

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

**Moderní koncepce sportovních off-road vozidel
s ohledem na jejich trakční vlastnosti**

Bakalářská práce

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Patrik Prikner, Ph.D.

Autor bakalářské práce: Jakub Michal

Praha 2016

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Technická fakulta

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jakub Michal

Silniční a městská automobilová doprava

Název práce

Moderní koncepce sportovních off-road vozidel s ohledem na jejich trakční vlastnosti

Název anglicky

Progressive conception of off-road vehicles with respect to traction properties

Cíle práce

Hlavním cílem práce je vytvořit ucelený přehled trendu vývoje sportovních off-road vozidel s možným uplatněním v trialových soutěžích. Dílčí cíl práce je sofistikovaně zhodnotit zásadní trakční parametry vybraných vozidel v konkrétních terénních podmínkách.

Metodika

1. Vypracování literární rešerše na základě doporučené vědecké literatury a dalších technických podkladů.
2. V rámci metodiky bude představení současného trendu v oblasti konstrukce sportovních off-road vozidel podle nejnovější dostupné literatury, zahrnující technické specifikace a důkladný rozbor všech parametrů.
3. Na základě metodiky budou zvoleny specifické terénní podmínky v nichž budou zhodnoceny důležité trakční parametry vybraných vozidel s odkazem na platné zásady v oboru terramechanika.
4. V diskuzi bude proveden rozbor a zhodnocení získaných podkladů v kontextu soudobé technické úrovně trialových vozidel.
5. Závěrečná část práce bude obsahovat možná doporučení autora.

Doporučený rozsah práce

40-45 stran

Klíčová slova

terramechanika, terénní vozidla, trakční vlastnosti, off-road trial

Doporučené zdroje informací

- Crolla D.A. Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body. 1th. Ed. 850s. Butterworth-Heinemann 2009. ISBN: 978-3895783715.
- Grečenko A. Vlastnosti Terénních Vozidel. 118s. VŠZ 1994. ISBN: 80-213-0190-2.
- Karafiath L.L., Nowatzki E.A. Soil Mechanics for Off-Road Vehicle Engineering. 1th Ed. 516s. Trans Tech Publications 1978. ISBN: 0-87849-020-5.
- Wong J.Y. Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering, 2nd Ed: Terrain Behaviour, Off-Road Vehicle Performance and Design. 488s. Wiley 2009. ISBN: 978-0750685610.
- Wong J.Y. Theory of Ground Vehicles. 4th Ed. 592s. Wiley 2008. ISBN: 978-0470170380.

Předběžný termín obhajoby

2015/16 LS – TF

Vedoucí práce

Ing. Patrik Prikner, Ph.D.

Garantující pracoviště

Katedra vozidel a pozemní dopravy

Elektronicky schváleno dne 30. 3. 2015

doc. Ing. Miroslav Růžička, CSc.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 30. 6. 2015

prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.

Děkan

V Praze dne 31. 03. 2016

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: Moderní koncepce sportovních off-road vozidel s ohledem na jejich trakční vlastnosti vypracoval samostatně a použil jen pramenů, které cituji a uvádím v seznamu použitých zdrojů.

Jsem si vědom, že odevzdáním bakalářské práce souhlasím s jejím zveřejněním dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů, ve znění pozdějších předpisů, a to i bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Jsem si vědom, že moje bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitní databázi a bude veřejně přístupná k nahlédnutí.

Jsem si vědom že, na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů, ve znění pozdějších předpisů, především ustanovení § 35 odst. 3 tohoto zákona, tj. o užití tohoto díla.

V Praze 31. března 2016

.....

Jakub Michal

Poděkování

Touto formou bych rád poděkoval členům týmu Autosema Racing za podporu a mnohaleté předávání zkušeností. Jmenovitě bych chtěl poté poděkovat mému otci Marku Michalovi, který mi zajišťoval morální a finanční podporu v off-road trialových závodech a předával mi veškeré jim nashromážděné zkušenosti. Tím mi umožni získat mnoho znalostí týkajících se off-road trialových vozidel a jejich pohybu v terénu, které byly nezbytné ke vzniku této práce. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat členům katedry vozidel a pozemní dopravy, kteří mi pomohli tyto praktické znalosti a zkušenosti zpracovat do odborné práce.

Abstrakt: Cílem práce bylo sestavit přehled zásadních trakčních a konstrukčních vlastností, které by měly mít soudobé off-road trialové speciály. Úvodní část práce je věnována stručnému představení trialových soutěží. Pro splnění cíle práce bylo nutné nejprve stanovit všechny základní parametry trialových vozidel, které jsou klíčové pro úspěšný trialový speciál. Tyto parametry byly rozděleny do dvou hlavních kapitol s názvem „Statické – konstrukční vlastnosti“ a „Dynamické - trakční vlastnosti“. Poté byly určeny dílčí parametry pro vzorový trialový speciál. Rozbor těchto parametrů potvrdil jejich vzájemný vztah a závislost. V poslední řadě byly určeny metody, za pomoci vztahů terramechaniky, k výpočtu potřebného hnacího momentu pro daný typ terénu.

Klíčová slova: terramechanika, terénní vozidla, trakční vlastnosti, off-road trial

Progressive conception of off-road vehicles with respect to traction properties

Summary: The aim of bachelor thesis was compile a summary of meaningful traction and construction chassis parameters containing fundamental principles of contemporary off-road trial race cars. The introduction part showed a short presentation of off-road car trial races. The aim of the work, it was necessary establishing basic parameters of off-road trial race cars as a basis for the design of best race trial cars. Firstly, the parameters were used as stoned to a best off-road trial car design. These parameters have been arranged into two chapters "Static - design parameters" and "Dynamic - traction properties". Then subparameters of off-road trial car have been determined as a specific example in the thesis. The analysis of these outputs confirmed close relationship and dependence fully. Finally, methods have been specified using a fundamental terramechanics approaches implemented in calculation of required driving torque under specific terrain conditions.

Key words: terramechanics, off-road vehicles, traction properties, off-road trial

Obsah

Úvod	1
1. Cíl práce a metodika	2
2. Definice off-road.....	3
2.1. Čtyřkolový pohon	3
2.2. Rozdělení off-road vozidel	4
3. Sportovní off-road.....	5
3.1. Rozdělení sportovních off-road vozidel	5
4. Off-road vozidla pro trialové soutěže.....	6
4.1. Definice trialových soutěží	6
4.2. Rozdělení kategorií trialových vozidel.....	7
4.2.1. Koncepce vozidel vyšších tříd	8
4.3. Trialový speciál Olsema	8
5. Zavedení systému souřadnic	9
5.1. Horizontální směr	9
5.2. Staticky na svahu	9
6. Průchodnost terénem	12
7. Statické - konstrukční vlastnosti.....	12
7.1. Poloha těžiště.....	12
7.1.1. Stanovení polohy těžiště a její metody	13
7.2. Hmotnost vozidla.....	17
7.2.1. Zatížení náprav - Neodpružená hmotnost.....	18
7.3. Rozměry vozidla.....	18
7.4. Nápravy, zavěšení a konstrukce	24
7.4.1. Křížení náprav.....	25
7.4.2. Druhy nápravy pro trialová vozidla	26
7.4.3. Uzávěrka diferenciálu	28

7.5.	System pohonu	28
7.5.1.	Pevná pohonová vazba.....	28
7.5.2.	Diferenciální pohonová vazba (s mezinápravovým diferenciálem)	29
7.6.	Manévrovatelnost	29
8.	Dynamické - trakční vlastnosti	31
8.1.	Kontaktní tlak	31
8.2.	Odpor valení	32
8.2.1.	Vnitřní odpor valení.....	32
8.2.2.	Vnější odpor valení	34
8.3.	Smyková pevnost půdy.....	35
8.3.1.	Kotvicí síla.....	36
8.4.	Prokluzu kol.....	38
8.5.	Pneumatiky	39
8.5.1.	Plnost dezénu	39
8.5.2.	Samočištění dezénu pneumatiky.....	40
8.5.3.	Tvrký podklad.....	42
8.5.4.	Výška dezénu	43
8.5.5.	Huštění	43
9.	Hnací síla a hnací moment	45
10.	Modelové příklady	46
11.	Diskuze	49
	Závěr	51
	Reference	53
	Seznam obrázků.....	55
	Seznam tabulek.....	56
	Seznam použitých symbolů.....	57
	Seznam příloh	59

Úvod

Již od počátku civilizace si lidé budují dopravní cesty, aby si usnadnili pohyb po členitém povrchu Země. Zejména ve vyspělých státech jsou již dnes vybudovány husté dopravní sítě a lidé se mohou dopravit na většinu míst po zpevněných cestách. Obzvláště v těchto zemích se stále častěji vyskytují jedinci, kteří nacházejí zálibu v dopravě po neupraveném terénu. Jelikož tento typ pohybu většinou nepotřebují k životu nebo obživě, udělali si z toho své hobby. Postupem času se začaly konat srazy nadšenců s podobnými off-road zájmy. Lidé začali porovnávat své řidičské schopnosti a svoji techniku, tím vznikl off-road motorsport. Postupně se tyto srazy začaly rozdělovat do různých skupin a vznikaly odvětví off-road sportu, jedním z nich je i off-road trial.

Off-road trialové soutěže se dnes konají napříč všemi kontinenty. Ačkoliv na každém kontinentě je styl a průběh trialových soutěží odlišný, ve své podstatě jde stále o to samé a tím je co nejpřesněji projet vymezenou trať v extrémním terénu. K tomu se využívá velmi specifických vozidel, která je možné vidět pouze na soutěžích tohoto charakteru. Účel těchto vozidel je jediný, zdolávat extrémní terénní překážky s nejvyšší možnou přesností průjezdu.

Cílem práce je najít a zhodnotit vlastnosti trialových vozidel, které jsou klíčové pro tento typ soutěží. Pozornost bude věnována pouze evropským off-road trialovým soutěžím, které budou v úvodní části práce stručně charakterizovány, poté bude nastíněna používaná technika v kontextu s pravidly těchto soutěží. Hlavní část práce bude věnována vytvoření uceleného přehledu zásadních trakčních a konstrukčních parametrů sportovních off-road vozidel určených pro trialové soutěže. Nalezené parametry budou poté představeny na vybraném trialovém speciálu. V diskuzi bude proveden rozbor a posouzení získaných hodnot.

1. Cíl práce a metodika

Cíl práce

Cílem práce je vytvořit ucelený přehled zásadních trakčních a konstrukčních parametrů sportovních off-road vozidel určených pro trialové soutěže. Dílčí cíl práce je určit a zhodnotit konstrukční parametry vybraného vozidla a stanovit trakční parametry v konkrétních terénních podmínkách s ohledem na platné vztahy terramechaniky.

Metodika

Tato práce bude vznikat na základě zkušeností autora s danou problematikou, konzultací s předními českými i zahraničními konstruktéry trialových speciálů a prostudování odborné literatury. Na základě těchto hlavních zdrojů by mělo dojít k syntéze teoretických poznatků s praxí za účelem dosažení cíle práce.

2. Definice off-road

Pojem off-road je možné přeložit do českého jazyka jako terén, ve smyslu povrchu pro jízdu off-road vozidel. Off-road vozidla jsou tudíž vozidla určená k pohybu v terénu, mimo silnice a jiné zpevněné komunikace.

Tato práce je věnována výhradně off-road vozidlům do 3500 kg se dvěma hnanými nápravami.

Terén

Za terén se pokládá nezastavěná nebo nezavodněná část zemského povrchu mimo pozemní komunikace se zpevněným podložím. Terén může obsahovat tvarové nebo rostlinné překážky, které mohou pohyb vozidel znesnadnit nebo zcela znemožnit. Suchý a tvrdý terén je snadno průjezdný bez ohledu na složení pro většinu vozidel, kdežto k jízdě slatinovým, rozbředlým nebo písčným terénem se hodí jen uzpůsobená terénní vozidla; (Grečenko, 1994).

Důležitou roli tedy hraje reliéf terénu, vlhkost a složení povrchu.

2.1. Čtyřkolový pohon

Off-road vozidla se vyznačují náhonem na všechna kola značeným jako 4x4, který má oproti vozidlům s jednou hnanou nápravou tyto výhody; (Grečenko, 1969):

- Podstatně zvyšuje měrnou tahovou sílu, a to obzvláště na měkké a vlhké půdě.
- Snáze překonává překážky, lepší průjezdnost těžkým terénem: zvláště vhodný pro práci na svahu.
- Vozy se zatížením náprav cca 50/50% jsou vhodné k jízdě málo únosným terénem.

Off-road vozidla bývají k docílení potřebné výkonnosti v terénu v porovnání se silničními vozidly vybavena takto; (Grečenko, 1994):

- Větší rozsah převodových stupňů.
- Pohon všech náprav.
- Uzávěrky diferenciálů nebo diferenciály se zvýšenou svorností.
- Větší zdvihy a výkyvy kol.
- Větší světlost, přechodové a nájezdové úhly (ČSN 30 0026).
- Speciální nízkotlaké pneumatiky, odolné proti průrazu a se vhodným dezénem, zajišťující záběr a samočištění.

2.2. Rozdělení off-road vozidel

Off-road vozidla se dají rozdělit do několika skupin dle jejich určení; (Grečenko, 1994):

a) Terénní práce

Největší skupinu zde tvoří vozidla pro zemědělství, lesnictví a těžební práce. U těchto vozidel je potřeba brát v potaz veškerá možná přípojná zařízení a přípojně vozy, která mění celkovou hmotnost, těžiště a nároky na tahové vlastnosti zejména různých druhů traktorů, sklízecích mlátiček a nákladních automobilů. Pro zemědělství je také velmi důležitým faktorem vliv vozidel na stlačování půdy, které je nežádoucí.

b) Doprava

Tyto vozidla se dělí do dvou základních skupin a to pro přepravu nákladů a přepravu osob. Vozidla se musí vyznačovat mimo dobrých terénních vlastností i velmi vysokou spolehlivostí, protože jsou mnohdy využívány pro přepravu na velké vzdálenosti a to zejména na kontinentech mimo Evropy.

c) Využití v armádě

Armádní vozidla se musí také vyznačovat velmi dobrou spolehlivostí a zde existuje velké množství všech možných kolových i pásových vozidel.

d) Sportovní účely

3. Sportovní off-road

Na rozdíl od nároků na vlastnosti zemědělských strojů, které popsal Grečenko v publikaci Vlastnosti terénních vozidel z roku 1994, se u off-road vozidel pro sportovní účely, neřeší stlačování půdy z pohledu zachování její úrodnosti. Také u sportovních off-road vozidel nejsou kladeny nároky na možnost připojení dalších zařízení, které se využívají např. v zemědělství nebo pro armádní účely. Proto jsou tyto vozidla velmi účelová a jejich terénní vlastnosti jsou o mnoho lepší než u zemědělských či armádních vozidel podobných konstrukcí.

3.1. Rozdělení sportovních off-road vozidel

Sportovní off-road vozidla je možné rozdělit do dvou hlavních skupin podle jejich smyslu určení:

- **Off-road vozidla pro trialové soutěže**

Jsou určeny k pohybu extrémním terénem v nízkých rychlostech s největší možnou průchodností a nároky jsou kladeny na přesný průjezd danou oblastí.

- **Off-road vozidla určené pro rychlostní závody**

V této kategorii existuje mnoho druhů závodu od vytrvalostních jako např. Rally Dakar, až po sprinty jako např. King of The Hammers. Platí zde, že pro překonání překážek se využívá rychlosti vozidla a účelem těchto vozidel je projet terénem v co nejkratším čase. Velké nároky jsou kladeny na systémy odpružení podvozku a dlouhou životnost jednotlivých komponent vozidel.

Speciální skupinu tvoří soutěž Formula offroad, která bodováním připomíná spíše trialové závody, ale vozidla využívají rychlost a s ní spojenou kinetickou energii, a proto je tato soutěž taktéž řazena do kategorie rychlostních závodů.

4. Off-road vozidla pro trialové soutěže

Následující část práce je zaměřena především na první skupinu sportovních off-road vozidel určených pro trialové soutěže dle platných evropských pravidel.

4.1. Definice trialových soutěží

V trialových soutěžích je rozhodujícím faktorem počet nasbíraných trestných bodů a čas zde hraje pouze limitující roli. Předpisy závodů jsou neustále aktualizovány s ohledem na korektnost vyhodnocení techniky jízdy a přesného zařazení vozidel do daných kategorií.

Základní princip trialových soutěží je možné charakterizován jako závody, určené pouze pro terénní vozidla s pohonem všech kol a celkové hmotnosti 3500 kg. Účastníkem závodu je posádka, kterou se rozumí řidič a volitelně spolujezdec (dále jen posádka). Úkolem posádky je projet určené ohraničené území (sekce) v areálu závodiště. V každé sekci jsou vytýčené branky (2 tyče vzdálené 3-5m od sebe), které musejí být projety v daném směru a pořadí před vypršením časového limitu. Cesta k brankám je libovolná a volí si jí každá posádka sama tak, aby byla schopna zdolat všechny branky do konce časového limitu s nejnižším počtem trestných bodů. Z pravidla je postavena sekce se šesti brankami (včetně startovní a cílové branky) a s časovým limitem 5 minut. Tyto pravidla jsou shodná pro český i evropský šampionát. Závod je vypsán pro 5 kategorií rozdělených dle povolených technických úprav vozidel (viz kapitola 4.2.) a náročnosti průjezdů jednotlivých sekcí. Vítězem se stává posádka vozidla, která v součtu všech odjetých sekcí dosáhne nejnižšího počtu trestných bodů. Trestné body se přidělují např. při couvání, dotyku tyče, přejetí tyče nebo za neprojetou branku; (Off-road club Czech, 2014).

Vozidla se v terénu pohybují většinou krokovou rychlostí, vyjímaje terénů, kde je potřeba pro překonání překážek kinetická energie. V těchto případech téměř nikdy nepřesahuje celková rychlost vozidla $v_x = 11 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (tzn. $40 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$). Pohyb vozidla při velmi nízkých rychlostech je možné hodnotit z pohledu statické stability vozidla.

Konstrukce off-road trialových speciálů je specifická a významně se odlišuje od ostatních vozidel v motorsportu. Kategorie nejsou omezené váhovým limitem na rozdíl od ostatních odvětví motorismu, jako např. v rallycrossu. Pro trialový speciál jsou velmi důležité nejen terénní vlastnosti, ale také manévrovatelnost v terénu. Nedá se jednoznačně určit, zda je rozhodující faktor vysoký výkon, celková hmotnost a její rozložení nebo třeba světlá výška. Vždy se jedná o kompromis všech dále popsaných vlastností.

