



STUDIE LEHKÉHO TERÉNNÍHO VOZIDLA SE SPECIÁLNÍM PODVOZKEM

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 3901T003 – Aplikovaná mechanika
Autor práce: **Bc. Martin Holub**
Vedoucí práce: doc. Ing. Miroslav Šír, CSc.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení	Martin Holub
Studijní program	N 2301 Strojní inženýrství
Studijní obor	3901T003 Aplikovaná mechanika
Zaměření	Inženýrská mechanika

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje diplomová práce na téma:

Studie lehkého terénního vozidla se speciálním podvozkem

Zásady pro vypracování:

(uveďte hlavní cíle diplomové práce a doporučené metody pro vypracování)

1. Vypracujte studii lehce kapotovaného vozidla s trubkovým rámem a spalovacím motorem 250 ccm s minimální výškou těžiště soustavy stroj + jezdec.
2. Respektujte půdorys standardní čtyřkolky ATV.
3. Pevnou zadní nápravu a zkrácené přední rovnoběžníkové (nebo lehce lichoběžníkové) polonápravy opatříte systémem pružení a tlumení podle patentového spisu ČR č. 303603. Uvažujte zdvih náprav min. 200 mm.
4. Uvažujte poloaktivní provedení náprav k eliminaci příčného náklonu v zatáčkách a podélného náklonu při brždění a akceleraci; specifikujte parametry příslušných pohonů.
5. Navrhněte parametry pružin a tlumičů ve všech závěsech.
6. Kontrolujte ozubení ozubených segmentů a hřebenů v závěsech.



Forma zpracování diplomové práce:

- průvodní zpráva: Písemná
- přílohy: Virtuální model vozidla v systému Solid Edge.

Seznam literatury (uveďte doporučenou odbornou literaturu):

Patentový spis ČR č. 303603 "Závěs kola vozidla, zvláště vozidla pro jízdu v nerovném terénu."

Brát V., Rosenberg J., Jáč V.: Kinematika, SNTL Praha, 1987.

Brousil J., Slavík J., Zeman V.: Dynamika, SNTL Praha 1989.

Juliš K., Brepta R. a kol.: Mechanika I. díl, SNTL Praha 1986.

Juliš K., Brepta R. a kol.: Mechanika II. díl, SNTL Praha 1987.

Bolek A., Kochman J. a kol.: Části strojů, 1. svazek, SNTL Praha 1989.

Bolek A., Kochman J. a kol.: Části strojů, 2. svazek, SNTL Praha 1990.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Šír, CSc.

Konzultant diplomové práce:

L. S.

prof. Ing. Miroslav Václavík, CSc.

doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.

vedoucí katedry

děkan

V Liberci dne 6. 11. 2013

Platnost zadání diplomové práce je 15 měsíců od výše uvedeného data. (v uvedené lhůtě je třeba podat přihlášku ke SZZ). Termíny odevzdání diplomové práce jsou určeny pro každý studijní rok a jsou uvedeny v harmonogramu výuky.



Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

Poděkování

Na tomto místě bych především rád poděkoval vedoucímu své diplomové práce, panu doc. Ing. Miroslavu Šírovi CSc, za cenné připomínky a jeho čas, který mi při psaní práce věnoval. Dále mé poděkování patří otci Miroslavovi a přítelkyni Martině za jejich podporu a pomoc při studiu. V neposlední řadě poděkování patří pracovníkům TUL, kteří mne naučili vědomostem, jež jsem mohl při psaní diplomové práce upotřebit.

Anotace

Diplomová práce je založena na konstrukční úpravě lehkého terénního vozidla se záměrem snížení polohy těžiště vozu. Součástí úprav je použití speciálních závěsů kol dle patentového spisu ČR č. 303603 s možností regulace světlé výšky a náklonu rámu vozidla. Práce má za úkol posoudit proveditelnost zmiňovaných úprav a posléze vytvořený konstrukční model podrobit analýzám pro akceleraci a brzdění vozu.

Klíčová slova:

Terénní vozidlo, zavěšení kol, podvozek, výška těžiště, světlá výška

Annotation

The dissertation is based on the design modification light terrain vehicle with purpose lowering position center of gravity. The adjustments include application the special wheel suspensions by patent ČR č. 303603 with possibility of regulation ground clearance and tilt of vehicle chassis. The target of this thesis is to assess feasibility mentioned adjustments and then created model subject to analysis of acceleration and braking vehicle.

Key words:

Terrain vehicle, wheel suspension, carriage, height of center of gravity, ground clearance

Obsah

Úvod	10
Vznik a vývoj čtyřkolky	10
1 Návrh lehkého terénního vozidla se sníženým těžištěm.....	11
1.1 Záměr úpravy lehkého terénního vozidla	11
1.2 Stručné seznámení s patentovým spisem ČR č. 303603.....	11
1.3 Požadavky na konstrukci	12
1.4 Hlediska pro konstrukční návrh ATV	14
1.5 Celkové uspořádání ATV	15
1.5.1 Umístění jezdce	16
1.5.2 Uspořádání náprav vozidla	16
1.5.3 Zástavba motoru s příslušenstvím	17
2 Konstrukce a tvorba CAD modelů podsestav ATV	18
2.1 Rám s příslušenstvím	18
2.1.1 Rám (chassis).....	18
2.1.2 Motor (engine).....	19
2.1.3 Sedadlo (seat)	21
2.1.4 Palivová nádrž (fuel tank)	21
2.1.5 Chladič motoru (radiator)	21
2.1.6 Akumulátor (battery)	22
2.1.7 Světlomety (head lights).....	22
2.2 Zadní náprava	22
2.2.1 Zadní osa (rear axle).....	23
2.2.2 Příruba kola (rear axle hub).....	23
2.2.3 Příruba brzdového kotouče (brake rotor hub).....	24
2.2.4 Příruba řetězového kola (spocket hub)	24
2.2.5 Řetězové kolo (rear spocket)	24
2.2.6 Brzdový kotouč (rear axle housing)	25
2.2.7 Ložiskový domek (rear axle housing)	25
2.2.8 Ložiska (bearings)	25
2.2.9 Brzdový třmen (brake caliper).....	25
2.3 Přední náprava	26
2.3.1 Rejdovné čepy (front spindle)	26
2.3.2 Náboj kola (front hub)	26
2.3.3 Brzdový kotouč (front brake rotor)	27
2.3.4 Kloub řízení (ball joint)	27
2.3.5 Kloub závěsu rejdovného čepu (ball joint).....	27

2.3.6	Brzdový systém (front brake assembly)	28
2.4	Pneumatiky a disky	28
2.4.1	Značení	29
2.4.2	Použité pneumatiky a disky	30
2.5	Řízení	30
3	Rozbor hmotnosti a zatížení náprav	31
3.1	Moment setrvačnosti jezdce s výstrojí	32
4	Předpoklady a zásady pro návrh zavěšení kol	33
4.1	Snížení hmotnosti neodpružených hmot	33
4.2	Zástavba pružící a tlumící jednotky	33
4.3	Náhon zadní nápravy	35
4.4	Geometrie a řízení předních kol	37
5	Závěs zadní nápravy	38
5.1	Konstrukční návrh	38
5.1.1	Původní konstrukční návrh závěsu	38
5.1.2	Výsledný konstrukční návrh závěsu	39
5.2	Výpočet řetězového převodu	41
5.3	Kinematika závěsu	42
5.4	Silová rovnováha na závěsu	45
6	Závěsy předních kol	47
6.1	Varianty návrhu umístění pružící a tlumící jednotky	47
6.2	Konstrukční návrh zavěšení předních kol	48
6.3	Kinematika závěsu	51
6.4	Silová rovnováha závěsu předního kola	53
7	Výpočet parametrů tlumičů	55
7.1	Zadní náprava	55
7.2	Přední náprava	56
8	Hodnoty vlastních frekvencí	57
8.1	Vstupní parametry výpočtu a výpočet:	58
9	Dynamika lehkého terénního vozidla	61
9.1	Přední závěs	62
9.2	Závěs zadní nápravy	63
9.3	Dynamika brzdění na mezi adheze	65
9.3.1	Vyšetření předního závěsu	69
9.3.2	Vyšetření zadního závěsu	70
9.4	Dynamika akcelerace na mezi adheze	72
9.4.1	Potřebný výkon a trakční síla vozu	75
9.4.2	Vyšetření předního závěsu	76

9.4.3	Vyšetření zadního závěsu	77
10	Pevnostní výpočty vybraných partií závěsů	78
10.1	Kontrola spoje předního ozubeného kola a hřídele (drážkování)	78
10.2	Kontrola spoje zadního ozubeného kola a hřídele (drážkování)	79
10.3	Kontrola záběrů ozubeného kola a hřebene	80
10.3.1	Záběr ozubeného kola a hřebene u přední nápravy	81
10.3.2	Záběr ozubeného kola a hřebene u zadní nápravy.....	82
11	Ochranné prvky ozubení.....	84
	Závěr	85
	Seznam použité literatury a odkazů.....	87
	Seznam příloh	88
	Seznam virtuálních příloh.....	88
	Přílohy	89

Úvod

V roce 1998 se do Čech dostávají první čtyřkolky, které si u svých majitelů rychle získávají oblibu. Jedná se o stroje vhodné do terénu používané jak pro práci, tak pro volnočasové sportovní aktivity. Nevýhodou těchto vozidel bývá však vysoká poloha jejich těžiště a tudíž i nepříliš dobrá stabilita. Vysoká poloha těžiště je zpravidla dána použitím lichoběžníkového zavěšení kol s dlouhými závěsy s ohledem na možnost velkého propružení a vysokou světlou výškou vozu. Právě tyto parametry jsou však pro provoz vozidla v terénu nezbytné. Cílem této práce je výběr vhodného způsobu zavěšení kol lehkého terénního vozidla s ohledem na možnost pohybu v terénu tak, aby bylo možné co nejvíce snížit polohu těžiště vozu. Takto vytvořený konstrukční model bude následně podroben několika analýzám, jež charakterizují různé případy dynamického zatížení.

Vznik a vývoj čtyřkolky

Již koncem šedesátých let přišla společnost Honda s konstrukcí terénní tříkolky. Tyto stroje se v následujících letech staly víkendovou zábavou především v USA. Rovněž však našly uplatnění v zemědělství a průmyslu. Tím se započala psát historie ATC – All Terrain Cycles. První čtyřkolku přinesla firma Suzuki zatím však velmi jednoduché koncepce bez tlumičů. V polovině 80-tých let přichází čtyřkolka s náhonem všech čtyř kol a dochází k rozdělení čtyřkolek na sportovní známé pod označením QUAD a užitkové ATV. Čtyřkolky ATV-All Terrain Vehicle jsou robustnější s vyšší stavbou a možností připojení radlice, frézy atp. Bývají vybaveny většinou variátory s náhonem na dvě nebo na všechny kola. Čtyřkolky QUAD mají náhon pouze zadních kol řešený řetězovým převodem, nízko položené těžiště a široké nápravy pro lepší stabilitu.

1 Návrh lehkého terénního vozidla se sníženým těžištěm

1.1 Záměr úpravy lehkého terénního vozidla

U soudobých ATV je do jisté míry nevýhodou poměrně vysoká poloha těžiště vozu, která může při průjezdu terénem zapříčinit nadměrné kývání rámu vozu až nestabilitu (převrácení). Z tohoto důvodu je vhodné volit polohu těžiště co možná nejnižší. Vzhledem k tomu, že se jedná o vozidlo určené pro použití terénu, staví se do opozice podmínka dodržení určité světlé výšky a propnutí kol. Značná výška soudobých ATV dovoluje použití dlouhých polonáprav či závěsných ramen, jež umožňují potřebný zdvih kol. Při snižování polohy těžiště a současné snaze dodržení půdorysných rozměrů vozidla však nebude použití dlouhých polonáprav přicházet v úvahu. Jistou možností je použití závěsů kol s pružicí a tlumicí jednotkou dle patentového spisu ČR č. 303603. Ta by mimo úspor rozměrů přinesla možnost regulace světlé výšky a případných náklonů rámu vozu na podněty charakteru jízdy (brzdění, akcelerace). Cílem této práce je posouzení proveditelnosti úprav lehkého terénního vozidla se sníženou polohou těžiště a speciálními závěsy kol s vlastním konstrukčním návrhem, který bude vyhovovat současným trendům. Z tohoto důvodu je v první řadě nutné určit odpovídající požadavky na konstrukci dle soudobých ATV.

1.2 Stručné seznámení s patentovým spisem ČR č. 303603

Patentový spis ČR č. 303603 se zabývá připojením pružicí a tlumicí jednotky k rámu vozu tak, aby byl vhodný pro pohyb vozidel obtížným terénem, kde je předpokládáno značné propnutí kol. Vychází z předpokladu, že limitujícím faktorem pro velký zdvih kola často bývá pružina s tlumičem, která je v mnohých případech integrována do pružicí a tlumicí jednotky a její zdvih je konstrukčně omezený. Upevněním pružicí a tlumicí jednotky na rám vozu pomocí valivé dvojice (ozubeného segmentu a hřebene) dosáhneme, oproti stávajícím typům zavěšení, nižší zdvih v závislosti na propnutí nápravy. Ten je v případech uváděných patentovým spisem často roven jen délce odvaleného oblouku. Je však nutné si uvědomit, že takovéto uspořádání s vysokým zdvihovým poměrem přinese i značný poměr silový, což bude klást zvýšené nároky na tuhost pružiny a parametry tlumiče.

