkově bylo možné tyto motory přetížít, a dosáhnout výkonu až 5,2 kW. Toto vozidlo bylo však velmi těžké, celková hmotnost přesahovala 4 t. Olověné akumulátory měly hmotnost 1,8 t a byly dobíjeny z elektrické sítě. Maximální rychlost tohoto vozidla byla 60 km/h.

V roce 1903 byl vyroben v holandské firmě Jacobus Spyker první automobil s mechanickým pohonem všech čtyř kol, navíc každé kolo bylo vybaveno vlastní brzdou. Tento závodní speciál se šestiválcovým motorem o výkonu 60 koňských sil měl mimo třístupňové převodovky i předřazenou dvoustupňovou redukci.

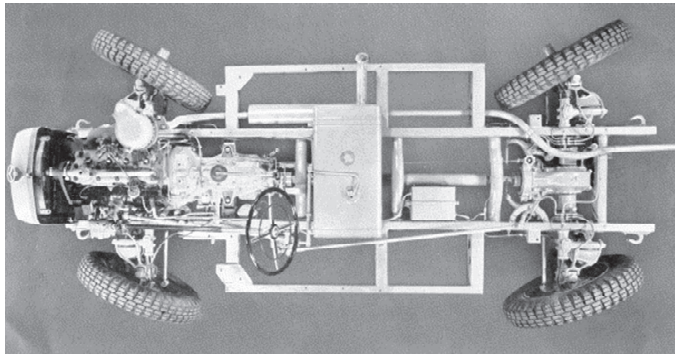


Obr. 1 Porscheho vůz navržený pro firmu Jacob Lohner [6]

Obr. 2 Spyker (1903) [7]

Se zajímavým návrhem lehkého terénního automobilu přišel v roce 1937 Mercedes – Benz s modelem Geländewagen 5 W152, nebo zkratkovým označením G5. Tento vůz měl stálý pohon všech kol s možností řízení obou náprav. Díky této schopnosti mělo vozidlo minimální poloměr otáčení pouhých 3,5 m. Hnací sílu obstarával řadový čtyřválcový čtyřtaktní zážehový motor o objemu válců 2006 ccm a maximálním výkonu 50 koňských sil. Schopnosti v terénu zvyšovala pětistupňová manuální převodovka doplněná třemi uzamykatelnými diferenciály. Celkem bylo vyrobeno pouze 378 těchto vozů.

Jeep Willys MB je lehký užitkový vůz, který vznikl v době 2. světové války pro americkou armádu a její spojence. Jeho název se stal synonymem pro terénní automobil na celém světě. Během války byl vyroben v různých specifikacích firmami Willys - Overland a Ford Motors v celkovém počtu 640 000 standardizovaných a 8 690 speciálních vozidel.



Obr. 3 Pohled na rám vozu Mercedes – Benz G5 [8]



Obr. 4 Jeep Willys MB [9]

iib. Hlavní vývojové směry současných lehkých terénních vozidel – bugin

První buginy začali být vyvíjeny po 2. světové válce, kdy se tisíce vojáků vraceli domů z války, ve které roky řídily "džípy", tanky a jiná terénní vozidla. Tyto vozidla byla většinou provozována mimo zpevněné cesty. Z této řídicí základny se zformovala skupina nadšenců, kteří upravovali dostupná auta na terénní vozidla. Mezi nejoblíbenější upravovaná auta patřil Volkswagen Beetle, ze kterého byl použit podvozek a motor. Jméno tohoto automobilu dalo vzniknout názvu celé skupiny lehkých terénních vozidel – bugin, anglicky buggy, neboť v angličtině beetle je synonymum slova bug neboli brouk. Tato jednoduchá vozidla byla díky své nízké hmotnosti a malému rozvoru schopna projet i obtížnějším terénem.

Dune buggy – pouštní bugina

Kolem roku 1960 byla vyrobena první dune buggy zvaná "Sportster". Měla hranatou plechovou karoserii, která byla spojena se zkráceným podvozkem VW Beetle. Z tohoto vozidla byla zachována i mechanická převodovka a čtyřválcový, vzduchem chlazený plochý motor s výkonem 21 kW, který poháněl zadní kola. Pozdější návrhy měli karoserii vyrobenou ze sklolaminátu, z nichž nejznámější je bugina s nadčasovým designem Meyers Manx, navržená Bruce Meyerem. Tento typ bugin se nazývá dune buggy, protože v době svého vzniku byly tyto buginy provozovány převážně jako rekreační plážové vozidlo. Kity na přestavbu levného automobilu VW Beetle byli dostupné široké veřejnosti, a proto si získali velkou oblibu hlavně v USA ale i v Evropě. Tento typ bugin využívající platformu VW New Beetle se vyrábí dodnes. Tyto buginy jsou obvykle homologovány pro provoz na pozemních komunikacích v USA i Evropě.



Obr. 5 Sportster (1961) [10]



Obr. 6 Meyers Manx Manxter 2+2 (2012) [11]

Sandrail buggy

Dalším vývojovým směrem současných bugin je sandrail buggy, vycházející z dune buggy. Tyto dva směry se často zaměňují, ale jejich konstrukce je velmi odlišná. Sandrail buggy je navržena s důrazem na co možná nejnižší hmotnost, běžně se pohybuje okolo 450 kg. Jsou to účelově navržená vozidla pro jízdu na písčných dunách, jejich nízká hmotnost a těžiště jim zaručují vynikající jízdní vlastnosti. Konstrukce těchto bugin využívá lehký prostorový trubkový rám obepínající výkonný motor a prostor pro posádku s minimem karosářských dílů, které se většinou omezují pouze na ochranné kryty. Motor je uložen až za zadní nápravou pro dosažení optimálního zatížení zadní hnané nápravy. Přední náprava je řešena velmi jednoduše, dokonce zde nejsou přítomny ani brzdy, přední kola jsou poměrně úzká a jejich pneumatiky jsou uzpůsobeny k zatáčení na sypkém povrchu. Pro dosažení dostatečné trakce jsou zadní pneumatiky opatřeny kapsami pro nabírání písku. Tato konfigurace zaručuje bugině vyjet i velmi strmé duny bez rizika překlpení a výrazně redukuje riziko uvíznutí v sypkém písku. Přestože jsou sandrail buggy primárně určeny na písek, jsou s úspěchem používány na šterku, blátivém terénu i na sněhu. Použití v těchto typech terénu vyžaduje především instalaci vhodných terénních pneumatik. Tento typ buginy byl předlohou vozidla Scorpion DPV, neboli pouštní hlídkové vozidlo, je to tříčlenné vozidlo navržené americkou armádou v roce 1987. Tato vozidla jsou využívána jednotkami SEALs k dálkovému průzkumu, záchranným operacím v týlu nepřítele i k palebné podpoře. Použití nacházejí také jako rychlá hlídková vozidla zabezpečující státní hranice mezi USA a Mexikem. Vozidlo dosahuje s dvoulitrovým motorem Volkswagen, výkonu 200 koňských sil a maximální rychlosti 100 km/h. Existují jak verze s pohonem zadních kol tak s pohonem všech kol.



Obr. 7 Scorpion Desert Patrol Vehicle [12]



Obr. 8 Sand rail buggy [13]

Rock crawler - skalní lezec

Zcela odlišnou koncepcí oproti písčným buginám je rock crawler neboli skalní lezec, samotný překlad tohoto anglického spojení do češtiny napoví k čemu je určen. Crawlery jsou vozidla s pohonem všech kol určená k překonávání těch nejnáročnějších překážek, jako jsou velké balvany, horské stezky či úpatí hor. Do této kategorie spadají vozidla sériová i vysoce modifikovaná, u nás se používají v trialových soutěžích. Tyto vozidla jsou o pomalé jízdě a opatrném precizním řízení. V těchto podmínkách je zapotřebí velký točivý moment, který je dosažen redukčními převodovkami. Dalšími unikátními prvky, kterými jsou tato vozidla specifická: Vylepšená odpružení s velmi vysokými zdvihy, uzavíratelné diferenciály, řízení všech kol, vyprošťovací navijáky, ochranné pláty, pneumatiky s vysokým dezénem a takzvané "beadlocks" určené pro dotažení pneumatiky k ráfku při použití velmi nízkého tlaku v pneumatikách.



Obr. 9 Rock crawler [14]



Obr. 10 Tim Cameron rock crawler [15]

All terrain vehicle (ATV)

Pro tato lehká vozidla označovaná zkratkou ATV se vžil označení "čtyřkolka". Paradoxně první vozidlo řazené mezi ATV byla Honda ATC 90 z roku 1970, která je tříkolová s uspořádáním jednoho řízeného kola vpředu, a dvou hnacích vzadu. Toto tříkolové vozidlo dosahovalo výkonu 5,2 kW a bylo určeno pro jízdu po písčných plážích. První čtyřkolka Suzuki QuadRunner LT125 byla představena v roce 1982. Konstrukce byla unikátní v tom, že spojovala prvky automobilu a motocyklu, a ve velké míře odpovídala současným čtyřkolkám.



Obr. 11 Honda ATC 90 (1970) [16]



Obr. 12 Honda QuadRunner LT 125 (1982) [17]

Dominantním prvkem ATV je trubkový rám obepínající motor s převodovkou, který vznikl modifikací motocyklového kolébkového rámu. Přední nezávislé zavěšení kol je realizováno použitím dvojitého trojúhelníkových ramen, z nichž spodní jsou navíc spojeny s rámem pomocí pružící jednotky. Zadní náprava je tuhá a umožňuje pouze malé rozdíly v propružení zadních kol, v závislosti na tuhosti poloos a kyvné vidlice, která obsahuje centrální pružící jednotku. Řízení ATV je analogické s řízením běžného motocyklu. Řidič sedí obkročmo na sedadle a ovládá řídítka, případný spolujezdec sedí tandemově za ním. Řazení rychlostních stupňů je realizováno buď nožní převodovkou, anebo automatickou převodovkou. ATV jsou nejrozšířenějšími lehkými terénními vozidly a mohou sloužit k různým účelům. Dnešní produkce je rozdělena na sportovní a užitkové modely. Sportovní modely jsou malá, lehká vozidla s pohonem zadních kol, mající velkou akceleraci a dosahují rychlosti kolem 130 km/h. Užitkové modely jsou většinou větší a mají pohon všech kol. Tato vozidla jsou schopna převážet malé náklady a mohou na ně být připojena další zařízení, jako jsou pluhy či malé přívěsy.



Obr. 13 KTM 505 SX [18]



Obr. 14 Yamaha Grizzly 700 FI 4x4 [19]

Utility terrain vehicle (UTV) – užitkové terénní vozidlo

Hlavní rozdíl UTV ve srovnání s ATV je rozmístění míst k sezení ve vozidle a vyšší bezpečnost posádky. Typicky jsou sedačky umístěny vedle sebe v jedné nebo dvou řadách a jsou vybaveny bočním vedením těla a bezpečnostními pásy. Ke větší bezpečnosti přispívá i ochranný rám kolem posádky, především v případě převrácení vozidla. Většina UTV má úložný prostor a vyšší užitečné zatížení, které se obvykle pohybuje od 300 do 700 kg, v závislosti na určení vozidla. Výše uvedené vlastnosti ovlivňují stavbu vozidla, z čehož vyplývají větší rozměry a hmotnost. Delší rozvor a rozchod kol zajišťuje větší stabilitu a jízdní komfort, ale snižuje manévrovatelnost ve srovnání s ATV. Konstrukce těchto vozidel je velmi rozmanitá. Do této kategorie patří jak sportovní dvoumístné čtyřkolky určené převážně k přepravě osob tak i užitková osmikolová vozidla určená k přepravě nákladu v obtížném terénu.



Obr. 15 Polaris RZR XP 900 EFI [20]



Obr. 16 John Deere Gator 825i s pluhem [21]

ib. Studie proveditelnosti

Hlavním kritériem technického řešení je návrh koncepce vozidla realizovatelného v podmínkách vybavené zámečnické dílny. Strojní vybavení této dílny obsahuje: frézku, vřetenový soustruh, sloupovou i ruční vrtačku, obrázečku, brusku, svářečku a zámečnické nářadí.

Z technicko - ekonomického hlediska nebyla zpracována žádná analýza, neboť není předpokládáno uvádět projekt v této fázi na trh.

ii. Vyjasnění zadaného problému

K účelu zpracování rešerše posloužil jako vhodný zdroj internet. Problematika návrhu lehkých terénních vozidel patří mezi oblíbené projekty, a proto je možné čerpat inspiraci z mnoha již realizovaných návrhů. Teoretické poznatky byly získány především z odborných publikací. Z těchto zdrojů a autorových elementárních zkušeností v jízdě v terénu, by mělo být možno navrhnout vlastní koncepční návrh buginy.

2.1 Specifikace požadavků na technický systém

| Požadované technické a technologické provozní vlastnosti technického systému | Požadované hodnoty |
|-------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------|
| 1.1 Vozidlo | – |
| • Rozměry vozidla: | – |
| - maximální šířka vozidla | 1600 mm |
| - maximální délka vozidla | 3600 mm |
| - maximální výška vozidla | 1700 mm |
| - maximální pohotovostní hmotnost vozidla | 700 kg |
| - minimální užitečná hmotnost | 250 kg |
| • Umožnit pohyb vozidla po vozovce: | – |
| - jízda směrem vpřed | min. 90 km/h |
| - jízda směrem vzad | min. 35 km/h |
| • Umožnit pohyb vozidla přes nerovnosti: | |
| - světlá výška vozidla | min. 300 mm |
| - nájezdový úhel vepředu | min. 35° |
| - nájezdový úhel vzadu | min. 30° |
| - přejezdový úhel | min. 35° |
| • Umožnit pro pružení vozidla: | – |
| - pružení kol přední nápravy | 350 mm |
| - pružení kol zadní nápravy | 350 mm |

Obr. 17 Specifikace požadavků na TS s jejich indikátory

| Požadované technické a technologické provozní vlastnosti technického systému | Požadované hodnoty |
|------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------|
| 1.2 Posádka | – |
| • Počet přepravovaných osob | 2 osoby |
| • Velikost přepravované osoby: | – |
| - minimální výška osoby | 1500 mm |
| - maximální výška osoby | 2000 mm |
| | |
| 1.3 Proces – ovládání vozidla | – |
| • Umožnit směrové řízení vozidla: | – |
| - umístění ovládacího prvku - volantu | - na levé straně vozidla |
| - poloměr otáčení vozidla | - max. 7 m |
| • Umožnit brždění vozidla | - dostatečné |
| | |
| 2.1 Provoz v požadovaném místě | – |
| • Provozní prostředí | - venkovní |
| • Povrch | - kamenitý, blátivý, zpevněný |
| | |
| 2.2 Pomocné procesy při provozu | – |
| • Údržba | - běžná |
| | |
| 3.1 Ochrana, ergonomie | – |
| • Bezpečnost posádky při provozu | - vysoká |
| • Ochrana proti vnikání předmětů do kabiny | - částečná |
| • Přístupnost kabiny pro posádku | - ze dvou stran |
| • Umístění ovládacích prvků | - snadná dosažitelnost |
| | |
| 4.1 Technické prostředky a dostupné | – |
| • Výroba | - vybavená zámečnická dílna |
| | |
| • Odolnost proti korozi | - vysoká |
| | |
| • Druh pohonu | - spalovací motor |
| • Princip řazení rychlostních stupňů | - manuální |

Obr. 18 Specifikace požadavků na TS s jejich indikátory

II. Koncepční návrh technického systému

2.2 Návrh orgánové struktury technického systému

| Funkce TS | | Návrhy TS orgánů | | |
|----------------------------------------------------------|--------------------------------------|-------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------|
| | | 1 | 2 | 3 |
| Pohyb vozidla vpřed i vzad UMOŽNIT | Pohon VYTVOŘIT | motor umístěn nad přední nápravou | motor umístěn nad zadní nápravou | motor umístěn mezi nápravami |
| | Koncepce pohonu VYTVOŘIT | poháněná přední náprava | poháněná zadní náprava | poháněná přední i zadní náprava |
| | Změnu převodových stupňů UMOŽNIT | 5 st. převodovka zpáteční rychlost | 4 st. převodovka + zpáteční rychlost s redukční převodovkou | 4 st. převodovka + zpáteční rychlost |
| Směrové řízení vozidla UMOŽNIT | | hřebenová převodka řízení | maticová převodka řízení | šneková převodka se segmentem |
| Brzdění vozidla UMOŽNIT | Provozní brzdění UMOŽNIT | hydraulicky ovl. kotoučové brzdy vpředu i vzadu | hydraulicky ovl. kotoučové brzdy vpředu, bubnové brzdy vzadu | hydraulicky ovl. bubnové brzdy vpředu i vzadu |
| | Parkovací/nouzové brzdění UMOŽNIT | horizontální ruční pákou bržděná zadní náprava | vertikální ruční pákou bržděná zadní náprava | |
| Prostor pro posádku VYTVOŘIT | | sedadla umístěná vedle sebe | sedadla umístěná za sebou | |
| Ochrana proti odlétávajícím předmětům od kol VYTVOŘIT | | blatníky pevně spojené s rámem vozu | blatníky uchycené k závěsu kola | |
| Propružení kol vozidla UMOŽNIT | Zavěšení přední náprava VYTVOŘIT | náprava McPherson | lichoběžníková náprava | tuhá náprava |
| | Zavěšení zadní náprava VYTVOŘIT | kliková náprava | lichoběžníková náprava | tuhá náprava |

Obr. 19 Morfologická matice navržených orgánů TS, které mohou plnit stanovené funkce TS

2.2.1 Navržení orgánů TS, které mohou zajistit požadované funkce

2.2.2 Kombinace orgánů TS do variant orgánové struktury TS

| Funkce TS | | Návrhy TS orgánů | | |
|----------------------------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------|------------------------------------------------|
| | | 1 | 2 | 3 |
| Pohyb vozidla vpřed i vzad UMOŽNIT | Pohon VYTVOŘIT | motor umístěn nad přední nápravou | motor umístěn nad zadní nápravou | motor umístěn mezi nápravami |
| | Koncepce pohonu VYTVOŘIT | poháněná přední náprava | poháněná zadní náprava | poháněná přední i zadní náprava |
| | Změnu převodových stupňů UMOŽNIT | 5 st. převodovka + zpáteční rychlost | 4 st. převodovka + zpáteční rychlost s redukcí převodovkou | 4 st. převodovka + zpáteční rychlost |
| Směrové řízení vozidla UMOŽNIT | | hřebenová převodka řízení | maticová převodka řízení | šneková převodka se segmentem |
| Brzdění vozidla UMOŽNIT | Provozní brzdění UMOŽNIT | hydraulicky ovl. kotoučové brzdy vpředu i v zadu | hydraulicky ovl. kotoučové brzdy vpředu, bubnové brzdy v zadu | hydraulicky ovl. bubnové brzdy vpředu i v zadu |
| | Parkovací/nouzové brzdění UMOŽNIT | horizontální ruční pákou bržděna zadní náprava | vertikální ruční pákou bržděna zadní náprava | |
| Prostor pro posádku VYTVOŘIT | | sedadla umístěná vedle sebe | sedadla umístěná za sebou | |
| Ochrana proti odlétávajícím předmětům od kol VYTVOŘIT | | blatníky pevně spojené s rámem vozu | blatníky uchycené k závěsu kola | |
| Propružení kol vozidla UMOŽNIT | Zavěšení přední náprava VYTVOŘIT | náprava McPherson | lichoběžníková náprava | tuhá náprava |
| | Zavěšení zadní náprava VYTVOŘIT | kliková náprava | lichoběžníková náprava | tuhá náprava |
| Legenda: Varianta A ●, Varianta B ●, Varianta C ● | | | | |