4.2. Rozdělení kategorií trialových vozidel

Dle platných evropských pravidel se trialová vozidla dělí do pěti kategorií. První dvě (kategorie **Original a Standard**, dále jen **O a S**) vycházejí ze sériových off-road vozidel s pohonem všech kol a jsou zde povolené jen menší úpravy. Ve třetí kategorii **Modified (M)** a čtvrté kategorii **Promodified (PM)** jsou povolené změny již výraznější. Poslední kategorie **Prototyp (P)** má povolené téměř vše, jako např. říditelné obě nápravy, říditelná změna světlé výšky, také zde nejsou žádné omezení pro konstrukci rámu a karoserie apod.

Zásadním omezením jsou pouze bezpečnostní pravidla a povinnost zachování klasické koncepce vozidla, tzn., že speciály musí být poháněny spalovacím motorem s mechanickým přenosem točivého momentu na kola; (Off-road club Czech, 2014). Hlavní bezpečnostní prvek všech kategorií tvoří ochranný rám, který neplní pouze funkci ochrany posádky. Tvoří také část nebo celou karoserii vozu (viz Obr. 1), což je jedním z hlavních znaků trialových speciálů po vizuální stránce.

Obr. 1 – Trialové speciály týmu Autosema Racing v letech 2013 – 2014.



a)

b)

a) vůz kategorie Modified s ochranným rámem tvořící část karoserie

b) vůz kategorie Prototyp s ochranným rámem tvořící celou karoserii

Zdroj: archiv autora

4.2.1. Koncepce vozidel vyšších tříd

V současnosti je závodní pole ve vyšších kategoriích (PM a P) rozděleno do dvou hlavních skupin. První skupinu, která převažuje, tvoří závodní speciály s nízkou hmotností (díky minimální velikosti karoserie), s lehčími portálovými nápravami, pneumatikami maximálně do velikosti 42" a co nejnižší polohou těžiště. Podstatné rozdíly v této skupině jsou motory, kdy konstruktéři využívají atmosférické zážehové 4 válcové nebo 6 válcové motory, ale také vznětové 4 válcové motory s přeplňováním. Druhou zásadní skupinu, která je v posledních letech na ústupu, tvoří speciály s velmi výkonnými motory. Většinou atmosférické 8 válcové motory s výkonem 200 kW a více. S tím se pojí vyšší nároky na ostatní komponenty vozidla, která proto mají mnohem vyšší hmotnost. Tyto speciály v mnohých případech využívají pneumatiky o velikosti 46 " a více.

4.3. Trialový speciál Olsema

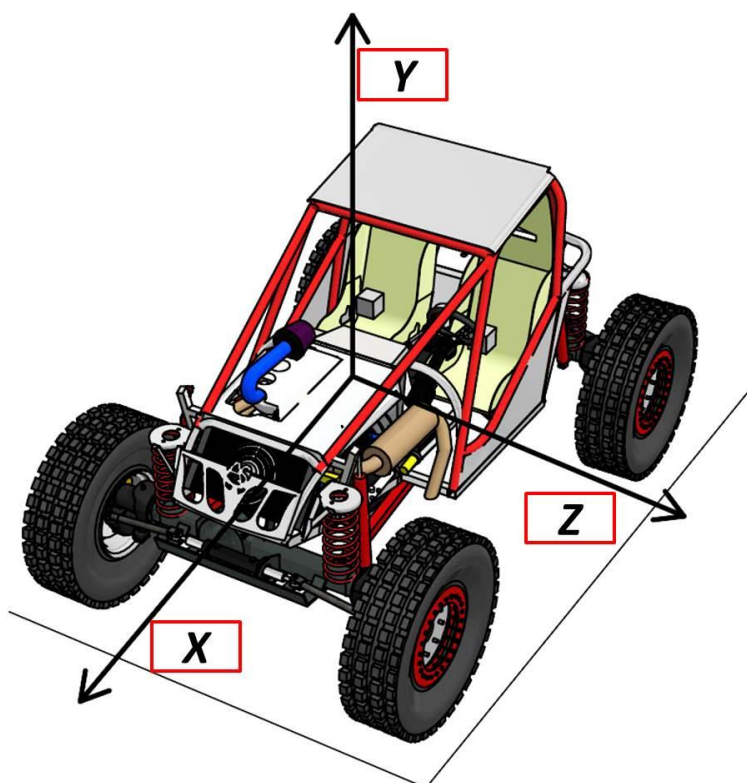
Dále je tato práce zaměřena v příkladech výhradně na jeden trialový speciál, který se řadí do první skupiny dle rozdělení koncepcí vozů. Jedná se o vozidlo s komerčním názvem Olsema (viz Obr. 1 b). V současnosti nejúspěšnější trialový speciál, spadající do nejvyšší kategorie Prototyp podle platných pravidel evropského šampionátu. Tento speciál vyhrál třikrát mistrovství Evropy a na jeho kontě je také nespočet národních titulů z různých zemí Evropy. Olsema vznikla již v roce 2004 ve Švédsku. V roce 2013 upravil Olsemu český tým Autosema Racing. Posádka daného týmu s Olsemou vyhrála poté 2 roky po sobě mistrovství Evropy; (Autosema Racing, 2014).

5. Zavedení systému souřadnic

5.1. Horizontální směr

V horizontální rovině je možné zavést třírozměrnou soustavu, kterou procházejí osy X , Y , Z , viz Obr. 2; (Jazar, 2008), (Vlk, 2003). Pro přehlednost je soustava zvolena v nekonvenčním rozložení tak, aby souhlasily osy v 3D s osami v 2D modelech. Toto zavedení souřadnic je důležité pro další výpočty.

Obr. 2 - Třírozměrné souřadnice.

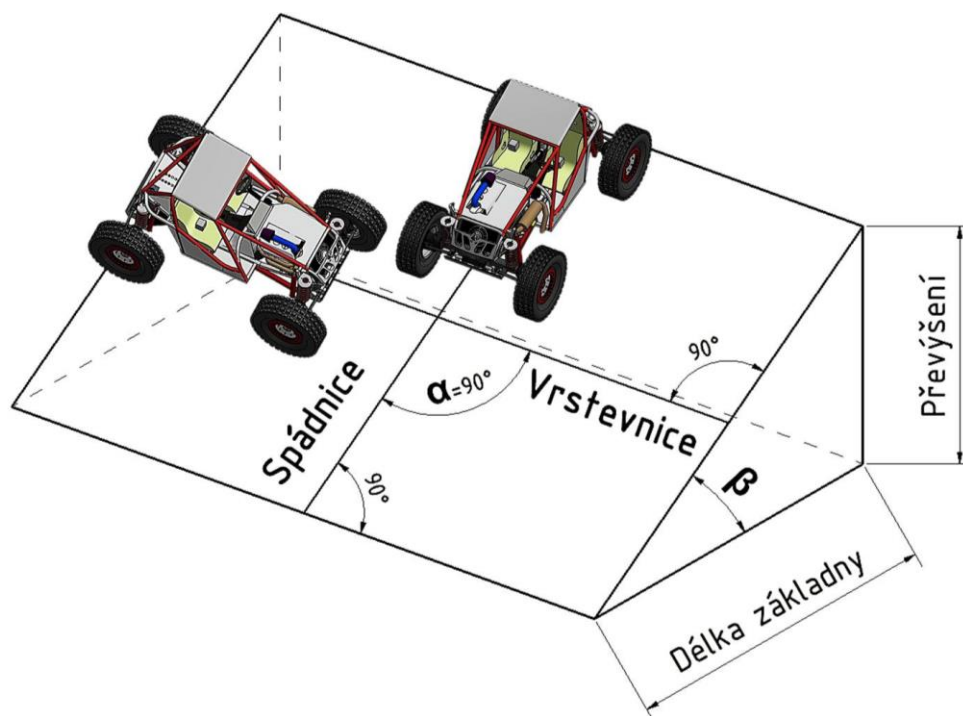


Zdroj: archiv autora,

5.2. Staticky na svahu

Při jízdě po svahu může vozidlo zaujmout obecnou polohu. Výpočet jeho vlastností pro tuto polohu je velmi složitý. Kombinuje se řešení pro jízdu po spádnicí a vrstevnici svahu. Proto je v následujících kapitolách pozornost věnována výhradně situacím, kdy se osa vozidla pohybuje po svahu s úhlem odklonu od spádnicí $\alpha=90^\circ$ nebo $\alpha=0^\circ$ (180°), tedy pohyb po vrstevnici nebo spádnicí; (Grečenko, 1994), (viz Obr. 3).

Obr. 3 - Souřadnice svahu.



Zdroj: archiv autora

Úhel svahu je označen β , poté je možné vypočítat hodnotu stoupání s podle vzorce:

$$s = 100 \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (1)$$

Stoupání absolutně:

$$s = \frac{\text{převýšení}}{\text{délka základny}} = \operatorname{tg} \beta \quad (2)$$

Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v Tab. 1.

Tab. 1 - Úhly svahu β a hodnoty stoupání s .

Úhel svahu [°]	Stoupání [%]	Stoupání absolutně
0	0	0
5,7	10	1:10
11,3	20	1:5
21,8	40	2:5
33,7	67	2:3
38,7	80	4:5
45	100	1:1

Zdroj: (Grečenko, 1994)

Označení stoupání

Tab. 2 - Označení stoupání.

Stoupání s [%]	Označení
0 – 5	rovinný
5 – 10	zvlněný
10 – 20	svahovitý
20 a více	příkrý

Zdroj: (Grečenko, 1969)

Trialová vozidla se pohybují zejména na příkrých svazích s možností stoupání více než 100%. V extrémních situacích dochází ke sjíždění svahu o úhlu $\beta=70^\circ$, což odpovídá stoupání 275% dle vzorce (1), v tomto případě je přesnější výraz klesání. Příklad z praxe viz příloha 1A.

Pro $\beta > 45^\circ$ přestává být přepočít na % stoupání vhodný z důvodu průběhu funkce tangens.

Některá trialová vozidla jsou také schopná překonat jízdu po vrstevnici svahu s úhlem $\beta \geq 45^\circ$, což odpovídá stoupání 100%. Příklad z praxe viz příloha 1B.

Při pohybu v terénu s takto vysokým úhlem svahu může a mnohdy dochází k převrácení vozidla. Trialové speciály jsou přizpůsobené tak, aby i při opakovaném převrácení nevzniklo poškození a vůz mohl pokračovat dál v závodě.

6. Průchodnost terénem

Off-road vozidla musí být schopna zdolávat terén. Tuto schopnost lze definovat pomocí pojmu průchodnost terénem a je tvořena určitými vlastnostmi vozidla; (Uys, a další, 2006). Vlastnosti lze rozdělit do dvou základních skupin, které je možné označit jako statické (konstrukční vlastnosti) a dynamické (trakční vlastnosti).

7. Statické - konstrukční vlastnosti

Mezi statické vlastnosti můžeme řadit hmotnost vozidla a s ní spojenou polohu těžiště, celkové rozměry vozidla nebo geometrii zavěšení náprav. Dále také technické parametry vozidla, jako je typ náprav nebo druh pohonu. Tyto vlastnosti jsou označeny jako statické, protože se dají popsat pomocí jednoduché mechaniky a v čase jsou téměř neměnné. Spojení téměř neměnné je zde použito proto, že při pohybu vozidla vlivem křížení a vertikálního pohybu náprav, může docházet k malé změně umístění polohy těžiště nebo také ke změně světlé výšky vozidla, viz Obr. 12.

7.1. Poloha těžiště

Poloha těžiště je jedním ze zásadních údajů, na které je potřeba myslet již při návrhu konstrukce všech vozidel; (Gillespie, 1992).

U off-road vozidel je těžiště obecně mnohem výš, než u klasických osobních automobilů; (Wong, 2009). Snahou je dosáhnout co nejvyšší světlé výšky podvozku a největších přechodových úhlů a zároveň dosáhnout co nejnižší polohy těžiště v ose Y . S rostoucí světlou výškou roste vzdálenost polohy těžiště od podložky. Nárůst vzdálenosti těžiště od podložky není ovšem lineární s nárůstem světlé výšky, protože vzdálenost těžiště závisí na rozložení hmotnosti. Pokud je těžiště příliš vysoko, v terénu nastává převrácení vozidla při relativně nízkých hodnotách stupňů naklonění svahu úhlu β .

Vliv polohy těžiště na úhlu svahu β se nazývá stabilita vozidla. Stabilita je také ovlivněna hodnotou délky rozchodu a rozvoru definovaných v kapitole 7.3. V trialových závodech je jedním z hlavních údajů o vozidle, kdy v extrémních náklonech mnohdy rozhodují pouhé desítky milimetrů, v rozdílech polohy těžiště, o setrvání vozidla na kolech nebo jeho převrácení; (Crolla, 2009).

Při celkové nízké hmotnosti vozidla je nezbytné, aby se do polohy těžiště započítávala i váha posádky. Toto tvrzení je také podloženo dlouholetým pozorováním trialových speciálů, kdy např. posádka s vyšší celkovou hmotností o 70 kg, nebyla schopna zdolat tak náročný terén jako posádka s téměř identickým vozidlem a nižší hmotností posádky.

7.1.1. Stanovení polohy těžiště a její metody

Polohu těžiště je možné určit třemi metodami, které jsou vzájemně zcela odlišné.

a) Metoda měřící

Jedná se o nejpřesnější a nejspolehlivější metodu pro stanovení polohy těžiště a to zejména u nesériově vyráběných vozidel jako jsou trialové speciály.

• **Měření podélné a příčné polohy těžiště** tzn. v ose X a Z probíhá pomocí kolových vah.

Pro každé kolo musí být jedna váha tak, aby nevznikl výškový rozdíl mezi měřenými koly a koly stojícími na podložce. Pokud není k dispozici stejný počet vah, jako je počet kol vozidla, je možné vážit pouze s jednou váhou za předpokladu, že ostatní kola budou zvednuta o výšku měřící váhy; (Jazar, 2008).

Po změření jsou k dispozici údaje o hmotnosti na jednotlivých kolech. Poté je zapotřebí změřit délku rozvoru a rozchodu (definovaných v kapitole 7.3.). Z těchto hodnot je možné vypočítat polohu těžiště v ose X dle vzorce; (Vaněk):

$$d = \frac{F_{z2} \cdot L}{(F_{z1} + F_{z2})} \quad (3)$$

$$c = L - d$$

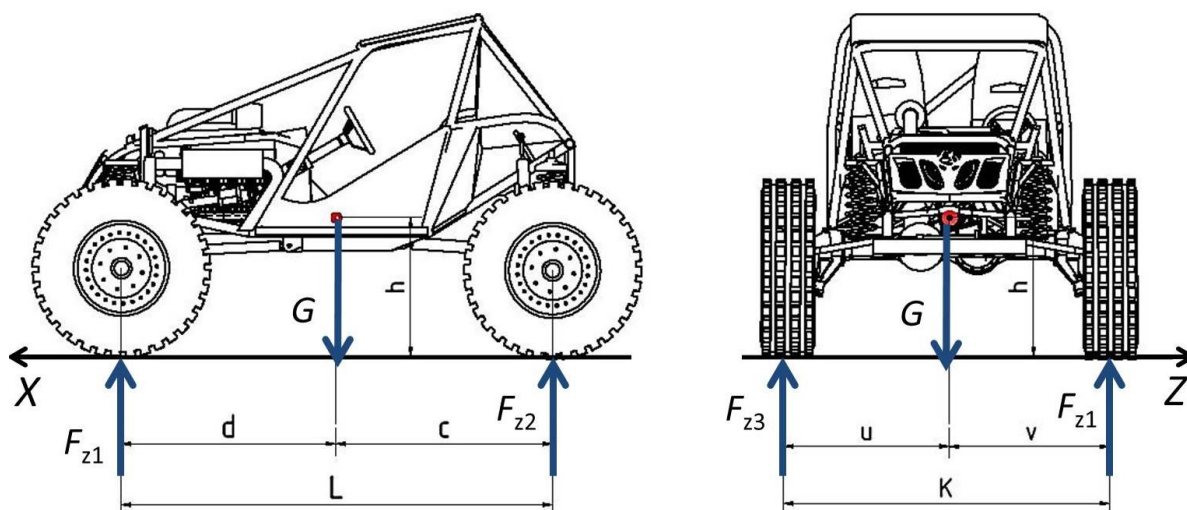
v ose y dle vzorce:

$$u = \frac{F_{z1} \cdot K}{(F_{z1} + F_{z3})} \quad (4)$$

$$v = K - u$$

, kde F_z značí zatížení jednotlivých kol a ostatní neznáme L , K , d , c , u a v jsou délkové rozměry. Neznámé jsou definované dle Obr. 4 - Stanovení polohy těžiště v ose X a Y .

Obr. 4 - Stanovení polohy těžiště v ose X a Y.



Zdroj: archiv autora

Rozměry d a c určují rozložení hmotnosti v ose X a s tím spojené procentuální rozložení hmotnosti na jednotlivé nápravy.

Rozměry u a v určují rozložení hmotnosti v ose Z . Odlišná velikost těchto hodnot je způsoben rozložením jednotlivých komponentů vozidla jako např. poloha uložení motoru s převodovkou, palivové nádrže, baterie, orbitrolu a mnoho dalších.

- **Výšková poloha těžiště** - Metoda vážení v šikmé poloze.

Výšku těžiště je možné určit několika způsoby. Nejméně náročnou metodou je opět využití kolových vah. Vozidlo se postaví do šikmé pozice tak, aby kola stála na vodorovné podložce. V této pozici se změří zatížení přední a zadní nápravy a výška v . Následně se stanoví výška těžiště buďto počtetně za použití změny zatížení přední nápravy Δm_p při úhlu sklonu vozu φ , nebo grafickou metodou; (Jazar, 2008), (Papež, 2015).