1.3 Požadavky na konstrukci

Celková koncepce vozidla určeného pro provoz v náročném terénu je dána celou řadou parametrů, které ovlivňují jeho stabilitu, průchodnost a další jiné důležité vlastnosti. Mezi tyto parametry patří především hmotnost, světlá výška vozidla, rozchod, rozvor, výška těžiště a propružení. Část z těchto vlastností má své výhody i nevýhody a proto je bude nutné optimalizovat z hlediska cílového řešení. To povede k hledání určitého kompromisu. Část prvků konstrukce vozidla bude z důvodu snížení ceny a náročnosti výroby tvořena nakupovanými díly, které předem částečně určí geometrii vozidla. To přinese další omezení při vlastní konstrukci v podobě ohledů na předem určené rozměry normalizovaných dílů. Na obecné jízdní vlastnosti vozidla pak budou mít vliv parametry motoru, převodů, typ použitých brzd atp., což je již nad rámec této práce. Ta se bude především zabývat konstrukcí speciálního podvozku tak, aby bylo docíleno co nejnižší polohy těžiště vozidla s ohledem na přijatelnou průchodnost terénem.

a) Hmotnost

Zvyšování hmotnosti terénního vozidla má své výhody z hlediska vyšší adheze, tj. ke zvýšení třecí síly ve styku kola s podložkou (terénem). Výraznou nevýhodou je však zvýšené namáhání podvozkových částí, zejména závěsu a pružin. K tomu bude docházet především při rychlých průjezdech značnými nerovnostmi, kde se projeví účinek vysoké hodnoty setrvačných sil. Rovněž z pohledu ovladatelnosti vozidla je vhodné, aby celková hmotnost konstrukce byla co možná nejnížší. Při pohybu vozu po sypkých površích, jakým je kupříkladu písek, bude rovněž vhodné snížit hmotnost vozu na minimum, neboť vysoká hmotnost by mohla zapříčinit zbytečně hluboký propad kol a brodění vozidla.

b) Světlá výška

Světlou výškou vozidla se rozumí vzdálenost nejnižšího bodu rámu či karoserie měřenou od podložky (terénu). Z hlediska stability je vhodné mít polohu těžiště co možná nejnižší, z čehož plyne i nízká hodnota světlosti vozidla. Pro pohyb v členitém terénu je však zapotřebí mít naopak světlost vozu co možná nejvyšší, tak aby nedocházelo ke kolizím překážek v terénu s rámem vozu. U současně vyráběných čtyřkolek se hodnota světlosti pohybuje okolo 250-300 mm. Vzhledem k tomu, že při konstrukci lehkého terénního vozidla je snahou docílit co nejnižší polohy těžiště proti čemuž se staví

požadavek na jistou průchodnost nepříznivým terénem, bude maximální hodnota světlé výšky volena jako nejnižší hodnota světlosti u čtyřkolek běžně nabízených na trhu, tj. 250 mm.

Za zmínku stojí i světlá výška zadní nápravy, která může být volena jako vlečná tuhá náprava. V takovém případě bývá součástí, u které nejvíce hrozí riziko střetu s terénem, buď brzdový kotouč, nebo řetězové kolo. Světlou výšku zadní nápravy můžeme snadno zvýšit použitím kol o větších rozměrech, což však vede k nežádoucímu nárůstu neodpružených hmot.

c) Rozchod a rozvor

Rozchod je vzdálenost kol vozidla měřená v příčném směru. Rozvorem se pak rozumí vzdálenost os přední a zadní nápravy. Hodnoty rozchodu a rozvoru značně ovlivňují stabilitu vozidla v zatáčkách, při prudkém brzdění a akceleraci. Z tohoto pohledu je výhodné, aby hodnota rozchodu a rozvoru byla co možná nejvyšší. To však nelze dodržet při konstrukci vozidla určeného pro pohyb v členitém terénu. Je zřejmé, že hodnoty rozvoru a rozchodu budou úzce svázány se světlou výškou vozu. Při pohybu v terénu s výrazně proměnlivou výškou je výhodné, aby velikost rozchodu a rozvoru byla poměrně nízká, díky čemuž si můžeme dovolit i nižší světlou výšku vozidla. Při takovýchto parametrech celý vůz lépe kopíruje geometrii terénu. Jelikož při vlastní konstrukci terénního vozidla bude použito mnoho nakupovaných dílů, bude rozchod dán délkou zadní nápravy. Převážná většina hodnot rozvoru u prodáváných čtyřkolek se pohybuje v rozmezí 1 150 – 1 400 mm při světlé výšce okolo 250-300 mm.

d) Výška těžiště

Dalším prvkem, který má výrazný vliv na stabilitu vozu je výška těžiště. Cílem je vždy polohu těžiště co možná nejvíce snížit, aby nedocházelo k nebezpečným náklonům vozidla při zatáčení či akceleraci nebo prudkém brzdění. Výška těžiště je určena jednak světlou výškou vozu a dále hmotností a umístěním motoru a jezdce. Právě poloha jezdce nad motorem u standardních čtyřkolek je faktorem, který zásadně nepříznivě ovlivňuje jízdní vlastnosti vozidla.

e) Propružení

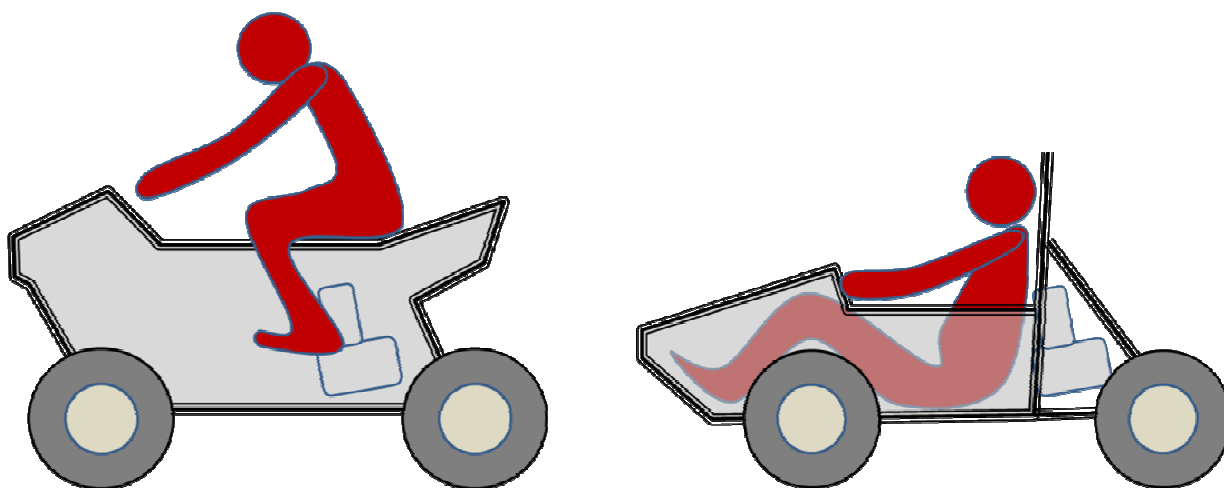
Propružením rozumíme možnost svislého relativního pohybu kola v závěsu vzhledem ke karoserii. Velikost propužení je důležitá, aby kolo mohlo co možná nejlépe kopírovat geometrii terénu. U terénních vozidel je proto nutné mít hodnotu propužení co možná největší. Tato velikost je dána konstrukcí závěsů, typem pružin a tlumičů. Velikost propužení bude z části omezovat minimální výška karoserie nad podložkou, neboť při větším propužení než je světlá výška karoserie dojde v mnoha případech ke kolizi části vozu s terénem.

1.4 Hlediska pro konstrukční návrh ATV

Celkový návrh vozidla vhodného pro provoz v obtížném terénu koncepčně vychází ze současných trendů konstrukce vozidel ATV či quad. Z důvodu snížení výrobních nákladů, je sestava velkou měrou tvořena z již dostupných dílů. Tyto součásti jsou nabízeny prodejci buď jako servisní zboží pro současné čtyřkolky či jako komponenty pro stavbu vlastních vozidel. Z hlediska konstrukce je však značnou nevýhodou nakupovaných součástí poměrně obtížná dostupnost rozměrových dat a nutnost konstrukce vázat se na rozměry udané již vyrobeným dílům. Oproti tomu jest výhodou, že odpadá značnou měrou dimenzování těchto součástí a jejich pevnostní výpočty. Většina dílů je sortována dle obsahu motoru, který jsem zvolil 250cc. Důvodem volby byla snad nejširší nabídka dostupných dílů a dle mého názoru dostačující výkon těchto motorů pro uvažované použití. V dalších kapitolách se budu věnovat konstrukci a sestavám jednotlivých částí vozidla, kde budou jednotlivé díly popsány. Vlastní konstrukce se bude především zabývat modifikací zavěšení kol a úpravou koncepce rámu (karoserie) vozidla ve snaze snížit polohu těžiště. Takové řešení pak přinese pozitivní vliv na stabilitu vozidla v zatáčkách či při prudkých změnách rychlosti.

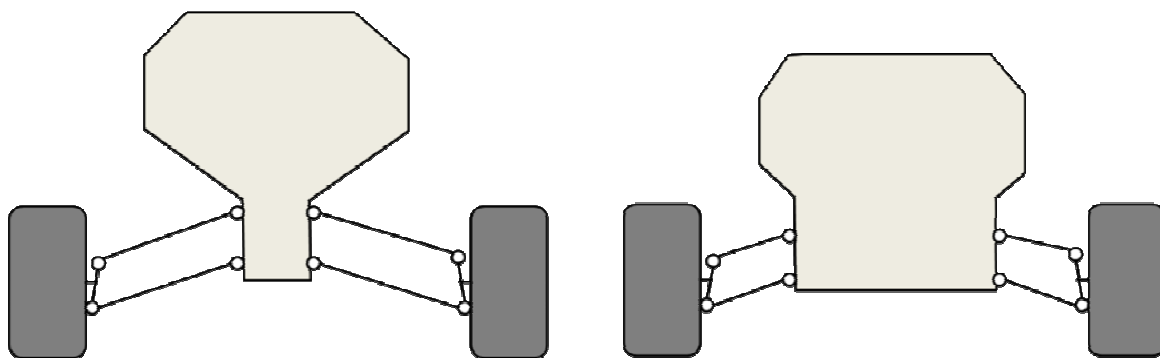
1.5 Celkové uspořádání ATV

V prvním kroku při konstrukci bylo nutno navrhnout uspořádání součástí vozidla včetně jeho jezdce. U soudobých čtyřkolek je koncepce dána rozložením obdobným k rozložení u motocyklů, kde je motor umístěn pod sedadlem jezdce, čímž výrazně narůstá výška těžiště celého vozu. Ačkoliv je toto uspořádání s největší pravděpodobností oblíbené z hlediska prožitku z jízdy, bude nutné pro nový konstrukční návrh tuto koncepci opustit. Z toho důvodu je navrženo obdobné uspořádání jako u formulí, neboť se jeví z hlediska výšky těžiště jako optimální. Znamená to, že jezdec bude usazen těsně nad podlahou vozu s motorem za zády. Pokrčené nohy jezdce umožní získat prostor pro vyřešení přední nápravy s řízením, aniž by muselo dojít k ujmě komfortu usazení řidiče. Při této koncepci je výška těžiště minimální a zároveň lze zachovat již prověřené rozměry stávajících čtyřkolek, jakými jsou rozvor a rozchod.



Obr. 1 - srovnání stávajícího a nového uspořádání lehkého terénního vozidla - boční pohled

Nové uspořádání však přinese u přední nápravy nutnost zkrácení předních závěsu kol, aniž by došlo k omezení velikosti propružení. Zkrácení závěsných ramen se projeví nepříznivě na změny v rozchodu kol a zvýšené nároky na pružící a tlumící jednotku ve smyslu jejich rozměrů. Při použití pružící jednotky dle patentového spisu ČR č. 303603 bude možné nároky na rozměry splnit, avšak za cenu vyšších silových převodů.



Obr. 2 - srovnání předního závěsu kol standardního a nového uspořádání - čelní pohled

1.5.1 Umístění jezdce

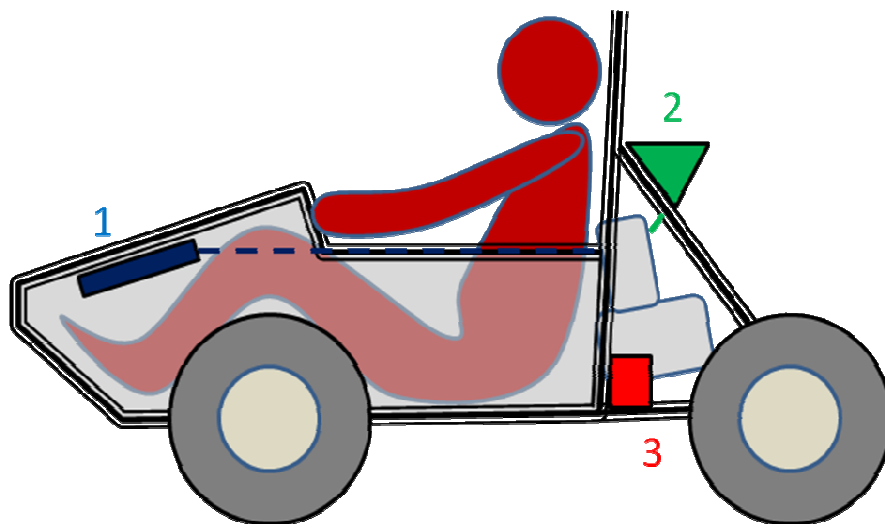
Pozici usazení jezdce vzhledem k snížení polohy těžiště a zároveň ponechání co možná největší světlé výšky vozu je zapotřebí zrealizovat co nejhlouběji. Z tohoto důvodu jsem upustil od usazení jezdce do klasického sedla a zvolil sedačku, jež bude umístěna na podlaze vozu. Z důvodu realizace mechanismu řízení je vhodné posazení s pokrčenými nohama nad přední nápravou, jak je patrné v obr. 1 a 3.

1.5.2 Uspořádání náprav vozidla

Podle předběžného konstrukčního návrhu, kde je celková koncepce vozidla s motorem za zády jezdce, bude jako hnací volena náprava zadní. Konstrukčně bude tvořena tuhou nápravou s příčnou osou kývání a náhonem řešeným pomocí řetězového převodu. Přední náprava bude realizována pomocí tzv. nezávislého zavěšení, kde jsou obě kola samostatně upevněna k rámu pomocí ramen tvořících rovnoběžníkové, či mírně lichoběžníkové závěsy. Odpružení náprav bude realizováno dle patentového spisu ČR č. 303603. Samotnému zavěšení kol bude věnována zvláštní kapitola.

1.5.3 Zástavba motoru s příslušenstvím

Spojení vybraného motoru s rámem vozu bude realizováno za pomoci válcových pružných pouzder (silentbloků). Tohoto uložení motoru se běžně používá z důvodu omezení přenosu vibrací do rámu vozu. Vhodné je umístit motor tak, aby osa výstupní hřídele převodové skříně motoru, která je jeho součástí, byla totožná s příčnou osou kývání zadní nápravy. O důvodech tohoto umístění bude pojednáno v kapitole zavěšení zadní nápravy. Součástí motoru standardně bývá alternátor, elektrický spouštěč a karburátor. Výfukové potrubí doporučuji sestavit s použitím příslušného tlumiče výfuku motoru a jeho tvar přizpůsobit konstrukci vozu. Palivovou nádrž navrhuji umístit tak, aby byla možná doprava paliva k motoru samospádem. Odpadne tak použití palivového čerpadla. Umístění akumulátoru volím z praktického hlediska ve spodní části rámu vozu co nejbližší motoru. Jelikož jde o vodou chlazený motor, je nutná zástavba chladicího okruhu včetně chladiče. Z hlediska možnosti využití náporu vzduchu při jízdě volím umístění chladiče v čelní partii vozu tak, aby nehrozilo jeho poškození. Celkové navrhované uspořádání motoru a jeho příslušenství je patrné v obr. 3.