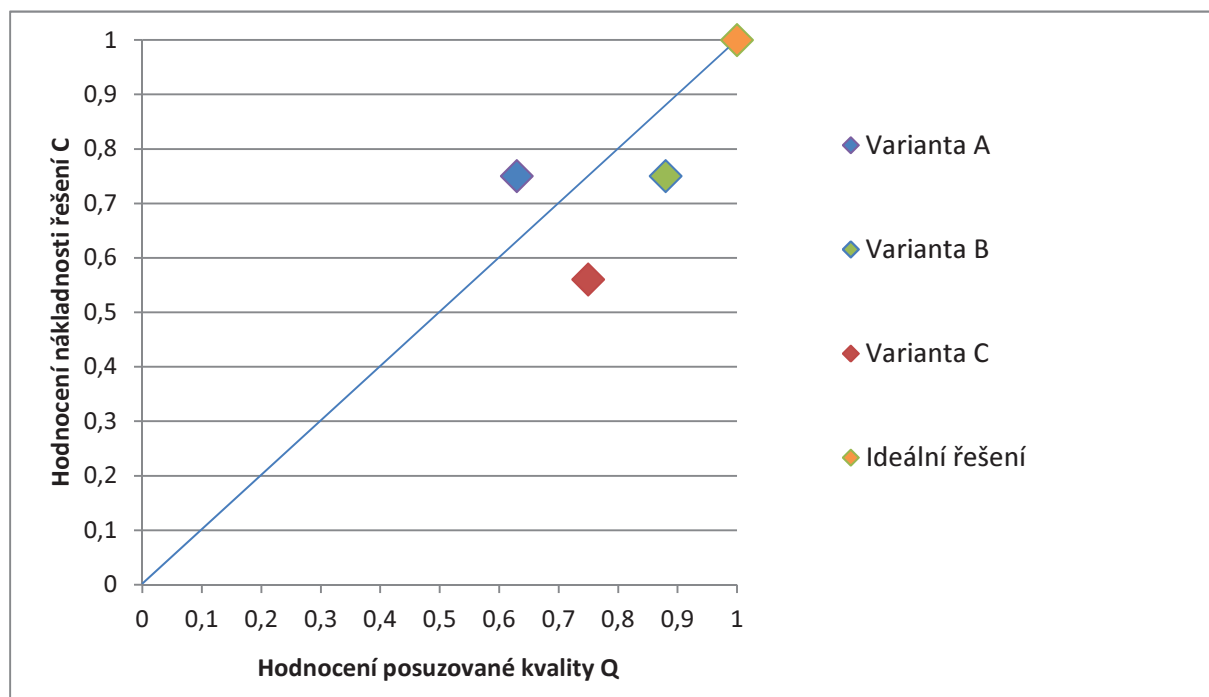
Obr. 20 Varianty navržené kombinací TS

2.2.3 Hodnocení vybraných alternativ orgánových struktur technického systému

| Technický systém: | Varianta A | | Varianta B | | Varianta C | | Ideální TS | |
|----------------------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| | Q | C | Q | C | Q | C | Q | C |
| Ovladatelnost – zpevněný povrch: | 4 | 3 | 4 | 3 | 2 | 2 | 4 | 4 |
| Ovladatelnost – nezpevněný povrch: | 2 | 3 | 3 | 3 | 4 | 2 | 4 | 4 |
| Trakce při akceleraci: | 1 | 3 | 3 | 3 | 4 | 2 | 4 | 4 |
| Efektivita odpružení: | 3 | 3 | 4 | 3 | 2 | 3 | 4 | 4 |
| Celkové hodnocení: | 10 | 12 | 14 | 12 | 12 | 9 | 16 | 16 |
| Normalizované celkové hodnocení (0-1) | 0,63 | 0,75 | 0,88 | 0,75 | 0,75 | 0,56 | 1,00 | 1,00 |

Legenda: Kritéria: Q – posuzovaná kvalita
C – nákladnost řešení
Hodnocení: rozmezí min. 0 do max. 4

Obr. 21 Hodnocení klíčových kritérií porovnávaných orgánových struktur TS



Obr. 22 Diagram vzájemné konstrukční konkurenceschopnosti porovnávaných orgánových struktur TS

2.3 Popis funkce vybraných konstrukčních prvků

2.3.1 Zavěšení kol

Zavěšení kol je kinematické spojení rámu nebo karoserie s koly vozidla. Zavěšení musí být konstrukčně provedeno tak, aby umožňovalo relativní vertikální pohyb kol vůči rámu vozidla. Touto vlastností zavěšení je zabezpečeno propružení kola. Zavěšení kola přenáší tíhu karoserie, hnací, brzdné a setrvačné síly, z toho vyplývá potřeba provedení pevnostní kontroly.

Stabilita a efektivita řízení vozidla závisí na zvolení vhodné geometrie zavěšení kol a řízení, která zahrnuje úhel odklonu kola, úhel sbíhavosti kol, příklon rejdové osy a poloměr rejdou.

Hlavní požadavky:

Precizní vedení kola – tento parametr zajišťuje dobré jízdní vlastnosti a zvyšuje aktivní bezpečnost vozidla

Jízdní komfort – snížení přenosu projevů jízdy po nerovném povrchu do kabiny vozidla

Nízké výrobní náklady a dlouhá životnost – typ a provedení nápravy by měl odpovídat určení vozidla.

Malá hmotnost a rozměry – konstrukce nápravy musí zajistit prostor pro vhodné uložení motoru a prostoru pro posádku.

2.3.1.1 Druhy náprav

U sportovních bugin, stejně jako u většiny automobilů bývá přední řízená náprava nezávisle zavěšená. Tato koncepce má na rozdíl od závislého zavěšení menší neodpruženou hmotu, a umožňuje větší světlou výšku vozidla. Mezi hlavní typy náprav používaných na lehkých sportovních vozidlech patří lichoběžníková náprava, kliková náprava, tuhá náprava a nápravy typu McPherson.

2.3.1.1.1 Lichoběžníková náprava

Název této nápravy vychází z lichoběžníkového tvaru tvořeného spojením ramen a jejich příslušných kloubů v čelním pohledu. Lichoběžníková náprava se skládá ze dvou nad sebou umístěných příčných ramen tvaru trojúhelníku a spojovacího prvku, na kterém je uloženo kolo. Ramena jsou k rámu připojena válcovými čepy a jsou spojena spojovacím prvkem pomocí kulových čepů. Pro dosažení vhodné kinematiky bývají ramena nestejně dlouhá, záleží na poměru jejich délek. Odpružení se skládá z pružící jednotky tvořící samostatný celek, kdy tlumič je uvnitř pružiny. Pružící jednotka kloubově spojena s dolním ramenem zajišťuje celkově menší potřebný prostor pro zástavbu nápravy na rozdíl od uložení do horního ramene. Spojení s horním ramenem naopak poskytuje více prostoru pro poloosu v případě hnací nápravy. Vzhledem k vysoké variabilitě a možnosti dosáhnouti požadované kinematiky může být tento typ nápravy použit i jako zadní.

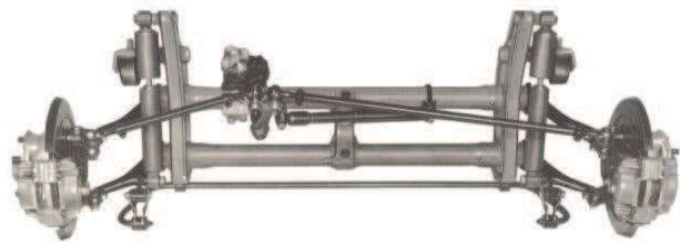
V případě stejně dlouhých ramen bude při propružení odklon kol konstantní avšak ke změně hodnoty rozchodu kol bude docházet vždy. Tento jev může být omezen použitím nestejně dlouhých ramen, kde naopak dojde k určitému úhlovému natočení kola z čelního pohledu. Tato vlastnost umožňuje změnu odklonu kola při průjezdu zatáčkou, a dosažení větší styčné plochy mezi pneumatikou a vozovkou. Dále zvětšení úhlu odklonu kola při propružení přispívá ke stabilizaci vozidla.

2.3.1.1.2 Kliková náprava

Kliková náprava, jak už sám název napovídá, se skládá ze dvou podélných vlečných ramen. Tyto ramena jsou na jednom konci otočně spojena s rámem. Tato náprava se také někdy nazývá polotuhá, bývá totiž obvykle vybavena příčným nosníkem, který ramena spojuje. Tento nosník se vlivem nestejnomyšerného propružení kol při přejezdu nerovností torzně zkrucuje, působí tedy jako příčný stabilizátor. Tato náprava může být použita jako přední hnaná tak i zadní hnací. Mezi hlavní výhody patří konstrukční jednoduchost a prostorovou nenáročnost. Hlavní nevýhodou této nápravy je problematické zachycování bočních sil. Vlivem propružení nedochází ke změně nastavené geometrie kol.



Obr. 23 Znáornění lichoběžníkové nápravy [22]



Obr. 24 Přední kliková náprava VW Beetle [23]

2.3.1.1.3 Náprava McPherson

Náprava McPherson konstrukčně vychází z lichoběžníkové nápravy. Skládá se z jednoho trojúhelníkového ramene, které je spojeno s rámem pomocí teleskopické vzpěry. Tato vzpěra umožňuje pouze posuvný pohyb ve své ose. Tento typ náprav se s výhodou používá především u osobních automobilů jako přední náprava pro svoji jednoduchost a prostorovou nenáročnost. Může být použita také jako zadní náprava. Největší nevýhodou je velká změna nastavení geometrie nápravy při velkých zdvizích.

2.3.1.1.4 Tuhá náprava

Tuhá neboli pevná náprava je jeden z nejdříve používaných druhů náprav. Jedná se o závislé zavěšení, kdy obě kola jsou pevně upevněna pomocí příčného nosníku. Tato konstrukce se v současné době používá především jako zadní náprava užitkových a terénních vozidel. Náprava je vzhledem k rámu odpružena jako celek obsahující i rozvodovku, to značně zvyšuje neodpružené hmoty a tím zhoršuje jízdní vlastnosti a komfort posádky. V porovnání s nezávislým zavěšením má tuhá náprava výrazně horší vedení kola. Hlavní výhodou tuhé nápravy je její robustnost a konstrukční jednoduchost. Těchto vlastností se využívá především u terénních vozidel, kde tato náprava často bývá použita jako hnaná přední i zadní. Při propružení nedochází ke změně rozchodu kol.

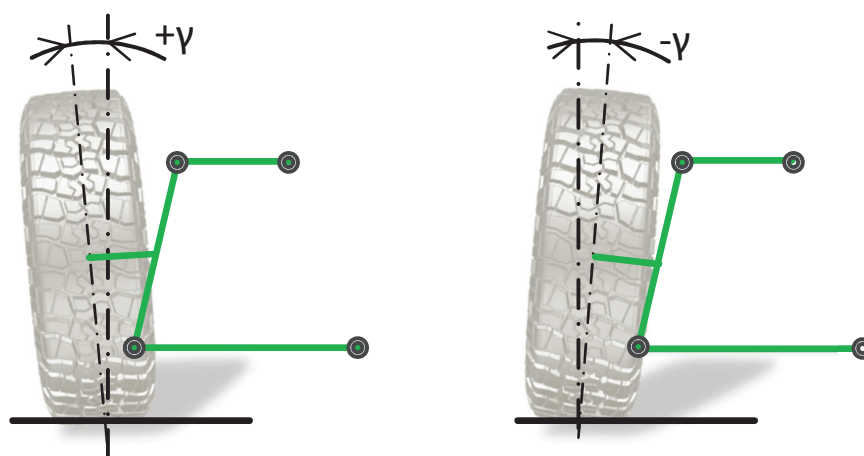
2.3.1.2 Geometrie řízených kol

2.3.1.3 Úhel odklonu kola - γ

Úhel odklonu kola je boční sklon kola relativně vztažený k vertikální ose vozidla. Jestliže je vršek kola nakloněn vně, je odklon pozitivní. V opačném případě je odklon negativní, označovaný též jako příklon. Dříve se na silničních automobilech používal kladný odklon kol, tak aby kola s vyklenutou vozovkou svírala pravý úhel. Dnes se již vyklenuté vozovky nepoužívají a tak úhel odklonu kola byl zredukován u běžných vozidel na $\frac{1}{2}$ až $1\frac{1}{2}^\circ$.

Prodloužením osy rotace skloněného kola se tato osa protne s vozovkou ve vrcholu pomyslného kužele. Kolo samotné potom představuje komolý kužel, který by se volně otáčel kolem společného vrcholu. V důsledku souměrného odklonu kol na řízené nápravě vzniká při pohybu vozidla osová síla působící na ložiska náboje kola. Při použití kladného odklonu mají kola tendenci se odvalovat od sebe, to snižuje kmitání kol, ale při dokonalém uložení dochází ke smýkání kol a k jejich následnému nerovnoměrnému opotřebení.

Z hlediska maximálního kontaktu s vozovkou a tedy i maximálního zrychlení je ideální nulový odklon. Z důvodu dosažení co nejlepších jízdních vlastností při průjezdu zatáčkou, bývá u sportovních vozidel nastaven negativní odklon již při nezátženém vozidle. Při průjezdu zatáčkou dochází vlivem odstředivé síly k naklopení rámu nebo karoserie vně zatáčky a proto je u vnějšího kola výhodnější negativní odklon kola. Na rozdíl od kola vnitřního, kde by maximální kontakt vozovky a kola zajišťoval odklon pozitivní. Této charakteristiky lze dosáhnout u nezávislého zavěšení kol použitím lichoběžníkové nápravy s nestejně dlouhými rameny. Tímto dosáhneme kolmějšího kontaktu pneumatiky s povrchem, což zvyšuje přilnavost a ovladatelnost v zatáčkách. Nevýhodou je větší opotřebení vnitřní plochy běhounu pneumatik vlivem vzniku bočních sil při propružení a následné změně odklonu. Při změně odklonu kola dochází také ke vzniku gyroskopického momentu působícího k ose rejdou, ten vytváří klopný moment, který musí být následně zachycen v řízení. Kinematika geometrie řízených kol je tak do jisté míry otázka kompromisu a určení priorit pro dané vozidlo.

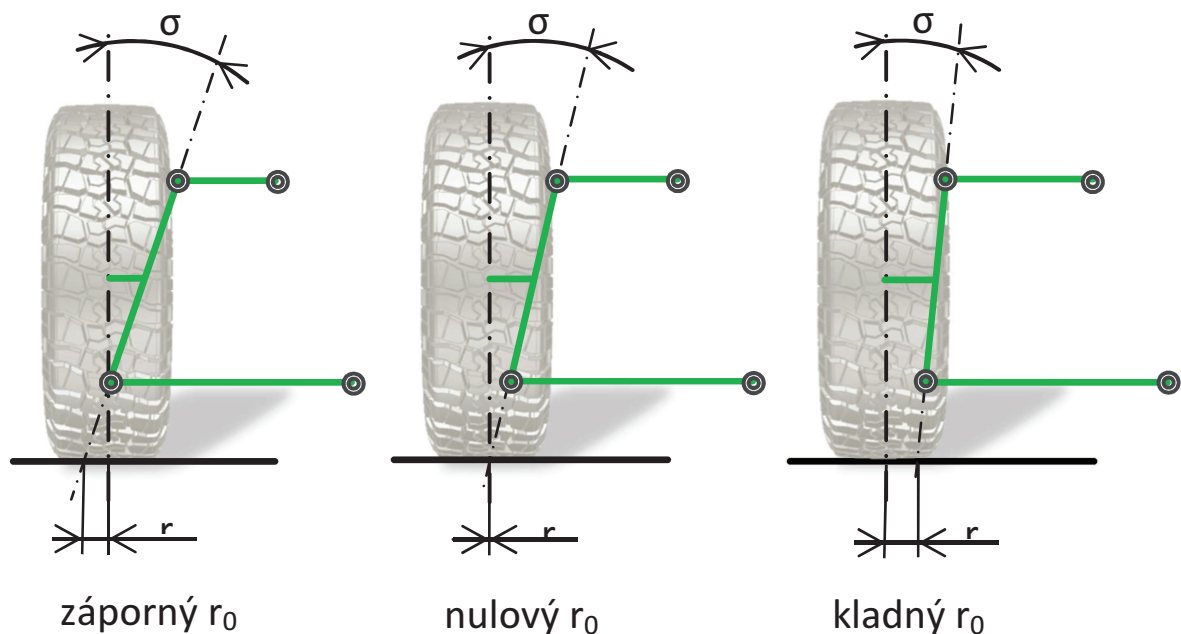


Obr. 25 Znárodnění geometrie úhlu odklonu kola

2.3.1.4 Příklon rejdové osy - σ a poloměr rejdu kola - r_0

Příklon rejdové osy označuje úhel svírající skloněná rejdová osa a podélná rovina vozidla kolmá k vozovce. Obvyklá hodnota příklonu rejdové osy bývá 5 až 10°. Lichoběžníková náprava nemá rejdovou osu, která je přítomna u tuhé nápravy, proto se jako rejdová osa bere spojnice kulových čepů horního a dolního ramene. Vlivem příklonu rejdové osy dochází při natočení kol ke zdvihání rámu v závěsech. Tato vlastnost vlivem tíhy, má tendenci samočinně vracet kola do přímého směru. Příklon má také vliv na stabilizaci kola snížením kmitání kola.

Příklon rejdové osy a odklon kola tvoří součtový úhel určující velikost poloměru rejdu. Poloměr rejdu je délková hodnota mezi středem běhounu pneumatiky a prodloužené rejdové osy měřené v rovině vozovky. Leží-li průsečík vozovky a rejdové osy vně vozidla, označuje se poloměr rejdu jako záporný. Větší hodnota kladného poloměru rejdu zvětšuje vratný moment vytvořený příklonem rejdové osy. Příliš velký poloměr rejdu negativně ovlivňuje řízení vlivem velké citlivosti na podélné síly vznikající přejetím nerovností, ale i akcelerací a bržděním. Proto se v praxi používá kladný poloměr rejdu o velikosti 10 – 25% šířky pneumatiky. Záporný poloměr rejdu má vysoký stabilizační účinek na řízení, díky čemuž nemusí být řidičem provedena korekce při vzniku podélných sil, například při nesouměrném brždění. Vlivem boční deformace pneumatiky při průjezdu zatáčkou se záporný poloměr rejdu dynamicky zvětšuje, čímž dojde ještě k větší stabilizaci.