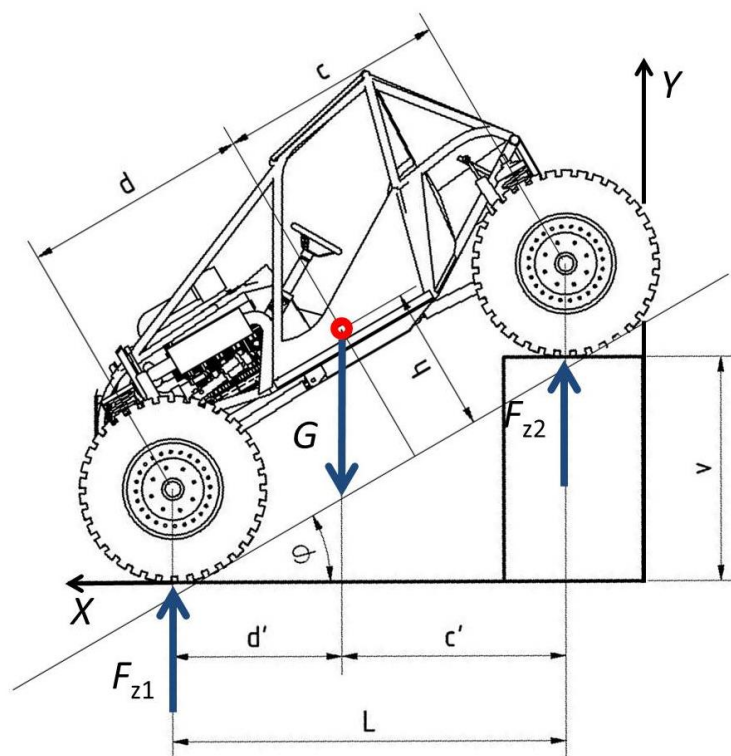
Při grafické metodě se stanoví poloha těžiště dle vzorce; (Vaněk):

$$d' = \frac{F_{z2} \cdot L}{(F_{z1} + F_{z2})} \quad (5)$$

$$c' = L - d'$$

Poté se v tomto bodě vynese kolmice k povrchu a také kolmice z polohy těžiště v ose X . Tyto dvě přímky se protnou ve výšce h , kde leží těžiště vozidla. Princip označení použitých neznámých je shodný se vzorcem 3 a 4. Neznámé jsou definované dle Obr. 5.

Obr. 5 - Stanovení polohy těžiště v ose Z.



Zdroj: archiv autora

Existují i další metody stanovení výšky těžiště, jako metoda překlopení, metoda zavěšení, měření polohy těžiště pomocí centrifugy. Tyto metody jsou mnohem více náročné na měřicí zařízení.

b) Metoda stanovení těžiště jako působíště výslednice tíhových sil jednotlivých prvků

Tato metoda využívá možnosti rozdělení složitěho tělesa na více těles základních geometrických rozměrů. U každého takto vzniklého tělesa se určí jednoduchým výpočtem těžiště. Celková poloha těžiště se poté vypočte jednotlivě pro osu X podle vzorce:

$$x_t = \frac{\int x \cdot dm}{m_{\text{celk}}} = \frac{\sum m_i \cdot x_i}{m_{\text{celk}}} \quad (6)$$

, kde m_{celk} značí celkovou hmotnost, x vzdálenost na ose X a index i značí jednotlivé prvky. Stejný vzorec platí i pro osu Y a Z.

Přesnost metody je úzce spjata s možností zjednodušení reálného objektu na model a jeho rozkladu na jednotlivé prvky. U vozidel je tento rozklad velmi pracný a proto tato metoda může sloužit spíše jako přibližný odhad polohy těžiště, pokud jsou známy hmotnosti jednotlivých hlavních komponentů vozidla; (Podešva, 1959).

c) Metoda stanovení polohy těžiště ze 3D modelu

Tato metoda byla použita pro stanovení polohy těžiště u Olsemy. Model vozidla byl zhotoven v programu Autodesk Inventor Professional 2016. Pro určení polohy těžiště je důležité, mimo přesné rozměry modelu, zadat také hustotu materiálu jednotlivých komponentů. U některých dílů s obtížně stanovitelnou celkovou hustotou, jako např. pneumatiky, byla předem změřena jejich hmotnost, která byla následně zadána do programu. Stanovená poloha těžiště Olsemy nemusí být zcela přesná.

Poloha v osách X a Z odpovídá se zanedbatelnou chybou poloze těžiště stanovené pomocí metody vážení jednotlivých kol, popsané výše v této kapitole (metoda a). Vážení jednotlivých kol proběhlo v roce 2013 v laboratořích Autosema Racing pomocí kolové váhy na Obr. 6. V závislosti na tomto faktu je možné uvažovat i přesnost polohy těžiště v ose Y jako dostačující. Jak již bylo výše zmíněno, pro stanovení polohy těžiště je potřeba také zohlednit hmotnost posádky. Do programu byla tato hmotnost zadána pomocí dvou krychlí o hmotnosti 80 kg každé z nich. Krychle byly umístěny v podélných osách sedadel. Jejich umístění v osách X a Z bylo přibližně stanoveno z měření, které je popsáno v publikaci; (Swearingen, 1962).

Obr. 6 – Kolová váha Caravan weight control.



Zdroj: archiv autora

Pozn.: U speciálu Olsema byla zjištěna poloha těžiště v ose X , Z a Y dle této metody takto:

V ose X vychází rozložení hmotnosti 50,15/49,85. Těžiště vozidla je posunuto o 7 mm (viz Obr. 9) k přední nápravě z důvodu rozložení jednotlivých komponentů, zejména motoru s převodovkou. V ose Z je poloha těžiště odchýlena o 5 mm od podélné osy vozidla (viz Obr. 10), tudíž rozložení hmotnosti na pravou a levou stranu je 50,14/49,86. Toto odchýlení je způsobeno zejména polohou uložení motoru s převodovkou a komponenty k ovládání vozidla na straně řidiče. I přes to je tato odchylka velmi malá a může být způsobena nepřesností při tvorbě 3D modelu. Vůz je možné považovat za vyvážený v ose X a Z .

Výška polohy těžiště h je u Olsemy 728 mm, viz Obr. 9. Poloha těžiště je nízko vzhledem k hodnotě světlé výšky a leží téměř v úrovni podlahy vozidla.

Pozn.: Moment setrvačnosti

Pro celkovou charakteristiku chování vozidla na svahu je také žádoucí stanovit moment setrvačnosti, který poskytuje informace o rozložení hmotnosti. Stanovení momentu setrvačnosti není předmětem této práce, vzhledem k tomu, že je práce věnována zjednodušeným modelům, kde plně dostačuje stanovení polohy těžiště ve všech rovinách a informace o hmotnosti několika základních komponent vozidla, jako např. náprav.

7.2. Hmotnost vozidla

Parametry vozidla nejsou charakterizovány pouze polohou těžiště a rozložením hmotnosti. Celková hmotnost určuje tlak na podložku, se kterou souvisí vytváření stopy, prokluz a ovlivňuje velikost potřebné hnací síly; (Grečenko, 2010), (viz kapitola 8., 9.).

Obecně je možné dojít k závěru, že vozidla s celkovou nižší hmotností mají vyšší předpoklady ke zdolání náročnějších terénu, obzvláště na sypkých, měkkých, bahnitých površích nebo na velmi tvrdých površích, jako jsou skály a kameny. Vozidla s vyšší hmotností mohou mít výhodu na tvrdších površích (např. zhutněná půda), kdy je potřeba vyšší síla F_z pro zaboření dezénu pneumatiky, více v kapitole 8.

7.2.1. Zatížení náprav - Neodpružená hmotnost

Trialové speciály, zejména v kategoriích PM a P, se vyznačují vyšším podílem neodpružené hmotnosti na celkové hmotnosti vozidla. Zde je potřeba najít optimální řešení.

Olsema má více než 40% své hmotnosti v neodpružených systémech (při zanedbání poměrně velkého pružení pneumatik). Tím jsou myšleny kompletní nápravy s brzdami, ráfky, pneumatiky a 30% hmotnosti samotného zavěšení náprav. Všechny tyto komponenty se vyskytují v nejnižších místech vozidla, proto posouvají polohu těžiště níž k podložce a zvyšují stabilitu vozidla. Příklad z praxe, kdy vysoký podíl neodpružené hmotnosti pomohl vozidlu setrvat na kolech, je zobrazen na fotografii z trialových soutěží v příloze 5A a 5B. Neodpružená hmotnost také příznivě ovlivňuje chod náprav při tzv. křížení a vozidlo má tak rovnoměrněji zatížená všechna kola a s tím spojenou vyšší trakci. Problém nastává při delších rychlých výjezdech (cca od 11 m.s⁻¹), kdy tlumící soustava přestává korigovat nežádoucí kmity a auto se tzv. "rozskáče". V tu chvíli jsou extrémně namáhané všechny hnací komponenty a výrazně poklesne trakce.

Pro silniční vozidla je takto vysoký poměr neodpružené hmotnosti nevhodný. Utlumení kmitů, vzniklých v neodpružených částech vozu, je velmi náročné. Při nesprávném nastavení podvozku může snadno dojít ke ztrátě kontroly nad vozidlem a to zejména ve vyšších rychlostech.

7.3. Rozměry vozidla

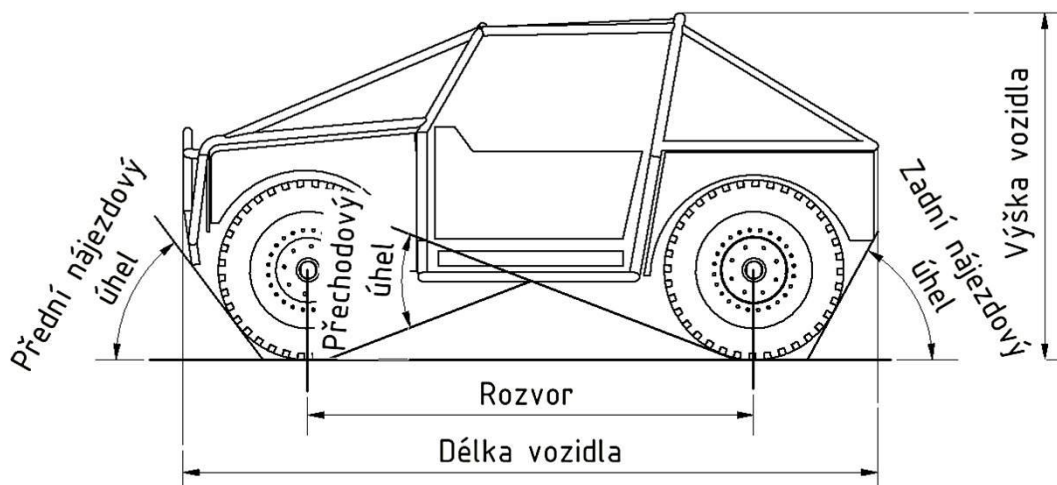
S ohledem na pravidla trialových soutěží, ve kterých se primárně hodnotí jízda na přesnost, jsou dalším velmi důležitým údajem rozměry vozidla, které jsou uvedeny v normě (ČSN 30 0026, 1979), viz Obr. 7 a Obr. 8.

Pro stanovení rozměrů je potřeba zavést pojem stopník kola. Jedná se o průsečnici střední roviny kola (rovina kolmá na osu kola a stejně vzdálená od vnitřní a vnější hrany ráfku kola) a svislé roviny procházející osou tohoto kola na základně.

- **Rozchod (K)** – Vzdálenost stopníků na téže nápravě. Přibližně se rovná vzdálenosti středů otisků pneumatik kol na vodorovné vozovce.
- **Rozvor (L)** – Vzdálenost kolmic spuštěných na podélnou střední rovinu vozidla ze stopníků dvou kol umístěných za sebou na téže straně vozidla.

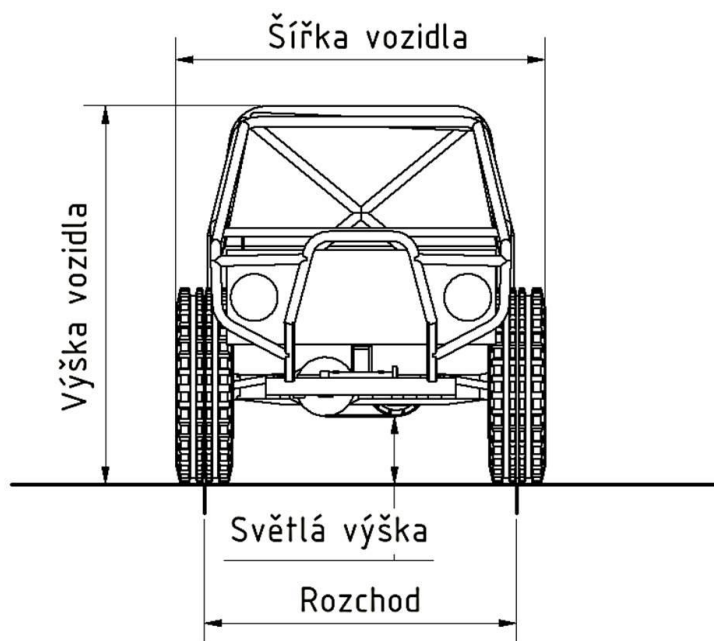
- **Délka vozidla** – Vzdálenost dvou svislých rovin dotýkajících se předního a zadního konce vozidla.
- **Šířka vozidla** - Vzdálenost dvou svislých rovin dotýkajících se vozidla na obou bočních stranách.
- **Výška vozidla** – vzdálenost mezi vodorovnou rovinou dotýkající se nejvyššího místa vozidla a základnou.
- **Přední a zadní převis** – Vzdálenost mezi svislou rovinou procházející středy předních/zadních kol a nejvzdálenějším bodem na přední/zadní části vozidla.
- **Světlá výška** – vzdálenost nejnižšího pevného bodu střední části vozidla od základny.
- **Přechodový úhel** – nejmenší ostrý úhel sevřený dvěma rovinami kolnými k podélně střední rovině vozidla a tečnými k pneumatikám staticky zatížených předních a zadních kol a protínajícími se v přímce dotýkající se spodní části vozidla.
- **Přední a zadní nájezdový úhel** – Největší úhel sevřený základnou a rovinami tečnými k pneumatikám staticky zatížených kol tak, že žádný bod vozidla před/za nápravou a žádná část pevně připojená k vozidlu neleží pod těmito rovinami.
- **Rozměry karoserie**
Tento rozměr již neudává norma ČSN 30 0026. Téměř pro všechna trialová vozidla udává celková šířka rozměr mezi vnějšími kraji kol jedné nápravy. Pro vyšší kategorie ani celková délka neudává rozměr karoserie viz Obr. 11. Rozměr karoserie nemá vliv pouze na hmotnost vozidla a tedy i polohu těžiště, ale také hraje významnou roli při pohybu mezi jednotlivými překážkami či brankami.

Obr. 7 - Rozměry vozidla dle ČSN 30 0026.



Zdroj: archiv autora

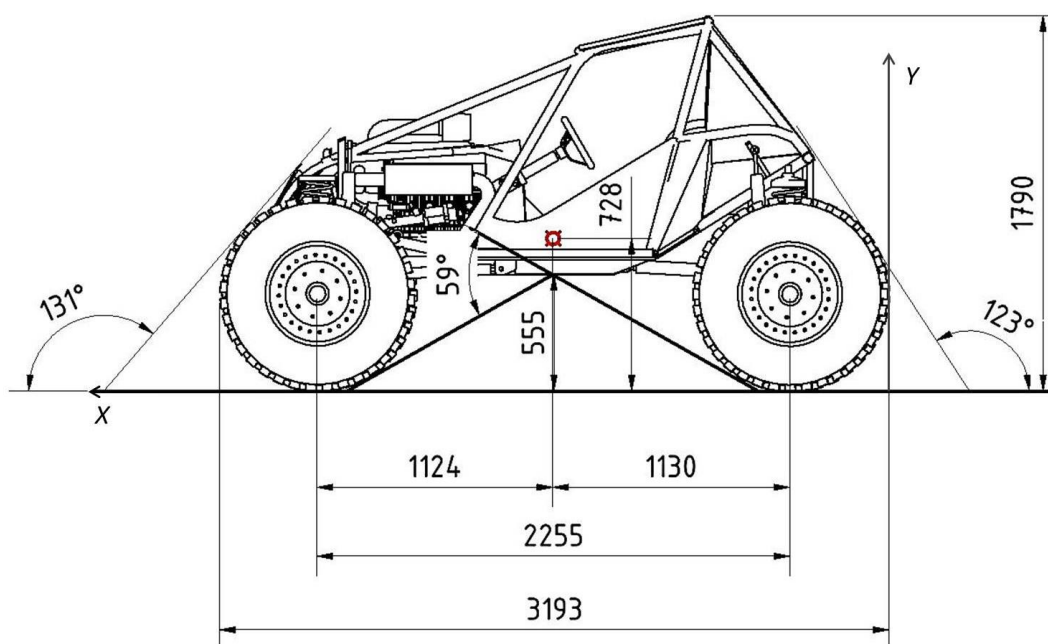
Obr. 8 - Rozměry vozidla dle ČSN 30 0026.



Zdroj: archiv autora

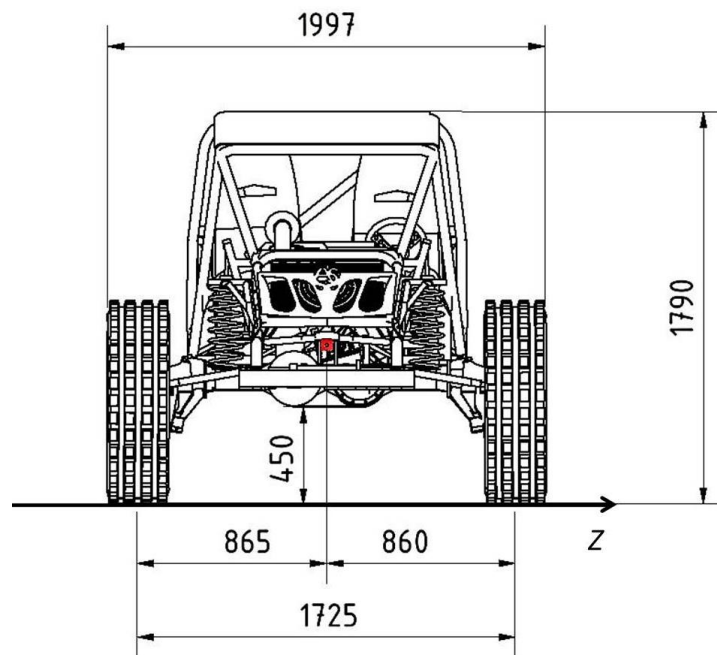
Ideální rozměry off-road trialového vozidla není možné přesně stanovit. Pro větší stabilitu je vhodnější vozidlo s větším rozchodem a rozvorem, ale s tím i zásadně klesá manévrovatelnost vozidla, více v kapitole 7.6. Pro dosažení lepší průjezdnosti je vhodnější vyšší přechodový úhel a vyšší světlá výška, ale s tím roste vzdálenost polohy těžiště od podložky v ose Y a s ní se výrazně zhoršuje stabilita. Je tedy potřeba vždy najít kompromis, který se přibližuje k ideálnímu modelu; (Papež, 2015). Obecně se trialové speciály vyšších tříd vyznačují nájezdovými úhly většími než 90° a vysokou hodnotou přechodového úhlu. Rozměry a poloha těžiště Olsemy je zobrazena na Obr. 9 a Obr. 10.