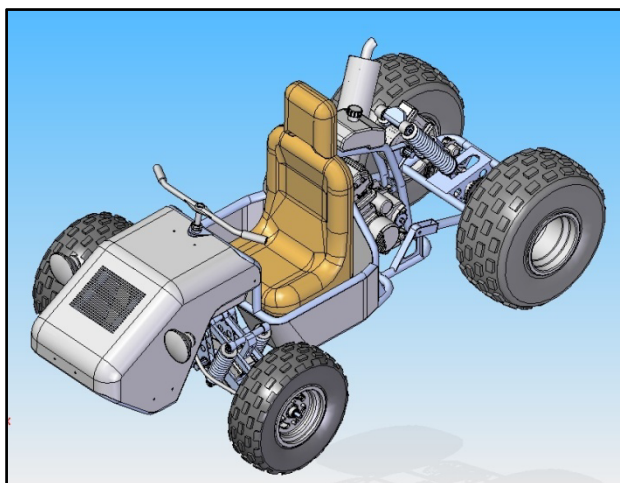


Obr. 3 – uspořádání příslušenství motoru

1 - chladič, 2 – palivová nádrž, 3 - akumulátor

2 Konstrukce a tvorba CAD modelů podsestav ATV

Celkovou sestavu lehkého terénního vozidla se speciálním podvozkem lze rozdělit na tři základní konstrukční celky, konkrétně na rám s příslušenstvím, přední a zadní nápravu. Rozměry a tvary jednotlivých součástí musejí zákonitě vycházet z běžně dostupných dílů. Na základě průzkumu čtyřkolek prodávaných na trhu uvažuji vhodnou světlou výšku



Obr. 4 – konstrukční návrh vozidla

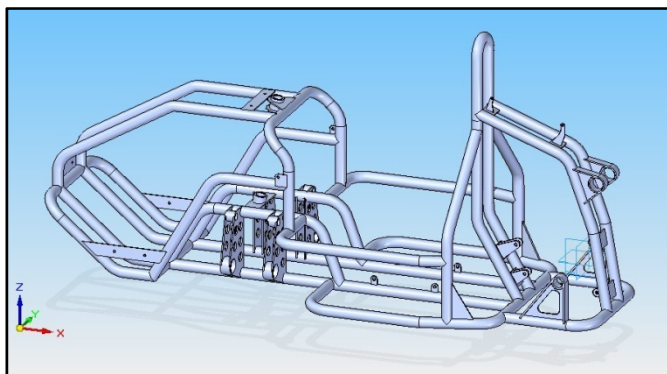
rámu vozidla 250 mm se zdvihem náprav 200 mm dle zadání. Rozložení celkového zdvihu kol jsem volil +130 mm pro odskok a -70 mm na propad kola. Rozchod kol u zadní nápravy je obecně dán výběrem zadní osy a činí zde 830 mm. U přední nápravy je rozchod závislý na propružení a jeho klidová hodnota činí 1 140 mm. Celkový klidový rozvor vozidla s přihlédnutím k soudobým ATV jsem zvolil 1 460 mm.

2.1 Rám s příslušenstvím

Sestavou rámu s příslušenstvím rozumíme samotný rám vozu včetně kapotáže a komponenty, jež jsou s rámem pevně spojeny. Jde především o motor s převodovkou a jeho příslušenstvím, sedadlo jezdce a ostatní doplňkové prvky jako jsou např. světlomety.

2.1.1 Rám (chassis)

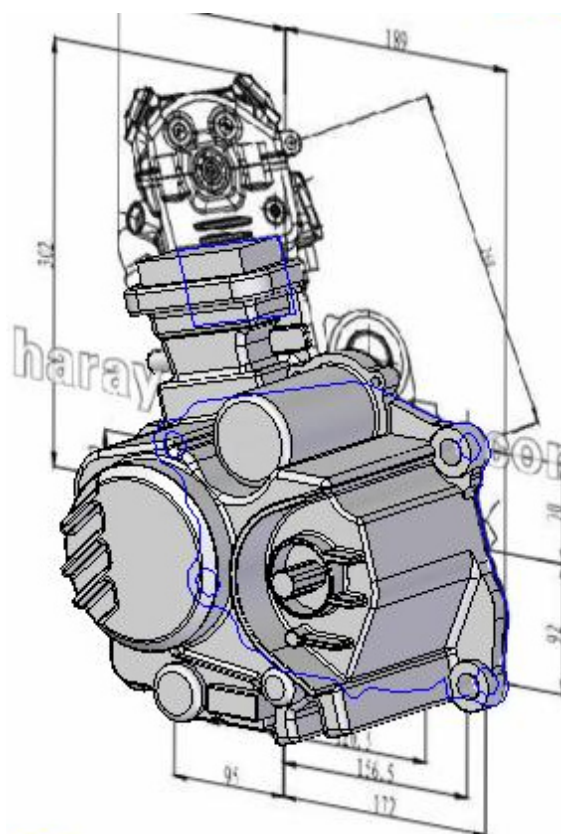
Rám vozidla tvoří svařovaná konstrukce z ohýbaných trubek o průměru 32 mm tloušťky 3 mm normy ČSN EN 42 6711. Rám je opatřen prvky pro zavěšení náprav, upevnění stojanu řízení, motoru, sedačky a palivové nádrže. Vybaven je kapotáží z plechů tloušťky 2 mm,



Obr. 5 – rám vozu

jež jsou k nosným částem rámu připevněny stehovými svary. Pouze čelní kapota s otvory pro přístup vzduchu k chladiči je řešena jako odnímatelná a je připevněna pomocí šroubů.

2.1.2 Motor (engine)



Obr. 6 – motor

Hlediskem pro výběr motoru dle zadání byl požadovaný obsah 250 ccm. Tato volba je vhodná pro dostupnost velkého množství konstrukčních prvků pro čtyřkolky o tomto motorovém obsahu a zároveň adekvátní výkon. Při výběru motoru bylo nutné přihlédnout na konstrukci zadní nápravy, od které se odvíjí i požadovaný výstup z motoru. Ten se vyskytuje ve dvou provedeních. Pro kyvadlové nápravy s rozvodovou skříní (diferenciálem) je použit výstup v podobně kloubového hřídele se dvěma kardanovými kříži. Pro nápravy tuhé, je pohon řešen zpravidla řetězem a výstupem z motoru je hřídel s řetězovým kolem. Obdobně tomu bývá i u motorek. Dalším hlediskem pro výběr motoru je druh chlazení. Rozeznáváme chlazení vzduchem a vodou.

Vzhledem ke konstrukci s motorem umístěným za sedačkou jezdce jsem volil motor chlazený vodou, neboť nápor vzduchu by zde byl minimální. Jistou komplikací je však nutnost umístění chladiče v přední části vozu. Součástí nabízených motorů bývá zpravidla již i převodovka se spojkou.

Pro konstrukci ATV jsem zvolil jednoválcový vodou chlazený čtyřtákní motor firmy Haray s označením HY170MM-2 o obsahu 250,1cc, rozvodem SOHC, maximálním výkonem 16,5 kW při 8 500 ot/min a maximálním točivým momentem 20,5 Nm při 7 000 ot/min. Součástí motoru je elektrický spouštěč a pětistupňová převodovka s možností reverzace. Parametry motoru jsou uvedeny v tabulce 1.

Tab. 1 – parametry motoru HY170MM-2

Model	HY170MM-2
Typ	Jednoválec, čtyřtakt se čtyřmi ventily
Typ chlazení	vodou
Obsah	250,1 ml
Rozměry	336 x 337 x 436 mm
Suchá hmotnost	32 kg
Maximální výkon	16,5kW při 8 500 ot/min
Maximální točivý moment	20,5 Nm při 7 000 ot/min
Kompresní poměr	10,7
Vrtání x zdvih	70 x 65
Typ zapalování	CDI (Capacitive Discharge Ignitor)
Mazání	Tlakové
Minimální spotřeba	354 g/kW.h
Spouštění	Elektrický spouštěč
Spojka	Manuální, více lamelová
Řazení	5-ti stupňová převodovka

Prodejce: www.weiku.com

Příslušenstvím motoru je tvořeno karburátorem, tlumičem výfuku a chladičem. Tyto součásti jsou určeny typem motoru a lze je objednat u téhož prodejce. U výfuku bude potřebný zásah do tvaru výfukového potrubí, však se zachovaným tlumičem pro příslušný motor. Doporučuji proto úpravu standardně dodávaného výfuku k motoru HY170MM-2 s přidaným potrubím vlastní konstrukce. Hnací řetězové kolo označení FS387-32-16 je voleno s počtem 16 zubů pro rozměr řetězu s označením 428 viz. tab. 5 na str. 41. S výstupní hřídelí motoru je spojeno pomocí drážkovaného spoje.

2.1.3 Sedadlo (seat)



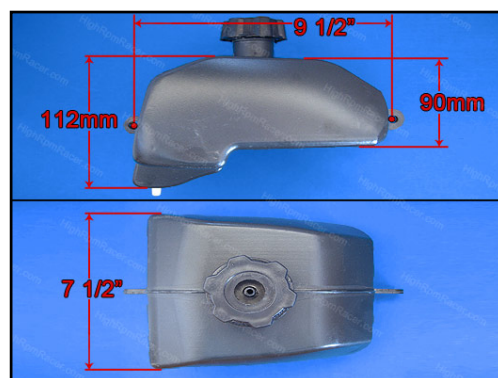
Obr. 7 - sedadlo

Z hlediska nedostupnosti rozměrů sedačky výrobcem, jsem její míry volil dle rozměrů lidského těla s přihlédnutím na parametry sedaček od jiných výrobců. To posloužilo pouze k vytvoření CAD modelu. Skutečná sedačka se tedy v rozměrech může poněkud lišit. Možné je i použití jiného typu sedačky vyhovujícího svými rozměry konstrukci ATV. Bude nutná pouze změna v upevnění sedačky k rámu vozidla. Konkrétní model byl tvořen dle sedačky používané na čtyřkolce Cyclone 250JP (ST297-03).

Prodejce: <http://www.buyatvsonline.com>

2.1.4 Palivová nádrž (fuel tank)

Výběr palivové nádrže jsem volil u téhož prodejce jako u většiny použitých komponent. Orientační rozměry nádrže jsou patrné z přiloženého obrázku, které posloužily k vytvoření přibližného CAD modelu. Pro stavbu ATV je však možné použít jakýkoli jiný model, který umožní zástavbu do rámu s uvažovaným samospádem paliva ke karburátoru motoru. (FT274-45)



Obr. 8 – palivová nádrž

Prodejce: <http://www.buyatvsonline.com>

2.1.5 Chladič motoru (radiator)

Při výběru chladiče motoru je zapotřebí přihlédnout na jeho výkon. Z důvodu nedostupných rozměrů nebyl CAD model chladiče tvořen. V následující kapitole bude pouze pojednáno o umístění chladiče. Pro výběr komponent chladícího okruhu motoru doporučuji opět prodejce s poměrně značným výběrem.

2.1.6 Akumulátor (battery)

Z hlediska snížení hmotnosti doporučuji oproti klasickému olověnému akumulátoru použití lithiového, vhodného pro vybraný motor. Např. lehká baterie pro ATV s označením RB240400 LiFePO4 o rozměrech 119x100x63 mm a celkové hmotnosti pouhých 1050g. Kapacita tohoto vybraného akumulátoru činí 4,6 Ah a startovací proud 400A.



Obr. 9 – akumulátor

Prodejce: www.zavodni-baterie.cz

2.1.7 Světlomety (head lights)



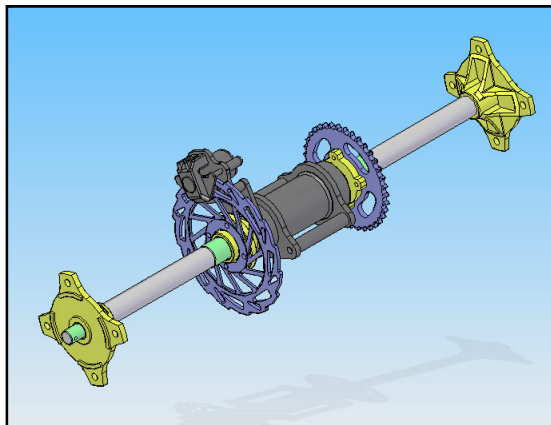
Obr. 10 – světlomety

Čelní světlomety použité v modelu ATV jsem volil u téhož výrobce. Použití jiného typu světlometů je možné s úpravou jejich držáků. (HL-292-75)

Prodejce: <http://www.buyatvsonline.com>

2.2 Zadní náprava

Konstrukční řešení zavěšení kol u současných vozidel ATV je řešeno dvěma způsoby. Jedná se buď o kyvadlové zavěšení kol s podélnou osou kývání, nebo tuhou nápravu. U kyvadlové nápravy tvoří celkovou sestavu kyvná ramena připojená za pomoci křížových kloubů či kulisy a kamenů k rozvodovce. Výhodou kyvadlové nápravy je nezávislé zavěšení obou zadních kol, čímž se rozumí, že změna pohybu jednoho kola nemá vliv na druhé. Nevýhodou je však složitější

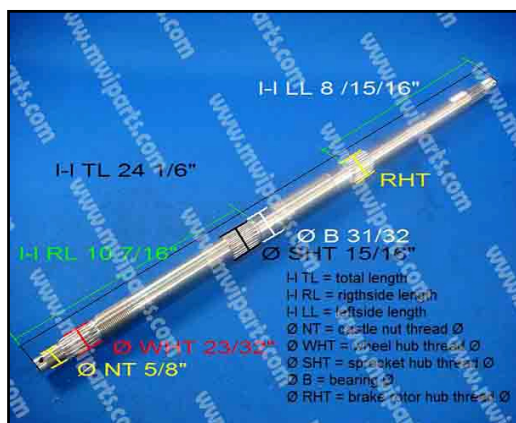


Obr. 11 – sestava zadní nápravy

konstrukce většinou s použitím rozvodovky (diferenciálu). U některých dnešních, zejména závodních čtyřkolek je zadní náprava tvořena jako tuhá, což znamená, že jde o závislé zavěšení kol. Tuhá náprava je nejstarším, konstrukčně nejjednodušším a nejlevnějším způsobem zavěšení kol. Její nevýhodou je však velký podíl neodpružených hmot a horší bezpečnost jízdy. Mimo terénních automobilů se především používá u zadních náprav užitkových a nákladních automobilů.

Z důvodu konstrukční jednoduchosti ale i možnosti zpracování více variant zavěšení se budu nadále zabývat nápravou tuhou, neboť zavěšení kyvných polonáprav by bylo obdobné, jakým se budu zabývat u zavěšení předních kol.