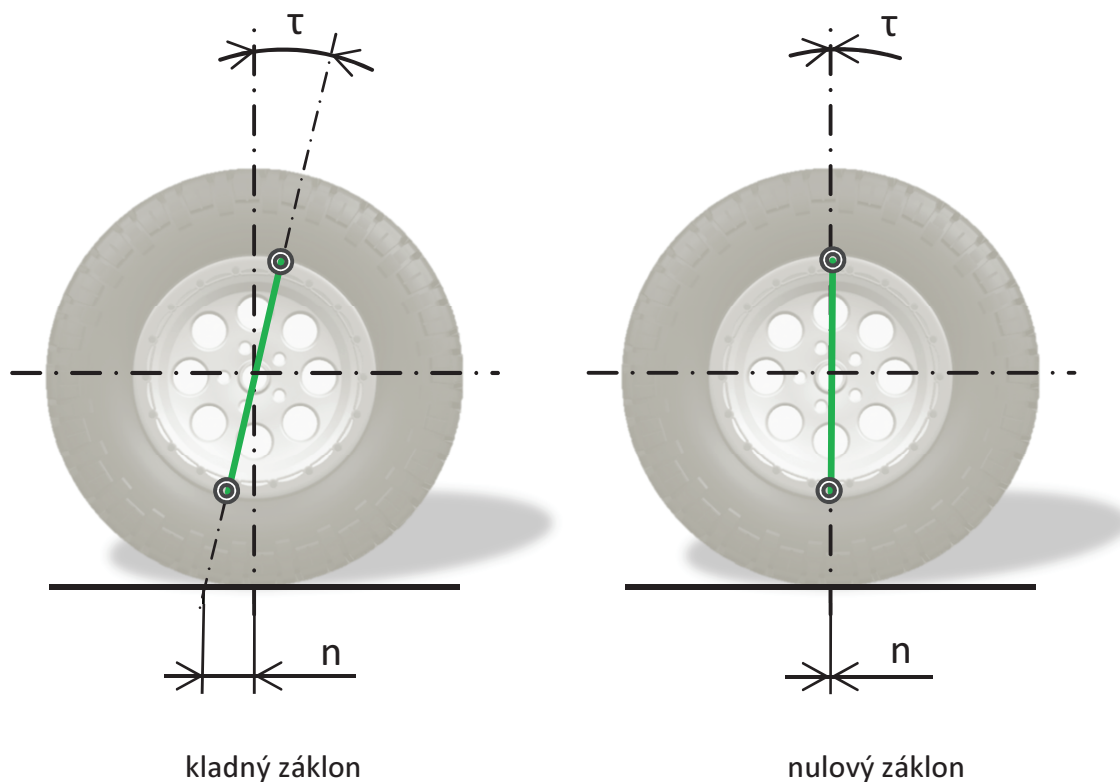


Obr. 26 Znázornění geometrie příklonu rejdové osy σ a poloměru rejdu kola r_0

2.3.1.5 Záklon rejdové osy – τ

Záklon rejdové osy je úhel sevřený mezi rejdovou osou a svislicí kolmou na podélnou osu vozidla z bočního pohledu. Nachází-li se průsečík rejdové osy a vozovky před svislou osou kola v opačném smyslu směru jízdy, označujeme záklon rejdové osy za kladný. V opačném případě se jedná o záporný záklon, tedy předklon. Obdobně se takto určuje vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy a svislou osou kola v rovině vozovky, tehdy se jedná o závlek anebo předvlek.

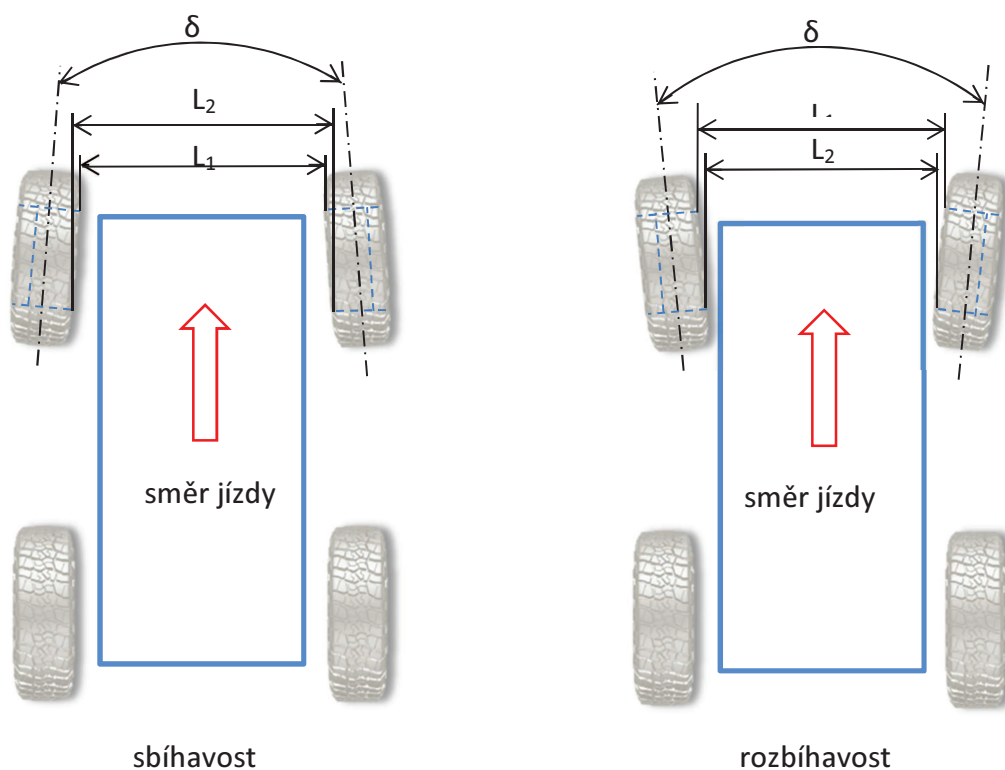
Vlivem závleku je kolo taženo a tím je stabilizováno do přímého směru a zároveň zabraňuje jejich kmitání. U vozidel je této vlastnosti dosaženo buď posunutím rejdové osy ve směru pohybu vozidla anebo zakloněním rejdové osy. Při natočení kol dochází vlivem záklonu rejdové osy ke změně odklonu kol. Vnější kolo zvětšuje svůj negativní odklon a vnitřní kolo tento úhel zmenšuje, čili získává kladný odklon. V případě akcelerace hnané přední nápravy dochází k opačnému jevu, a proto se obvykle volí kompromis mezi stabilitou při akceleraci a brždění tak, aby kolo mělo nulový záklon rejdové osy.



Obr. 27 Znáznornění geometrie záklonu rejdové osy

2.3.1.6 Sbíhavost kol

Sbíhavost kol je rozdíl hodnot vzdáleností mezi vnitřními okraji ráfků předních kol v rovině jejich středů při natočení do přímého směru. Tato hodnota může být také charakterizována úhlem sbíhavosti kol δ neboli úhlem směrové úchylny kola. Jsou-li kola přikloněna k podélné ose ve směru jízdy, jsou kola sbíhavá. V opačném případě se jedná o kola rozbíhavá. U osobních automobilů bývá hodnota sbíhavosti kol přední nápravy 0 až 3 mm, tj. 0 až 30'. Sbíhavost kol zlepšuje směrovou stabilitu vozidla a zajišťuje paralelní odvalování kol při přímé jízdě. Sbíhavost také částečně vyrovnává boční sílu působící na řízení při změně odklonu kol. Vlivem valivého odporu a vůlí v zavěšení a řídicím ústrojí jsou kola stáčena do mírné rozbíhavosti. U vozidel s přední hnanou nápravou dochází při akceleraci k natáčení kol do sbíhavosti, proto může být u těchto vozidel výhodnější rozbíhavost. V praxi se však používá malá sbíhavost, aby nedocházelo při ubrání plynu ke zhoršení směrové stability. Příliš velká hodnota sbíhavosti vede k nadměrnému opotřebení pneumatik.



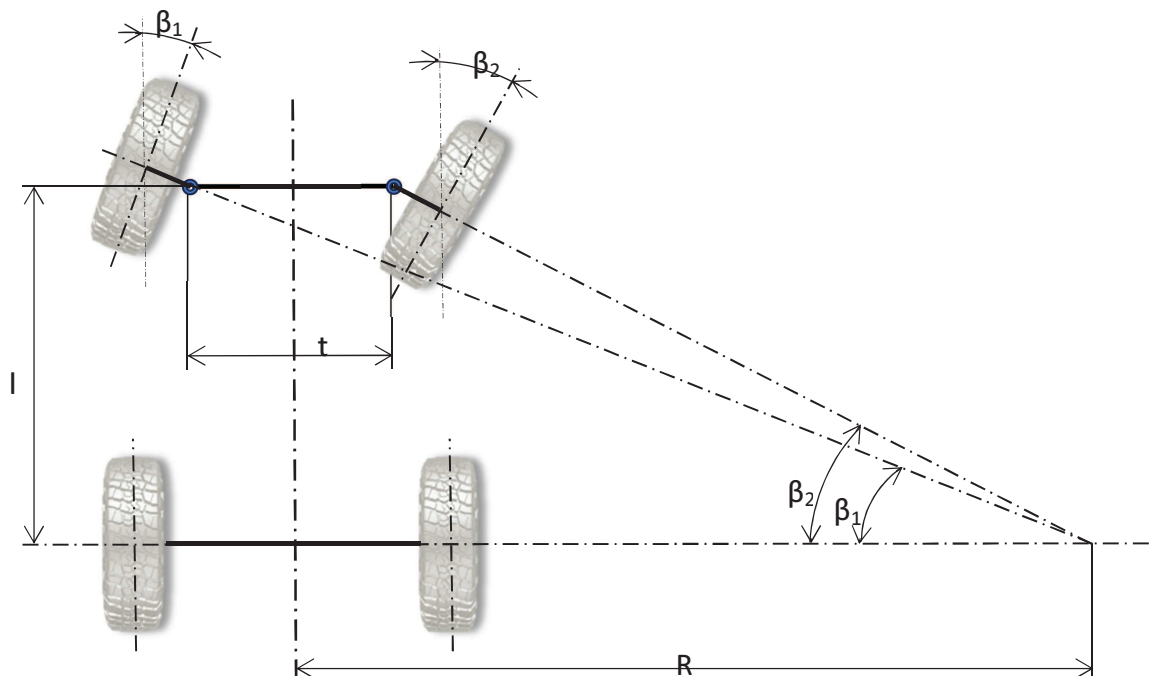
Obr. 28 Znázornění geometrie sbíhavosti kol přední nápravy

2.3.1.7 Ackermannova podmínka geometrie řízení

Ackermannova geometrie řízení řeší problém odvalování kol řízené nápravy při průjezdu zatáčkou. Aby nedocházelo ke smýkání kol, musí mít vnitřní kolo větší směrovou úchylku než kolo vnější. Ideální Ackermannova geometrie je taková, leží-li průsečík os předních kol v prodloužené ose kol zadních. Tento průsečík tvoří okamžitý střed otáčení vozidla, který definuje teoretický poloměr otáčení vozidla. V takovém případě se kola volně odvalují, to ale platí pouze při malých rychlostech. Během reálné jízdy dochází vlivem odstředivé síly a pružnosti pneumatik k úhlovým odchýlkám, což mění polohu skutečného středu otáčení. Pro splnění těchto podmínek se používá tzv. lichoběžník řízení. V praxi je u osobních automobilů geometrie řízení nastavena mezi ideální Ackermannovou geometrií a paralelním řízením. Při malých odstředivých silách je zaručeno volné odvalování kol bez smýkání, tím je sníženo opotřebení pneumatik. Na závodní vozidla působí během průjezdu zatáčkou vysokou rychlostí velké odstředivé síly, a proto všechna kola operují za jejich smýkání. Vnitřní kolo je díky odstředivé síle podstatně méně zatíženo než kolo vnější. Méně zatížené pneumatiky vyžadují pro nejvyšší možný přenos boční síly menší úhel smýkání kol. Použitím konvenční geometrie řízení je vnitřní kolo smýkáno v mnohem větším úhlu než optimálním a to vede k nadměrnému zahřívání pneumatiky a jejímu nadměrnému opotřebení. Smýkání navíc zpomaluje vozidlo projíždějící zatáčkou. Proto se u závodních vozidel volí geometrie řízení paralelní anebo dokonce opačné Ackermannovi geometrie. Někdy je tento typ geometrie řízení nazýván též „anti-ackermann“.

Označíme-li rozvor náprav l , teoretický poloměr otáčení R , vzdálenost os rejdových čepů t , úhel natočení vnějšího kola β_1 a úhel natočení kola vnitřního β_2 , potom z obrázku plynou následující vztahy.

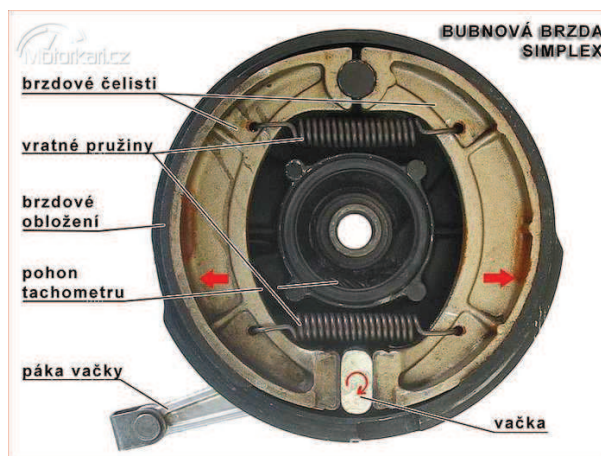
$$\cotg\beta_1 = \frac{R + \frac{t}{2}}{l} \quad \cotg\beta_2 = \frac{R - \frac{t}{2}}{l} \quad \cotg\beta_1 - \cotg\beta_2 = \frac{t}{l}$$



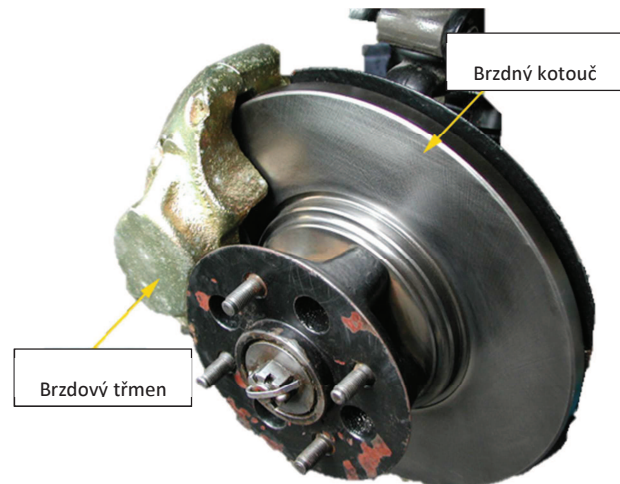
Obr. 29 Znázornění Ackermannovi geometrie řízených kol

2.3.2 Brzdová soustava

Brzdová soustava je tvořena několika na sobě závislými prvky, jejichž hlavní funkcí je zpomalit nebo úplně zastavit pohyb vozidla, případně zajistit vozidlo proti samovolnému uvedení do pohybu. Provozní brzdy vozidel jsou realizovány pomocí třecích brzd, zejména se používají brzdy kotoučové a bubnové. V těchto brzdách se přeměňuje kinetická energie rotujících částí na energii tepelnou, která působí nepříznivě především na brzdová obložení. Vlivem vysokých teplot klesá součinitel tření mezi brzdným obložím a brzdovým bubnem případně kotoučem. Toto teplo je tedy pro optimální chod brzd nutné odvádět do ovzduší.



Obr. 30 Bubnová brzda [24]



Obr. 31 Kotoučová brzda [25]

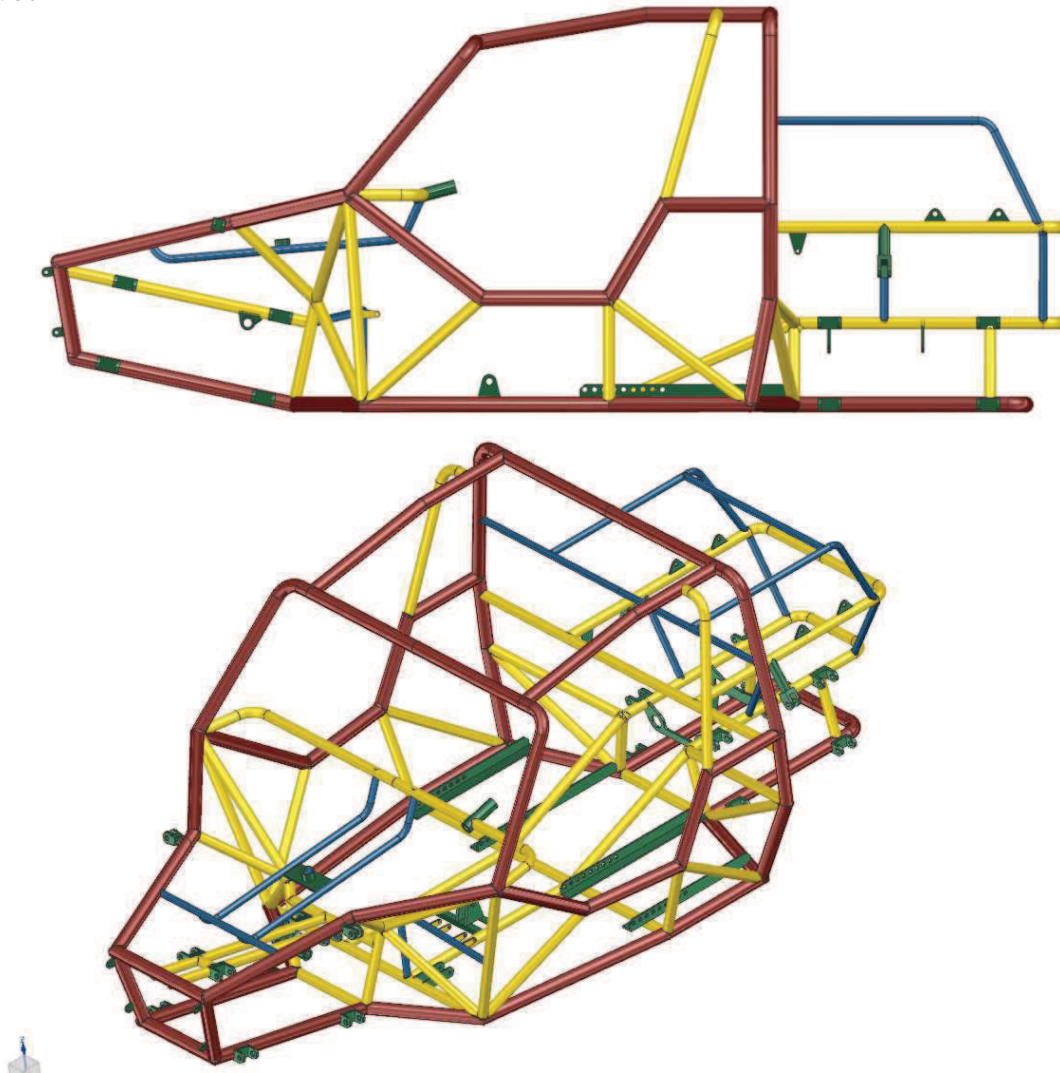
2.4 Konstrukční návrh TS

2.4.1 Návrh hrubé stavební struktury

2.4.1.1 Návrh rámu vozidla

Účelem rámu je zajistit možnost vzájemného spojení s dalšími prvky vozidla. Zároveň musí být schopen odolávat působení vnějších sil vznikajících provozem. Rám je od počátku rozměrově navrhován pro účelné splnění všech požadavků, které jsou na něj kladeny, při zachování kompaktních rozměrů. Pro koncepční návrh byl zvolen prostorový trubkový rám z ocelových bezešvých trubek. Rám je svařen z polotovarů, které musejí být před svařováním upraveny. Konce trubek je nutno obrobřit do požadovaného tvaru a některé trubky musejí být i tvarově přizpůsobeny ohýbáním.

Základ rámu je tvořen trubkami o průměru 45 mm a tloušťce stěny 3 mm, na obrázku jsou znázorněny červenou barvou. Tato nosná část je zesílena účelově umístěnými trubkami průměru 35 mm a tloušťce stěny 2,5 mm, tyto jsou znázorněny žlutou barvou. Posledním typem jsou trubky průměru 25 mm a tloušťkou stěny 2,5 mm plnící pouze vedlejší funkce, jsou znázorněny modrou barvou. K rámu jsou dále přivařeny úchyty. Úchyty jsou vyrobeny z tyčí průřezu rovnoramenného L nebo z tyče ploché, na obrázku jsou znázorněny zelenou barvou.