Obr. 9 - Rozměry Olsemy dle ČSN 30 0026 a poloha těžiště v ose X a Y .



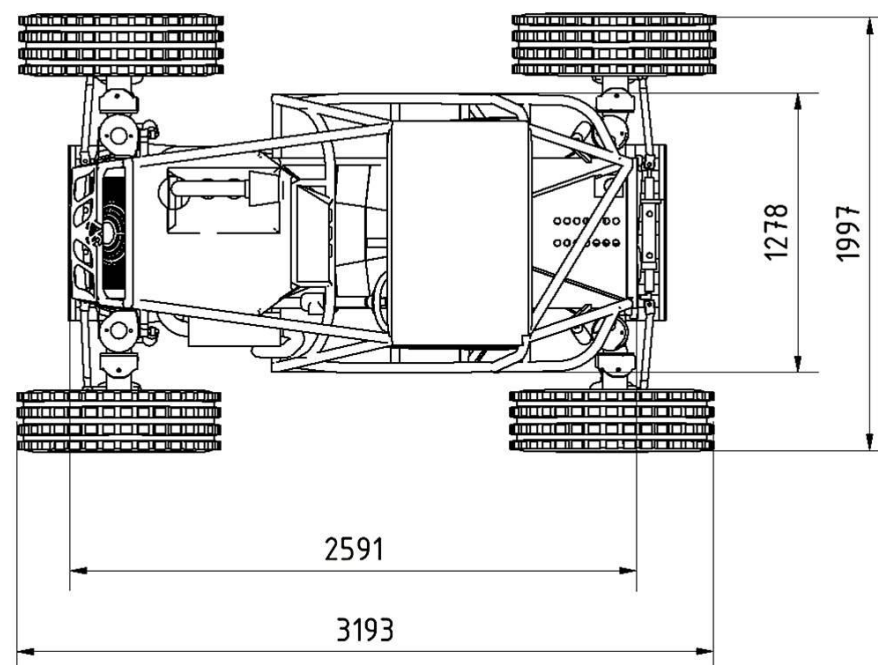
Zdroj: archiv autora

Obr. 10 - Rozměry Olsemy dle ČSN 30 0026 a poloha těžiště v ose Z.



Zdroj: archiv autora

Obr. 11 - Rozměry karoserie Olsemy.



Zdroj: archiv autora

Vysoký podíl neodpružené hmotnosti u Olsemy má také za následek pozitivní jev, díky kterému může mít speciál, při překonávání překážek o vysokém úhlu přechodu, po vyvážení náprav, stále dostatečně zatížená kola. Je tak schopný překonat třecí odpory, které vzniknou při kontaktu části podvozku s povrchem. Obr. 12.

$$F'_h \geq F_t \quad (7)$$

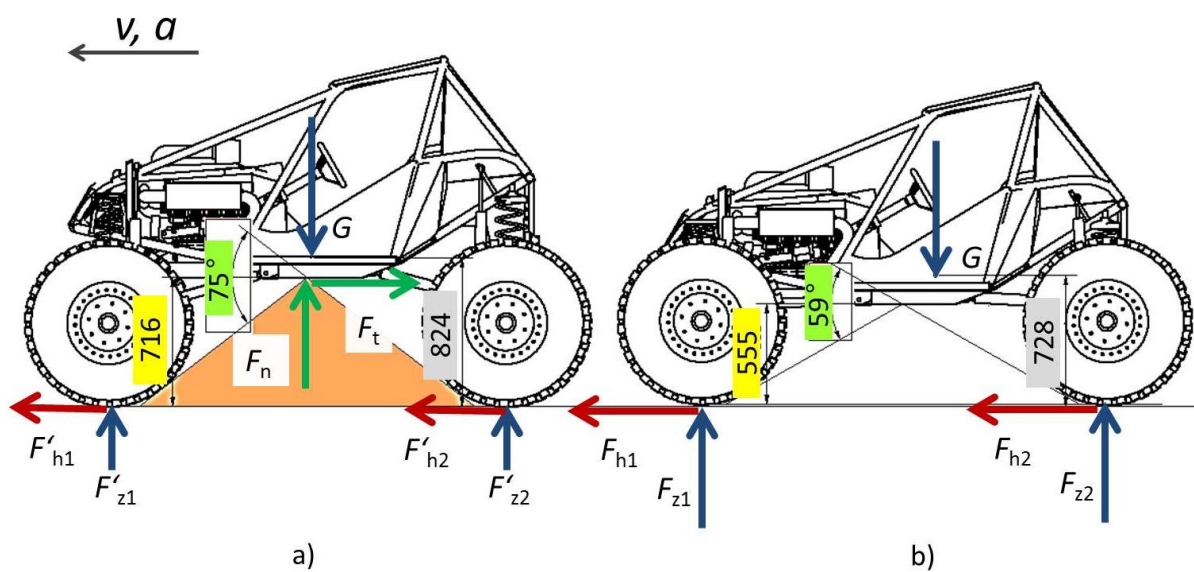
$$F'_h = F'_{h1} + F'_{h2} ; \quad F'_h = \mu_x \cdot \Sigma F'_z \quad (8)$$

$$F_t = f \cdot F_n ; \quad F_n = G - \Sigma F'_z \quad (9)$$

, kde F'_h značí potřebnou hnací sílu a F_t sílu vzniklou třením podvozku s překážkou. Součinitel f značí součinitel tření ocel – povrch a μ_x je součinitel záběru pneumatiky s povrchem a G značí gravitační sílu; (Wong, 2008), (Podešva, 1959).

Příklad z praxe při trialových soutěžích je v příloze 3A a 3B.

Obr. 12 - Rozměry přechodových úhlů Olsemy.



a) Maximální přechodový úhel, b) přechodový úhel ve statické poloze

Zdroj: archiv autora

7.4. Nápravy, zavěšení a konstrukce

Pro trialová vozidla se využívají zejména tuhé nápravy. Nezávislé zavěšení se v minulosti mnohokrát objevilo a speciály s tímto typem náprav měly vždy problémy s pevností jednotlivých komponentů. Jejich nevýhodou je také složitost konstrukce a vyšší zástavbové rozměry.

Dle kategorií se liší také způsoby zavěšení náprav. V kategoriích O, S, M je povinnost zachovat originální zavěšení. Jsou zde k vidění zejména vozidla s listovými pružinami, které tvoří i zavěšení náprav.

V kategoriích PM, P je zavěšení libovolné a využívá se mnoho typů např. (Jazar, 2008), (Švígler, 2013):

Trojúhelníkové zavěšení

- 2 trojúhelníky nad sebou
- Monoblok s Panhardskou tyčí
- 2 podélné tyče a trojúhelníkové zavěšení

Podélné tyče

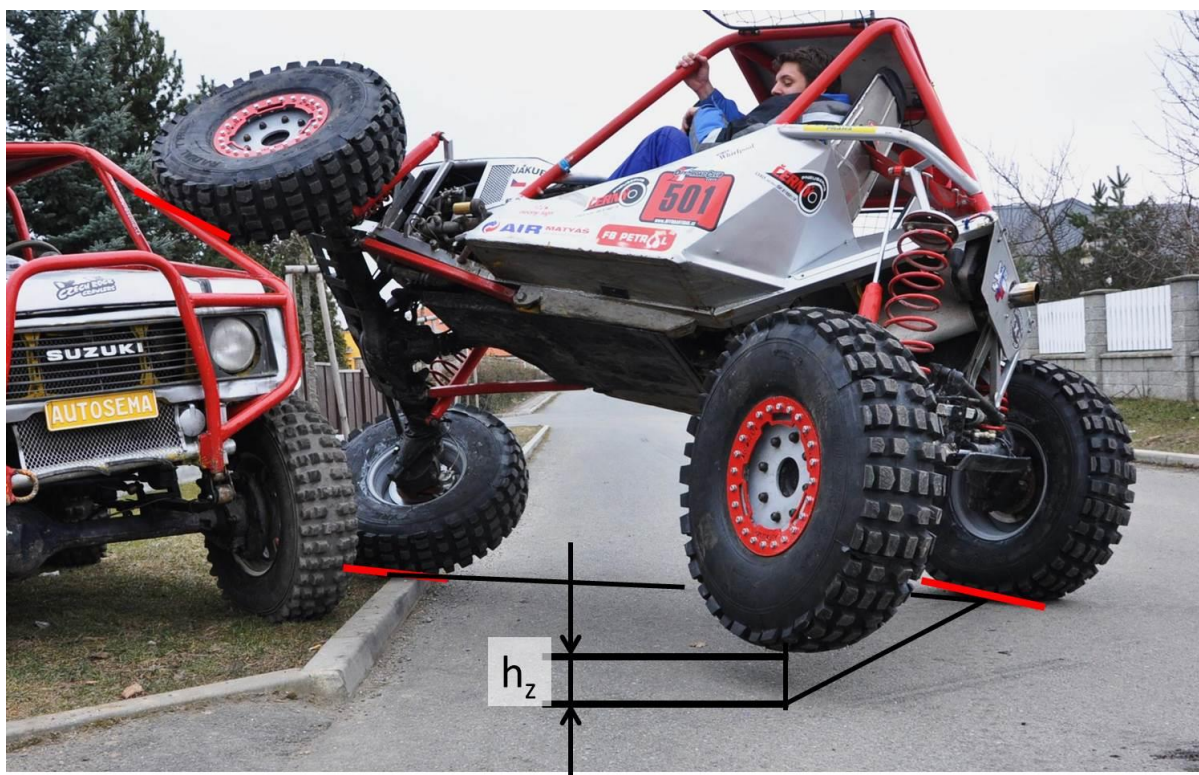
- 3 podélné tyče s panhardskou tyčí
- 4 podélné tyče s panhardskou tyčí

Na speciálu Olsema je pro zadní nápravu využito trojúhelníkového zavěšení s panhardskou tyčí a pro přední nápravu jsou použity dvě podélné tyče a trojúhelníkové zavěšení. Tyto typy konstrukce zavěšení se liší nejenom pevností, ale také umožnění pohybu chodu náprav a s ním spojeného křížení náprav. Mnohdy limitujícím faktorem v pohybu náprav je délka pružin a tlumičů.

7.4.1. Křížení náprav

Křížení náprav je pojem, který určuje, do jaké výšky je možné zvednout jedno kolo tak, aby zbylé tři zůstaly ve styku s podložkou. Hodnota křížení je důležitá k zachování velikosti styčné plochy a kontaktního tlaku na všech kolech při jízdě v náročném terénu. Tím zůstává adheze na všech čtyřech kolech stejná a nedochází k prokluzu jednoho z kol. Pokud konstrukce zavěšení náprav již nedovolí kopírovat terén, dojde k odlehčení některých z kol. Hnací moment (při zařazených uzávěrkách diferenciálu) je poté přenášen pouze na 2-3 styčné plochy kol, viz Obr. 13, které jsou více zatíženy. Dochází k většímu tlaku na půdu a nepatrnému nárůstu styčné plochy pneumatiky s povrchem vlivem vyššího zatížení, více v kapitole 8.1. V této situaci odlehčené kolo (kola) neklade žádný odpor a tudíž by diferenciál přenášel veškerý hnací moment, jdoucí na nápravu, právě na odlehčená kola. Proto jsou téměř všechny trialové speciály vybaveny uzávěrkami diferenciálu, které i po odlehčení a prokluzu některého z kol, zajistí stále stejné rozdělení točivého momentu na všechna kola a nedojde tak k jeho ztrátě. Příklady křížení náprav speciálu Olsema v trialových soutěžích jsou v příloze 4A a 4B.

Obr. 13 – Ukázka křížení náprav Olsemy.



Zdroj: archiv autora

7.4.2. Druhy nápravy pro trialová vozidla

I. Tuhé nápravy s koncovými převody (Portálové)

a) Využívané nápravy se změnou směru otáčení

Změna směru otáčení vývodového hřídele z koncového převodu oproti vstupnímu je způsobena použitím jednoho páru ozubených kol, viz Obr. 14.

- **Volvo C303**

Tento typ náprav je použit na Olsemě. Jedná se o nápravy z lehkého vojenského vozidla. V současnosti konstruktéry nejžádanější nápravy. Jejich výhodou je nízká hmotnost a menší rozměry oproti ostatním portálovým nápravám.

- **Mercedes-Benz - Unimog**

Využití celých náprav z tohoto vozidla je stále nižší, protože nápravy jsou velmi rozměrné a těžké. Jejich výhodou je pevnost a lepší cenová dostupnost, než u náprav z Volva. Při stavbách nových vozidel se tyto nápravy využívají, zejména pokud jde o 2. typ trialových speciálů definovaných v kapitole 4.2.1.; (Classic Unimogs, 2010).

- **Steyr Puch - Pinzgauer**

Zejména švýcarští konstruktéři využívali v předchozích letech nápravy právě z tohoto vozidla.

- **Zakázková výroba náprav dle požadavků**

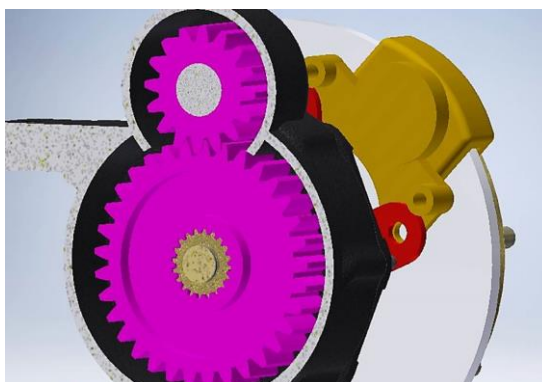
V USA má zakázková výroba náprav mnohaletou tradici. Dnes se téměř nevyskytují sportovní off-road vozidla s originálními továrními nápravami. V Evropě takové možnosti nejsou, ale přece jen zde vyráběné nápravy také vznikají. Využívá se těla nápravy, rozvodovky a diferenciály z off-road vozidel ve spojení s odpovídajícím koncovým převodem nápravy Mercedes-Benz - Unimog. Vznikne tak relativně lehká náprava s výhodami portálových náprav; (Autosema Racing, 2014).

U výše zmíněných typů náprav je vždy nutno řešit směr otáčení, protože koncové převody tento směr otáčejí oproti klasickým nápravám. Proto u přestaveb vozidel je nutné otočit rozvodovku v těle nápravy, tak aby po připojení koncového převodu zůstal stále stejný směr otáčení kol.

Trialové speciály stejného typu, jako je Olsema, jsou konstruovány bez přídavných převodovek. Používají převodovky z osobních automobilů s uložením motoru s převodovkou

napříč. Tyto převodovky se následně uloží do off-road speciálů podílně ve směru osy X. Vývody z převodovky směřují k přední a zadní nápravě a bez nutnosti větších úprav se použijí pro uchycení hnacích hřídelí vedoucích k nápravám. Tento způsob uložení, v kombinaci s nápravami s koncovým převodem se změnou směru otáčení, vyhovuje požadovanému směru jízdy vpřed pro klasické rychlostní stupně převodovky.

Obr. 14 – Koncový převod se změnou směru otáčení.

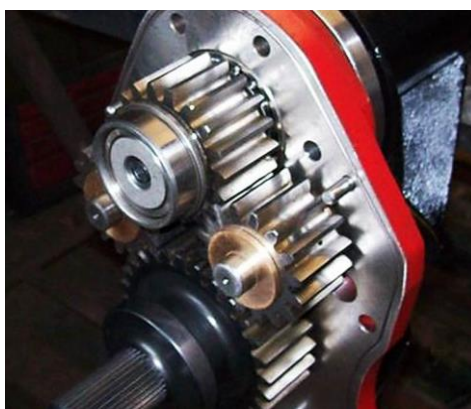


Zdroj: archiv autora

b) Nápravy bez změny směru otáčení

V nápravách tohoto typu jsou použita 3 ozubená kola, přičemž prostřední kolo je zdvojeno, viz Obr. 15. Není zde potřeba měnit směr otáčení hnací soustavy, což je výhodou při přestavbách vozidel s klasickým systémem uspořádání pohonné jednotky pro off-road vozidla. Další výhodou je pevnost ozubeného soukolí, kde je na kolo soukolí přenášena síla ze dvou menších kol a tak je v záběru dvakrát vyšší počet zubů. Tento systém se zatím příliš nevyužívá pro jeho vyšší konstrukční náročnost a celkovou cenu.

Obr. 15 - Koncový převod se změnou směru otáčení.



Zdroj: <http://www.expeditionportal.com/forum/threads/37713-An-expedition-truck-on-portals>

II. Tuhé nápravy bez koncových převodů

Tento typ náprav se využívá zejména u nižších tříd, kde portálové nápravy nejsou povoleny. Na většině vozidel jsou pneumatiky o větších rozměrech, než pro které byly nápravy konstruovány a tak jsou zejména rotující pohonné části velmi namáhány. Proto se v těchto nápravách využívají pevnostní ozubení, poloosy a klouby.

7.4.3. Uzávěrka diferenciálu

Ve všech třídách jsou povoleny uzávěrky diferenciálů (mimo nejnižší třídu, zde je povolena pouze zadní). Uzávěrky diferenciálu jsou pro trialová vozidla nezbytným prvkem s možností okamžitého vypnutí s ohledem na manévrovatelnost, (viz kapitola 7.6.).