2.2.1 Zadní osa (rear axle)



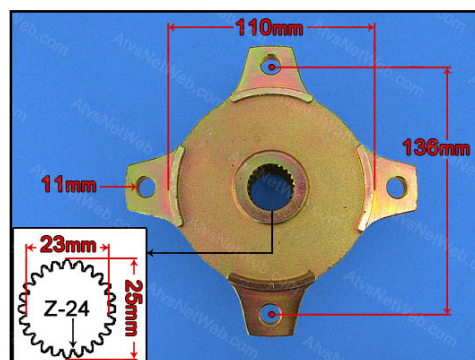
Obr. 12 – zadní osa

Hlavními hledisky výběru zadní osy byl požadavek na přenášený krouticí moment a délka, která určí rozchod kol na zadní nápravě. Vzhledem k tomu, že nabízené nápravy jsou tříděny dle obsahu motoru, měl by být splněn požadavek na přenášený výkon. Pro větší stabilitu vozidla jsem při výběru volil vysokou hodnotu délky zadní osy. Pro konstrukci jsem zvolil zadní nápravu typu PANTHER 250 PL.

Prodejce: www.mwiparts.com

2.2.2 Příruba kola (rear axle hub)

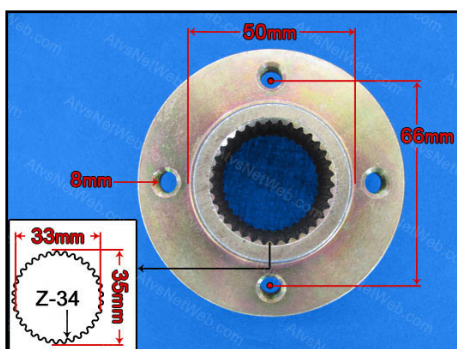
Podobně jako u zadní osy jsou i příruby tříděny dle obsahu motoru. Spojení příruby se zadní osou je provedeno za pomoci drážkování. Axiálně je náboj pojištěn korunovou maticí M20 a závlačkou. Pro tvorbu modelu jsem s ohledem na parametry zadní nápravy zvolil náboj (RH423-24), s rozměry dle údajů poskytnutých prodejcem viz. obr.13.



Obr. 13 – Náboj kola

Prodejce: <http://www.buyatvsonline.com>

2.2.3 Příruba brzdového kotouče (brake rotor hub)



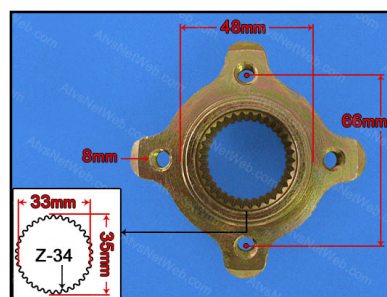
Obr. 14 – příruba brzdového kotouče

Příruba brzdového kotouče je obdobně jako příruba kola spojena s osou za pomoci drážkování a přitažena v axiálním směru maticí M32 na osazení. Hlediska výběru příruby byly především parametry zadní osy. Rozměry uvedené prodejcem jsou patrné na obr.14. Označení (BH438-05).

Prodejce: <http://www.buyatvsonline.com>

2.2.4 Příruba řetězového kola (spocket hub)

Příruba řetězového kola je spojena se zadní osou pomocí drážkování a v axiálním směru pojištěn maticí M32. Parametry výběru příruby byly především rozměry zadní nápravy a řetězového kola. Rozměry uvedené výrobcem jsou na obrázku. Originální označení: WD90-210 (SH437-203)



Obr. 15 – příruba řetěz. kola

Prodejce: <http://www.buyatvsonline.com>

2.2.5 Řetězové kolo (rear spocket)

Výběr řetězového kola se odvíjel od druhu použitého řetězu pro daný přenášený výkon. Zvolen byl řetěz o rozměru 428 jehož parametry jsou v tabulce (tab. 5) na str. 41. Parametry kola uvedené výrobcem jsou uvedeny v označení dílu 428 37T 48x68, kde první tři číslice označují typ řetězu, další dvě počet zubů, číslo 48 uvádí průměr díry a 68 průměr roztečné kružnice otvorů pro šrouby v mm. Kolo je možné připevnit za pomoci čtyř šroubů M8. (RS353-34).

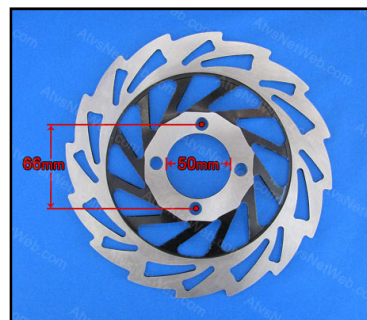


Obr. 16 – řetězové kolo

Prodejce: <http://www.buyatvsonline.com>

2.2.6 Brzdový kotouč (rear axle housing)

Brzdový kotouč byl volen dle rozměrů příslušného náboje a obsahu motoru 250cc. Připevněn je za pomoci čtyř šroubů M8 na roztečné kružnici o průměru 66 mm viz. obrázek s rozměry, jež poskytuje výrobce. (RR405-50)



Obr. 17 – brzdový kotouč

2.2.7 Ložiskový domek (rear axle housing)



Obr. 18 – ložiskový domek

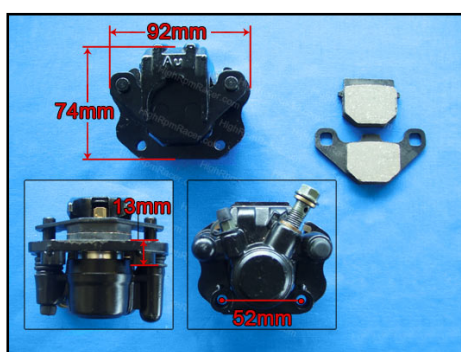
Výběr ložiskového domku byl charakterizován především rozměry použité zadní osy. Součástí domku je držák pro brzdový třmen. Rozměry poskytnuté prodejcem jsou na obrázku. Pro použití uvedeného náboje bude zapotřebí odříznutí oka určeného pro závěs tlumiče. (ah923-03)

Prodejce: <http://www.buyatvsonline.com>

2.2.8 Ložiska (bearings)

Uložení zadní nápravy je tvořeno dvěma kuličkovými radiálními ložisky SKF 6007 (možné použít i jiného výrobce ložisek). Tato ložiska odpovídají svými rozměry ložiskovému domku zadní nápravy tak i samotné zadní ose. Vzhledem k srovnatelné hmotnosti vozu se současnými ATV nebude únosnost ložisek kontrolována.

2.2.9 Brzdový třmen (brake caliper)



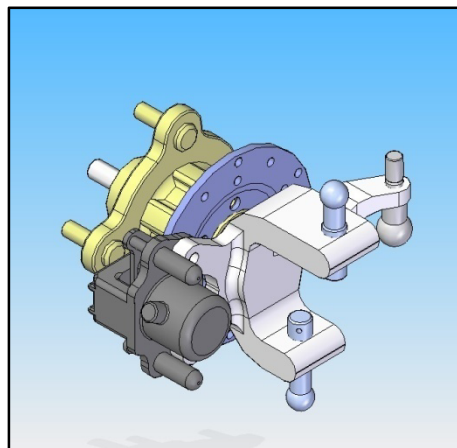
Obr. 19 – brzdový třmen

Svými rozměry pro připojení k ložiskovému domku zadní nápravy vyhovuje brzdový třmen o rozměrech udávaných prodejcem viz. obrázek. Je tvořen hydraulickým válcem a dvěma vyměnitelnými destičkami s brzdovým obložením. (BC378-02)

Prodejce: <http://www.buyatvsonline.com>

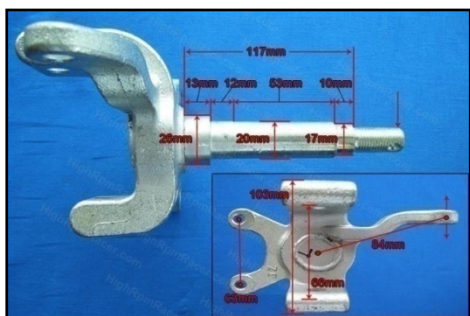
2.3 Přední náprava

Pro stavbu přední nápravy a jejích závěsů byly použity v maximální míře standardní komponenty. Jedná se především o rejdovné čepy (těhlice) kol vyráběné zpravidla jako výkovky, dále pak náboje kol s ložisky, systém brzd a kulové čepy spojovacích tyčí řízení. Ačkoliv jsou na trhu dostupné i další komponenty, např. závěsná ramena kol, bude zapotřebí pro z hlediska atypického závěsu kol použít ramena vlastní výroby.



Obr. 20 – sestava upevnění předního kola

2.3.1 Rejdovné čepy (front spindle)



Obr. 21 – rejdovný čep

Rejdovné čepy se dodávají ve dvou provedeních (levé a pravé). Skládají se z čepu kola, s upravenými válcovými plochami pro dvě valivá ložiska náboje, držáku třmenu brzdy a řídicí páky. Svislý čep je zde nahrazen dvěma kulovými klouby, které se připevní do kuželových děr rejdovného čepu. Stejně tak lze upevnit i kulový kloub spojovacích tyčí do otvoru v páce řízení. (FS339-57 a FS339-58)

Prodejce: <http://www.buyatvsonline.com>

2.3.2 Náboj kola (front hub)

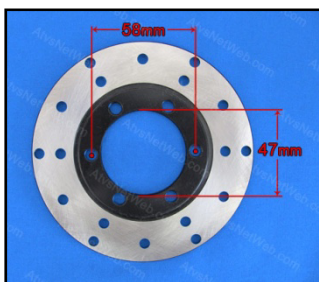
Náboj kola byl vybírán s ohledem na použitý rejdovný čep. Některé náboje jsou tvořeny jako celek i s brzdovým bubnem. Z hlediska výkonu brzd jsem pro použití brzd kotoučových. Vybraný náboj je používán pro čtyřkolku Panther 250b. Jeho celková sestava je tvořena ze samotného náboje, dvou valivých ložisek a těsnících kroužků (Gufero). Požitá ložiska náboje jsou 6203. (FR-HUB15)



Obr. 22 – náboj kola

Prodejce: <http://www.buyatvsonline.com>

2.3.3 Brzdový kotouč (front brake rotor)



Obr. 23 – brzdový kotouč

Brzdový kotouč musí odpovídat svým průměrem rozměrům rejdovného čepu kol, neboť zde je vzdálenost brzdového třmenu od osy otáčení pevně dána. Souhlasné musí být rovněž i rozložení a rozteč upevňovacích šroubů. Rozměry viz obrázky od prodejce.

Prodejce: <http://www.buyatvsonline.com>

2.3.4 Kloub řízení (ball joint)

Na trhu jsou běžně dostupné klouby řízení použitelné pro spojovací tyče. Konkrétně pro stavbu ATV jsem volil klouby od téhož prodejce, který nabízí i rejdovný čep kola. Kloub se připevňuje do kuželové otvory řídící páky na rejdovném čepu pomocí korunové matice M14 ČSN 02 1411 a pojišťuje se závlačkou. S řídící tyčí je čep spojen pomocí závitu M18. (TRE392-01)



Obr. 24 – kloub řízení

Prodejce: <http://www.buyatvsonline.com>

2.3.5 Kloub závěsu rejdovného čepu (ball joint)



Obr. 25 – kloub rej. čepu

Klouby rejdovného čepu jsou tvořeny válcovým pouzdrem a čepem. Toto kloubové uložení je chráněno pryžovou manžetou proti vniknutí nečistot. V závěsném rameni je tento kloub upevněn do otvoru o průměru 32 mm hloubky 20 mm pomocí pojistného kroužku Ø32 ČSN 02 2930. V rejdovném čepu je zajištěn v kuželovém otvoru korunovou maticí M14 ČSN 02 1411 se závlačkou. (BJ441-01)

Prodejce: <http://www.buyatvsonline.com>

2.3.6 Brzdový systém (front brake assembly)



Obr. 26 – brzdový systém

U prodejců součástí pro ATV jsou k dostání celkové sestavy brzdových systémů obsahující brzdové třmeny, vedení brzdové kapaliny a hydraulický váleček zabudovaný v páce brzdy. Taková sestava je vyobrazena i na přiloženém obrázku. (FB389-03)

Prodejce: <http://www.buyatvsonline.com>

Výše uvedené součásti jsou pouze jednou z mnoha možných alternativ sestavy zadní nápravy a sloužily především k tvorbě CAD modelu. Na přiložených odkazech prodejců je možné volit z poměrně pestrého výběru dílů, které jsou vhodné jak pro vlastní konstrukci ATV, tak i pro údržbu a opravy současně prodávaných čtyřkolek na trhu. Použitá sestava zadní nápravy byla volena z takových komponent, ke kterým bylo možné získat informace o jejich rozměrech, jež posloužily k vytvoření 3D modelu.

Pro vlastní stavbu ATV bych doporučil objednání celkové sestavy zadní nápravy PANTHER 250 PL jejíž zadní osa byla použita ve výše zmiňované podsestavě zadní nápravy. Odpadne tím složité shánění jednotlivých komponent. Rovněž tak doporučuji nakoupit podsestavu předních nábojů kol s rejdrovným čepem opatřeným kulovými čepy, brzdovým kotoučem a brzdovým systémem jako jeden celek.

2.4 Pneumatiky a disky

Z hlediska použití zadní nápravy jako tuhé, jsem volil průměr kol co možná největší. Důvodem je zvýšená světlá výška zadní nápravy, u které je zvýšené riziko kolize řetězového kola či brzdového kotouče s terénem. Nevýhodou velkých kol je opět nárůst neodpružených hmot vozidla. U přední nápravy jsem volil již kola se standardními rozměry, používaná u současných čtyřkolek.

2.4.1 Značení

Klasické značení pneumatik, jež udává šířku pneumatiky, tzv. profilové číslo a průměr disku se u pneumatik používaných na ATV příliš často nepoužívá. Toto již zaběhnuté značení se používá především pro automobilové pneumatiky a lze jej číst následovně. Například označení 205/80R12 značí pneumatiku o šířce 205 mm pro disk o průměru 12 palců. Výšku pneumatiky lze snadno určit z profilového čísla, které udává procentuelní podíl výšky ku šířce. V našem případě je výška 80% z 205 mm tedy 164 mm. Celkový vnější průměr pneumatiky lze vypočítat, přičteme-li k průměru disku (vnitřní průměr pneumatiky) dvojnásobek její výšky, tedy $12 \cdot 25,4 + 2 \cdot 164 = 632,8$ mm což je přibližně 25 palců.

Rozměry offroad pneumatik se uvádějí zpravidla ve značení palcovém. Zde je však výškou pneumatiky myšlen její celkový vnější průměr. Veškeré rozměry uváděné značením platí pro nahuštěný stav pneumatiky na předepsaný tlak vzduchu.