Obr. 32 Znáznornění stavby rámu

2.4.1.2 Návrh přední nápravy

Volba správné geometrie přední řízené nápravy je poměrně složitá. Pro snadnější optimalizaci kinematických poměrů byla použita zkušební verze programu Optimum Kinematics. Po definici nápravy do tohoto programu je možné vytvořit graf sledující požadované parametry. Například změnu odklonu kola v závislosti na zadaném zdvihu kola. Toto velmi ulehčuje navrhování optimální geometrie, neboť po každé korekční změně je ihned možné zjistit, zda bylo dosaženo požadovaného efektu. Získaná geometrie byla následně použita pro zpracování 3D návrhu v CAD programu.

Jako přední řízená náprava je zvolena lichoběžníková náprava se dvěma trojúhelníkovými rameny. Pro dosažení příznivé kinematiky jsou tato ramena nestejně dlouhá. Jsou svařena z ocelových trubek průměru 30 mm a tloušťky stěny 3 mm. Horní ramena jsou vybavena úchyty pro připojení pružící jednotky. Ramena jsou otočně spojena s rámem čepy, které jsou zasunuty do bronzových kluzných pouzder. Šířka ramen významně ovlivňuje celkovou tuhost nápravy, z tohoto hlediska by měla být co největší. Směrem od rámu se trubky ramen sbíhají k sobě a jsou spojeny trubkou kolmou k podélné rovině rámu. V této části ramena je uložen kulový čep umožňující kinematické spojení ramen a uložení kola. Kulový čep je spojen s ramenem pomocí závitů a je zajištěn samojistnou maticí. Toto řešení dovoluje dodatečnou korekci nastavení geometrie řízených kol.

Parametry přední nápravy:

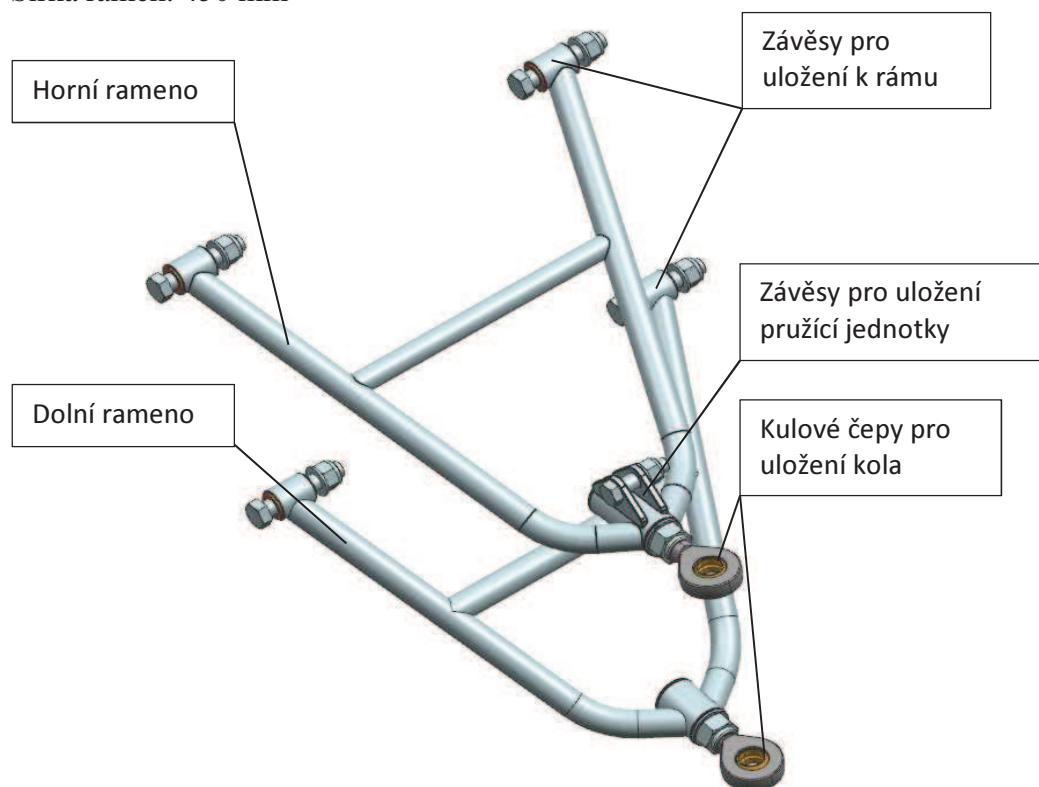
Výchozí nastavení odklonu kola je -1° a sbíhavosti kola $-0,5^\circ$.

Příklon rejdové osy je 10° a záklon rejdové osy 10° .

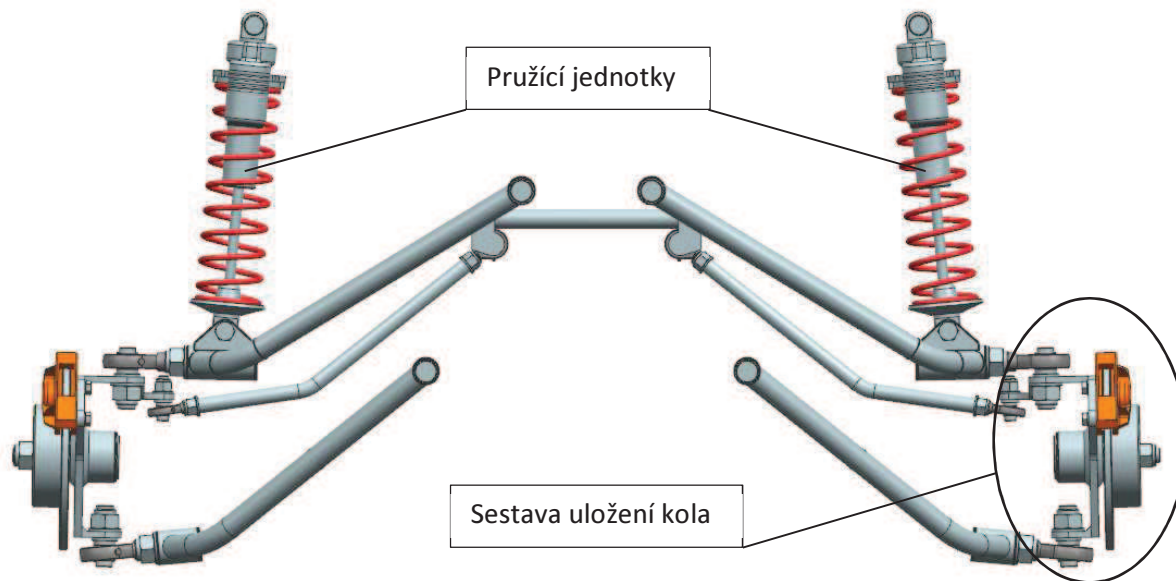
Délka horního ramene: 545 mm

Délka dolního ramene: 470 mm

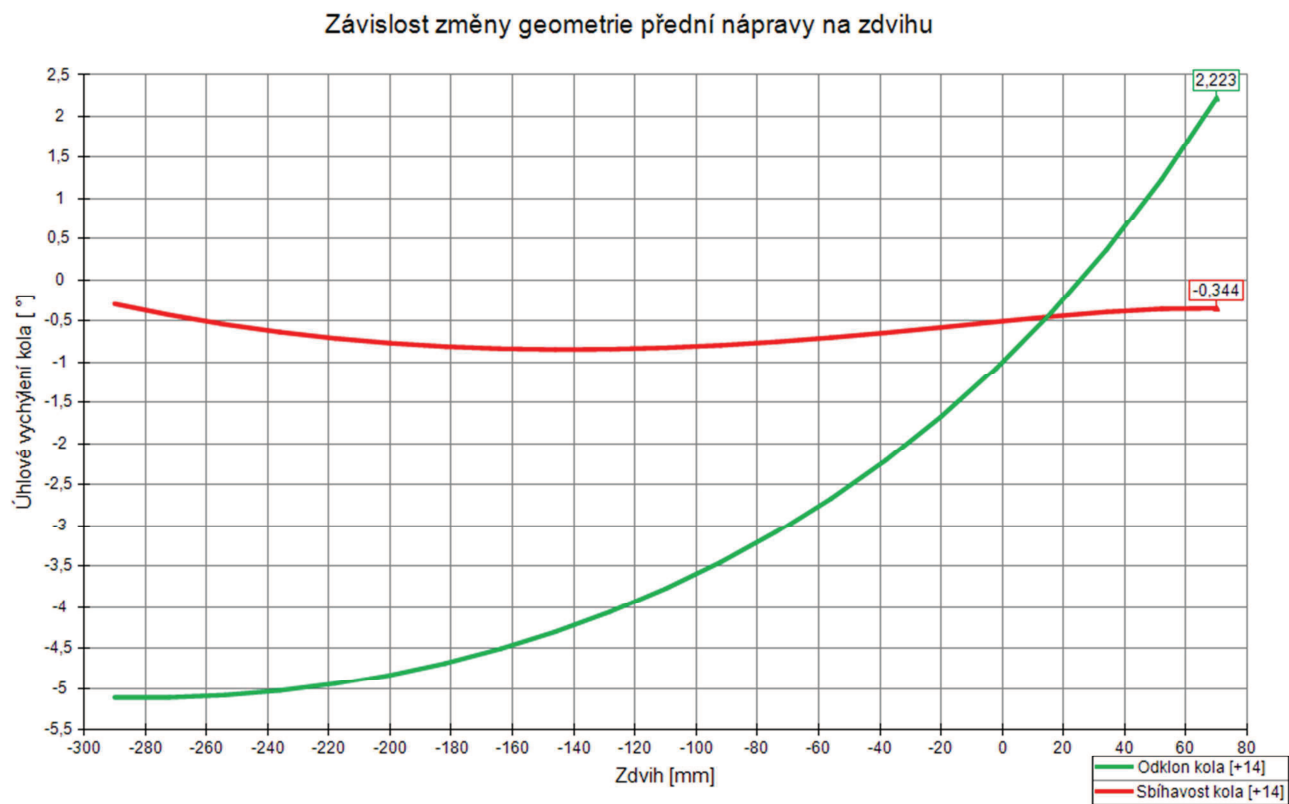
Šířka ramen: 450 mm



Obr. 33 Návrh trojúhelníkových ramen přední nápravy



Obr. 34 Sestava kompletní přední nápravy s pružícími jednotkami



Obr. 35 Graf závislosti změny navržené geometrie přední nápravy na zdvihu

2.4.1.3 Návrh zadní nápravy

Zadní náprava je stejně jako náprava přední lichoběžníková. Zásadně se však liší. Zadní náprava není řízena, a tudíž návrh její geometrie je jednodušší. Ramena zadní nápravy byla zvolena stejně dlouhá. Při zachování paralelní vzdálenosti obou ramen nedochází ke změnám v nastavení geometrie při propružení kol. Odklon a sbíhavost kol jsou tedy vždy konstantní.

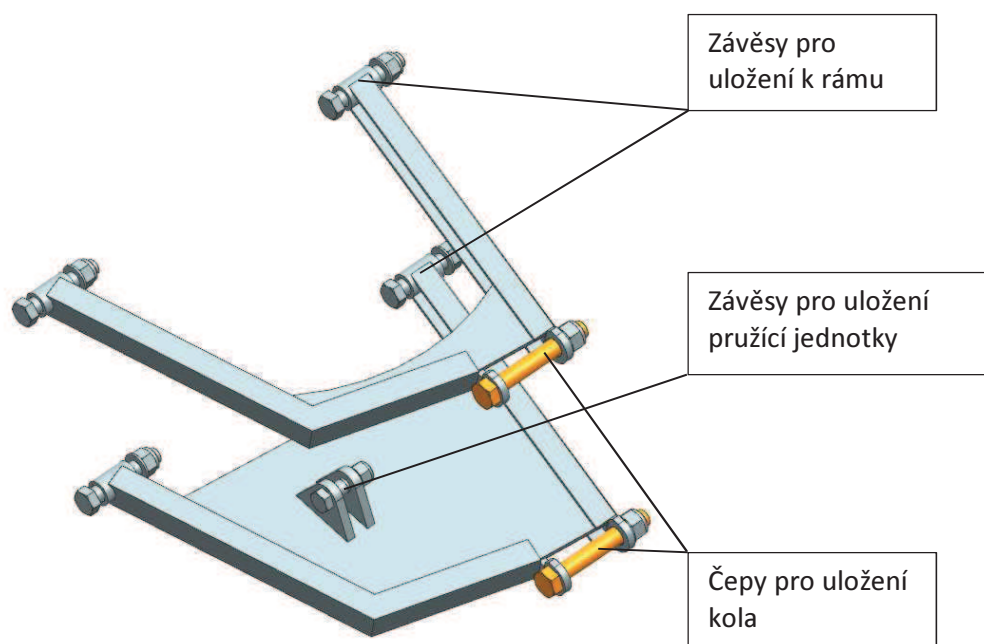
Návrh zadní nápravy se liší v samotné konstrukci ramen. Zadní náprava je poháněná, musí tedy zachycovat síly vznikající přenosem točivého momentu z motoru na kola. Pro zvýšení tuhosti jsou ramena svařena z tyčí průřezu U o rozměrech 30 x 30 mm a tloušťce stěny 3 mm. Tyto trubky jsou pro zvýšení tuhosti v podélném směru spojeny ocelovou deskou tloušťky 6 mm. Dalším rozdílem oproti přední nápravě je uchycení pružící jednotky ke spodnímu ramenu. Vzhledem k nutnosti vedení poloosy z rozvodovky do středu uložení kola, bylo nutné pružící jednotku posunout v podélném směru. Ramena nejsou s uložení kola spojena pomocí kulových čepů, ale jsou s ním přímo spojena válcovými čepy o průměru 17 mm. Tato konstrukce neumožňuje dodatečnou korekční změnu geometrie.

Parametry:

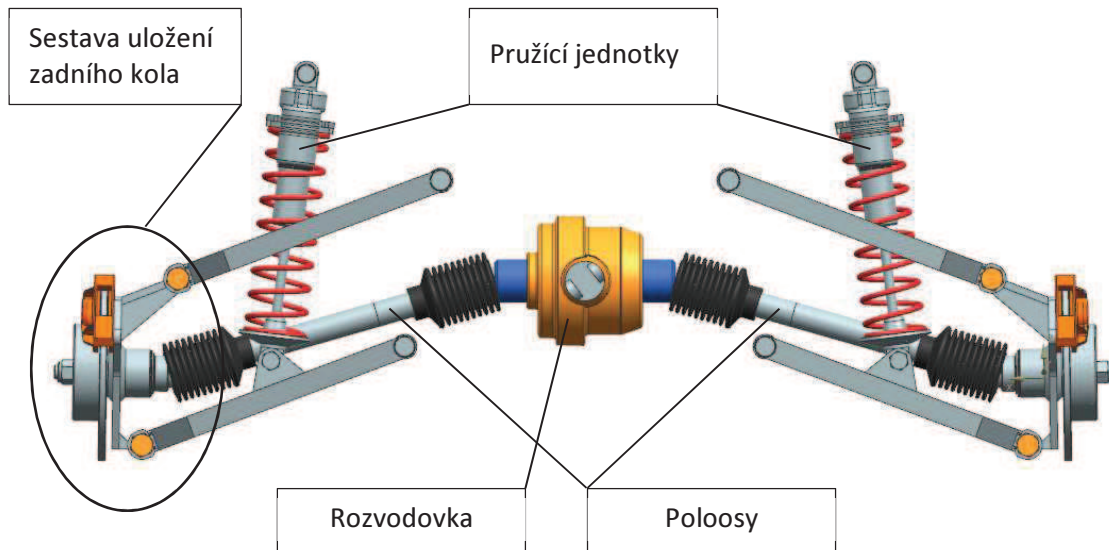
Výchozí nastavení odklonu kola je -1° a sbíhavosti kola 0° .

Délka ramen: 435 mm

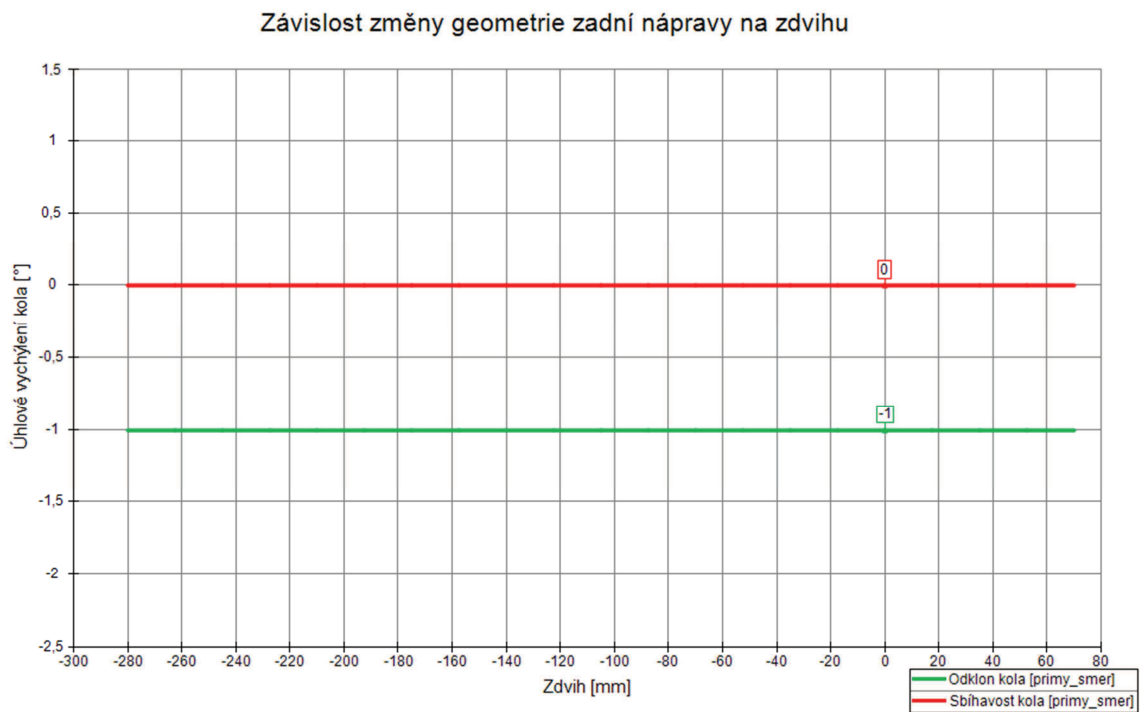
Šířka ramen: 450 mm



Obr. 36 Návrh trojúhelníkových ramen zadní nápravy



Obr. 37 Sestava kompletní zadní nápravy s pružícími jednotkami



Obr. 38 Graf závislosti změny navržené geometrie zadní nápravy na zdvihu

2.4.1.4 Splnění ackermannovi podmínky geometrie řízení

Při natočení volantu o 450° , tj. jeden a čtvrt otáčky, dojde k vychýlení vnějšího kola o úhel 20° . Aby byla splněna ackermannova podmínka řízení je nutné, aby vnitřní kolo bylo vychýleno o úhel β více, než kolo vnější.

$$\cotg\beta_1 - \cotg\beta_2 = \frac{t}{l}; \beta_1 = \operatorname{arccotg}\left(\frac{t}{l} + \cotg\beta_2\right); \beta_1 = \operatorname{arccotg}\left(\frac{1320}{2175} + \cotg20^\circ\right);$$