7.5. Systém pohonu

7.5.1. Pevná pohonová vazba

Jde o nejrozšířenější typ pohonu, kde je hnací moment přenášen rovnoměrně na přední i zadní nápravu (s poměrem 50:50).

$$\omega_1 = \frac{v_{t1}}{r_{v1}} ; \omega_2 = \frac{v_{t2}}{r_{v2}} \quad (10)$$

$$\omega = \omega_1 = \omega_2$$

, kde značí ω_1 , ω_2 úhlovou rychlost kol přední nápravy a zadní nápravy, v_{t1} , v_{t2} rychlost pohybu přední a zadní nápravy v ose X , r_{v1} , r_{v2} poloměr kol na přední a zadní nápravě a ω celkovou úhlovou rychlost všech kol při přímé jízdě; (Grečenko, 1994).

U vozidel, která se pohybují po zpevněných cestách, je nutností možnost odpojení jedné z hnaných náprav. Pro trialové speciály tato podmínka neplatí, jelikož se nepohybují po zpevněných cestách. Mnoho speciálů má i přes to možnost odpojit jednu z náprav a snížit tak za určitých podmínek poloměr otáčení. Olsema má odpojitelnou zadní nápravu a tak je možné za pomoci ruční brzdy (brzdí zadní nápravu) zvýšit manévrovatelnost.

7.5.2. Diferenciální pohonová vazba (s mezinápravovým diferenciálem)

Trialové speciály s mezinápravovým diferenciálem jsou v menšině. Je to způsobeno větší hmotností a velikostí mezinápravové rozvodovky, která obsahuje i diferenciál. Tyto speciály mají v naprosté většině času zařazenou mezinápravovou uzávěrku diferenciálu. Jejich výhoda nastává při zatáčení, kdy po odpojení uzávěrky zůstává vozidlo s náhonem na všechna kola, ale mezinápravový diferenciál rozdělí hnací moment tak, aby nedocházelo k prokluzu jednotlivých kol a tím se zmenšil poloměr otáčení, viz Obr. 16.

Hnací moment je rozdělován dle vzorce:

$$\kappa = \frac{M_{h1}}{M_h} ; \quad \kappa = 1 - \frac{M_{h2}}{M_h} \quad (11)$$

, kde značí M_{h1} a M_{h2} hnací moment na výstupech z mezinápravového diferenciálu, M_h celkový hnací moment přiváděný do mezinápravového diferenciálu, κ rozdělení hnacího momentu. Při přímé jízdě po rovině je $\kappa = 0,5$. Ztráty vzniklé v diferenciálu jsou v tomto výpočtu zanedbány; (Grečenko, 1994).

7.6. Manévrovatelnost

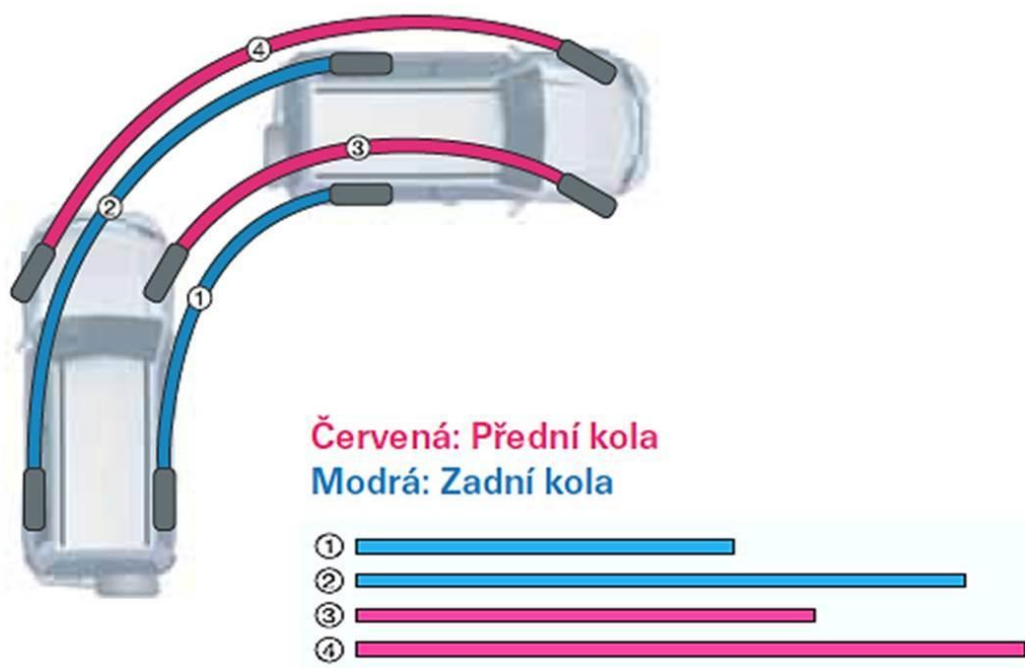
Jako poslední z hlavních statických – konstrukčních údajů je potřeba zmínit manévrovatelnost. Manévrovatelnost není stanovena pouze celkovými rozměry vozidla. Možnosti zvýšení manévrovatelnosti, dle trialových pravidel, roste se zvyšujícími se kategoriemi vozidel. Pro dvě nejvyšší kategorie je již možné využívat dělených brzd. Určitá kola jsou brzděna až do nulových rychlostí otáčení, točivý moment je za pomoci diferenciálu přenášen na nebrzděná kola. Poloměr otáčení se tak výrazně sníží. Je nezbytně nutné mít odpojené uzávěrky nápravových diferenciálů. Také je možnost využít plně hydraulické řízení zatáčení kol. Tento způsob zatáčení umožňuje značně zvýšit rychlost zatáčení oproti klasickým posilovačům řízení v běžných automobilech. U Olsemy, při poloze kol pro přímou jízdu v před, vychází pro plné zatočení kol jedné nápravy úhel otočení volantové tyče pouze o 220° . I přes takto vysoký převod je síla potřebná k otočení volantové tyče nižší, než u klasických hydraulických nebo elektrických posilovačů řízení.

Pro nejvyšší kategorii Prototyp je největší výhodou v manévrovatelnosti, oproti zbylým kategoriím, možnost řízení přední i zadní nápravy. Díky možnosti řídit obě nápravy separátně, mají tyto trialové speciály vysoké předpoklady k možnosti vyhnout se překážce, nebo tyče.

Negativní ovlivnění manévrovatelnosti

Manévrovatelnost je také ovlivněna rychlostí spínání a vypínání uzávěrky diferenciálu. Při průjezdu zatáčkou opisuje každé kolo jiný poloměr, tudíž vykonává jinak dlouhou dráhu. Z toho plyne, že každé kolo má jinou rychlost otáčení. Pokud není umožněna odlišná rychlost kol (uzavřená uzávěrka diferenciálu) dojde k prokluzu kol a vozidlo má tendenci pokračovat v podélném směru jízdy. Větší rozdíl drah je mezi koly jedné nápravy, než mezi koly dvou náprav vždy na jedné straně vozidla, viz Obr. 16. Proto mají větší vliv na manévrovatelnost nápravové uzávěrky, než mezinápravová. Jedná se o nežádoucí efekt, který je možné charakterizovat jako opak dělených bržděných kol.

Obr. 16 - Dráhy jednotlivých kol při průjezdu zatáčkou.



Zdroj: archiv autora

8. Dynamické - trakční vlastnosti

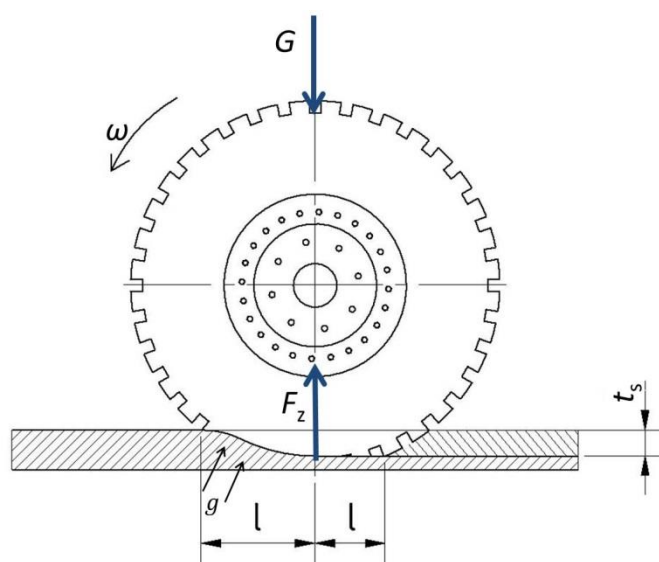
V této kapitole jsou popsány všechny dynamické činitele, které jsou nezbytné pro stanovení potřebné tahové síly F_h . Významnou část dynamických vlastností řeší terramechanika, vědní obor zabývající se interakcí pohybujícího se tělesa s terénem, v tomto případě interakce pneumatiky s terénem.

Pro trialové účely je terramechanika zásadní ke stanovení odporů pneumatik a prostředí. Pro stanovení těchto odporů je zapotřebí znát veškeré údaje o pneumatikách a půdě. Tyto údaje je možné získat pouze zkušebním měřením.

8.1. Kontaktní tlak

Kontaktní tlak se stanoví ze styčné plochy a zatížení pneumatiky. Styčná plocha S_0 se stanoví pomocí otisku. Plocha otisku na měkké půdě je definována svislým průmětem styčné plochy do roviny neporušeného povrchu. Tato plocha se mění především s hloubkou stopy tak, že se prodlužuje délka otisku před osou kola, kdežto délka otisku za osou kola (ve vytlačené stopě) se spíše zmenšuje. S hloubkou stopy se rovněž zvětšuje její šířka z původní šířky dezénu b_0 (na tvrdé podložce) případně až na šířku profilu pneumatiky b_k ; (Schwanghart, 1991), (Grečenko, 1995).

Obr. 17 - Délka otisku pneumatiky s povrchem; (upraveno: Grečenko, 1994).



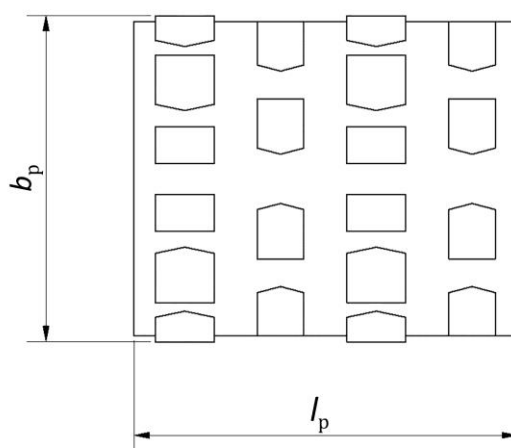
Zdroj: archiv autora

Kontaktní tlak se stanoví podle vzorce:

$$q_s = \frac{F_z}{S_0} = \frac{F_z}{b_p \cdot l_p} \quad (12)$$

, kde S_0 značí styčnou plochu, která se stanoví ze součinu $b_p \cdot l_p$ (b_p značí šířku otisku stopy a l_p délku otisku stopy).

Obr. 18 - Schéma otisku závodní pneumatiky Lerma Gomme 900X16 MAXI CROSS pro stanovení styčné plochy.



Zdroj: archiv autora

8.2. Odpor valení

Celkový odpor valení F_r působí proti pohybu kola, má vnitřní složku F_{ri} a vnější složku F_{re} .

$$F_r = F_{ri} + F_{re} \quad (13)$$

8.2.1. Vnitřní odpor valení

U hnacího kola se vnitřní odpor navenek neprojevuje jako síla, pokud je kolo v rovnoměrném nezrychleném pohybu. Hnací moment je spotřebován na pokrytí ztrát a na venek se dle vzorce $M_h = r_v \cdot F_{ri}$ [Nm] nic neprojevuje. Pokud je kolo ovšem zrychlováno, je potřeba překonávat suvný odpor F_{ts} a kolo vyvine vnější hnací sílu F_h , která je menší než bezztrátová hnací síla F_{zh} o vnitřní odpor valení F_{ri} dle vzorce:

$$F_h = \frac{M_h}{r_v} - F_{ri} = F_{zh} - F_{ri} \quad (14)$$

; (Grečenko, 1994), (Wong, 2008).

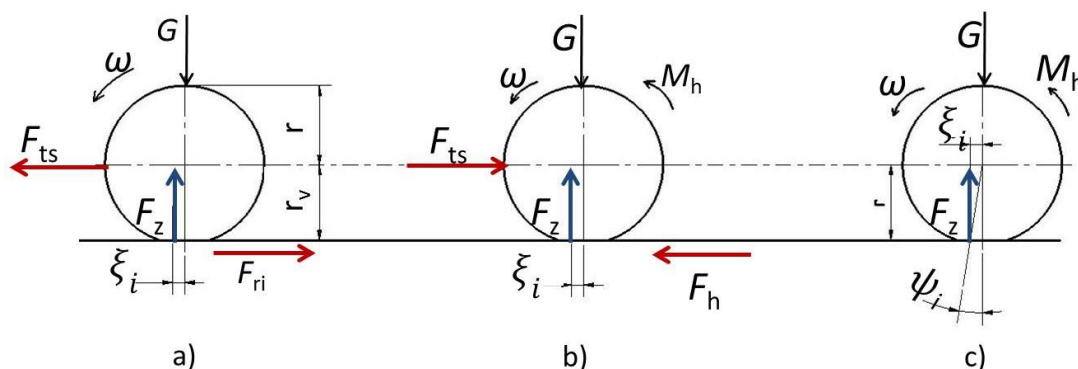
Hodnota r_v je definována dále v poznámce Pozn.: Poloměr pneumatiky na str.34.

Vnitřní odpor valení je možné určit pouze v případě, když je kolo vlečeno (poháněno vnější silou), např. na měření pomocí válcové brzdy, kdy $F_{ts} = F_{ri}$. Je potřeba předpokládat, že vnitřní odpor je shodný jak pro vlečené kolo, tak pro hnací. Poté je možné definovat vnitřní odpor valení jako:

$$F_{ri} = \xi_i \cdot \frac{F_z}{r_v} = \psi_i \cdot F_z \quad (15)$$

, kde ξ_i značí rameno vnitřního valivého odporu a ψ_i vnitřní součinitelem valení; (Grečenko, 1994).

Obr. 19 - Vnitřní odpor valení na tvrdé podložce; (upraveno: Grečenko, 1994).



Zdroj: archiv autora

a) Vnitřní odpor je vnější silou u vlečeného kola,

b) Pro hnací kolo způsobuje vnitřní odpor snížení hnací síly F_h ,

c) vztah mezi ramenem valivého odporu ξ_i a součinitelem valení ψ_i (platí i pro vnější odpor valení).

Tyto vztahy platí pro případ pevné podložky. Na měkké podložce se tento odpor snižuje z důvodů nižší deformace pneumatiky zapříčiněné vytvářením stopy.

Na vnitřní odpor má také vliv huštění pneumatik, viz Tab. 3, a rychlost jízdy. Při nízkých hodnotách huštění, které se využívají pro trialové speciály, je vnitřní odpor podstatně vyšší.

Tab. 3 - Závislost vnitřního součinitele valení na huštění pneumatik.

Tlak huštění p [kPa]	Vnitřní součinitel valení ψ_i [-]
≥ 100	0,015 – 0,02
< 100	0,02 – 0,03

Zdroj: (Grečenko, 1994)

Huštění pneumatik je v trialových soutěžích velmi podstatné. Používá se celá řada rozdílných pneumatik, ať už tvarem a plností dezénu, velikostí nebo samotnou stavbou pneumatiky. Pro většinu pneumatik a terénů se používá tlak v rozmezí od 20 kPa do 50 kPa. Na takto nízký tlak nejsou pneumatiky stavěny, a proto může dojít k odražení pneumatiky od ráfku. Aby se tomuto jevu dalo předcházet, používá se zádržný systém Beadlock. Více o tomto systému v kapitole 8.5.5.

Pozn.: Poloměr pneumatiky

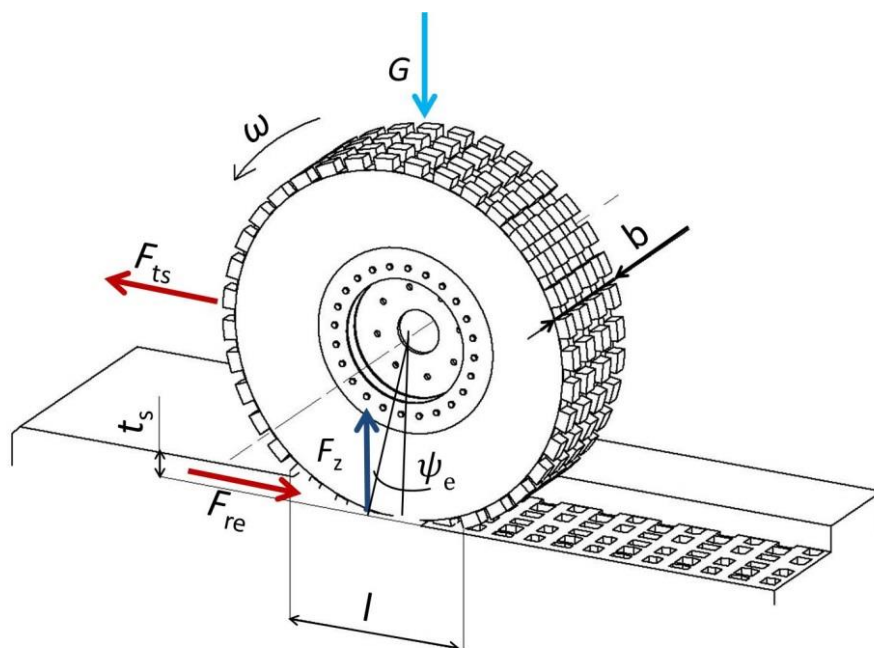
Poloměr pneumatiky r_v je vždy menší v místě styku pneumatiky s povrchem, než poloměr r , na místech, kde pneumatika není zatížena, viz Obr. 19 a). Změna poloměru je způsobena deformací pneumatiky a zabořením do půdy.

V modelových případech je možné uvažovat že $r_v = r$; (Švígler, 2013).

8.2.2. Vnější odpor valení

Vnější odpor F_{re} vzniká při obou pohybových stavech kola (kolo je poháněno nebo vlečeno) v případě, že je vytvářena trvalá stopa. Částice půdy před a pod kolem konají složité pohyby a nejde tedy o prosté stlačování půdy směrem dolů. Síla F_{re} je vždy vnějším účinkem; (Grečenko, 1994).

Obr. 20 - Vnější odpor valení; (upraveno: Grečenko, 1994).