Příklad značení pneumatik pro ATV:

25x11-10

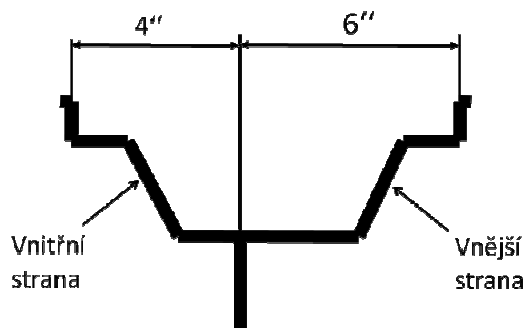
25 – vnější průměr pneumatiky v palcích

11 - celková šířka pneumatiky v palcích

10 - průměr disku v palcích

Příklad značení disků:

10x10 4/136 4+6



10 - průměr disku v palcích

10 – šířka disku v palcích

4 – počet upevňovacích otvorů

136 – rozteč upevňovacích otvorů v mm

4+6 – parametr určující hloubku uchycení

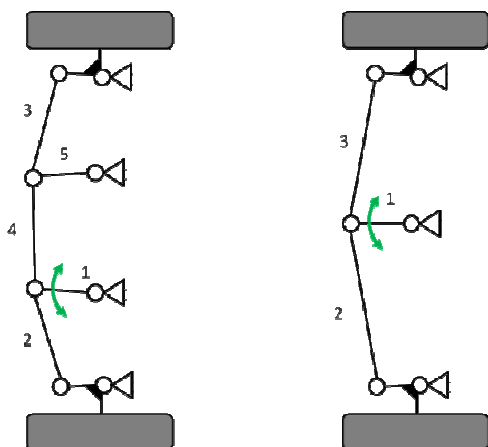
Obr. 27 – hloubka uchycení disku

2.4.2 Použité pneumatiky a disky

<i>přední:</i>	pneumatika	21x7-10 4PR TL Innova IA-8003	www.atv-rakovnik.cz
	disk	10x5,5 4/60/110 mm	www.atv-rakovnik.cz
<i>zadní:</i>	pneumatika	25x11-10 KT125 Dunlop	www.motopneumatiky.cz
	disk	10x10 4/136 4+6	www.aligatoravs.cz

2.5 Řízení

U přední nápravy jest podmínkou schopnost natáčení kol z důvodu možnosti zatáčení vozidla. Konstrukce mechanismu řízení je běžně u silničních vozidel řešena tzv. lichoběžníkem řízení, kterého se využívá k dodržení Ackermannovy podmínky pro jeden střed otáčení vozidla. Tento princip však vzhledem k malé šířce vozidla nelze využít. Řešením je tak možnost vynechání střední spojovací tyče řízení a ponechání pouze dvou bočních spojovacích tyčí, jak je naznačeno v obr. 28. Tyče řízení jsou běžně spojovány s řídicími pákami pomocí kulových kloubů. Jezdec bude moci natáčet předními koly pomocí řídítek, na která bude možné připevnit i brzdové páky předních a zadních brzd s dalším ovládáním motoru.



Obr. 28 – mechanismus řízení

- 1 – řídicí páka
- 2 – levá spojovací tyč
- 3 – pravá spojovací tyč
- 4 – střední spojovací tyč
- 5 – pomocná páka řízení

Úhly předních kol se vzájemně záměrně porušují, čímž se vytváří tzv. sbíhavost (rozbíhavost) kol. Té se využívá k vymezení vůlí kloubů v mechanismu řízení. Při konstrukci je rovněž nutné, aby sklon spojovacích tyčí i jejich délka co nejlépe odpovídala sklonu a délce závěsných ramen. Tuto podmínku je zapotřebí dodržet z důvodu zamezení výrazných změn sbíhavosti předních kol vlivem propružení.

3 Rozbor hmotnosti a zatížení náprav

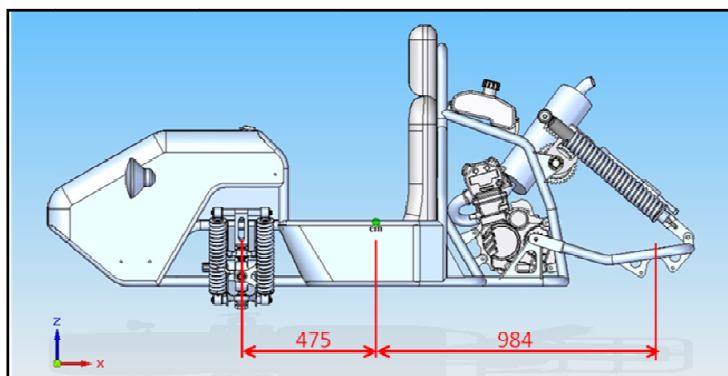
Pro výběr pružících a tlumících jednotek a následný výpočet hodnot předpětí pružin v závěsech je nutné určit nápravové tlaky. K tomu je zapotřebí udělat rozbor hmotnosti navrhovaného vozidla. Hodnoty hmotností jednotlivých komponent jsou uvedeny v tab.2.

Tab. 2 – rozbor hmotnosti ATV

Součást	Hmotnost [kg]
Chassis	112
Motor	32
Sedadlo	16
Ostatní (řízení, akumulátor, chladič, části závěsů, provozní kapaliny)	45
Jezdec	100
Celkem	305

Dle hmotností, jež udává výrobce jsem v CAD modelu navolil hustotu jednotlivých komponent tak, aby výsledná hmotnost dané součásti odpovídala zadaným údajům. U takto upraveného modelu bez kol jsem určil polohu těžiště, která je znázorněna v obr. 29.

Z momentové rovnováhy k nápravám a známé hmotnosti pak můžeme určit síly zatěžující přední a zadní osu. Skutečný nápravový tlak by byl dán součtem této síly a tíhy nápravy. Vypočtené hodnoty sil působících na nápravy jsou:



Obr. 29 – Poloha těžiště

přední: 2017,9 N

zadní: 974,1 N

Moment setrvačnosti karoserie včetně komponent k příčné ose procházející těžištěm byl určen rovněž pomocí CAD modelu v programu Solid Edge. Jeho hodnota činí $153 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. Pro výpočty je však nutné uvažovat moment setrvačnosti karoserie včetně jezdce. Ten je možné určit pomocí Steinerovy věty a známých hodnot momentů setrvačnosti jednotlivých částí lidského těla v sagitální rovině. Pro sedícího jezdce o hmotnosti 100 kg a výšce 180 cm je tato hodnota k příčné ose procházející těžištěm přibližně $23,5 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. Celková hodnota momentu setrvačnosti je tedy $176,5 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$.

3.1 Moment setrvačnosti jezdce s výstrojí

Pro určení celkového momentu setrvačnosti karoserie osazené jezdce je zapotřebí vypočítat předpokládaný moment setrvačnosti sedícího jezdce v sagitální rovině. Zvolen byl člověk o hmotnosti 100 kg a výšce 180 cm. Momenty setrvačnosti jednotlivých částí lidského těla lze určit dle Zaciorského [14] pomocí experimentálně zjištěných koeficientů množinové regrese B_0, B_1, B_2 následovně:

$$J_0 = B_0 + B_1 \cdot m + B_2 \cdot v \quad (1)$$

Při čemž m značí celkovou hmotnost člověka v kg a v celkovou výšku v cm. Vypočtené hodnoty momentů setrvačnosti částí lidského těla k ose procházející těžištěm soustavy karoserie + jezdec můžeme následně sečíst za využití Steinerovy věty.

$$J = J_0 + m \cdot d^2 \quad (2)$$

Symbol d ve vztahu (2) značí vzdálenost těžiště části lidského těla a vztažného bodu, kterým je v tomto případě těžiště soustavy karoserie + jezdec. Součástí této práce je výpočet vytvořený v programu Microsoft Excel pro určení celkového momentu setrvačnosti jezdce. Hodnoty koeficientů a výsledky jednotlivých momentů setrvačnosti lidského těla jsou uvedeny v tab. 3. Postup výpočtu je odvozen z: biomech.ftvs.cuni.cz [14]

Tab. 3 – momenty setrvačnosti jezdce v sagitální rovině

segment	B_0 [kg.cm ²]	B_1 [kg.cm ²]	B_2 [kg.cm]	hmotnost [kg]	J_0 [kgm ²]	d [m]	J_T [kgm ²]
noha	-100,000	0,48	0,626	1,26	0,0061	0,8000	1,618536
bérec	-1105,000	4,59	6,63	4,20	0,0547	0,6000	3,13492
stehno	-3557,000	31,7	18,61	14,45	0,2963	0,3000	3,19302
ruka	-19,500	0,17	0,116	0,56	0,0018	0,6000	0,405796
předloktí	-64,000	0,95	0,34	1,56	0,0092	0,4500	0,6495515
nadloktí	-250,700	1,56	1,512	2,78	0,0177	0,4000	0,923812
hlava	78,000	1,171	1,519	5,58	0,0469	0,8000	3,618052
trup-vrch	81,200	36,73	-5,97	16,32	0,2680	-	-
trup-střed	18,500	39,8	-12,87	17,59	0,1682	-	-
trup-spodek	1568,000	12	7,741	11,07	0,4161	-	-
trup	-	-	-	44,98	0,8523	0,4500	9,9615885
celkem				100,16			23,505276

4 Předpoklady a zásady pro návrh zavěšení kol

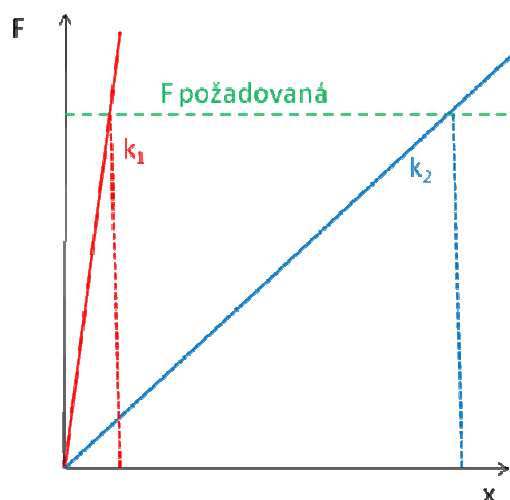
Při navrhování konstrukce zavěšení kol je zapotřebí dodržet několik důležitých zásad a pravidel, které jsou náležitě popsány v odborné literatuře zabývající se touto problematikou. Tyto zásady se však často dostávají do rozporu s konstrukčním uspořádáním, což často vede na hledání jistého kompromisu v daném řešení.

4.1 Snížení hmotnosti neodpružených hmot

Při konstrukci závěsů kol je zapotřebí brát zřetel na velikost neodpružených hmot nápravy, neboť tyto hmoty způsobují zvýšené nároky na tlumiče kmitání. Snížení dosáhneme konstrukčním uspořádáním, kdy pružinu spolu s tlumičem umístíme co nejblíže kolu. Takové uspořádání vede rovněž k nižšímu namáhání závěsu kol ohybovými momenty. Zvýšené hodnoty neodpružených hmot vedou rovněž k nižším vlastním frekvencím, které mohou dosáhnout hodnot blízkých buzení a tudíž následné rezonance.

4.2 Zástavba pružící a tlumící jednotky

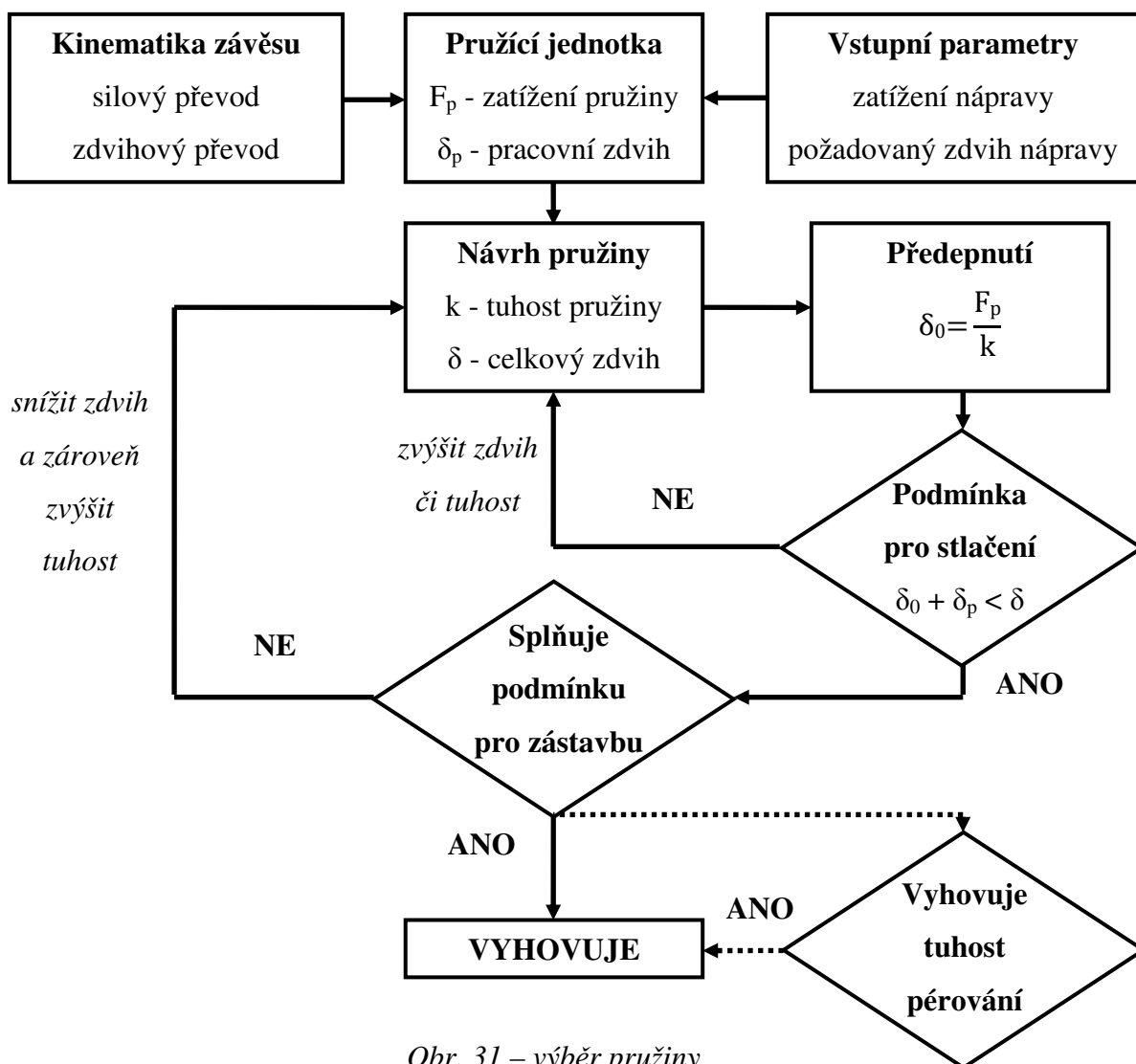
Pružící a tlumící jednotkou je myšleno uspořádání pružiny a tlumiče, kde hydraulický tlumič tvoří jakési jádro okolo kterého je nainstalována tlačná šroubovitá válcová pružina. Ta se svými konci opírá o misky připevněné na válec a ochranný tubus pístnice tlumiče. Při prvotním výběru pružiny je potřebné znát klidové zatížení náprav, neboť síla předepjatých pružin drží vůz v požadované klidové výšce. Při použití speciálních závěsů se dostáváme do situace,