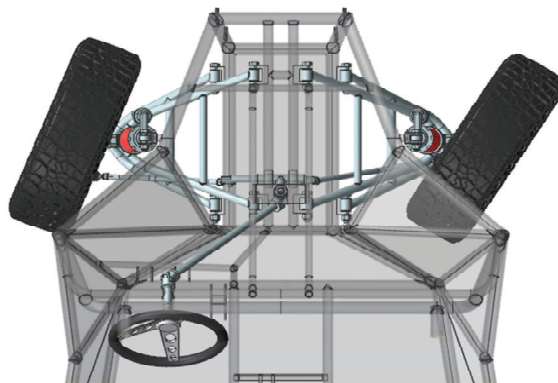
$$\beta_1 = 25,21^\circ \quad (1)$$

$$\beta = \beta_1 - \beta_2 = 25,21^\circ - 20^\circ = 5,21^\circ \quad (2)$$

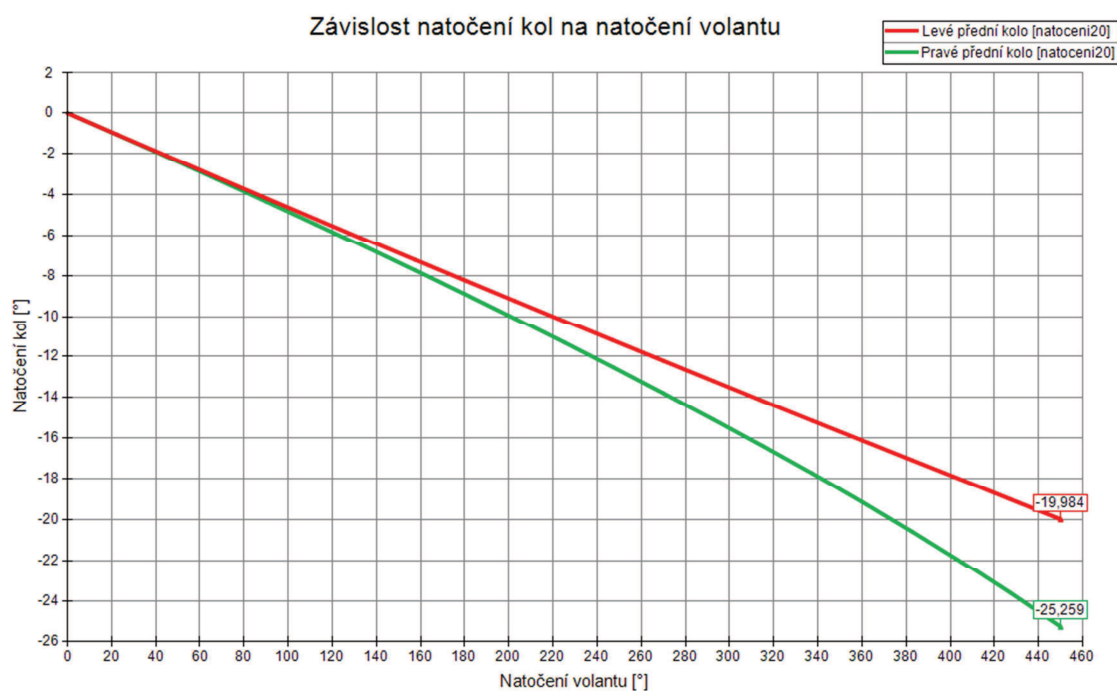
t – rozchod přední nápravy [mm]

l – rozvor kol náprav [mm]

Skutečný rozdíl výchylek řízených kol při natočení vnějšího kola o úhel 20° je $5,275^\circ$. Rozdíl mezi skutečným a vypočteným úhlem β vznikl složitostí geometrie řízené nápravy. Tento rozdíl je však minimální, náprava tedy splňuje ackermannovu podmínku geometrie řízení.



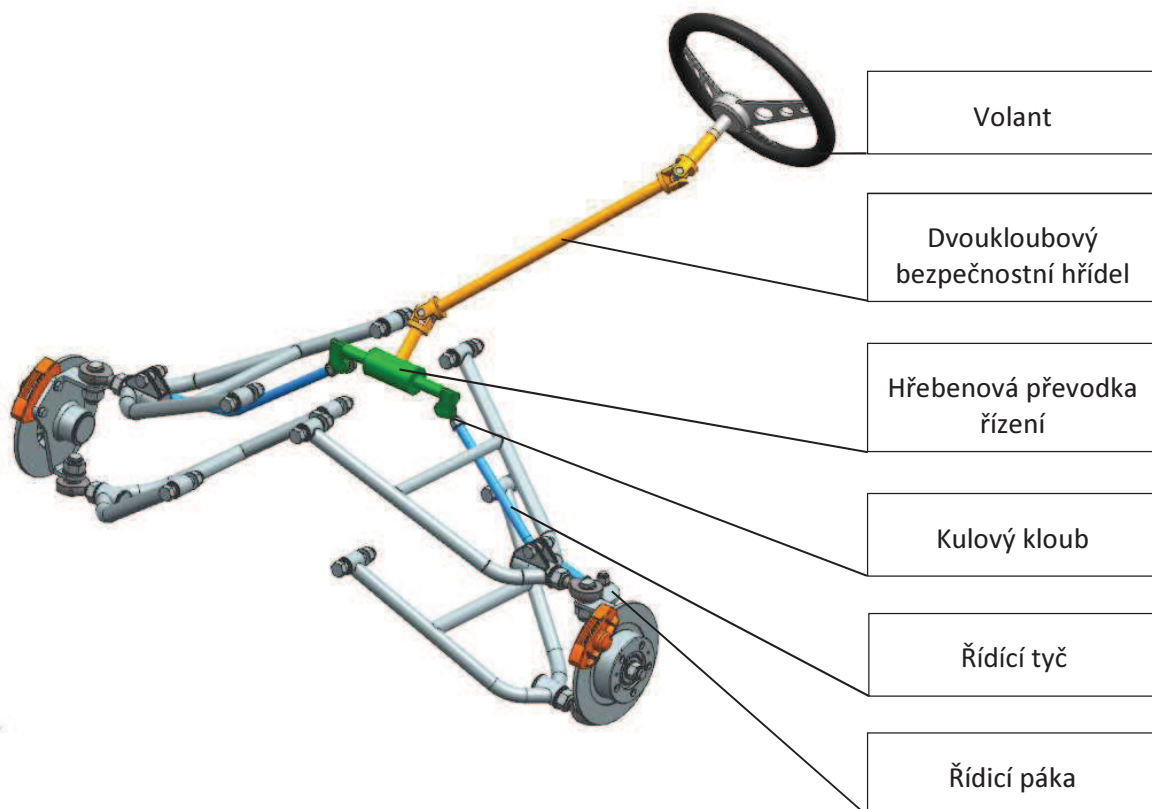
Obr. 39 Znáornění rozdílu natočení řízených kol navržené nápravy



Obr. 40 Graf závislosti rozdílu v natočení předních kol na úhlu natočení volantu

2.4.1.5 Uspořádání řídicího mechanismu

Pro řízení vozidla byl zvolen řídicí mechanismus s hřebenovou převodkou řízení. Síla potřebná k natočení kol do požadovaného směru je vyvozována řidičem. Vzhledem k celkové nízké hmotnosti vozidla a zatížení přední nápravy není nutné tuto sílu multiplikovat posilovačem řízení. Volant je otočně uložen v navařeném sloupku v rámu vozidla. Pro zvýšení bezpečnosti byl pro spojení volantu a převodky použit dvoukloubový bezpečnostní hřídel. Ten se v případě nehody s výraznou deformací přední části vozidla natočí v kloubech a navíc je částečně do sebe zasunutelný. Nedojde tak při nárazu k vržení volantu, případně proniknutí hřídele proti řidiči. Tento bezpečnostní hřídel je s převodkou spojen v její prostřední části. Na převodku řízení jsou pomocí kulových kloubů napojeny řídicí tyče, které přenášejí sílu na řídicí páku jež je součástí náboje kola. Řídicí páka a řídicí tyč jsou také spojeny pomocí kulových kloubů, které jsou zašroubovány do řídicí tyče. Je tedy možná případná délková korekce řídicí tyče.



Obr. 41 Uspořádání řídicího mechanismu

2.4.1.6 Návrh uložení kola na nápravě

Uložení kola musí zajistit přesné vedení s minimální vůlí a přenášet síly vznikající pohybem vozidla. Z důvodu dostupnosti a vysoké únosnosti, volím uložení se dvěma kuželíkovými ložisky uspořádanými do „O”.

Výpočet ložisek v náboji kola

Ložiska nejsou zatěžována staticky ani definovatelným cyklickým zatížením. Předpokládá se především nahodilé zatížení, které vzniká při provozu vozidla v běžných podmínkách. Z těchto důvodů se ložiska dimenzují dle zjednodušujících vztahů. Pro výpočet ložisek je uvažován nejneprůzračnější stav zatížení, kdy vozidlo projíždí po rozbité vozovce do zatáčky.

Síla zatěžující ložiska při přímé jízdě po rozbité vozovce:

$$F\tau = F\tau_{stat} \cdot k \quad (3)$$

$$F\tau = \frac{8829}{4} \cdot 1,7 = 3752,3\text{N} \quad (4)$$

$$F\tau_{stat} = (m_v + m_u) \cdot g = (650 + 250) \cdot g \quad (5)$$

$$F\tau_{stat} = 8829 \text{ N} \quad (6)$$

k – rázový součinitel [-]

- Pro terénní vozidlo 1,5 – 1,7
- Volím: k = 1,7

Výpočet odstředivé síly:

Vlivem zatáčení vzniká odstředivá síla, která je zachycována především vnějším kolem. Pro výpočet je uvažován následující případ: Čtyřkolové terénní vozidlo o celkové hmotnosti $m = 900\text{kg}$ projíždí zatáčkou o průměru $R_z = 100\text{m}$ rychlostí $v_v = 100\text{km/h}$ ($27,78\text{m/s}$)

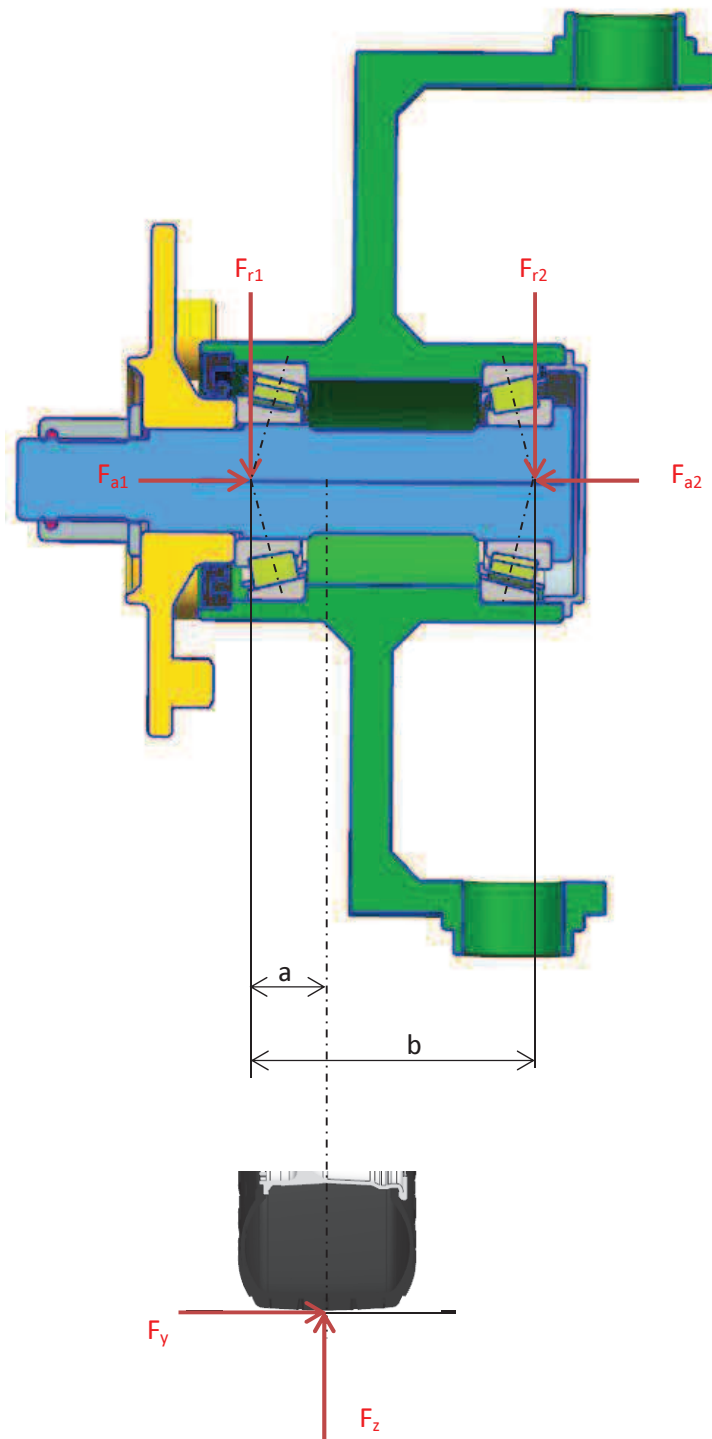
$$F_y = (m_v + m_u) \cdot \frac{v_v^2}{R_z} = 900 \cdot \frac{27,78^2}{100} = 6945,6 \text{ N} \quad (7)$$

Tato síla působí na obě vnější kola.

m_v – hmotnost vozidla [kg]

m_u – užitečná hmotnost vozidla [kg]

pro výpočet předpokládáno: $m_v = 650 \text{ kg}$, $m_u = 250 \text{ kg}$



Obr. 42 Zatížení a základní rozměry uložení kola

Výpočet sil zatěžujících jednotlivá ložiska:

volené parametry: $a = 60 \text{ mm}$, $b = 15 \text{ mm}$

Ložisko 1

$$F_{r1} = \frac{b-a}{b} \cdot F_T - \frac{r_d}{b} \cdot \frac{F_y}{2} = \frac{0,06-0,015}{0,06} \cdot 3752,3 - \frac{0,337}{0,06} \cdot \frac{6945,6}{2} = -16691,4 \text{ N} \quad (8)$$

Síla má ve skutečnosti opačný smysl než je znázorněno.

$$F_{a1} = 0 \text{ N} \quad (9)$$

Ložisko 2

$$F_{r2} = \frac{a}{b} \cdot F_T + \frac{r_d}{b} \cdot \frac{F_y}{2} = \frac{0,015}{0,06} \cdot 3752,3 + \frac{0,337}{0,06} \cdot \frac{6945,6}{2} = 20444,6 \text{ N} \quad (10)$$

$$F_{a2} = \frac{F_y}{2} = \frac{6945,6}{2} = 3472,8 \text{ N} \quad (11)$$

Volba ložiska 1:

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska 1:

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{0}{16691,4} \leq e \quad e = 0,37 \quad (12)$$

$$C_1 = F_{r1} = 16691,4 \text{ N} \quad (13)$$

Volím ložisko 302/28 J2 – jednořadé kuželíkové ložisko

$C = 38 \text{ KN}$ – dynamické zatížení, referenční rychlost 9000ot/min

$d = 28 \text{ mm}$

$D = 58 \text{ mm}$

$T = 17,25 \text{ mm}$

Volba ložiska 2

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska 2:

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{3472,8}{20444,6} = 0,17 \leq e \quad e = 0,37 \quad (14)$$

$$C_2 = F_{r2} = 20444,6 \text{ N} \quad (15)$$

Volím ložisko 302/28 J2 – jednořadé kuželíkové ložisko, rozměry dle ložiska 1

2.4.1.7 Volba motoru

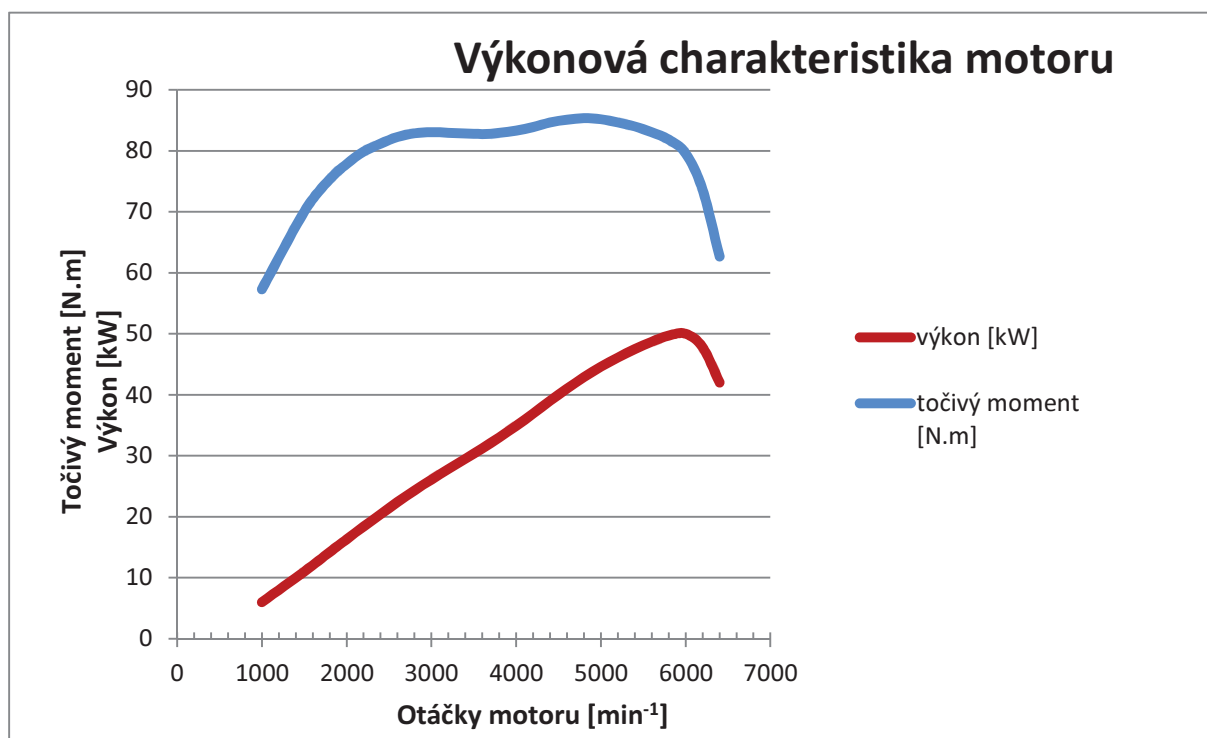
Pro pohon vozidla byl zvolen motor Rotax 4-TEC V-800. Tento motor je určen pro použití v malých terénních vozidlech pro svoji kompaktnost a malou hmotnost.