Zdroj: archiv autora

Pro vnější odpor platí vztah:

$$F_{re} = \psi_e \cdot F_z \quad (16)$$

Ze vztahu (16) je možné určit vnější součinitel valení:

$$\psi_e = \frac{F_{re}}{F_z} \quad (17)$$

, kde ψ_e značí vnější součinitelem valení a F_z zatěžující sílu.

Celkový součinitel valení:

$$\psi = \psi_e + \psi_i \quad (18)$$

Při opakovaném průjezdu totožnou stopou se celkový součinitel valení snižuje. Z toho plyne, že na určitém typu půdy je při neprojetí úseku terénu vhodné opakovat pokusy o projetí v totožných stopách.

8.3. Smyková pevnost půdy

Smyková pevnost půdy τ_m byla definována již Coulombem (1773) takto:

$$\tau_m = c + q_s \cdot \tan \varphi = f(q_s) \quad (19)$$

, kde c značí soudržnost (kohezi) půdy a φ úhel vnitřního tření v půdě.

Parametry c a φ v terramechanice je třeba považovat za hodnoty soustavy půda – hnací ústrojí; (Grečenko, 1994). Tyto parametry jsou stanovitelné pouze měřením např. pomocí smýkací hlavičky; (Karafiath, a další, 1978).

Příklady hodnot parametrů jsou uvedeny v Tab. 4.

Tab. 4 - Příklady hodnot parametrů c a φ .

Typ půdy	c [kPa]	φ [°]
Kyprá půda	2 - 15	20 - 40
Louka	15 - 25	18 - 32

Zdroj: (Grečenko, 1994)

S rostoucím zhutněním a obsahem jílovitých částic se zvyšuje koheze c . S rostoucí vlhkostí se zmenšuje úhel vnitřního tření φ . Na travním porostu existuje tzv. nepravá koheze vlivem vyztužení půdy drnem; (Grečenko, 1994), (Karafiath, a další, 1978).

8.3.1. Kotvící síla

Kotvící síla je síla, kterou je možné vyvinout na vozidlo se zabrzděnými koly, tak aby nedošlo ke smyku půdy a vozidlo tak setrval na místě.

Sílu je možné stanovit ze vzorce:

$$\tau_m = \frac{F_{Rm}}{S_0} \quad (20)$$

Pozn.: Kotvící síla je závislá na plnosti dezénu a míře zaboření dezénu.

Následující vztahy platí pro plnost dezénu p_d větší než 30% a pro rozdílně zabořené zuby; (Grečenko, 1994).

a) Zcela zabořené zuby dezénu – měkká podložka

K výpočtu kotvící síly je možné použít vzorec:

$$F_{Rm} = (1 - p_d) \cdot (S_0 \cdot c + F_z \cdot tg\varphi) + p_d \cdot F_z \cdot f \quad (21)$$

$$F_z = F_{zd1} + F_{zd2} \quad (22)$$

, kde součinitel f značí parametr ve vztahu zabořených zubů s půdou. F_{zd1} značí sílu přenášenou na zuby dezénu a F_{zd2} sílu na mezery v dezénu, viz Obr. 21.

Zobecnění přináší součinitel adheze μ_{m0} dle vztahu:

$$\mu_{m0} = \frac{F_{Rm}}{F_z} = \frac{\tau_m}{q_s} \quad (23)$$

Poté pro plné zaboření zubů dezénu platí:

$$\mu_{m0} = \frac{c}{q_s} + tg\varphi \quad (24)$$

Ze vztahů vychází větší kotvící síla pro nižší hodnoty plnosti dezénu. Toto tvrzení platí pro ideální podmínky za předpokladu plného zaboření dezénu do podložky.

b) Částečné zaboření zubů – zhutněná podložka

Pokud dezén není zcela zabořen, platí vzorec pro kotvící sílu pneumatiky s částečně zabořeným dezénem:

$$F_{Rm} = \left(\frac{t'_s}{t_s} \right) \cdot (1 - p_d) \cdot S_0 \cdot c + F_z \cdot tg\varphi \quad (25)$$

$$F_z = F_{zd1} \quad (26)$$

Součinitel adheze pro částečné zaboření zubů dezénu:

$$\mu_{m0} = \left(\frac{t'_s}{t_s} \right) \cdot \frac{c}{q_s} + tg\varphi \quad (27)$$

, kde t_s značí výšku dezénu a t'_s hloubku zaboření dezénu.

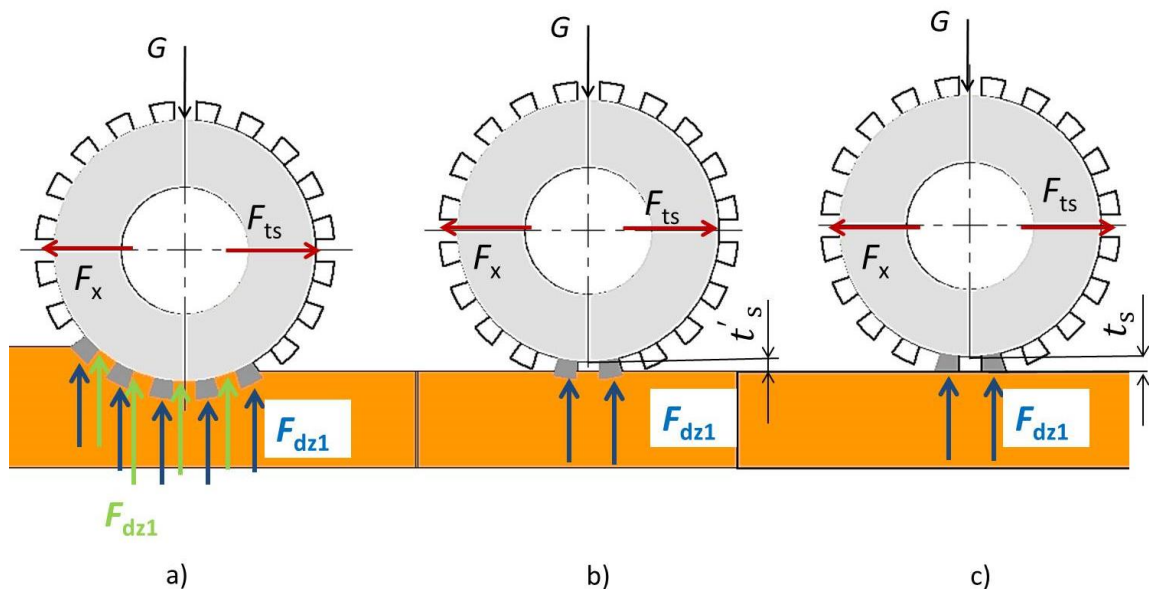
c) Bez zaboření zubu – tvrdá podložka

Na tvrdé podložce přecházejí do výhody pneumatiky s vyšším % dezénu, díky větší styčné ploše pneumatiky s povrchem. Dochází pouze ke tření zubů s povrchem dle vzorce:

$$\mu_{m0} = f_0 \quad (28)$$

, kde f_0 značí součinitel tření. Nevzniká žádné smykové tření půdy τ_m .

Obr. 21 - Stupně zaboření kola; (upraveno: Grečenko, 1994).



a) úplně zaboření zubů dezénu, sílu nese dezén i plášť pneumatiky.

b) částečné zaboření zubů dezénu, sílu nese jen dezén.

c) žádné zaboření, síla přenášena jen třením.

Zdroj: archiv autora

8.4. Prokluzu kol

Při přenosu podélné (hnací/brzděné) síly F_x hnacím ústrojím vznikne ve styčné ploše skluzová rychlost v_δ proti směru jízdy F_x . Poměrnou skluzovou rychlostí je definován prokluz δ :

$$\delta = \frac{v_\delta}{v_t} = \frac{v_t - v_x}{v_t} = 1 - \frac{v_x}{v_t} \quad (29)$$

, kde rychlost valení $v_t = r_v \cdot \omega$ a skutečná rychlost představuje v_x ; (Grečenko, 1994).

Prokluz $\delta = 0$ u neutrálního kola, tím se rozumí kolo, které koná rovnoměrný nezrychlený pohyb a jeho odpor je přemáhán suvnou silou. K tomuto případu v terénu dochází u vozidel jedoucích ze svahu o úhlu cca $\beta=4^\circ$. Při jízdě po teoreticky zcela tuhé podložce odpadá vnější odpor F_{re} a tudíž je potřeba přemáhat pouze odpor vnitřní F_{ri} ; (Wong, 2008).

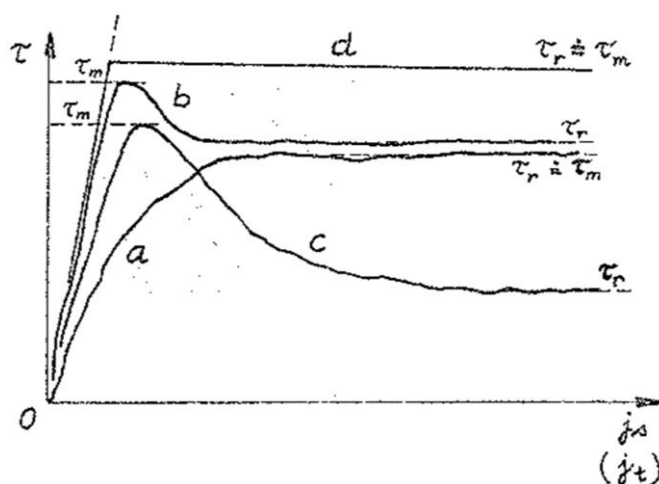
Prokluz je způsoben deformací pneumatiky j_t a posuvu půdy j_s pod pneumatikou. Celková deformace je poté:

$$j = j_s + j_t \quad (30)$$

Posuv půdy v interakci s pneumatikami je velmi složitý a pro jeho přesné určení je potřeba provést měření; (Grečenko, 1994).

Posuv půdy je funkcí smykového napětí (Obr. 22).

Obr. 22 - Závislost smykového napětí na posuvu.



Zdroj: (Grečenko, 1994)

Závislost smykového napětí τ na posuvu j_s nebo deformaci pneumatiky j_t , v terénu zjištěná smýkacím přístrojem na různých podložkách při neměnném kontaktním tlaku q_s .

Jednotlivé křivky popisují závislost smykového napětí na posuvu pro jednotlivé typy půdy. Křivka *a* je pro kyprou kultivovanou půdu. Jedná se o velmi běžný průběh smykového napětí zejména na kyprých (kultivovaných) půdách. Již při malých hodnotách τ dojde k výraznému posuvu a překonání koheze. Křivka *b* je pro suchou zhutněnou půdu s vysokým obsahem jílu. Tento typ křivky je možné naměřit na louce nebo suché zhutněné půdě se značným obsahem jílu. Smykové napětí dosahuje vrcholu při velmi malé hodnotě posuvu. Další posuv probíhá za sníženého smykového napětí. Křivka *c* je charakteristickou pro travní porost s vysokým obsahem vody. Průběh této křivky popisuje průběh smykového napětí a posuvu porostlé půdy s vysokým obsahem spodní vody. Smykové napětí dosahuje vrcholu při malém posuvu a poté monotónně klesá. Křivka *d* znázorňuje velmi tvrdou podložku, jako jsou například skály; (Grečenko, 1994).

8.5. Pneumatiky

Z výše uvedeného vyplývá, že v terénních podmínkách je vhodné použít pneumatiky disponující nízkou plností dezénu. Toto platí pro staticky zatížené kolo, při pohybu kola závisí vhodnost výběru pneumatik na více faktorech popsanych v následujících podkapitolách.

8.5.1. Plnost dezénu

Nižší procentuální zastoupení dezénu na běhounu pneumatiky způsobuje mnohem rychlejší opotřebení dezénu. Při velmi nízkém procentu také způsobí nerovnoměrný chod při otáčení kola. Tím je více namáhané celé pohonné ústrojí vozidla a také má negativní dopad na smykové napětí a s ním spojený posuv. Pneumatiky s méně než 30% plnosti dezénu se v trialech nevyskytují. Využívají se především u závodů Formula offroad, viz Obr. 23. Pneumatiky pro vozidla Formula offroad slouží k pohybu speciálů po písčinych površích v stoupáních převyšujících 45°. Pro jejich správnou funkci je zapotřebí vysoká rychlost otáčení kol a s tím spojené nároky na vysoký výkon motoru; (Grečenko, 1994).

Obr. 23 - Pneumatiky používané pro závody Formula offroad.



Fotografie byla pořízena na závodech u města Stjaer v Dánsku 12.6.2010

Zdroj: archiv autora

8.5.2. Samočištění dezénu pneumatiky

Při otáčení pneumatiky je potřeba, aby docházelo k čištění dezénu. Pneumatiky s vyšším procentuálním zastoupením dezénu mohou mít tuto vlastnost zhoršenou a poté, zejména na površích s vysokým obsahem jílu, dojde k zaplnění dezénu půdou. Pokud jsou mezery dezénu zcela zaplněny půdou, je možné plnost dezénu považovat jako 100%. V tomto případě se pneumatika stává do terénu nevhodná a její vlastnosti jsou velmi zhoršeny. Pro správné čištění dezénu je důležité volit odpovídající rychlost otáčení kol na různých površích. Na sypkých površích dostačuje nízká rychlost, zatímco na mazlavých (jílovitých) je potřeba mnohem vyšší rychlosti otáčení kol k vytvoření dostatečné odstředivé síly.

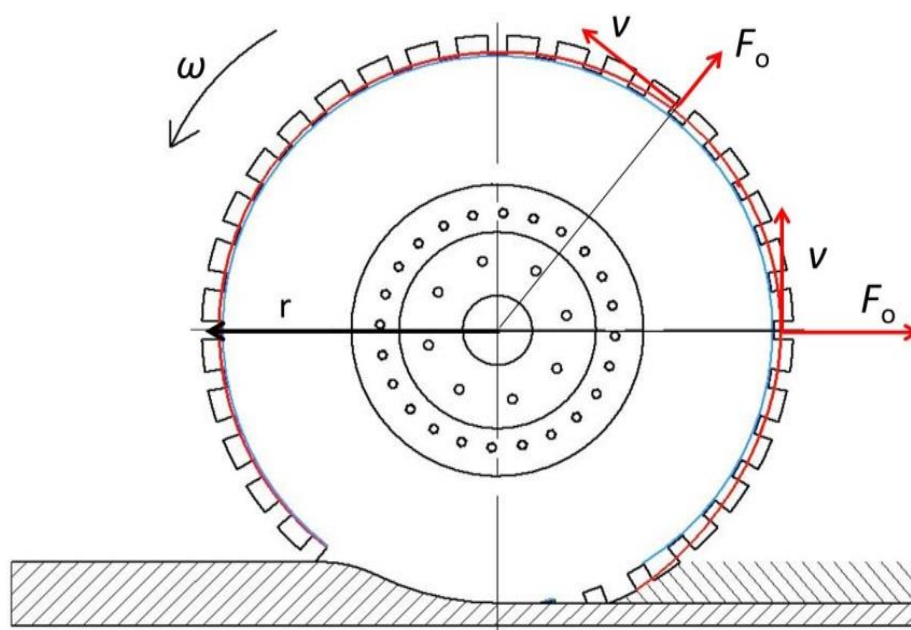
Lepší čištění pneumatik s nižším % dezénu vychází ze vzorce pro odstředivou sílu:

$$F_o = \frac{m \cdot v^2}{r} = m \cdot \omega^2 \cdot r \quad (31)$$

, kde F_o značí velikost odstředivé síly působící na zeminu v mezerách dezénu, m hmotnost zeminu v části dezénu, v^2 rychlost otáčení, r poloměr kola a ω úhlovou rychlost.

Při rovnoměrném nezrychleném otáčení kola můžeme rychlost otáčení a poloměr kola brát jako konstanty. S nižším % dezénu roste hmotnost jednotlivých kusů půdy mezi dezénem, tudíž roste i jejich odstředivá síla. V místě, kde se přestane dotýkat dezén povrchu, je nejvyšší účinnost čištění dezénu. Zde má zemina v dezénu nejvyšší hmotnost a dle vzorce (31) je zde poté největší odstředivá síla. S rostoucím úhlem otočení kola klesá odstředivá síla vlivem postupného úbytku zeminy a tedy její hmotnosti v mezerách dezénu, viz Obr. 24.

Obr. 24 – Schéma čištění dezénu pneumatiky.



Zdroj: archiv autora

Vliv na čištění má také tvar a úhel sklonění zubů dezénu. Výše zmíněné platí pro dezén s nulovým úhlem sklonění zubů. Na měkkém povrchu nejsou průkazné rozdíly, pokud se dezén dobře čistí, ovšem se stoupajícím úhlem zubů se zhoršuje záběr v příčném směru; (Grečenko, 1994).

Dlouholetým testováním týmem Autosema Racing byl stanoven jako ideální kompromis dezén s 30 - 40% plností kvůli jeho čištění pro měkké půdy. Těmto hodnotám odpovídají pneumatiky Lerma Gomme MAXI CROSS, používané na speciálu Olsema. Tyto pneumatiky mají velmi ostrý dezén a tvoří tzv. špunty, viz Obr. 25. Další významná výhoda tohoto typu dezénu je držení směru jízdy při jízdě po vrstevnici (dochází k menšímu bočnímu skluzu než u jiných pneumatik). Díky jejich nízkému % plnosti dezénu mají dostačující samočistící vlastnosti i přes nulový úhel sklonění dezénu.

Obr. 25 - Lerma Gomme 900X16 MAXI CROSS.



Zdroj: archiv autora

8.5.3. Tvrdý podklad

Všechny výše popsané hodnoty přestávají platit na tvrdé podložce, kde menší zastoupení dezénu přechází v nevýhodu. Pokud nedochází k žádnému zaboření zubů dezénu, má význam pouze kontaktní plocha pneumatiky a součinitel tření. Proto je v praxi potřeba najít ideální procentuální zastoupení dezénu na ploše pneumatiky. Na tvrdém podkladu hraje největší roli stavba kostry pneumatiky a její huštění, které podstatně ovlivňuje výslednou velikost kontaktní plochy.