Obr. 30 – charakteristiky pružiny

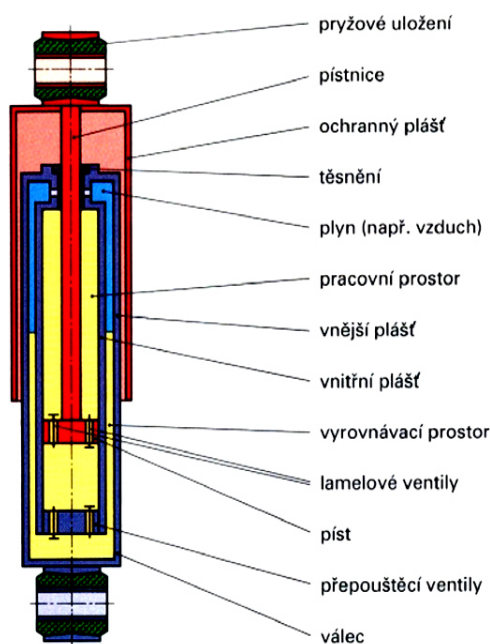
kdy silový poměr, tj. poměr mezi silou v pružící jednotce a na kole, má poměrně vysokou hodnotu. Tím je způsobena značná klidová síla, jíž je pružina vystavena. Aby bylo možné vyvinout na pružině takovéto předpětí, je nutné volit buď pružinu s vysokou hodnotou tuhosti a menším počátečním stlačením, nebo pružinu s nízkou hodnotou tuhosti a vysokou hodnotou počátečního stlačení. To vše platí za předpokladu lineární zatěžovací charakteristiky pružiny viz. obr. 30. Při použití pružiny s tuhostí k_1 je nutno uvážit, že i při malém prodloužení kola dojde ke značnému nárůstu síly v pružině. Pak se pérování může

jevit jako příliš tuhé. Naopak při použití pružiny s tuhostí k_2 je zapotřebí značného počátečního stlačení, po kterém musí stále zůstat dostatečná rezerva pro pracovní zdvih. To přinese volbu pružiny s velkou možností stlačení, jejíž pracovní poloha bude jen v úzkém rozmezí zdvihu celkového. Taková pružina je však náročná na délkovou zástavbu, neboť má velký počet závitů, což přinese značnou délku i při jejím stlačení. Použití takovýchto pružin může mít za následek, že pérování vozidla bude naopak příliš měkké.



Obr. 31 – výběr pružiny

Výběr pružiny tak končí u hledání jakési optimální hodnoty, neboť má vliv na tuhost pérování. Ovšem zjištění optimální hodnoty tuhosti pérování, vhodného pro jízdu terénem je spíše již pocitovou záležitostí každého jezdce. Při návrhu závěsů přední a zadní nápravy jsem se snažil docílit přibližně stejných hodnot tuhosti pružení ve svislém směru bez ohledu na mechanické uspořádání nápravy a její silový převod. Vybraná pružina musí vyhovovat nejen svoji tuhostí ale i požadovaným zdvihem, který je součtem zdvihu pracovního (od vlivu pružení kol) a počátečního předpětí.



Obr. 32 – dvouplášťový
hydraulický tlumič

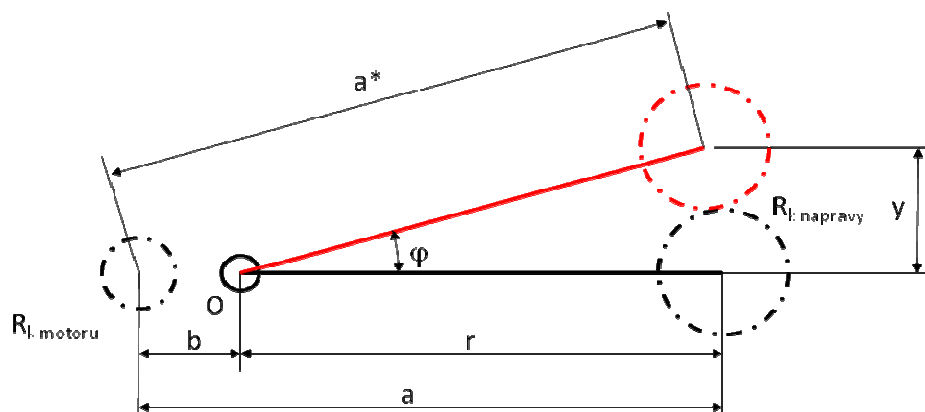
Při zástavbě pružící a tlumící jednotky je zapotřebí brát zřetel na funkční polohu hydraulického tlumiče pérování. Každý pístový hydraulický tlumič je vybavený vyrovnávacím prostorem, ve kterém se nachází plyn. Tento prostor slouží jako zásobárna tlumičového oleje, který vyrovnává při propuštění objem pístnice. Pracovní prostor tlumiče je tedy vždy zcela vyplněn olejem. Při konstrukci tlumiče dle obr. 32 je zapotřebí, aby byl instalován pokud možno ve svislé poloze. Bude-li tlumič fungovat v poloze, která je blízká horizontální, může dojít k zavzdušnění pracovního prostoru plynem, jež se při propuštění může nasát z prostoru vyrovnávacího, neboť hladina oleje bude stále

vodorovná. Jistým východiskem je použití jednoplášťového tlumiče, kde je pracovní a vyrovnávací prostor oddělen ve válci dělicím pístem. Tento tlumič je však o poznání delší a tudíž klade větší nároky na zástavbu.

4.3 Náhon zadní nápravy

Jelikož je zadní náprava řešena jako náprava hnací, je nutné vyřešit přenos točivého momentu z motoru. Ten je u většiny soudobých čtyřkolek řešen buď za pomoci kloubového hřídele opatřeného na obou koncích křížovými (kardanovými) klouby nebo pomocí řetězového převodu. Přenos točivého momentu pomocí kardanové hřídele je realizován výhradně u čtyřkolek s rozvodovou skříní (diferenciálem) a s tím spojeným nezávislým zavěšením kol s podélnou osou kývání. Z důvodu použití tuhé zadní nápravy jsem se přiklonil k řetězovému převodu. Zde je však nutné podotknout, že střed kývání zadní nápravy a osy hnacího řetězového kola nejsou u soudobých čtyřkolek totožné. Tudíž se s propuštěním bude měnit i osová vzdálenost řetězových kol a to podle následujících vztahů (3,4,5).

$$a_x^* = b + (r - y \cdot \operatorname{tg} \varphi) \quad , \quad a_y^* = y = r \cdot \sin \varphi \quad , \quad a^{*2} = a_x^{*2} + a_y^{*2} \quad (3,4,5)$$



Obr. 33 – změna osové vzdálenosti řetězových kol při propružení

Z výše uvedených vztahů je patrné, že osová vzdálenost řetězových kol se bude měnit s přibývajícím úhlem φ . Toto konstrukční řešení si tedy můžeme dovolit pouze tam, kde změna úhlu φ v závislosti na propružení je malá. To znamená pouze u náprav s velkou délkou ramene kývání r , neboť platí:

$$y = r \cdot \sin \varphi \quad (6)$$

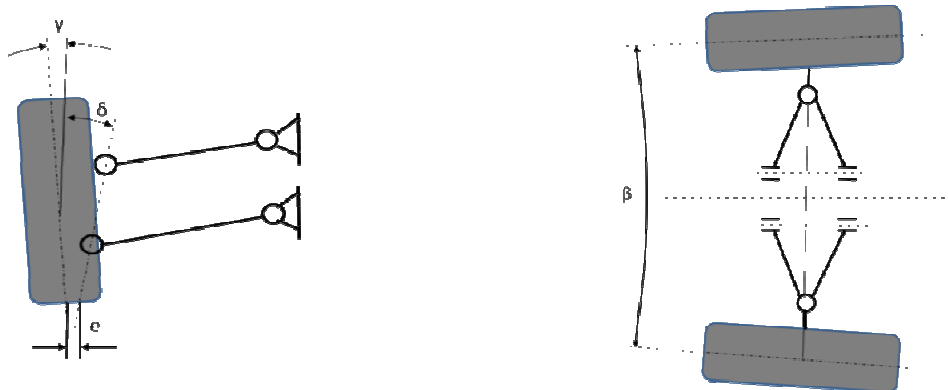
Z důvodu snížení zástavbové výšky vozidla, bylo nutné posunout motor za záda jezdce. Vzhledem k tomu, že je zapotřebí rovněž dodržet optimální rozvor, musela být zmenšena i délka ramene kývání r . Při uvažování pohybu vozidla terénem, je však potřeba i dostatečné velikosti propružení zadní nápravy, což má za následek značné změny úhlu φ . Proto byla koncepce zavěšení zadní nápravy pozměněna tak, aby střed kývání byl totožný se středem hnacího řetězového kola motoru. Pak jediné nebude docházet při propružení nápravy ke změnám osové vzdálenosti mezi řetězovými koly. Další možnou cestou, jak tento problém řešit, by bylo použití napínacího řetězového kola, které by změnu délky řetězu vlivem změn osové vzdálenosti řetězových kol kompenzovalo. Toto kolo však musí být instalováno na nezatížené větvi řetězu. Vzhledem k tomu, že čtyřkolky bývají obecně vybaveny i zpětným chodem, bylo by zapotřebí instalovat napínací řetězová kola dvě. Z tohoto důvodu jsem od kompenzace délky řetězu pomocí napínání upustil.

4.4 Geometrie a řízení předních kol

U předních kol je potřebná realizace jejich řízení. K tomuto účelu slouží svislé čepy, jež umožňují těhlicím kol otáčet se kolem svislé osy. V poslední době jsou svislé čepy nahrazovány dvěma klouby, umístěnými v ose otáčení těhlice. Závěs předního kola musí splňovat z hlediska řízení několik geometrických podmínek. Osa svislého čepu a kola se volí pod jistým úhlem. Hovoříme zde o příklonu rejdrového čepu δ a odklonu kola γ . Toto se děje z důvodu snížení odporů při zatačení. Další důležitou podmínkou je sbíhavost (rozbíhavost) kol. Té se využívá k vymezení vůlí kloubů v mechanismu řízení. Splněna by měla být rovněž podmínka, pro jeden střed otáčení vozidla (tzv. Ackermanova podmínka). Ta se běžně realizuje tzv. lichoběžníkem řízení. Ideálně této podmínky nelze dosáhnout, pouze se více či méně přiblížit požadovaným hodnotám. Vzhledem k šířce vozidla však nebylo možné lichoběžník řízení realizovat. Ačkoli nepovažují dodržení Ackermannovy podmínky u terénního vozidla za podstatné, byla geometrie řízení navrhována ve snaze se tomuto požadavku v rámci konstrukční proveditelnosti co nejvíce přiblížit. Z výsledných hodnot uvedených v tab. 4 je patrné, že odchylka natočení předních kol od požadovaných hodnot roste v závislosti na velikosti rejdu.

Tab. 4 – natočení kol při rejdu a poloměr otáčení vozidla

Natočení řídítek [°]	Natočení vnitřního kola [°]			Natočení vnějšího kola [°]			Poloměr otáčení [m]
	skutečnost	požadováno	odchylka	skutečnost	požadováno	odchylka	
0	0,35	0,00	0,35	-0,35	0,00	0,35	∞
5	6,86	6,78	0,08	6,20	6,30	0,10	12,73
10	13,53	14,15	0,62	12,74	12,25	0,49	6,24
15	20,32	22,15	1,83	19,31	17,91	1,40	4,04
20	27,30	30,83	3,53	25,95	23,37	2,58	2,91
25	34,57	40,21	5,64	32,73	28,77	3,96	2,19



Obr. 34 – příklon rejdrového čepu, odklon kola a sbíhavost předních kol

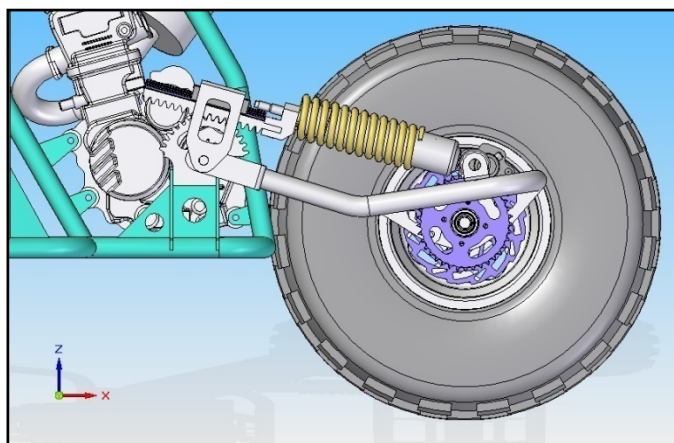
5 Závěs zadní nápravy

Zadní náprava je řešena jako vlečná tuhá náprava s osou kývání v příčném směru, jež zajistí možnost propružení nápravy jako celku. Jde o závislé zavěšení kol, což znamená, že pohyb kola na jedné straně vyvolá pohyb kola na straně druhé. Tento typ nápravy neumožňuje natáčení nápravy kolem podélné osy vozidla, což má za následek větší přenos pohybů vyvolaných nerovnostmi terénu na rám vozu v příslušném směru. Její nevýhodou, je značná hodnota neodpružených hmot, proti čemuž se však staví její konstrukční jednoduchost a cena. Při zástavbě pružící a tlumící jednotky byl použit mechanismus vycházející z patentového spisu ČR č. 303603, spočívající v instalaci ozubeného segmentu či celého kola na rám vozu, s jeho případnou možností natáčení. Na jeden konec pružící a tlumící jednotky je připevněn ozubený hřeben, který spolu s ozubeným kolem tvoří valivou dvojici. V takovém uspořádání lze vhodným natáčením ozubeného kola dosáhnout příznivé regulace náklonů karoserie, ke kterým dochází při akceleraci, brzdění a při přejezdu terénních nerovností.