Parametry motoru:

| | |
|--------------------------------------|---------------------------------------|
| Počet válců: | 2 |
| Počet fází motoru na jednu pracovní: | 4 - čtyřdobý motor |
| Počet ventilů na válec: | 4 |
| Ventilový rozvod: | OHC |
| Úhel sevřený mezi válci: | 60° V-motor |
| Zdvihový objem: | 800 cm ³ |
| Maximální výkon: | 50 kW (67 HP) |
| Maximální točivý moment: | 85 Nm |
| Typ chlazení: | kapalinové |
| Olejeový okruh: | mazání olejovou lázní |
| Příprava palivové směsi: | EFI – elektronické vstřikování paliva |
| Druh paliva: | Natural 95 nebo vyšší |



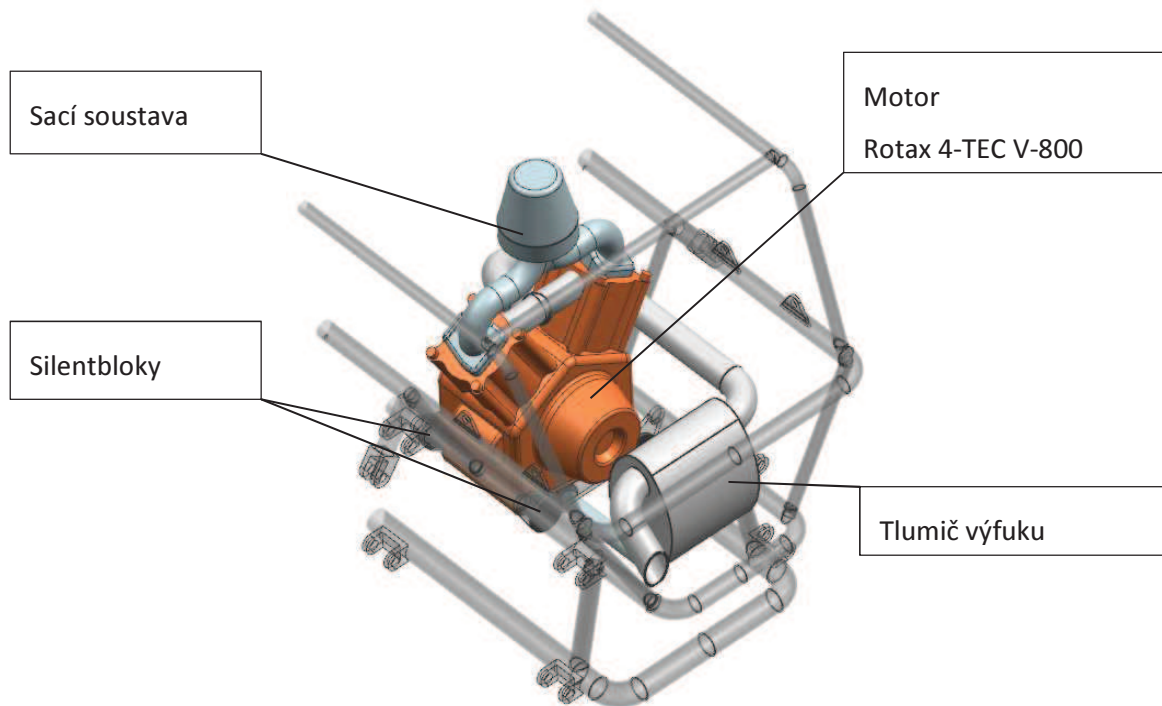
Obr. 43 Motor Rotax 4-TEC V-800 [26]



Obr. 44 Výkonová charakteristika motoru

2.4.1.8 Uložení motoru v rámu vozidla

Motor je umístěn před zadní nápravou. Motor je připojen k rámu pomocí čtyř silentbloků, které omezují přenos vibrací mezi motorem a rámem. Spojení je realizováno pomocí montážních otvorů v bloku motoru. Sání je samonosně spojeno s motorem, mohlo by však být vyvedeno sací trubicí výše, čímž by se případně zvýšila možnost extrémního brození vozidla. Motor má vývod výfukového svodu umístěn ve stejném směru jako výstup z klikové hřídele. Z tohoto důvodu bylo nutné stočit výfukové potrubí dozadu. Výfuk je opatřen oválným tlumičem.



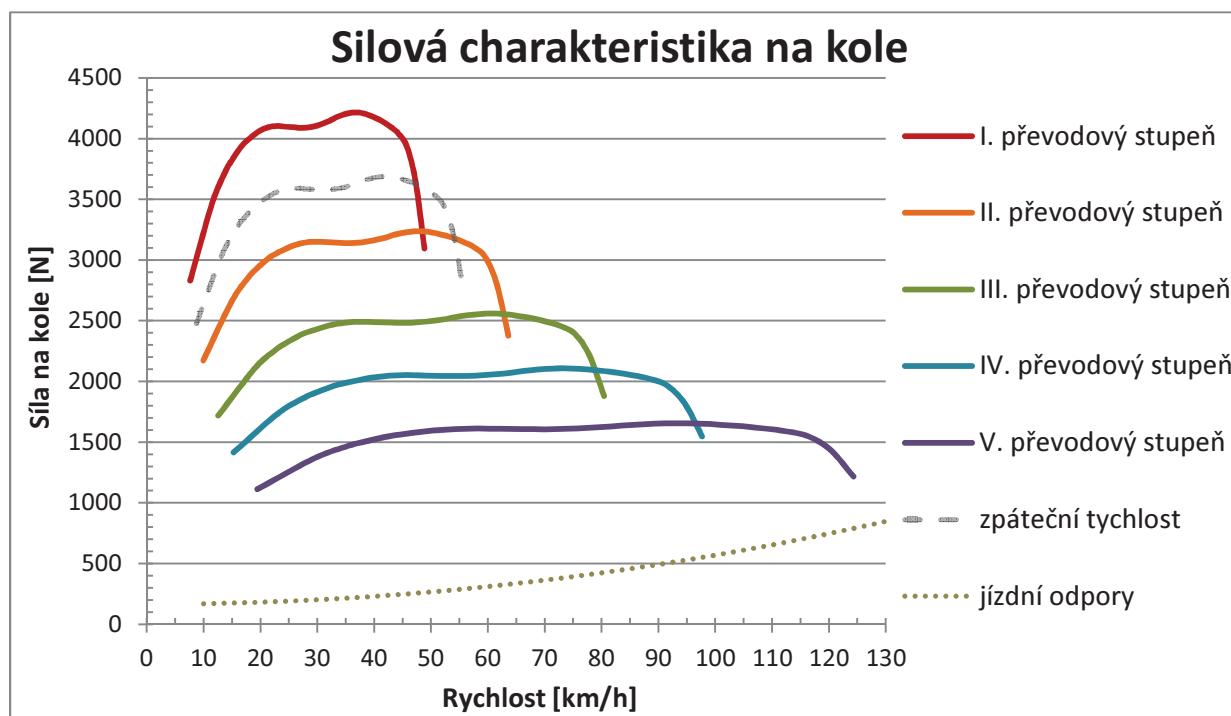
Obr. 45 Uložení motoru v rámu vozidla

2.4.1.9 Volba převodovky a převodových poměrů

Ke změně převodových stupňů byla zvolena převodovka s pěti rychlostními stupni vpřed a jedním vzad. Změna převodů je realizována manuálně. Řidič ovládá převodovku pákou, pohybem vzad pro zařazení vyššího převodového stupně a pohybem vpřed pro zařazení stupně nižšího. Řazení probíhá sekvenčně, tedy postupně. Tímto způsobem není možné zařadit jiný převodový stupeň než ten, který je sousední s právě zařazeným.

Parametry převodovky:

| | | | |
|----------------------------------|------|-------------------------------------------|----------------------|
| Převod I. rychlostního stupně: | 2,8 | Počet převodových stupňů pro jízdu vpřed: | 5 |
| Převod II. rychlostního stupně: | 2,15 | Počet převodových stupňů pro jízdu vzad: | 1 |
| Převod III. rychlostního stupně: | 1,7 | Řazení převodových stupňů: | manuální - sekvenční |
| Převod IV. rychlostního stupně: | 1,4 | Sekundární převod: | 1,45 |
| Převod V. rychlostního stupně: | 1,1 | Převod rozvodovky: | 4,1 |
| Převod zpátečního stupně: | 2,45 | | |



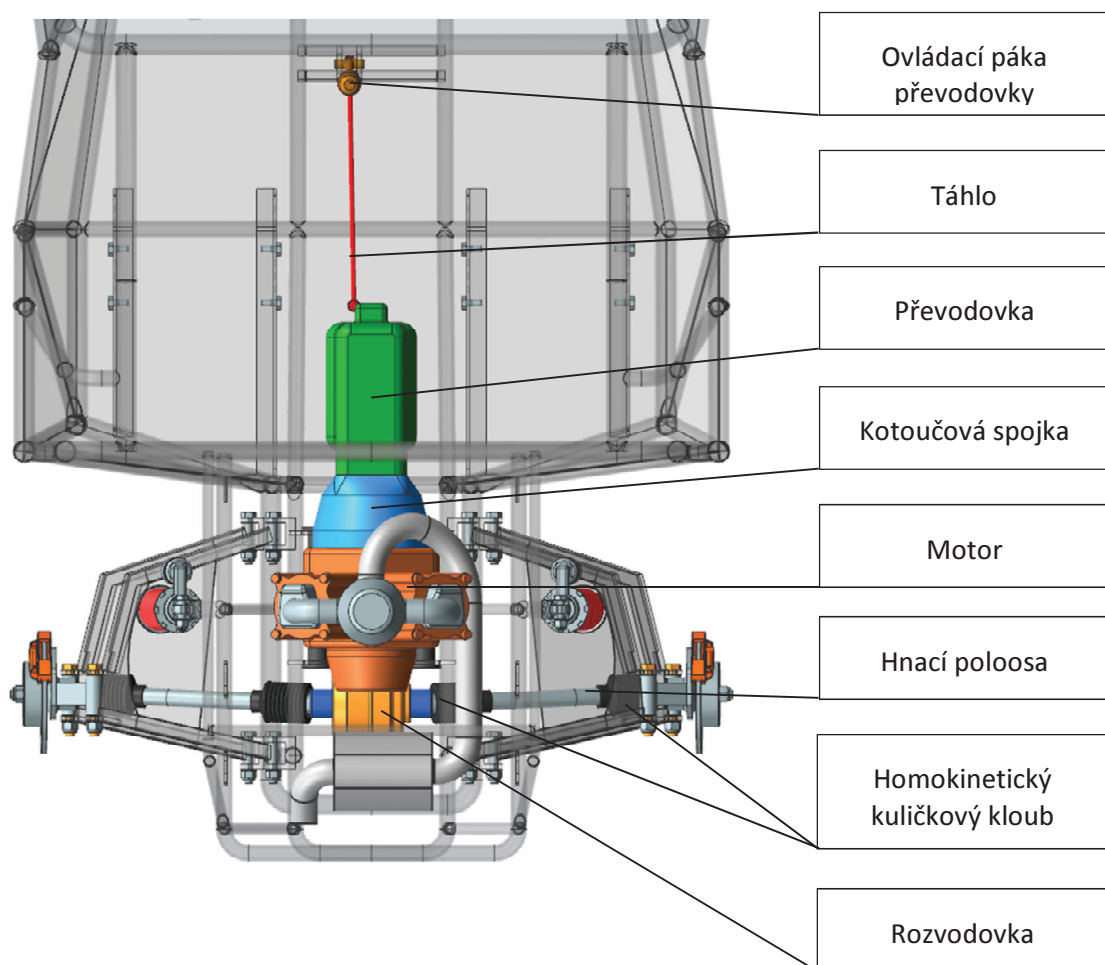
Obr. 46 Silová charakteristika na kole

Pro určení velikosti jízdních odporů byly použity následující parametry:

| | | | |
|----------------------------------------|-------------------------------|-------------------------------------------|------|
| součinitel valivého odporu f [-] | mokrá polní cesta 0,08-0,2 | součinitel odporu vzduchu c_x [-] | 0,48 |
| celková hmotnost vozidla [kg] | 950 kg | hustota vzduchu [kg/m ³] | 1,29 |
| čelní plocha vozidla [m ²] | 1,85 m ² | gravitační konstanta [m.s ⁻¹] | 9,81 |

2.4.1.10 Uspořádání pohonného ústrojí vozidla

Motor společně s pětistupňovou manuální převodovkou tvoří základ pohonného ústrojí vozidla. Aby bylo možné řídit rychlostní stupně je nutná spojka pro přerušení točivého momentu mezi motorem a převodovkou. Spojka je zvolena třecí kotoučová a je umístěna v jedné konstrukční celku s převodovkou. Z převodovky je točivý moment přiveden pomocí kloubové hřídele rozvodovky. Rozvodovka obsahuje manuálně uzamykatelný diferenciál, který může být nápomocen při jízdě v terénu. Rozvodovka je pevně spojena s rámem vozidla. Točivý moment je dále přenášen poloosami k hnacím kolům. Při pružení dochází ke změně vzdálenosti rozvodovky a hnacích kol. Z tohoto důvodu je nutné umožnit axiální posuv, který je zajištěn použitím homokinetických kuličkových kloubů s axiálním posuvem.



Obr. 47 Uspořádání pohonného ústrojí vozidla

2.4.1.11 Návrh brzdové soustavy vozidla

Vozidlo není primárně určeno pro provoz na pozemních komunikacích. Z tohoto důvodu není nutné řídit se závaznými předpisy pro provoz na pozemních komunikacích. Nicméně je zde kladen požadavek na dostatečnou účinnost brzd. Návrh hlavních parametrů brzdové soustavy bude tedy vycházet z předpokladu, aby vozidlo dosáhlo za ideálních podmínek zpomalení $6,5 \text{ m.s}^{-2}$. Byly zvoleny kotoučové brzdy na obou nápravách, které jsou ovládané hydraulicky. Požadovaného tlaku v brzdové soustavě je dosaženo působením síly řidiče na brzdový pedál a multiplikováno posilovačem brzdného účinku. Brzdová soustava je rozdělena na dva okruhy, každá náprava má svůj vlastní okruh. Při závadě na jednom okruhu je nadále možné brždění druhé nápravy.

Výpočet hlavních rozměrů brzdy:

Vztah pro výpočet brzdné síly působící ve stopě pneumatiky při zpomalení ($a=6,5 \text{ m.s}^{-2}$):

$$B = (m_v + m_u) \cdot a = (650 + 250) \cdot 6,5 = 5850 \text{ N} \quad (16)$$

m_v – hmotnost vozidla [kg]

m_u – užitečná hmotnost vozidla [kg]

pro výpočet předpokládáno: $m_v = 650 \text{ kg}$, $m_u = 250 \text{ kg}$

Brzdná síla není vlivem rozložení hmotnosti vozidla a dynamickému efektu při brždění rovnoměrně rozložena. S přihlédnutím ke konstrukčnímu uspořádání vozidla volím rozdělení brzdného účinku mezi nápravy v poměru $i_B = 0,6$ ve prospěch přední nápravy.

Brzdná síla působící na jedno kolo přední nápravy:

$$B_p = \frac{1}{2} \cdot B \cdot i_B = \frac{1}{2} \cdot 5850 \cdot 0,6 = 1755 \text{ N} \quad (17)$$

Brzdná síla působící na jedno kolo zadní nápravy:

$$B_z = \frac{1}{2} \cdot B \cdot (1 - i_B) = \frac{1}{2} \cdot 5850 \cdot (1 - 0,6) = 1170 \text{ N} \quad (18)$$

Odvození vztahu pro výpočet průměru kolových pístů kotoučové brzdy:

$$B = p \cdot S_k \cdot \eta_k \cdot c^* \cdot \frac{r_b}{r_d} \quad (19) \quad S_k = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \quad (20)$$

Z toho plyne:

$$S_k = \frac{B}{p \cdot \eta_k \cdot c^* \cdot \frac{r_b}{r_d}} = \frac{B \cdot r_d}{p \cdot \eta_k \cdot c^* \cdot r_b} \quad (21) \quad d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot B \cdot r_d}{\pi \cdot p \cdot \eta_k \cdot c^* \cdot r_b}} \quad (22)$$

| Parametr | Hodnota |
|--------------------------------------------------------------------------|------------------------------|
| p [Pa] - hydrostatický tlak v brzděném okruhu | 80bar = 8.10 ⁶ Pa |
| η _k [-] - účinnost kolového válce | 0,96 |
| c* [-] - vnitřní převod brzdy (2.μ - pro kotoučovou brzdu) | 2.μ |
| μ [-] - součinitel tření mezi kotoučem a brzdovým obložěním | 0,55 |
| r _d [m] - dynamický poloměr kola | 0,337m |
| r _b [m] - poloměr třecího obložení | 0,1025m |
| S _k [m ²] - Plocha kolového pístu kotoučové brzdy | |
| d _k [m] - průměr kolového pístu | |

Výpočet průměru kolového pístu kola přední nápravy:

$$d_{kpmin} = \sqrt{\frac{4 \cdot B_p \cdot r_d}{\pi \cdot P \cdot \eta_k \cdot (2 \cdot \mu) \cdot r_b}}$$

$$d_{kpmin} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1755 \cdot 0,337}{\pi \cdot 8 \cdot 10^6 \cdot 0,96 \cdot (2 \cdot 0,55) \cdot 0,1025}} = 0,02949\text{m} = 29,49\text{mm} \quad (23)$$

$d_{kpmin} = 0,02949\text{m}$ d_{kpmin} – minimální průměr kolového pístu přední nápravy
 $d_{kpskutečná} = 30\text{mm}$ $d_{kpskutečná}$ – skutečný průměr kolového pístu přední nápravy

Výpočet průměru kolového pístu kola zadní nápravy:

$$d_{kzmin} = \sqrt{\frac{4 \cdot B_z \cdot r_d}{\pi \cdot P \cdot \eta_k \cdot (2 \cdot \mu) \cdot r_b}}$$

$$d_{kzmin} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1170 \cdot 0,337}{\pi \cdot 8 \cdot 10^6 \cdot 0,96 \cdot (2 \cdot 0,55) \cdot 0,1025}} = 0,0241\text{m} = 24,1\text{mm} \quad (24)$$

$d_{kzmin} = 0,0241\text{m}$ d_{kzmin} – minimální průměr kolového pístu zadní nápravy
 $d_{kzskutečná} = 25\text{mm}$ $d_{kzskutečná}$ – skutečný průměr kolového pístu zadní nápravy

Určení průměru brzdného kotouče:

Brzdný kotouč bude mít stejný průměr na přední i zadní nápravě, rozdílného brzdného účinku mezi nápravami je dosaženo rozdílným průřezem kolových válců kotoučové brzdy.

$$R_{kmin} = r_b + \frac{1}{2} \cdot d_{kpskutečná} \quad (25)$$

$$R_{kmin} = 0,1025 + \frac{1}{2} \cdot 0,03$$

$$R_{kmin} = 0,1175\text{m}$$

$$D_{kskutečná} = 2 \cdot (R_{kmin} + 0,005) \quad (26)$$

$$D_{kskutečná} = 2 \cdot (0,1175 + 0,005)$$

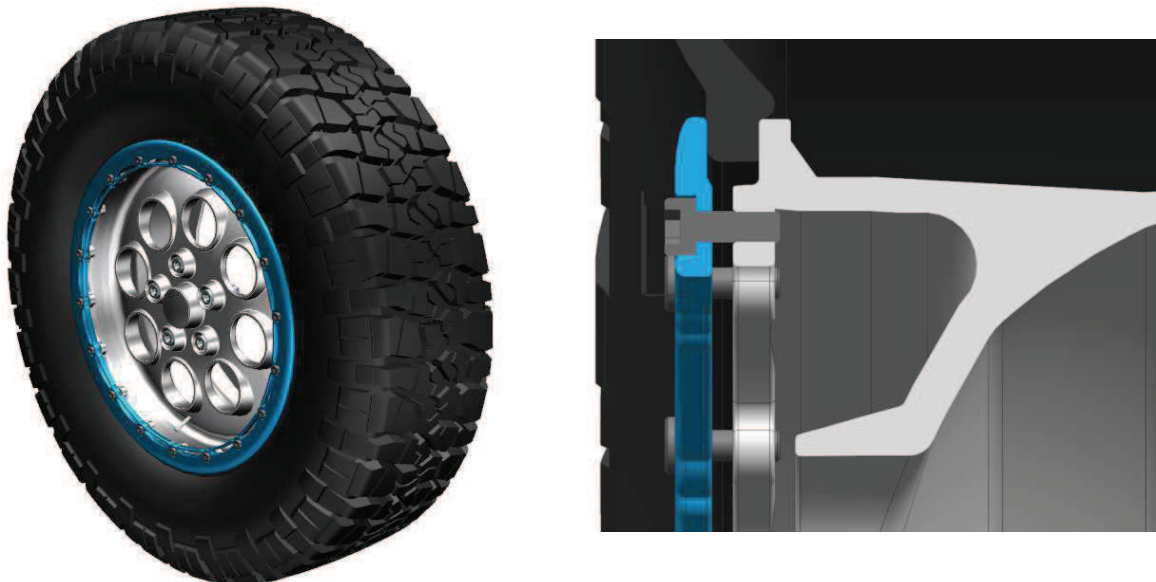
$$D_{kskutečná} = 0,245\text{m} = 245\text{mm}$$