8.5.4. Výška dezénu

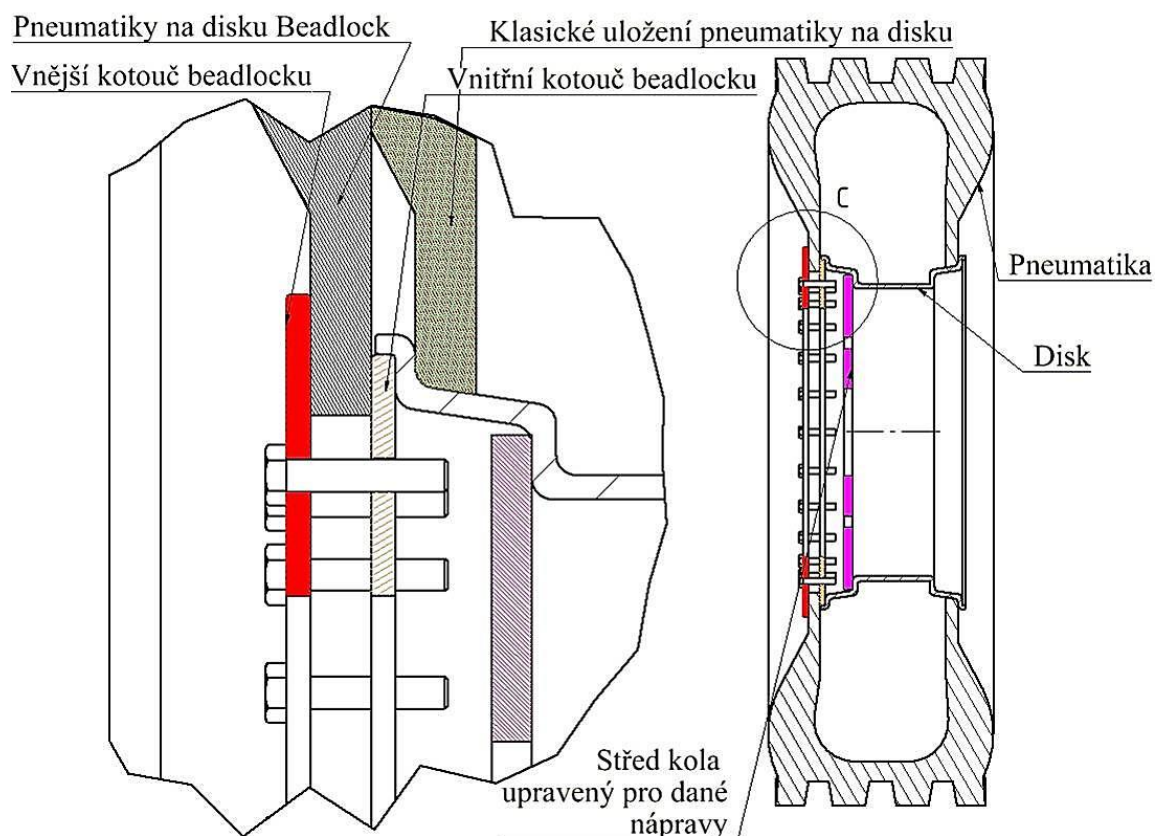
Se vzrůstající výškou dezénu roste i vhodnost použití pneumatik pro měkký a mazlavý terén. Na tvrdém povrchu se ale výrazně (kupř. o 20%) snižuje jejich trakce proti pneumatikám s normální výškou dezénu; (Grečenko, 1994).

8.5.5. Huštění

Jak již bylo popsáno v kapitole 8.2.1. je pro trialové soutěže žádoucí nižší huštění pneumatik. Při velmi nízkých tlacích vzduchu v pneumatikách není vytvářena dostatečná síla na patku pneumatiky a může dojít k jejímu odražení od ráfku a následnému úniku tlaku. Dalším rizikem je možnost prokluzu mezi diskem kola a pneumatikou.

System Beadlock zabraňuje výše zmiňovaným rizikům a umožňuje využívat pneumatiky při nízkých tlacích huštění. Tvoří ho dva kotouče, mezi kterými je pomocí šroubů sevřená patka pneumatiky. Vnitřní kotouč je přivařen k disku a patka pneumatiky se přetáhne přes okraj disku na jeho vnější hranu, viz Obr. 26. Tento zádržný systém stačí použít pouze na vnější straně pneumatiky a to z důvodu působících sil na kolo, které jsou až na výjimky mnohem větší z vnější strany pneumatiky. V posledních letech se již objevil systém beadlocků z obou stran disku, ale jeho výhodnost nebyla prokázána. Pneumatiky jsou používány jako bezdušové i s duší. U větších rozměrů kol se duše v pneumatice časem pootočily, i když nedošlo k prokluzu pneumatiky s diskem. Tým Autosema Racing využíval bezdušová kola od rozměru 39". Pneumatika na Obr. 25 (Lerma Gomme 900X16 MAXI CROSS), která má přibližně 36", byla tudíž používána s duší.

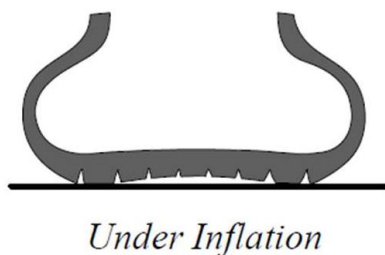
Obr. 26 Systém Beadlock.



Zdroj: archiv autora

Obecně platí, že pro velmi sypké povrchy, jako písek, a pro velmi tvrdé povrchy, jako skály, je dobré nižší huštění pneumatik. U sypkého povrchu vzniká větší kontaktní plocha a dochází k nižšímu boření pneumatiky. Na tvrdých površích vzniká také vyšší kontaktní plocha, pneumatika se přizpůsobí lépe tvaru povrchu a prodlouží tak délku otisku l_p . Pokud je tlak v pneumatikách příliš nízký, dojde k deformaci tvaru kontaktní plochy (viz Obr. 27). Síla na půdu je přenášena spíše po obvodu kontaktní plochy. Tím vzniká možnost deformace dezénu, který tak zejména uprostřed kontaktní plochy ztrácí své hnací vlastnosti; (Jazar, 2008).

Obr. 27 – Deformace pneumatiky při příliš nízkém tlaku huštění.



Zdroj: (Jazar, 2008)

9. Hnací síla a hnací moment

Veškeré předešlé informace jsou nezbytně nutné ke stanovení požadované hnací síly a hnacího momentu, který tvoří zásadní část trakčních vlastností vozidla.

Výpočet hnací síly

Výpočet je prováděn pro vozidlo s pevnou pohonnovou vazbou (kapitola 7.5.), proto můžeme předpokládat, že $F_{h1} = F_{h2}$.

Na Obr. 28 je naznačeno silové schéma Olsemy. Ramena valivého odporu nápravy se určí ze vztahu:

$$\xi_1 = r_{v1} \cdot \psi_1; \quad \xi_2 = r_{v2} \cdot \psi_2 \quad (32)$$

Po úpravě dle předchozích vzorců vyjde vztah:

$$\xi = \frac{\xi_1 \cdot G_1 + \xi_2 \cdot G_2}{G} = r_{v1} \cdot \psi_1 \cdot \frac{c}{L} + r_{v2} \cdot \psi_2 \cdot \frac{d}{L} \quad (33)$$

Můžeme předpokládat, že se rovnají poloměry kol $r_v = r_{v1} = r_{v2}$ a zároveň se také rovnají součinitele valení celého vozidla $\psi = \psi_1 = \psi_2$, poté vznikne zjednodušený vztah; (Grečenko, 1994):

$$\xi = \psi \cdot r_v \cdot \left(\frac{c}{L} + \frac{d}{L} \right) = \psi \cdot r_v \quad (34)$$

Výpočet hnacího momentu

Smyslem výpočtu hnacích sil F_h bývá určení hnacích momentů náprav M_h . Za použití vztahu (15), (16) a (18) pro nulové zrychlení dostaneme konečný vzorec:

$$M_h = F_h \cdot r_v + F_z \cdot \psi \cdot r_v \quad (35)$$

Pro nenulové zrychlení se hnací síla se určí jako:

$$F_h = F_r + F_a \quad (36)$$

, kde síla F_r značí celkové odpory a síla F_a sílu potřebnou ke zrychlení vozidla.

Síla F_a se určí ze vztahu:

$$F_a = m \cdot a \quad (37)$$

, kde m je celková hmotnost vozu a a je zrychlení vozidla.

10. Modelové příklady

Stanovení vstupních podmínek

Tab. 5 Změřené hodnoty.

Změřené hodnoty	Značka	Hodnota
Kontaktní plocha pneumatik ¹	S_0	0,08 m ²
Celková hmotnost vozidla +160kg pro posádku	m	1348 kg
Poloměr kola ²	r_v	0,465

Tab. 6 Zvolené hodnoty.

Zvolené hodnoty	Značka	Hodnota
Součinitel valení pro strniště ³	ψ	0,8
Soudržnost (koheze) ³	c	8 kPa
Úhel vnitřního tření ³	φ	31°
Součinitel ³	f	0,7
Zrychlení na rovině	a	5 m/s ²
Zrychlení do svahu	a	2 m/s ²
Úhel sklonu svahu	β	45°

Tab. 7 Vypočtené hodnoty.

Vypočtené	Značka	Hodnota
Celková gravitační síla	G	13224N
Síla působící na jedno kolo ⁴	F_z	3306 N
tg φ	tg φ	0,6
Plnost dezénu ⁵	p_d	35%

Výpočet je prováděn pro vozidlo s pevnou pohonnovou vazbou (kapitola 7.5.), poté je možné uvažovat, že:

$$F_{h1} = F_{h2}; \quad F_h = 4 \cdot F_{h1}; \quad M_{hcelk} = 4 \cdot M_{hi}$$

¹ Plocha byla stanovena měřením délky a šířky dezénu ve styku s povrchem na tvrdé podložce, viz příloha 2A

² Poloměr kola byl zvolen jako r (poloměr nezátíženého kola)

³ Hodnota určena podle Grečenka (1994)

⁴ Síla působící na jedno kolo byla stanovena z celkové gravitační síly dle vzorce $F_z = G/4$

⁵ Výpočet plnosti dezénu dle výkresu stopy v příloze 2A

I. Hnací síla na jedno kolo pro vozidlo na rovině za pohybu s konstantní rychlostí a nulovým zrychlením.

$$F_a = 0 \text{ N}; \quad F_h = F_r \text{ [N]}$$

$$F_{h1} = F_z \cdot \psi = 3306 \cdot 0,08 = 264,48 \text{ N}$$

Pozn.: Pro případ I, II a IV celkový odpor valení $F_r = 4 \cdot F_h = 4 \cdot 264,48 = 1058 \text{ N}$

Výpočet potřebného celkového hnacího momentu

$$M_{hi} = F_h \cdot r_v = 264,48 \cdot 0,465 = 123 \text{ Nm};$$

$$M_{hcelk} = 4 \cdot M_{hi} = 492 \text{ Nm}$$

II. Hnací síla na jedno kolo pro vozidlo na rovině za pohybu s nenulovým zrychlením.

$$F_a = m \cdot a = 1348 \cdot 5 = 6740 \text{ N}$$

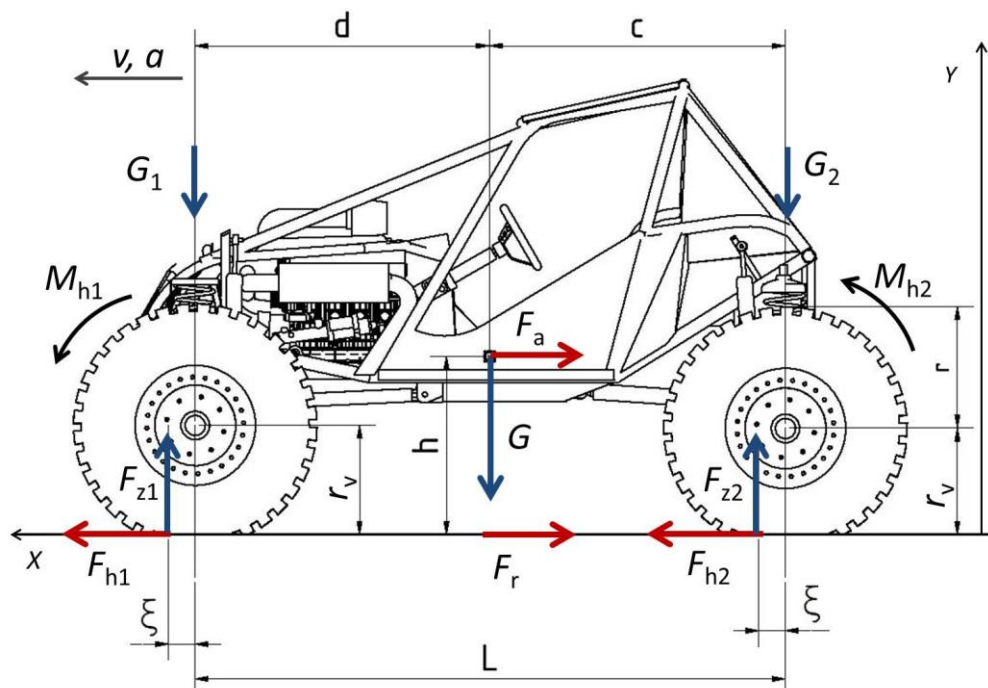
$$F_h = F_r + F_a = 264,48 + 6740 = 7004,48 \text{ N}$$

Výpočet potřebného celkového hnacího momentu

$$M_{hi} = F_h \cdot r_v = 7004,48 \cdot 0,465 = 3257 \text{ Nm};$$

$$M_{hcelk} = 4 \cdot M_{hi} = 13028 \text{ Nm}$$

Obr. 28 - Silové schéma vozu; (upraveno: Grečenko, 1994).



Zdroj: archiv autora

III. Kotvící síla na jedno kolo pro vozidlo na svahu.

$$F_{Rm} = (1 - p_d) \cdot (S_0 \cdot c + F_z \cdot \operatorname{tg} \varphi) + p_d \cdot F_z \cdot f \quad [N]$$

Kotvící síla na jednom kole

$$F_{Rm} = (1 - 0,35) \cdot (0,08 \cdot 8000 + 3306 \cdot 0,6) + 0,35 \cdot 3306 \cdot 0,7 = 2515,3 \text{ N}$$

Maximální úhel svahu kotvící síly pro pneumatiky Lerma Gomme 900X16 MAXI CROSS

$$\beta = \sin^{-1} \frac{F_{Rm}}{F_z} = \sin^{-1} \frac{2515,3}{3306} = 49,5^\circ$$

Pro zatížení jednotlivých kol volím opět $F_z = 3306 \text{ N}$, jako průměrnou hodnotu. Toto zatížení však nepůsobí na žádné kolo. Vzhledem k tomu, že jsou kola přední nápravy odlehčena a kola zadní nápravy více zatížena, lze pro výpočet použít jejich průměrnou hodnotu zatížení. Tvrzení vychází ze zákona o zachování hmotnosti.

IV. Hnací síla na jedno kolo pro vozidlo na svahu za pohybu s nenulovým zrychlením.

$$F_h = F_z \cdot \sin \beta + F_r + F_a \quad [N];$$

$$F_a = m \cdot a = 1348 \cdot 2 = 2696 \text{ N}$$

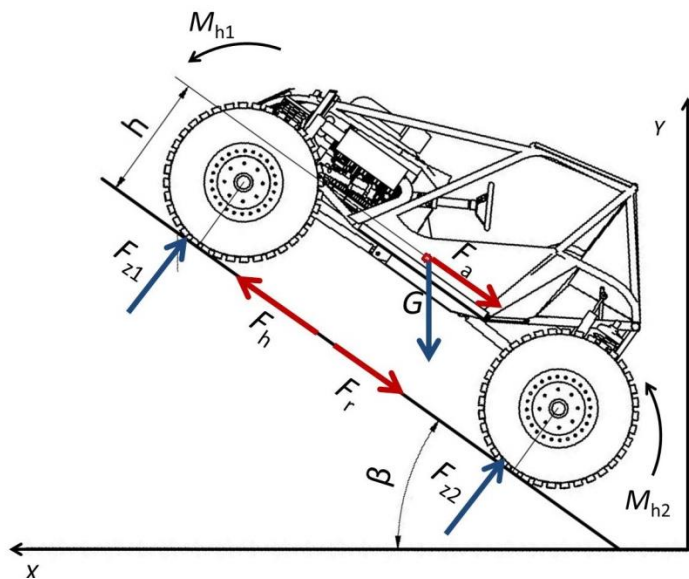
$$F_{h1} = 3306 \cdot \sin 45 + 264,48 + 2696 = 5298,2 \text{ N}$$

Výpočet potřebného celkového hnacího momentu

$$M_{hi} = F_h \cdot r_v = 5298,2 \cdot 0,465 = 2464 \text{ Nm};$$

$$M_{h\text{celk}} = 4 \cdot M_{hi} = 9856 \text{ Nm}$$

Obr. 29 - Silové schéma vozu na svahu s úhlem sklonu β ; (upraveno: Grečenko, 1994).



Zdroj: archiv autora

11. Diskuze

Pro přesné ověření výsledků výpočtů by bylo zapotřebí provést řadu měření, která jsou velmi obsáhlá a složitá zejména z důvodu stanovení parametrů půdy. Ze zkušeností autora této bakalářské práce je ovšem možné dosažené výsledky považovat za přijatelné.

Off-road trialové soutěže jsou velmi rozmanité, jak z hlediska typů povrchů, tvaru i vlastností různých překážek a proto je potřeba klást důraz na univerzalitu vozidel. Zkonstruovat univerzální speciál pro všechny terénní podmínky je nemožné. Olsema je jedním z nejvíce univerzálních speciálů ve své třídě. Švédský konstruktér Lars Dahl, postavil Olsemu s nadčasovou koncepcí na konci roku 2002, po více jak pěti letech vývoje. Dnes Dahl postavil již více jak 20 prototypů se stále stejnou koncepcí a s velmi nepatrnými změnami konstrukce karoserie. Olsema se odlišuje od těchto vozů tím, že byla postupem času stále vyvíjena a disponuje velkou řadou úprav od nepatrných až po největší, jako je např. výkonnější motor s vyšším točivým momentem a s tím nutně spojené zesílené pohonné ústrojí. Je důležité poznamenat, že úpravy nezpůsobily k navýšení celkové hmotnosti vozidla. Závodní speciály identické koncepce jsou označovány názvem Spider, podle jejich pohybu v terénu a tvaru karoserie; (Dahl, 2006), (Autosema Racing, 2014).