5.1 Konstrukční návrh

5.1.1 Původní konstrukční návrh závěsu

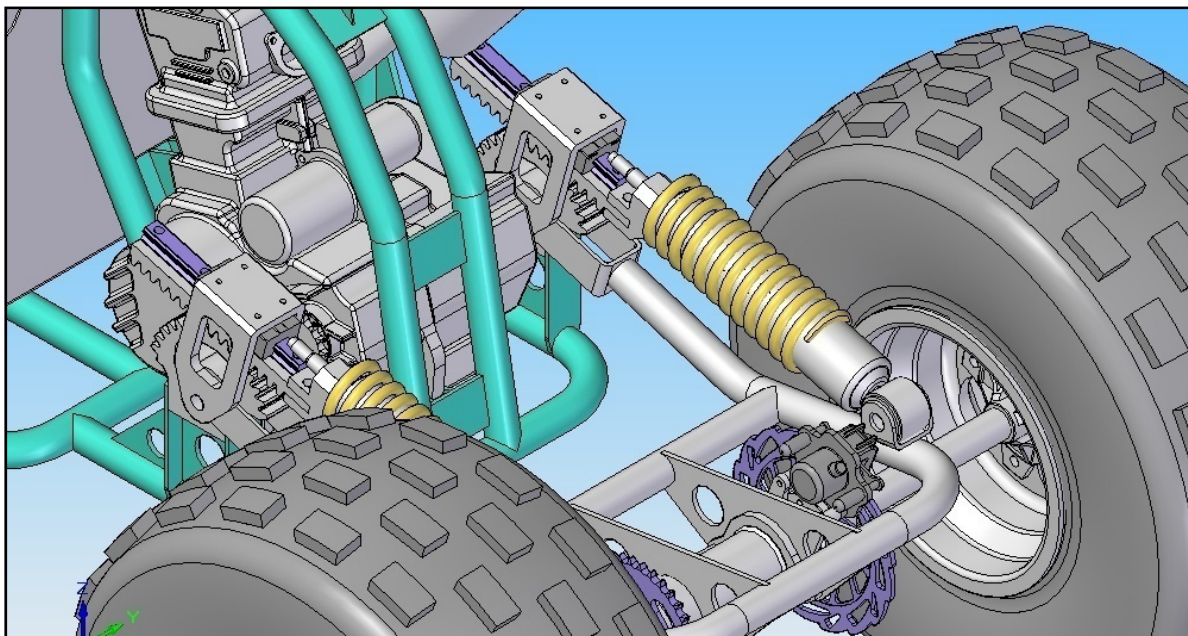
Původní koncepce prozatím bez uvažované možnosti regulace natáčení ozubeného členu byla tvořena dvěma ozubenými segmenty, jejichž střed byl totožný se středem osy kývání. Stlačení pružin při propružení bylo tedy čistě jen funkcí odvalu ozubeného hřebene a segmentu o úhel propružení φ . Toto konstrukční řešení však přináší



Obr. 35 – první návrh zavěšení zadní nápravy

nevýhody v téměř vodorovném uložení tlumičů a značném silovém převodu. To klade vysoké nároky na výběr pružící a tlumící jednotky, neboť vzhledem k velkému silovému převodu vychází i značná klidová zatěžovací síla pružiny. Ta ve spojení s omezením zástavbového prostoru přináší i požadavek na vysokou tuhost. Rovněž funkční poloha tlumičů není vhodná z hlediska rizika zavzdušnění pracovního prostoru.

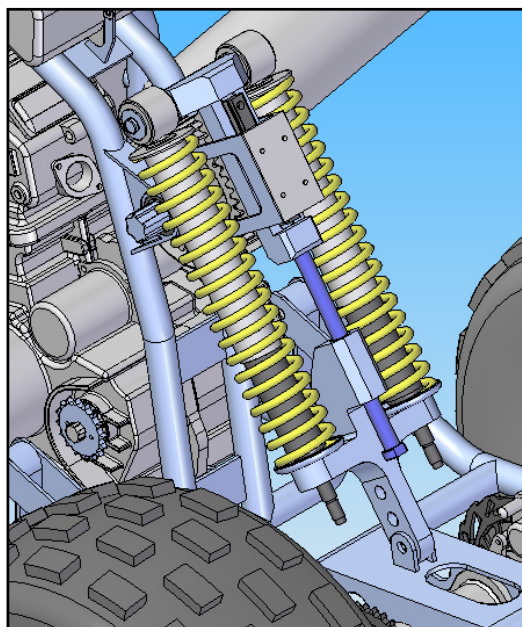
Záběr ozubeného segmentu s hřebenem je zde realizován pomocí lineárního vedení, které zajistí optimální polohu hřebene tak, aby jeho roztečná přímka byla tečnou k roztečné kružnici ozubeného segmentu. Vozík lineárního vedení je umístěn v třmenu, s osou otáčení totožnou se středem segmentu. Ten může být i součástí ramene nápravy.



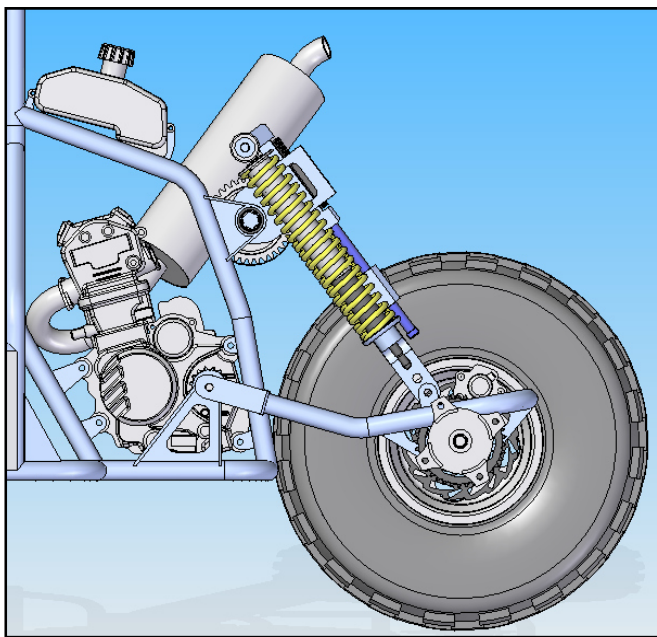
Obr. 36 – první návrh zavěšení zadní nápravy

5.1.2 Výsledný konstrukční návrh závěsu

Vzhledem k nepříznivému silovému poměru a téměř horizontální funkční poloze tlumiče byl střed regulačního segmentu závěsu volen o něco výše. Tímto uspořádáním docílíme rovněž většího zdvihu na pružící a tlumící jednotce v závislosti na propuštění, což je přínosné i pro správnou funkci tlumiče. Jako tlumící a pružící jednotku jsem zvolil dvě paralelně umístěné pružiny s kapalinovými teleskopickými tlumiči, mezi nimiž je umístěna vodící tyč s dorazy pro přenos případného ohybového momentu tak, aby nedocházelo k poškození ucpávek hydraulických tlumičů. O správnost záběru ozubeného hřebene s řídícím kolem se stará lineární vedení značky HIWIN.



Obr. 37 – Konstrukční návrh závěsu zadní nápravy s pružením a pomocnou vodící tyčí s dorazy.



Obr. 38 – Konstrukční návrh závěsu zadní nápravy s pružením a pomocnou vodící tyčí.

Toto vedení sestává z vozíku typu HGH20HA a kolejnice s označením HGR20R-140. Alternativně lze použít vedení od výrobce THK, jehož rozměry jsou shodné. Ozubený hřeben je připevněn ze spodní strany na vrchní držák tlumičů, který je opatřen shora kolejnicí lineárního vedení. Uchycení tlumičů je řešeno pomocí ok se silentbloky, jež jsou na čepích zajištěny podložkami a pojistnými kroužky. Ve spodní části držáku je připevněna za pomoci závitů vodící tyč, která vymezuje celkovou délku zdvihu a přenáší

případné ohybové namáhání tlumičů. Vozík lineárního vedení je upevněn do ocelového třmenu, jehož střed otáčení je souhlasný se středem řídicího ozubeného kola. Ozubené kolo spolu s hřebem bylo voleno dle katalogu s průměrem 140 mm modulem 4 mm a šířkou 40 mm. K dostání je u firmy Haberkorn Ulmer. Natáčení řídicího ozubeného kola je realizováno za pomoci drážkovaného hřídele s rovnobokým drážkováním ČSN 01 4942 o rozměrech 6x26x32, který je uložen v bronzových pouzdrech. Ta jsou společná i pro vodící třmen, vymezují axiální polohu ozubeného kola s třmenem a zachycují radiální složky sil. V dolní části závěsu jsou pružící a tlumící jednotky montovány paralelně do držáku, který je rovněž opatřen bronzovým pouzdrem pro dorazovou vodící tyč. Jeho spojení se závěsným ramenem tuhé nápravy je řešeno válcovým pryžovým silentblokem Rubena 13x30/40. Obdobně je realizováno i zavěšení kyvného ramene v rámu vozu. Zde je použito z každé strany silentbloku Rubena GP-32x13,5/32, které tlumí přenos vibrací. Závěsné rameno kola je přizpůsobeno svojí konstrukcí délce a pozici řetězového převodu a je uloženo kyvně, kolem osy totožné s výstupní hřídelí motoru. Z tohoto důvodu je potřebné určit pro délku kyvného ramene zadní nápravy přednostně osovou vzdálenost řetězových kol.

5.2 Výpočet řetězového převodu

Pro pohon zadní nápravy byl zvolen řetěz o rozměru 428 s 95-ti články a roztečí 12,7 mm viz. tab.5. Osová vzdálenost řetězových kol s přihlédnutím na jejich rozměry pak dle výpočtu činí 432,9 mm. Hnací řetězové kolo motoru se 17-ti zuby označení FS387-32-16 je k dostání na <http://www.buyatvsonline.com>.

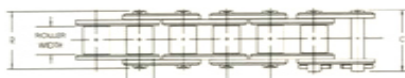
Tab. 5 – rozměry řetězů dle značení

Dimensions in Inches and Pounds

Diamond Catalog Number	Diamond Factory Number	Pitch	Roller Width	Roller Diam.	Pin Diam.	Link Plate			C	R	Weight Per Foot Pounds	Average UTS
						Thick-ness	E Height	H Height				
35 KART	X-1211390	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	0.200	0.141	0.050	0.307	0.356	0.61	0.50	0.24	2000
35-2	XT-5282	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	0.200	0.141	0.050	0.307	0.356	0.96	0.90	0.45	4200
35-3	*1 X-1211330	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	0.200	0.141	0.050	0.356	0.356	1.36	1.31	0.77	6300
41	X-1341	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	0.306	0.141	0.400	0.310	0.383	0.61	0.57	0.26	2000
428	X-14867	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	0.335	0.174	0.080	0.410	0.475	0.73	0.68	0.43	4200
428-2	*1 X-549302	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	0.335	0.174	0.060	0.475	0.475	1.29	1.24	0.88	8400
520MS	X-1348	$\frac{5}{8}$	$\frac{1}{2}$	0.400	0.200	0.080	0.512	0.594	0.77	0.71	0.59	6600
530MS	X-1548M	$\frac{5}{8}$	$\frac{1}{2}$	0.400	0.200	0.080	0.512	0.594	0.89	0.83	0.68	6600
530XDL	XDL-1557	$\frac{5}{8}$	$\frac{1}{2}$	0.400	0.200	0.086	0.512	0.615	0.91	0.85	0.69	6600
530ENP	XNI-1548N	$\frac{5}{8}$	$\frac{1}{2}$	0.400	0.200	0.086	0.512	0.615	0.91	0.85	0.69	6600
520XLO	XLO-13548	$\frac{5}{8}$	$\frac{1}{2}$	0.400	0.214	0.094	0.588	0.588	0.885	0.83	—	9300
530XLO	XLO-15548	$\frac{5}{8}$	$\frac{1}{2}$	0.400	0.214	0.094	0.588	0.588	1.02	0.96	0.93	9300
630MS	X-1533	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	0.469	0.234	0.094	0.615	0.712	0.96	0.91	0.91	8500

* (oval LP)

† Chains are supplied rivet endless. No connecting links or offset links are available.



Výpočet osově vzdálenosti řetězových kol [4]:

$z_1 = 16$ - počet zubů hnacího řetězového kola motoru

$z_2 = 37$ - počet zubů hnaného řetězového kola nápravy

$p = 12,7$ - rozteč (délka jednoho článku)

$j = 95$ - počet článků

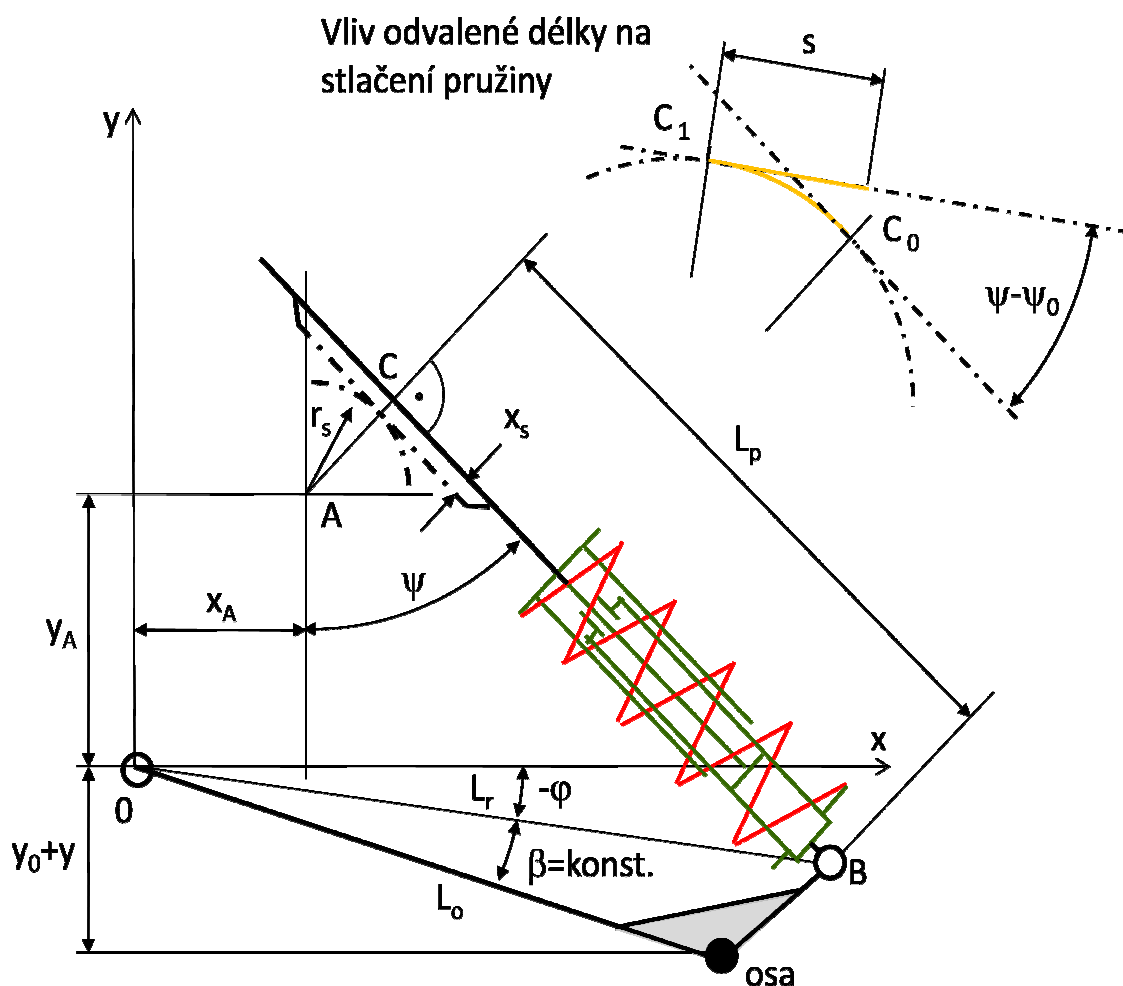
$$a = \frac{p}{4} \cdot \left(j - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(j - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right) = 432,9 \text{ mm} \quad (7)$$

Převodový poměr řetězového převodu:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = 2,3125 \quad (8)$$

5.3 Kinematika závěsu

Řešení kinematických závislostí a následný výpočet statické rovnováhy zadní nápravy včetně určení potřebného předpětí pružin byl proveden za pomoci programu Maple 14. Výpočet je součástí příloh této práce.