R_{kmin} – minimální poloměr na kterém působí brzdná síla [mm]

$D_{kskutečná}$ – skutečný průměr brzdného kotouče [mm]

2.4.1.12 Kola vozidla

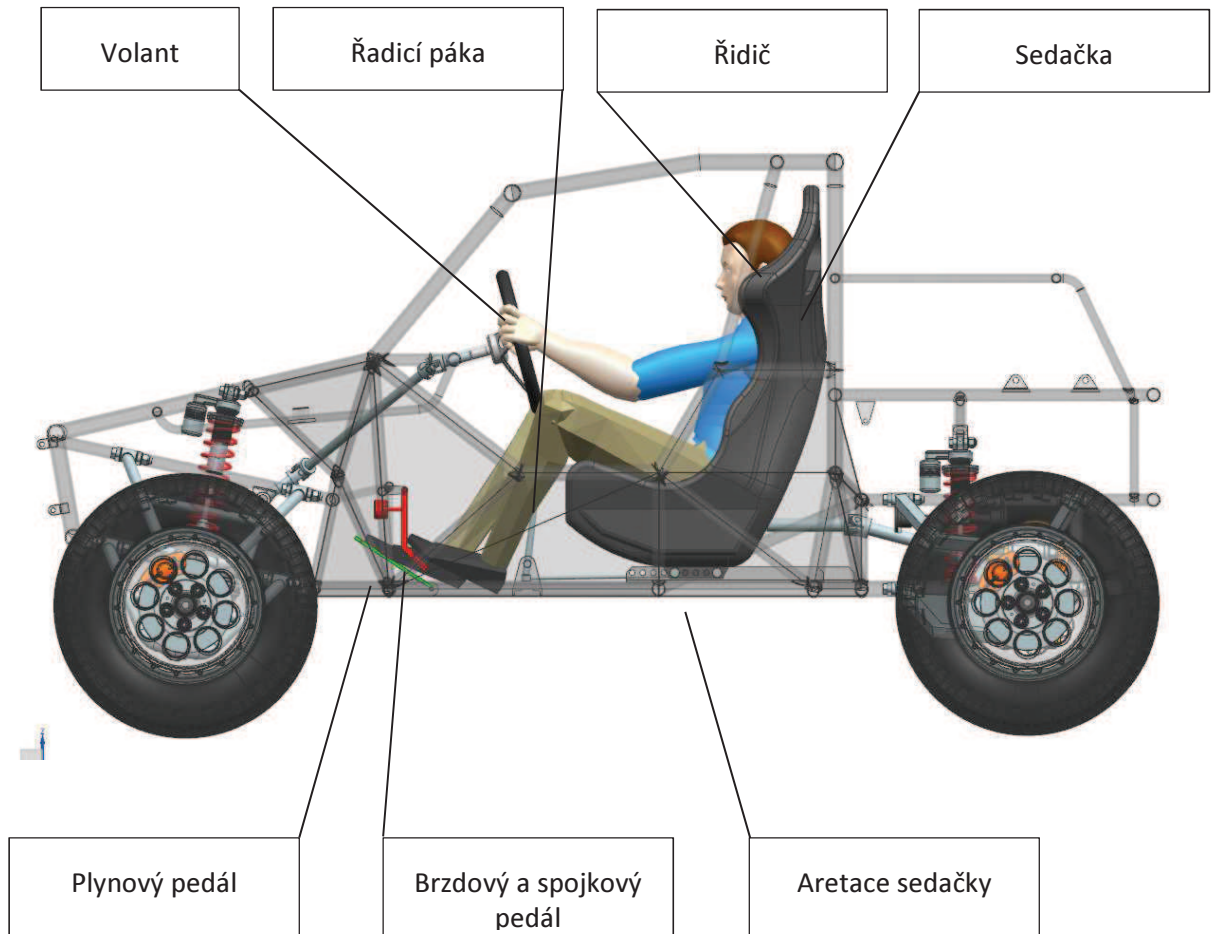
Vozidlo je vybaveno pneumatikami o rozměrech 220x65 R15. Tyto pneumatiky mají dezén uzpůsoben pro provoz mimo zpevněné cesty, avšak při jízdě na asfaltové vozovce zaručují stále dobrou ovladatelnost. Pneumatiky jsou nasazeny na ráfkách průměru 15 palců s roztečí děr 5 x 100 mm. Ráfky jsou oproti běžným ráfkům vybaveny po vnějším obvodu dírami, do kterých se upevňují šrouby svírající pneumatiku mezi ráfek a tzv. „Beadlocks”. To jsou obruče zabraňující sklouznutí pneumatiky z ráfku při jízdě s podhuštěnými pneumatikami nebo při extrémnímu bočnímu zatížení pneumatiky.



Obr. 48 Náhled použité pneumatiky s detailem na uchycení „Beadlocks”

2.4.1.13 Umístění řidiče ve vozidle

Vozidlo je sice koncipováno jako sportovní, nicméně z důvodu dobrého výhledu z vozidla je navržena poloha sezení mezi sportovním a užitkovým vozidlem. Při návrhu rozměru kabiny se vycházelo z rozměrů 50% člověka. Umístění všech ovládacích prvků je navrženo s ohledem na co nejvyšší ergonomii obsluhy. Posádka při jízdě sedí na sedačkách, které jsou posunuté v podélném směru. Zajištění požadované polohy je docíleno šrouby. Sedačla lze tedy posouvat jen o vzdálenost rozteče jednotlivých děr.



Obr. 49 Poloha řidiče ve vozidle a rozmístění ovládacích prvků

2.4.1.14 Další vybavení vozidla

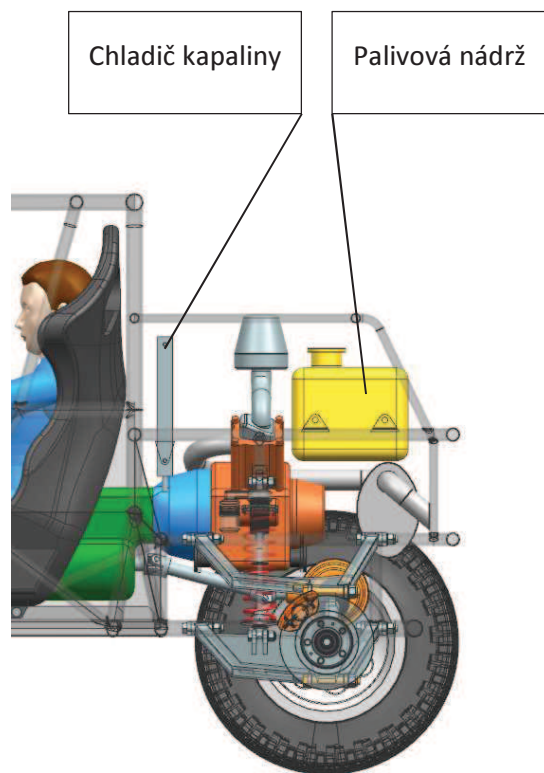
Nezbytnou součástí vozidla vybaveného spalovacím motorem je palivová nádrž. Z důvodu velkého objemu tohoto prvku nebylo možné jej umístit za sedačku a proto je palivová nádrž umístěna nad motorem. V blízkosti nádrže se nachází výfukové potrubí. Je tedy nutné nádrž tepelně odizolovat od tepla sálajícího z výfuku. Nádrž je vyrobena z hlubokotažného plechu a uvnitř natřena barvou odolávající působení paliva. Nádrž má celkovou kapacitu 39 litrů, což by mělo teoreticky vystačit na 500 km jízdy v terénních podmínkách.

Další nezbytným prvkem je chladič kapaliny motoru. Je umístěn uprostřed vozidla před motorem. Alternativně by mohl být umístěn v přední části vozidla, to by však neslo možné riziko poškození chladiče při jízdě v terénu. Tento chladič je vybaven spínaným ventilátorem pro lepší proudění chladícího vzduchu ventilátorem za nepříznivých podmínek.

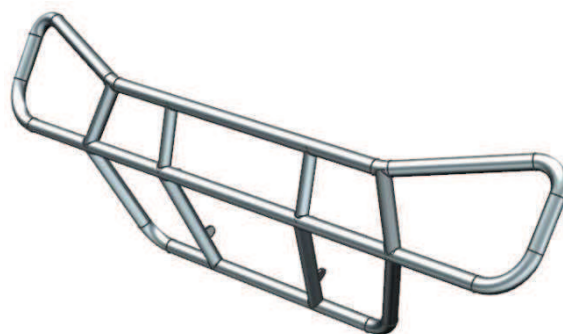
Při jízdě v terénu je velké riziko defektu pneumatiky, a proto se v koncepčním návrhu předpokládá s možností rezervního kola. Toto rezervní kolo je umístěno v přední části vozu, působí tak jako přídatný deformační prvek v případě velkého čelního nárazu.

K volitelnému vybavení patří i přední nárazník. Tento nárazník poskytuje dodatečnou ochranu před nárazem do překážky a částečně chrání přední nápravu. Je svařen z ocelových trubek a připevněn k rámu pomocí šroubů.

Vozidlo je dále opatřeno krycími pláty, jejichž účelem je omezení vnikání předmětů do prostoru pro posádku. Tyto plechy jsou spojeny s rámem pomocí svařování nebo nýtování. Podlaha je tvořena 2mm silným ocelovým plechem. Tato podlaha je jednou zalomená, jinak je zcela hladká. To zabraňuje uvíznutí vozidla za některou část rámu. Vzhledem k částečně otevřené karoserii a absenci čelního skla je pro zajištění dostatečné bezpečnosti velmi žádoucí i vhodné odění posádky, zvláště pak použití ochranné přilby.

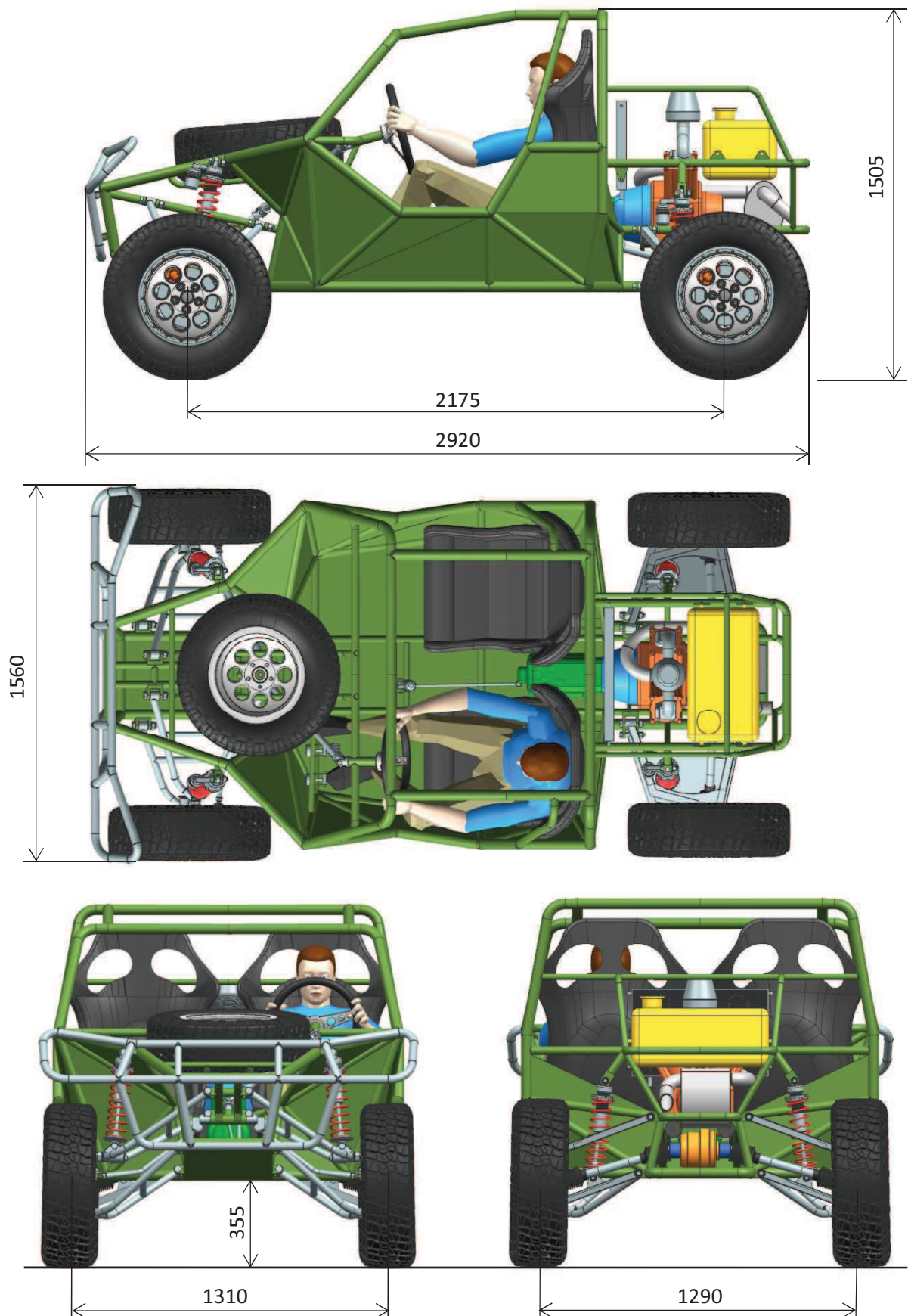


Obr. 50 Umístění chladiče a palivové nádrže



Obr. 51 Znárodnění navrženého nárazníku

2.4.1.15 Základní rozměry vozidla



Obr. 52 Základní rozměry vozidla

3 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navržení koncepce malého terénního vozidla, pro něž se postupem času automatizovalo označení „bugina“. Vozidlo nebylo primárně navrhováno pro provoz na pozemních komunikacích. Z tohoto důvodu nemusí splňovat určité parametry vyplývající z této skutečnosti. V úvodní části byla zpracována rešerše zabývající se historickým vývojem těchto vozidel. V této kapitole je poté navázáno popisem konstrukce a účelu nejrozšířenějších současných lehkých terénních vozidel. Zpracování této rešerše bylo nápomocno k získání uceleného pohledu na danou problematiku. Vlastnímu koncepčnímu návrhu předcházelo vytvoření orgánové struktury plnicí požadavky na daný technický systém. Z této orgánové struktury vyplynuly tři možné varianty návrhu. Tyto varianty byly poté vzájemně konfrontovány ve zvolených parametrech, z čehož nejlepšího hodnocení dosáhla navržená varianta B. Zbylé varianty řešení nebyly již dále rozpracovány. Vlastnímu koncepčnímu návrhu předcházela popis funkce vybraných konstrukčních celků vozidla. Tato kapitola je především zaměřena na vyjasnění problematiky a pojmů zavěšení kol vozidla. Z poznatků z této kapitoly bylo poté čerpáno ve vlastním konstrukčním návrhu. Základní navržený konstrukční celek je rám, od kterého se odvíjí celková podoba a uspořádání vozidla. Rám byl postupně uzpůsoben požadavkům všech konstrukčních celků vozidla. Rám byl navržen jako trubkový prostorový, jehož nosná část je svařena z ocelových trubek různých průměrů. Dále bylo přikročeno k návrhu předního a zadního zavěšení kol. Návrh zavěšení vycházel z hlavních požadavků umožnit pro pružení kola v dostatečném rozsahu a velikosti světlé výšky vozidla. Navržená konstrukce zavěšení byla poté pro dosažení co nejpříznivější geometrie průběžně upravována a optimalizována pomocí specializovaného programu. Následuje volba motoru a převodovky s návrhem převodových poměrů. Dle zvolených parametrů by vozidlo mělo být schopné dosáhnout požadovaných maximálních rychlostí vpřed i vzad s dostatečnou rezervou. Hodnota pro jízdu maximální rychlostí vpřed je přibližně 120 km/h a pro jízdu vzad 55 km/h. Z umístění motoru před zadní nápravou bylo odvozeno celkové uspořádání hnacích prvků. Pro zajištění dostatečné schopnosti vozidla bezpečného brždění byl proveden základní výpočet parametrů hydraulického brzdného systému. Mezi podstatnou část návrhu patří navržení polohy řidiče ve vozidle. Důraz byl kladen především na ergonomickou dosažitelnost všech ovládacích prvků. Pro zajištění vyšší bezpečnosti při provozu vozidla byla navržena částečná ochranná karoserie kryjící nejvíce exponovaná místa možným vnikáním předmětů do prostoru posádky a doporučení použití ochranných prostředků posádky. V závěru práce je zobrazeno vozidlo v různých pohledech s uvedením základních rozměrů vozidla.

Tento koncepční návrh splňuje všechny zadané požadavky kvalifikační práce. V další fázi návrhu by bylo nutné podrobněji rozpracovat všechny jednotlivé konstrukční celky a podrobit je pevnostnímu dimenzování a kontrole.