Z modelových příkladů vychází možnost zlepšení parametrů vozidel snížením potřebného hnacího momentu. Toho mohou dosahovat vozidla s nižší hmotností, kterou je možné dosáhnout použitím jednomístné konstrukce karoserie, viz příloha 3A. Hmotnostní úbytek jednomístných vozidel typu Spider ovšem nepřevyšuje 10% z celkové hmotnosti speciálu Olsema. Dalším parametrem pro lepší výsledky může být např. rozvor nebo rozchod. Při zachování výšky těžiště se zvyšující se délkou rozvoru roste stabilita, ale výrazně klesá hodnota přechodového úhlu. Nárůst stability v závislosti na zvyšující se délce rozchodu má pro změnu za následek pokles manévrovatelnosti. Těchto příkladů je možné nalézt nespočet.

Komplexní porovnání parametrů závodních off-road vozidel je velmi obtížné. Každý jezdec dle svých schopností upřednostňuje jiné vlastnosti vozu. Proto vozidlo se špičkovými parametry nemusí nutně obsazovat přední pozice. Při závodech hraje nejdůležitější roli řidič, jeho schopnosti a psychika. Na řidiče jsou během závodů kladeny vysoké nároky, zejména při ovládnutí vozidla v kategorii prototyp. Proto část funkcí, které přímo neovlivňují pohyb vozidla, zastává spolujezdec. S tím se pojí nevýhoda jednomístných speciálů, kdy řidiči vozidel dělají mnohem častěji chyby, které se poté podepisují na konečných výsledcích

závodů. Na druhém místě v cestě za dobrým výsledkem je spolehlivost techniky. Spolehlivost je velmi zásadní faktor, který se řeší ve všech motoristických soutěžích. Až na třetím místě jsou výše posuzované parametry trialových speciálů, mezi které je potřeba také zařadit ergonometrii ovládání vozidla a výhled posádky na jednotlivé části vozidla. V tomto ohledu je nejvýhodnější řešení karoserie vozidel typu Spider, kde má řidič možnost přímého sledování všech čtyř kol.

Závěr

V práci je dosaženo stanovených cílů. Ucelený přehled hlavních konstrukčních a trakčních parametrů trialových speciálů obsahuje údaje vybrané na základě světové literatury, vědeckých článků a publikací, konzultace s konstruktéry z České republiky a dalších států Evropy. Při posouzení a zhodnocení všech podkladů velice přispěla autorova více než 10 letá praxe v daném oboru, jak z pozice konstruování trialových speciálů, tak i z pozice jezdce v týmu Autosema Racing.

Na začátku práce došlo k vysvětlení pojmů off-road a začlenění trialových soutěží a vozidel do širšího spektra typů využívání off-road vozidel. Poté došlo k vysvětlení pojmu trialových soutěží a byla stručně představena technika, v nich používaná. Jako příkladové vozidlo byl zvolen speciál Olsema, zástupce nejvyšší kategorie.

Pro jednoznačnost určení polohy vozidla, které bylo nezbytné pro následující hodnocení nalezených parametrů, byl zaveden systém souřadnice. V práci byly dále hledány parametry, které ovlivňují průchodnost terénem. Byly vytvořeny dvě hlavní skupiny parametrů.

První skupina byla sestavena ze statických vlastností vozidla. Prvním řešeným parametrem byla poloha těžiště s odkazem na její stanovení. S ní spojená celková hmotnost vozidla a hmotnost jednotlivých komponentů. Dále byly řešeny především konstrukční prvky, jako jsou rozměry vozidla, druhy náprav a jejich typ zavěšení s odkazem na křížení náprav a schopnost kopírovat terén. Poslední ze statických vlastností vozidla byla zvolena manévrovatelnost, jako velmi podstatný údaj o trialových speciálech.

Druhou skupinu vytvořily vlastnosti dynamické, jakožto odpory působící na vozidlo pohybující se terénem a schopnost půdy a pneumatik přenášet hnací moment. Tyto vlastnosti byly definovány za použití vědního oboru terramechanika.

Na závěr byly vytvořeny modelové příklady pro výpočet hnací síly. Vstupní hodnoty byly stanoveny měřením, výpočty a odbornou literaturou.

Autor, v době jeho aktivní off-road trialové jezdecké kariéry, měl možnost testovat řadu vozidel zastupující všechny kategorie, mimo kategorii Standard. S těmito speciály dosáhl během pěti let třikrát na titul mistra Evropy, jednou na titul vicemistra a na mnoho dalších ocenění. Také se mu podařilo, jako prvnímu v Evropě, obhájit titul v nejvyšší a nejprestižnější kategorii Prototyp právě s vozidlem Olsema. Na základě těchto dosažených úspěchů si dovoluje tvrdit, že jeho závěry a zjištění jsou v tomto oboru důvěryhodné a v praxi platné.

Olsema byla pro tuto práci zvolena, jako ideální zástupce trialových vozidel, s ohledem na její vysokou univerzálnost, která umožňovala dosahovat vítězství v soutěžích jak ve Skandinávii tak střední či jižní Evropě. Tyto soutěže se odehrávaly na různých typech terénu jako např. na skalách a kamenech, bahnitých či prašných oblastech, na písku nebo tvrdých zeminách. Heterogenita terénních povrchů je rozsáhlá a během jednoho závodu se většinou vystřídá hned několik z nich. Zejména pro dlouhé výjezdy a pro překonávání bažin s vysokým obsahem jílu je možné nalézt vhodnější vozidla než speciál Olsema, ale vždy ztrácejí v jiných parametrech a tyto nedostatky se v průběhu závodu prokážou.

Pro ostatní kategorie vozidel (O, S, M, PM) rovněž platí dosažené závěry. Jejich konstrukce jsou však omezeny technickými pravidly, a nedosahují lepších parametrů v porovnání se speciály kategorie Prototyp.

Je možné říci, že vozidla podobné konstrukce, jako je speciál Olsema dnes tvoří špičku startovního pole v kategorii Prototyp. Dnes se již ale objevují spekulace o nové koncepci, která by měla mít lepší parametry zejména v nižší poloze těžiště, vyšším výkonu motoru, hmotnosti atd. Tento projekt je inspirován především trialovými soutěžemi ze zámoří. S tématem evropských trialových soutěží se v odborných literaturách příliš nesetkáme, proto může být tato práce velkým přínosem pro vývoj nových trialových speciálů.

Reference

Autosema Racing. 2014. Rallycross | Offroad trial Team. *Autosema Racing*. [Online] Autosema Racing, 2014. <http://www.autosema.cz/>.

Classic Unimogs. 2010. VEHICLE SPECS: VOLVO C303 / TGB 11. *Classic Unimogs*. [Online] 2010. http://classicunimogs.com/specs_volvo_c303.html.

Crolla, D.A. 2009. *Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body*. 1. Ed. 850s. Oxford (UK) : Butterworth-Heinemann, 2009. ISBN: 978-3895783715.

ČSN 30 0026. 1979. Základní automobilová názvosloví - ROZMĚRY VOZIDEL: Definice základních pojmů. Praha : Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1979. MDT 629.113.071:001.4.

Dahl, Lars. 2006. Teknik. *Yellow Spider*. [Online] 2006. <http://yellowspider.se/teknik.html>.

Gillespie, Thomas D. 1992. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. 1. Ed. 519s. Warrendale (PA) : Society of Automotive Engineers Inc, 1992. ISBN: 978-1560911999.

Grečenko, Alexandr. 1969. *Funkční vlastnosti traktorů (poznámky k přednáškám)*. 202s. Praha : Státní pedagogické nakladatelství Praha, 1969. Číslo publikace: 1403 - 6871.

Grečenko, Alexandr. 2010. *Thrust and slip of a low-pressure tire on compressible ground by the compression-sliding approach*. *Journal of Terramechanics*. 2010, 47(4): 249-259. Dostupné také z <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022489810000029>.

Grečenko, Alexandr. 1995. *Tyre footprint area on hard ground computed from catalogue values*. *Journal of Terramechanics*. 1995, 32(6): 325-333. Dostupné také z <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0022489896000031>.

Grečenko, Alexandr. 1994. *Vlastnosti terénních vozidel*. 118s. Praha : VŠZ, 1994. ISBN: 80-213-0190-2.

Jazar, N.Reza. 2008. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. 1015 s. Boston (USA) : Springer, 2008. ISBN: 978-0-387-74243-4.

Karafiath, L. L. a Nowatzki, E. A. 1978. *Soil Mechanics for Off-Road Vehicle Engineering*. 1. Ed. 516s. Clausthal, (DE) : Trans Tech Publications, 1978. ISBN: 0-87849-020-5.

Lerma Gomme. 2014. 900X16 MAXI CROSS RIC. 124J. *Lerma Gomme*. [Online] 2014. <http://www.lermagomme.it/site/index.php/shop2/pneumatici/rf90016maxi-detail>.

Off-road club Czech. 2014. NÁRODNÍ PRAVIDLA PRO MČR. *Offroadtrial*. [Online] 2014. http://www.offroadtrial.cz/docs/pravidla_2014/narodni_techicka_pravidla_2014.pdf.

Papež, Martin. 2015. *Úprava podvozku terénního*. [Online] Pardubice : Univerzita Pardubice, 2015.

Dostupné z https://dk.upce.cz/bitstream/handle/10195/60078/Pape%C5%BEM_%C3%9Apra_vapodvozku_JP_2015.pdf?sequence=2&isAllowed=y.

Podešva, Jiří. 1959. *Základy mechaniky. E-learningové prvky pro podporu výuky odborných a technických předmětů*. [Online] 1959.

http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/ZMech/CD_Zaklady_mechaniky/text/ZM03_teziste.pdf
f. cČNB: 978-80-248-1519-0.

Schwanghart, H. 1991. *Measurement of contact area, contact pressure and compaction under tires in soft soil*. *Journal of Terramechanics*. 1991, 28(4): 309-318.

Dostupné také z <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/002248989190012U>.

Švígler, Jaromír. 2013. *Mechanika vozidel*. [Online] Plzeň : autor neznámý, 2013. Dostupné z <http://www.kme.zcu.cz/download/predmety/468-mechanika-vozidel.pdf>.

Swearingen, John J. 1962. *Determination of centers of gravity of man*. [Online] Oklahoma : Federal aviation agency, 1962.

Dostupné z https://www.faa.gov/data_research/research/med_humanfacs/oamtechreports/1960s/media/AM62-14.pdf.

Uys, P. E., Els, P. S. a Thoresson, M. J. 2006. *Criteria for handling measurement*. *Journal of Terramechanics*. 2006, 43(1): 43-67. Dostupné také z

<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022489804000916>.

Vaněk, Ludvík. POLOHA TĚŽIŠTĚ AUTOMOBILU. *SlidePlayer*. [Online]

<http://slideplayer.cz/slide/4899713/>.

Vlk, František. 2003. *Dynamika motorových vozidel*. 2. Ed. 432s. Brno : Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2003. ISBN: 8023900242.

Wong, J. Y. 2008. *Theory of ground vehicles*. 4. Ed. 592s. Ottawa (CAN) : Wiley, 2008. ISBN: 978-0470170380.

Wong, J. Y. 2009. *Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering*. 2. Ed: Terrain Behaviour, Off-Road Vehicle Performance and Design. 488s. místo neznámé : Wiley, 2009. ISBN: 978-0750685610.

Seznam obrázků

Obr. 1 – Trialové speciály týmu Autosema Racing v letech 2013 – 2014.	7
Obr. 2 - Třírozměrné souřadnice.	9
Obr. 3 - Souřadnice svahu.	10
Obr. 4 - Stanovení polohy těžiště v ose X a Y.	14
Obr. 5 - Stanovení polohy těžiště v ose Z.	15
Obr. 6 – Kolová váha Caravan weight control.	16
Obr. 7 - Rozměry vozidla dle ČSN 30 0026.	20
Obr. 8 - Rozměry vozidla dle ČSN 30 0026.	20
Obr. 9 - Rozměry Olsemy dle ČSN 30 0026 a poloha těžiště v ose X a Y.	21
Obr. 10 - Rozměry Olsemy dle ČSN 30 0026 a poloha těžiště v ose Z.	22
Obr. 11 - Rozměry karoserie Olsemy.	22
Obr. 12 - Rozměry přechodových úhlů Olsemy.	23
Obr. 13 – Ukázka křížení náprav Olsemy.	25
Obr. 14 – Koncový převod se změnou směru otáčení.	27
Obr. 15 - Koncový převod se změnou směru otáčení.	27
Obr. 16 - Dráhy jednotlivých kol při průjezdu zatáčkou.	30
Obr. 17 - Délka otisku pneumatiky s povrchem; (upraveno: Grečenko, 1994).	31
Obr. 18 - Schéma otisku závodní pneumatiky Lerma Gomme 900X16 MAXI CROSS pro stanovení styčné plochy.	32
Obr. 19 - Vnitřní odpor valení na tvrdé podložce; (upraveno: Grečenko, 1994).	33
Obr. 20 - Vnější odpor valení; (upraveno: Grečenko, 1994).	34
Obr. 21 - Stupně zaboření kola; (upraveno: Grečenko, 1994).	37
Obr. 22 - Závislost smykového napětí na posuvu.	38
Obr. 23 - Pneumatiky používané pro závody Formula offroad.	40
Obr. 24 – Schéma čištění dezénu pneumatiky.	41
Obr. 25 - Lerma Gomme 900X16 MAXI CROSS.	42
Obr. 26 Systém Beadlock.	44
Obr. 27 – Deformace pneumatiky při příliš nízkém tlaku huštění.	44
Obr. 28 - Silové schéma vozu; (upraveno: Grečenko, 1994).	47
Obr. 29 - Silové schéma vozu na svahu s úhlem sklonu β ; (upraveno: Grečenko, 1994).	48

Seznam tabulek

Tab. 1 - Úhly svahu β a hodnoty stoupání s	10
Tab. 2 - Označení stoupání.	11
Tab. 3 - Závislost vnitřního součinitele valení na huštění pneumatik.	33
Tab. 4 - Příklady hodnot parametrů c a φ	35
Tab. 5 Změřené hodnoty.....	46
Tab. 6 Zvolené hodnoty.....	46
Tab. 7 Vypočtené hodnoty.	46

Seznam použitých symbolů

v_x	m.s ⁻¹	Rychlost pohybu vozidla
v_t	m.s ⁻¹	Teoretická rychlost pohybu vozidla
X	-	Osa X
Y	-	Osa Y
Z	-	Osa Z
α	°	Úhel odklonu od spádnice
β	°	Úhel svahu
s	%	Stoupání absolutně
F_z	N	Zatížení jednotlivých kol
L	m	Rozvor
K	m	Rozchod
d, d'	m	Vzdálenost stopníku přední nápravy a těžiště vozu v ose X
c, c'	m	Vzdálenost stopníku zadní nápravy a těžiště vozu v ose X
u	m	Vzdálenost stopníku kol na pravé straně nápravy a těžiště vozu v ose Z
v	m	Vzdálenost stopníku kol na levé straně nápravy a těžiště vozu v ose Z
h	m	Výška těžiště od podložky
h_z	m	Výška zdvihu kola od podložky
m	kg	Hmotnost
x	m	Vzdálenost na ose X
F'_h	N	Potřebná hnací síla k překonání odporů
F_t	N	Síla vzniklá třením
f	-	Součinitel tření
μ_x	-	Součinitel záběru pneumatik
G	N	Gravitační síla
ω	ot.min ⁻¹	úhlovou rychlost kol
r_v	m	Poloměr pneumatiky v místě styku s povrchem
r	m	Poloměr nezatížené pneumatiky
κ	-	Rozdělení hnacího momentu
M_h	Nm	Hnací moment
F_h	N	Tahová síla
S_0	m ²	Styčná plocha pneumatiky
q_s	Pa	Kontaktní tlak

b_p	m	Šířka stopy pneumatiky
l_p	m	Délka stopy pneumatiky
F_{ri}	N	Vnitřní odpor valení
F_{ts}	N	Suvný odpor
F_{zh}	N	Bezztrátová hnací síla
ξ_i	m	Rameno vnitřního valivého odporu
ψ_i	-	Vnitřní součinitelem valení
F_{re}	N	Vnější odpor valení
ψ_e	-	Vnější součinitelem valení
ψ	-	Celkový součinitelem valení
ξ	-	Rameno celkového odporu
τ_m	kPa	Smyková pevnost půdy
c	kPa	Soudržnost (koheze) půdy
φ	°	Úhel vnitřního tření v půdě
F_{Rm}	N	Kotvicí síla
p_d	%	Plnost dezénu
F_{zd}	N	Sílu přenášená na zuby a mezery dezénu
f	kPa	Parametr ve vztahu zabořených zubů s půdou
μ_{m0}	-	Součinitel adheze
t_s	m	Výška dezénu
t'_s	m	Hloubka zaboření dezénu
f_0	-	Součinitel tření s půdou
δ	-	Prokluz
v_δ	m.s ⁻¹	Prokluzová rychlost
j	m	Celková deformace
j_s	m	Posuv půdy pod pneumatikou
j_t	m	Deformace pneumatiky
F_o	N	Odstředivá síla
F_a	N	Akcelerační síla
F_r	N	Celkový odpor

Seznam příloh

Příloha 1A: Sjezd svahu s úhlem klesání $\beta=70^\circ$.



Zdroj: archiv autora

Příloha 1B: Pohyb po vrstevnici svahu o úhlu naklonění $\beta=45^\circ$.



Zdroj: archiv autora

Příloha 3A: Přechodový úhel.

Jednomístné vozidlo typu Spider.



Zdroj: http://pirate4x4.no/gallery3/index.php/Boras/IMG_4697

Příloha 3B: Přechodový úhel.



Zdroj: archiv autora

Příloha 4A: Ukázka křížení trialového speciálu Olsema na rozbředlém jílovitém povrchu.



Zdroj: Ondřej Čapka, archiv autora

Příloha 4B: Ukázka extrémního křížení trialového speciálu Olsema.



Zdroj: archiv autora

Příloha 5A: Neodpružená hmotnost.

Vysoké procentuální zastoupení neodpružené hmotnosti na hmotnosti celého vozidla může mnohdy zapříčinit setrvání vozidla na kolech.



Zdroj: Valentýna Nowá, archiv autora

Příloha 5B: Neodpružená hmotnost.

Další příčinou setrvání vozidla na kolech může být odstředivá síla způsobená jízdou a směrem záběru pneumatik.



Zdroj: archiv autora