4 Seznam použité literatury

4.1 Knižní publikace

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J.: *Příručka strojního inženýra I*. Brno: Computer Press, 1999
- [2] JAN, Z., VÉMOLA, A., ŽDÁNSKÝ, B.: *Automobily I. Podvozek a převodná ústrojí*. Brno: Akad. nakl. CERM, 2003
- [3] VLK, F.: *Automobilová technická příručka*. Brno: nakl. Vlk, 2003
- [4] HEISLER, H.: *Advanced vehicle technology*. Oxford: Elsevier Science, 2002
- [5] VLK, F.: *Podvozky motorových vozidel*. Brno: nakl. Vlk, 2006

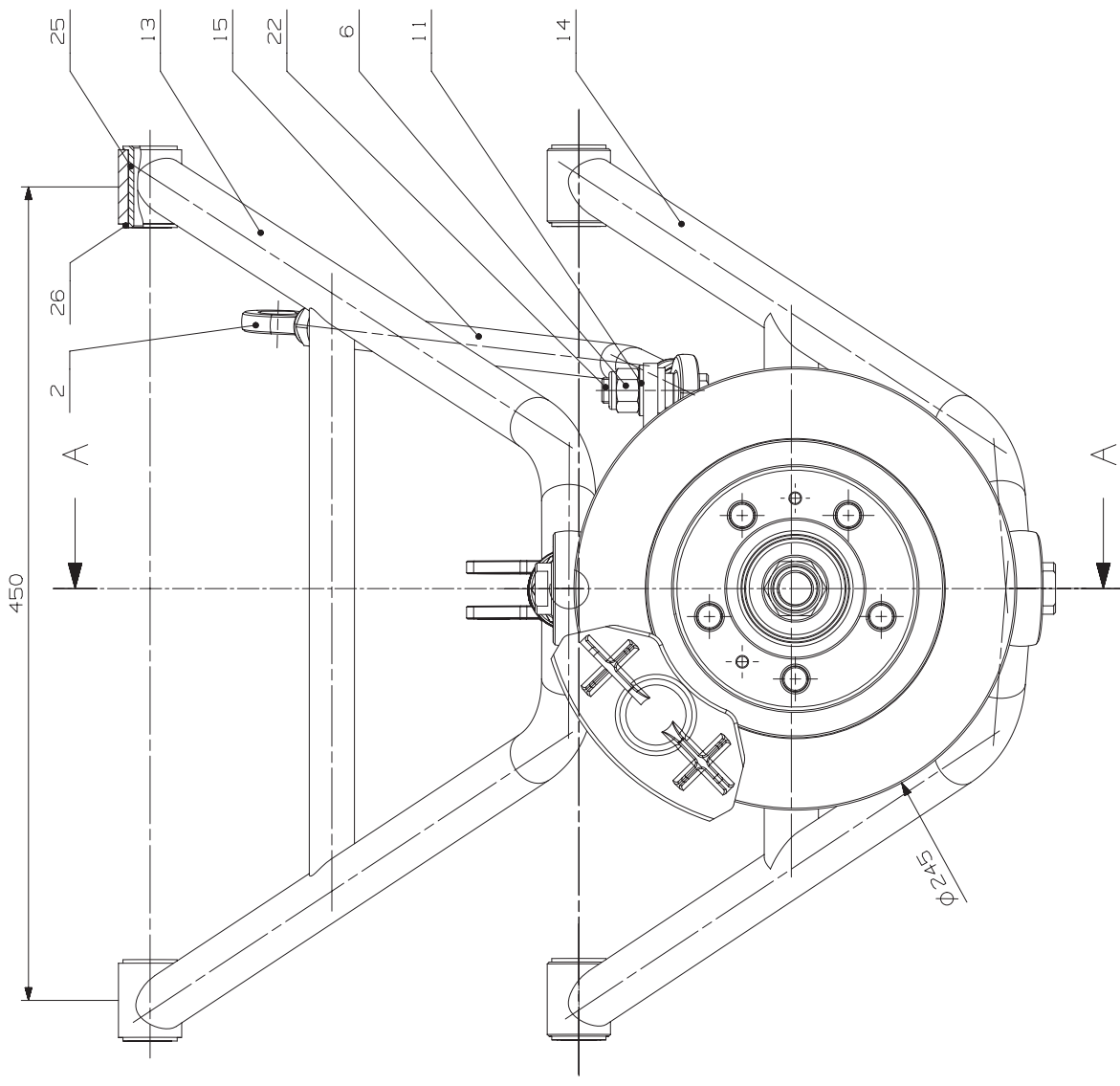
4.2 Publikace na internetu

- [6] [online]. [cit. 2014-06-24]. Dostupné z: <http://cs.autolexicon.net/articles/ferdinand-porsche/>
- [7] [online]. [cit. 2014-06-24]. Dostupné z: <http://www.desktopmachine.com/framepic.php?id=2552&size=1280>
- [8] [online]. [cit. 2014-06-24]. Dostupné z: http://www.mbca.org/sites/default/files/7005597_G5%20folder%201.jpg
- [9] [online]. [cit. 2014-06-24]. Dostupné z: <http://auto-jeeps.blogspot.cz/2010/10/willys-jeeps-willys-mb.html>
- [10] [online]. [cit. 2014-06-24]. Dostupné z: <http://www.dunebuggyarchives.com/registry/sportster>
- [11] [online]. [cit. 2014-06-24]. Dostupné z: <http://jackbuggy.skynetblogs.be/archive/2012/01/31/petite-balade-dans-la-neige.html>
- [12] [online]. [cit. 2014-06-24]. Dostupné z: <http://www.thepetrolstop.com/2011/02/chenowth-scorpion-dpv-desert-patrol.html>
- [13] [online]. [cit. 2014-06-24]. Dostupné z: <http://www.rcnitrotalk.com/forum/showthread.php?t=82853>
- [14] [online]. [cit. 2014-06-24]. Dostupné z: http://www.4wdandsportutility.com/events/1007_4wd_2010_king_of_the_hammers
- [15] [online]. [cit. 2014-06-24]. Dostupné z: <http://www.rccrawler.com/forum/axial-wraith/361909-dinky-r-c-tim-cameron-show-time.html>
- [16] [online]. [cit. 2014-06-24]. Dostupné z: <http://www.labordamotos.com.ar/viewtopic.php?p=7890&sid=8ffc6f72a00d73032c49ff8f2984591f>
- [17] [online]. [cit. 2014-06-24]. Dostupné z: http://www.globalsuzuki.com/motorcycle/history/products/products_1980s.html
- [18] [online]. [cit. 2014-06-24]. Dostupné z: <http://www.moto123.com/motorcycle-reviews/article,2009-ktm-450-sx-and-505-sx-preview.spy?artid=103136>

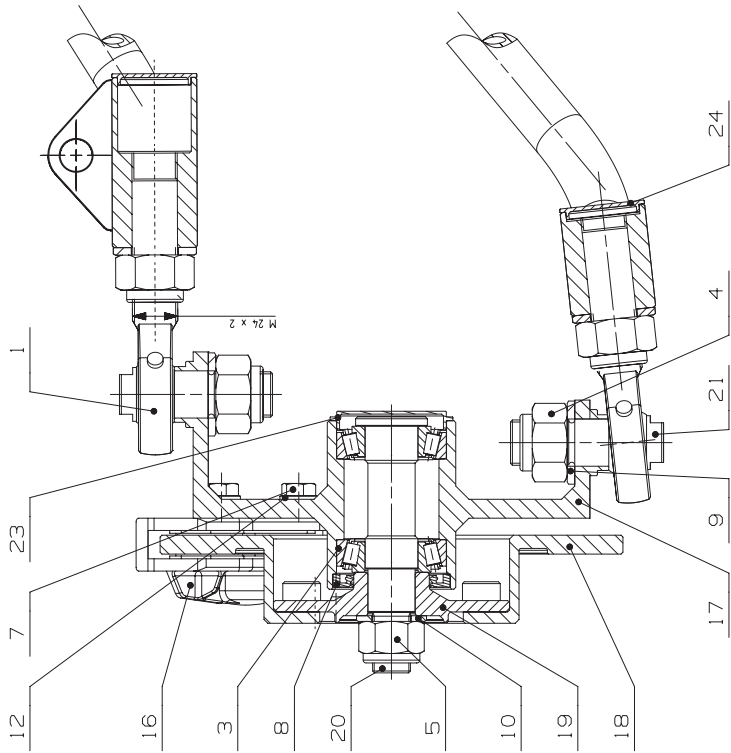
- [19] [online]. [cit. 2014-06-24]. Dostupné z:
http://www.quad-atv.za.net/yamaha_atv_specifications.aspx
- [20] [online]. [cit. 2014-06-24]. Dostupné z:
<http://www.polaris.com/en-us/rzr-side-by-side/rzr-900-indy-red>
- [21] [online]. [cit. 2014-06-24]. Dostupné z:
<http://wbmapp1.info/products-page/72-inch-hydraulic-v-plow/john-deere-gator-625i825i-hydraulic-v-plow-kit/>
- [22] [online]. [cit. 2014-06-24]. Dostupné z:
<http://www.kfz-tech.de/Engl/Doppel-Querlenker-Radaufhaengung.htm>
- [23] [online]. [cit. 2014-06-24]. Dostupné z:
<http://www.shoptalkforums.com/viewtopic.php?f=51&t=127619&start=0>
- [24] [online]. [cit. 2014-06-24]. Dostupné z:
http://eurobastler.rajce.idnes.cz/bubnova_brzda/#3._komplet_brzda.jpg
- [25] [online]. [cit. 2014-06-24]. Dostupné z:
<http://www.gogoauto.ca/main/wp-content/uploads/2011/02/brakepads1.jpg>
- [26] [online]. [cit. 2014-06-24]. Dostupné z:
<http://www.rhinoforums.net/engine-swap/39685-rotax-your-rhino-info-you-should-know-3.html>

4.3 Ostatní zdroje

- [27] HOSNEDL, S., DVOŘÁK, J., KOPECKÝ, M: *Konstrukční a designérský návrh nemocničního lůžka pro intenzivní péči – Case Study*. Plzeň: KKS, 2013



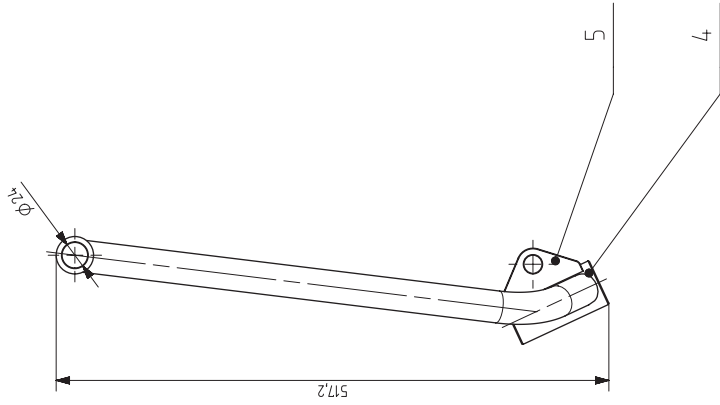
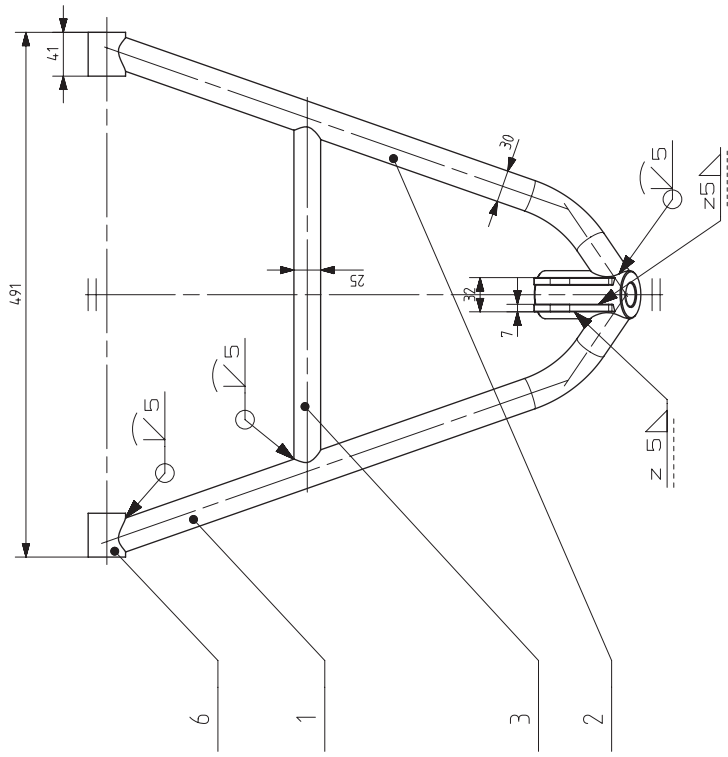
SECTION A-A




| | | | | |
|--------------------------------|-------------------|---------------------------|---------------------------|----------------------|
| První náčrt | ISO E1 | Nezpracované dle ISO 8015 | Tolerování podle ISO 8015 | Přesnost ISO 2768 mK |
| Návrh | Jaroslav Maroušek | | Polovina | |
| Kresil | Jaroslav Maroušek | | Sešlata | |
| Schválil | | | Kusovník | |
| Projekt | | | KKS-2014/06-00 | |
| TERENNÍ VOZIDLO | | Skupina | | Hmotnost |
| PODVOZEK | | | | 19,651 kg |
| Název | | Měřítko | | |
| SESTAVA ZAVEŠENÍ PŘEDNÍHO KOLA | | 1:2 | | |
| Číslo výkresu | | Číslo strany | | |
| KKS-2014/06-00 | | 1 | | |
| | | 4 | | |
| | | A2 | | |



ZÁPADOČESKÁ
UNIVERZITA
V PLZNI



| | | | | | | |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------|-----------------------------|---------------------------|-------------------|----------------------|-------|
| 6 | ÚCHYT - RÁM | 038 - ČSN 42 55510.11 | 15 230.7 | KKS-2014/06-01-06 | 0,163 | 2 |
| 5 | ÚCHYT - PRUŽENÍ | PLO 90x7 ČSN 42 5522.01 | 15 230.7 | KKS-2014/06-01-05 | 0,113 | 2 |
| 4 | SPOJOVACÍ ČLEN | 048 - ČSN 42 55510.11 | 15 230.7 | KKS-2014/06-01-04 | 0,597 | 1 |
| 3 | PRŮČNÁ TRUBKA | TR 025x2,5 - ČSN 42 5715.62 | 15 230.7 | KKS-2014/06-01-03 | 0,442 | 1 |
| 2 | TR. RAMENA - P | TR 030x3 - ČSN 42 5715.62 | 15 230.7 | KKS-2014/06-01-02 | 1,028 | 1 |
| 1 | TR. RAMENA - L | TR 030x3 - ČSN 42 5715.62 | 15 230.7 | KKS-2014/06-01-01 | 1,028 | 1 |
| POZ. | NÁZEV - ROZMER | POLOT. - NORMA | MATERIÁL | Č. VÝKRESU | HMOT. | MNOŽ. |
| Promítání | | ISO E1 | Tolerování podle ISO 8015 | | Přesnost ISO 2768 mK | |
| Návrh | Jaroslav Matoušek | Palatovár | | | | |
| Kresil | Jaroslav Matoušek | Sestava KKS-2014/06-00 | | | | |
| Schválil | | Kusovník KKS-2014/06-00 | | | | |
| Projekt | | Materiál | | | | |
| TERÉNNÍ VOZIDLO | | Skupina | Hmotnost | | | |
| PODVOZEK | | | | 3,59 kg | | |
|  ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI | | Název | | Měřítko | | |
| | | PŘEDNÍ HORNÍ RAMENO | | 1:5 | | |
| | | Číslo výkresu | | Tiskové podání | | |
| | | KKS-2014/06-01 | | 4 4 | | |



ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Název

PŘEDNÍ HORNÍ RAMENO

Měřítko

1:5

Číslo výkresu

KKS-2014/06-01

Tiskové podání

4
4

Hmotnost

3,59 kg

Skupina

PODVOZEK

TERÉNNÍ VOZIDLO

Schválil

Kusovník

Sestava

Jaroslav Matoušek

KKS-2014/06-00

Návrh

Jaroslav Matoušek

Palatovár

Tolerování podle ISO 8015

Přesnost ISO 2768 mK

MATERIÁL

Č. VÝKRESU

HMOT.

MNOŽ.

1,028

1

KKS-2014/06-01-02

1

TR. RAMENA - P

TR 030x3 - ČSN 42 5715.62

15 230.7

0,442

1

KKS-2014/06-01-03

1

TR 025x2,5 - ČSN 42 5715.62

15 230.7

0,597

1

KKS-2014/06-01-04

2

KKS-2014/06-01-05

2

0,113

2

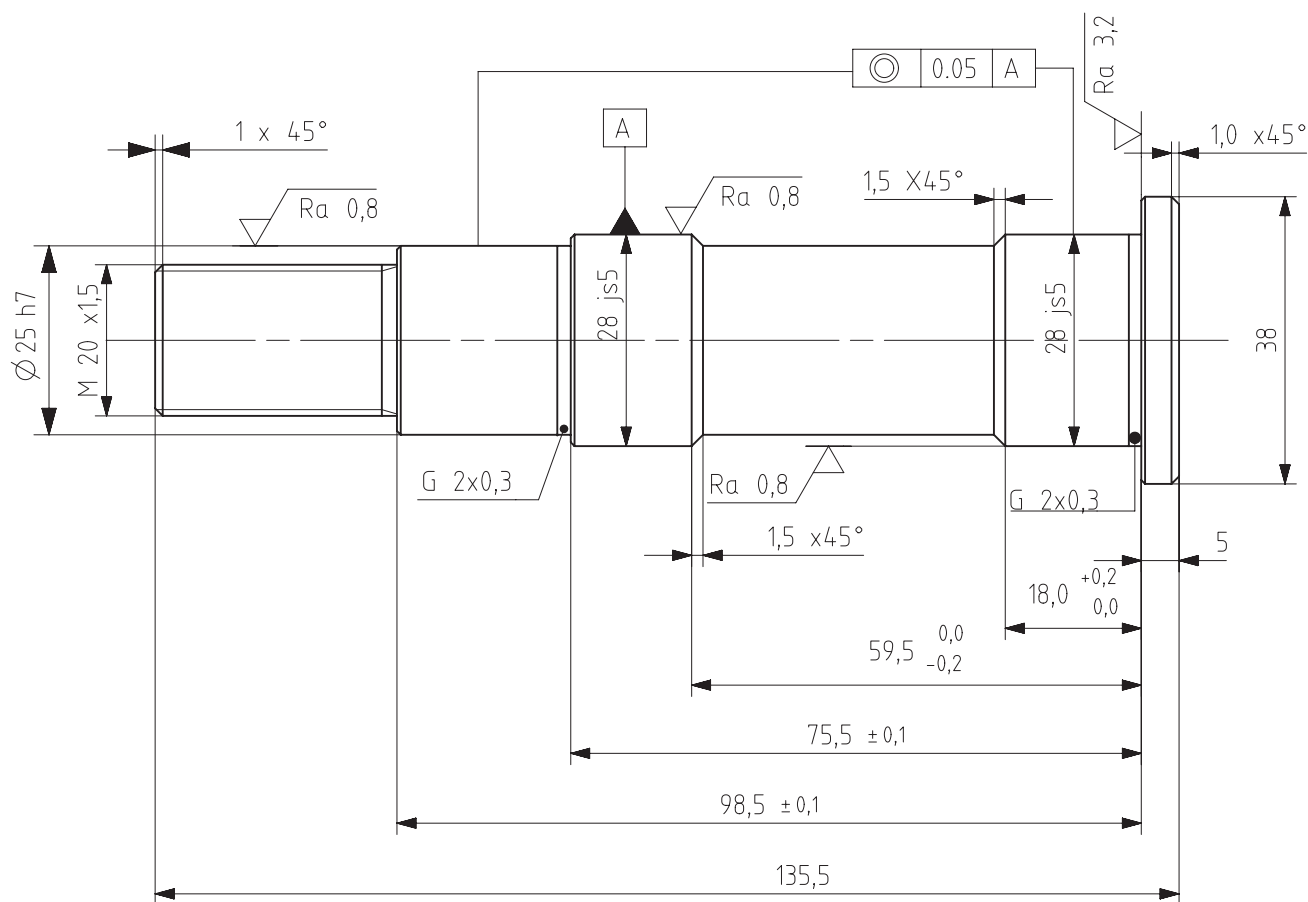
KKS-2014/06-01-06

2

0,163

2

$\sqrt{Ra\ 6,3}$ ($\sqrt{Ra\ 0,8}$, $\sqrt{Ra\ 3,2}$)



NEKŮTOVANÉ SRAŽENÍ 0,5x45°

| | | | | |
|-----------|-------------------|----------------------------|---------------------------|----------------------|
| Promítání | [ISO E] | Neoznačené drsnosti Ra 6,3 | Tolerování podle ISO 8015 | Přesnost ISO 2768 mK |
| Navrhl | Jaroslav Matoušek | | Polotovár | Ø 35 ČSN 42 5510 |
| Kreslil | Jaroslav Matoušek | | Sestava | KKS-2014/06-00 |
| Schválil | | | Kusovník | KKS-2014/06-00 |
| Projekt | TERÉNNÍ VOZIDLO | Skupina | PODVOZEK | Materiál |
| | | | | 11 700 |
| | | | | Hmotnost |
| | | | | 0,535 |



ZÁPADOČESKÁ
UNIVERZITA
V PLZNI

Název
OSA KOLA

Číslo výkresu
KKS-2014/06-01

Měřítko
1:1

čís.listu: 3
poč.listu: 4

A4