Obr. 39 – Kinematické schéma závěsu zadní nápravy

Dle kinematického schématu je patrné, že střed otáčení závěsu zadní nápravy s ramenem o délce L_0 je umístěn do bodu 0. Bod A je středem ozubeného segmentu, který je aktivním prvkem zadní nápravy. Bod B je bodem upevnění pružící a tlumící jednotky, který byl z hlediska snížení sil působících na jednotku volen na rameni L_r větším než L_0 . Vzdálenost L_p je proměnná délka mezi bodem odvalu C a zavěšením B. Stlačení pružící a tlumící jednotky je definováno změnou vzdálenosti L_p a odvalenou délkou ozubeného hřebene. Posunutí x_s mezi roztečou přímkou hřebene a pružící jednotkou je z hlediska rizika vnášení momentu rovna nule. Odvalená délka hřebene je znázorněna žlutě v detailním pohledu na obr. 39.

Pro závěs zadní nápravy můžeme napsat vazebné rovnice plynoucí z vektorové smyčky, které lze následně rozepsat do složek ve směrech x a y dle vztahů (9) a (10).

$$\vec{r}_{OB} + \vec{r}_{BC} + \vec{r}_{CA} + \vec{r}_{AO} = \vec{0} \quad (9,10)$$

$$x_A - L_r \cdot \cos\varphi = -r_s \cdot \cos\psi - L_p \cdot \sin\psi \quad (9)$$

$$y_A - L_r \cdot \sin\varphi = -r_s \cdot \sin\psi + L_p \cdot \cos\psi \quad (10)$$

Po umocnění a následném sečtení rovnic (9) a (10) můžeme vyjádřit závislost délky L_p na úhlu natočení ramene φ .

$$\begin{aligned} (x_A - L_r \cdot \cos\varphi)^2 + (y_A - L_r \cdot \sin\varphi)^2 &= r_s^2 \cdot \cos^2\psi + 2 \cdot r_s \cdot L_p \cdot \sin\psi \cdot \cos\psi + L_p^2 \cdot \sin^2\psi + \\ &+ r_s^2 \cdot \sin^2\psi - 2 \cdot r_s \cdot L_p \cdot \sin\psi \cdot \cos\psi + L_p^2 \cdot \cos^2\psi \end{aligned}$$

$$(x_A - L_r \cdot \cos\varphi)^2 + (y_A - L_r \cdot \sin\varphi)^2 = r_s^2 + L_p^2$$

$$L_p = \sqrt{(x_A - L_r \cdot \cos\varphi)^2 + (y_A - L_r \cdot \sin\varphi)^2 - r_s^2} \quad (11)$$

Pro výpočet úhlu ψ vyjdeme opět z rovnice (9) a (10), kde rovnici (9) vynásobíme $\cos\psi$ a rovnici (10) $\sin\psi$ a následně sečteme. Tím dostáváme tvar rovnice (12).

$$(x_A - L_r \cdot \cos\varphi) \cdot \cos\psi + (y_A - L_r \cdot \sin\varphi) \cdot \sin\psi = -r_s \quad (12)$$

Rovnice (12) je ve tvaru úplné trigonometrické rovnice (13), kterou můžeme řešit substitucí (14)

$$A \cdot \cos\psi + B \cdot \sin\psi = C \quad (13)$$

$$A = m \cdot \sin\lambda, \quad B = m \cdot \cos\lambda \quad (14)$$

Ta převede rovnici (13) na tvar

$$m \cdot (\sin\lambda \cdot \cos\psi + \cos\lambda \cdot \sin\psi) = C$$

$$\sin(\lambda + \psi) = \frac{C}{m}$$

při čemž řešením rovnice (13) je

$$\psi = \arcsin \frac{C}{m} - \lambda$$

m můžeme určit z rovnic pro substituci (14), které je výhodné umocnit a následně sečíst. Naopak λ získáme podílem rovnic (14).

$$m = \pm \sqrt{A^2 + B^2} \quad , \quad \lambda = \operatorname{arctg} \frac{A}{B}$$

Po dosazení zpět do řešení rovnice (13), získáváme řešení ve tvaru

$$\psi = \arcsin \frac{C}{\pm \sqrt{A^2 + B^2}} - \operatorname{arctg} \frac{A}{B}$$

Po zpětném dosazení hodnot A, B, C z rovnice (12), získáváme řešení pro ψ .

$$\psi = \arcsin \frac{-r_s}{\pm \sqrt{(x_A - L_r \cdot \cos \varphi)^2 + (y_A - L_r \cdot \sin \varphi)^2}} - \operatorname{arctg} \frac{(x_A - L_r \cdot \cos \varphi)}{(y_A - L_r \cdot \sin \varphi)} \quad (15)$$

Druhý člen rovnice (15) upravíme následovně:

$$- \operatorname{arctg} \frac{(x_A - L_r \cdot \cos \varphi)}{(y_A - L_r \cdot \sin \varphi)} = + \operatorname{arctg} \frac{(L_r \cdot \cos \varphi - x_A)}{(y_A - L_r \cdot \sin \varphi)}$$

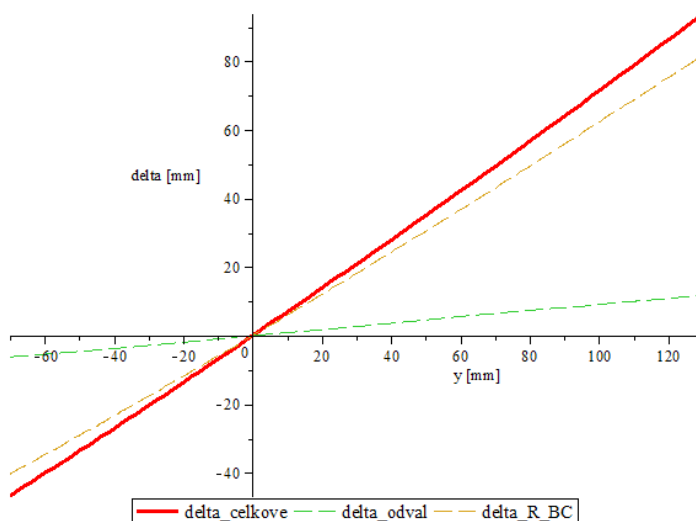
Po úpravě je zřejmé, že druhý člen rovnice (15) značí úhel mezi svislou osou y a spojnicí bodů A a B viz. obr. 30. Z obrázku je rovněž patrné, že tento úhel je menší než úhel ψ , což znamená, že první člen rovnice (15) musí být kladný. Jestliže je v čitateli záporná hodnota, musí být i jmenovatel záporný. Po následném zkrácení a úpravě dostáváme výsledný vztah (16) pro výpočet úhlu ψ .

$$\psi = \arcsin \frac{r_s}{\sqrt{(x_A - L_r \cdot \cos \varphi)^2 + (y_A - L_r \cdot \sin \varphi)^2}} + \operatorname{arctg} \frac{(L_r \cdot \cos \varphi - x_A)}{(y_A - L_r \cdot \sin \varphi)} \quad (16)$$

Pro úhel φ můžeme psát, že:

$$\sin(\varphi - \beta) = \frac{y_0 + y}{L_0} \quad (17)$$

Změna velikosti vektoru $\vec{r}_{BC}$, tedy $(L_p - L_{p0})$ v závislosti na propružení kola y nám ukazuje pouze geometrickou změnu vzdálenosti bodu dotyku ozubeného segmentu s hřebenem C a upevněním pružící a tlumící jednotky B. Přičteme-li ke změně vzdálenosti bodů B a C ještě délku odvaleného oblouku, dostaneme celkové stlačení pružící jednotky δ v závislosti na propružení kola.



Obr. 40 – závislost stlačení pružící a tlumící jednotky na propružení kola y

$$\delta = (L_{p0} - L_p) + r_s \cdot (\psi - \psi_0) \quad (18)$$

Počáteční hodnoty ψ_0 a L_{p0} dostaneme dosazením do rovnic za $y = 0$ ($y_B = y_0$).

5.4 Silová rovnováha na závěsu

Pro zvolenou světlou výšku a tím určenou počáteční klidovou výchylkou nápravy y_0 , můžeme řešit momentovou rovnováhu k bodu závěsu vlečného ramene. Svým potřebným zdvihem rozměry a tuhostí vyhovovala nejlépe katalogová pružina firmy Hennlich s označením 84/3/5. Paralelní uspořádání těchto dvou pružin dává lineární charakteristiku o celkové tuhosti $k_z = 2 \cdot k = 18,06$ N/mm. Pro takovéto uspořádání je však nutné určit předpětí δ_0 z momentové rovnováhy k bodu 0 a uvažovaný klidový nápravový tlak $F_z = 974$ N.

Síla od pružiny:

$$F_p = k_z \cdot (\delta_0 + \delta) \quad (19)$$

Momentová rovnováha k bodu 0:

$$F_z \cdot L_0 \cdot \cos(\varphi - \beta) = F_p \cdot L_r \cdot \cos(\psi - \varphi) \quad (20)$$

Diagram illustrating a mechanical linkage system with a spring. The system is shown in a coordinate system with origin O . Key points and parameters include:

- Point A is at coordinates (x_A, y_A) .
- Point B is at coordinates (x_B, y_B) .
- Point C is a point on the linkage.
- The distance from O to A is r_s .
- The distance from A to C is L_r .
- The distance from C to B is L_0 .
- The angle between the horizontal axis and the line OA is ψ .
- The angle between the horizontal axis and the line OB is ϕ .
- The angle between the lines OA and OB is $\beta = \text{konst.}$.
- The spring force is labeled $L_r \cos(\psi - \phi)$.
- The spring is shown as a red zigzag line.

$$F_z = F_0 + k_{z1} \cdot y + k_{z2} \cdot y^2 \quad (21)$$

$$F_z = F_0 + k_{z1} \cdot y + k_{z2} \cdot y^2 \quad (21)$$

The left graph, titled "rovnovaha sil pusobicich na pruzinu", shows the equilibrium of forces on a spring. The y-axis represents force [N] from 0 to 3000, and the x-axis represents displacement y [mm] from -60 to 120. A horizontal blue dashed line at approximately 1200 N represents the "zateneni pruziny" (loaded spring). A green dashed line starting from the origin represents the "sila od pruziny" (force from the spring). The area where the spring force is less than the load (y > 0) is shaded red, representing the "vratna sila pruziny" (restoring force of the spring).

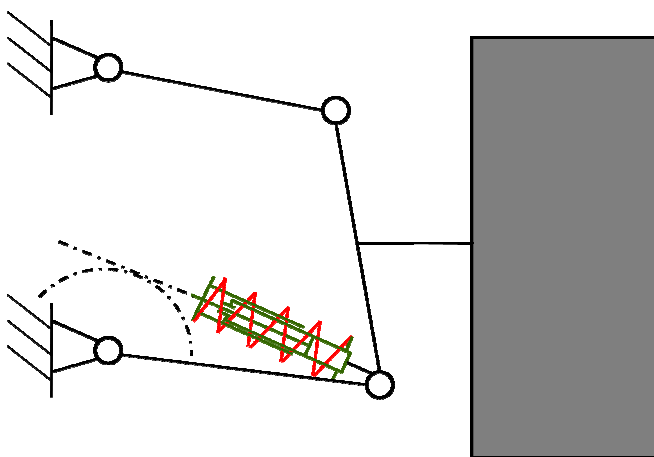
The right graph, titled "rovnovaha sil pusobicich na napravu", shows the equilibrium of forces on a damper. The y-axis represents force [N] from -500 to 2000, and the x-axis represents displacement y [mm] from -60 to 120. A horizontal blue dashed line at 1000 N represents the "zateneni napravu" (loaded damper). A green dashed line starting from the origin represents the "sila od pruziny" (force from the spring). The area where the spring force is less than the load (y > 0) is shaded red, representing the "vratna sila" (restoring force).

46

6 Závěsy předních kol

Pro zavěšení předních kol jsem vycházel z již ověřeného a u ATV často používaného systému rovnoběžníkových nebo mírně lichoběžníkových závěsů. Vzhledem k požadavku snížení polohy těžiště vozidla a současného zachování rozchodu kol bude zapotřebí použít ramena kratší délky, než jsou obvyklá u stávajících ATV. Takováto konstrukční změna přinese nežádoucí vliv v podobě změn rozchodu předních kol při propružení, což je nevyhnutelné. Požadavek na zavěšení pružiny s hydraulickým pístovým tlumičem vychází opět z patentového spisu ČR č. 303603 s možností regulace ozubeného kola umístěného na rámu. Takovéto uspořádání má za výhodu možnost regulace náklonu rámu vozu při akceleraci či brzdění.

6.1 Varianty návrhu umístění pružící a tlumící jednotky



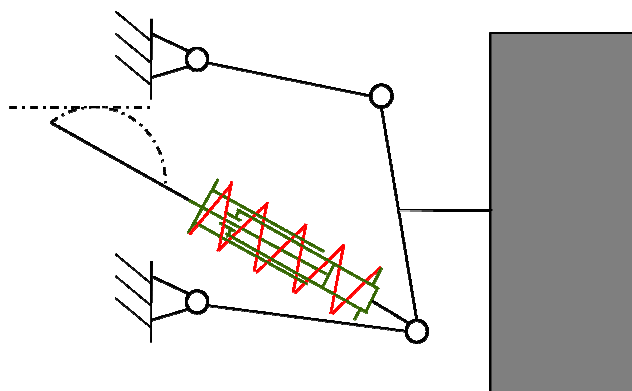
Obr. 43 - první varianta instalace pružící a tlumící jednotky

První varianta zřejmá z obr. 43 kopíruje přímo návrh uvedený v patentovém spisu ČR č. 303603, ve kterém pružící a tlumící jednotka je v podstatě součástí spodního ramene závěsu kola. Prostorem ke zlepšení se zde jeví funkční poloha tlumiče, u které by mohlo dojít k zavzdušnění pracovního prostoru. Vysoká hodnota silového převodu přináší i značnou klidovou sílu předepjaté pružiny, což má

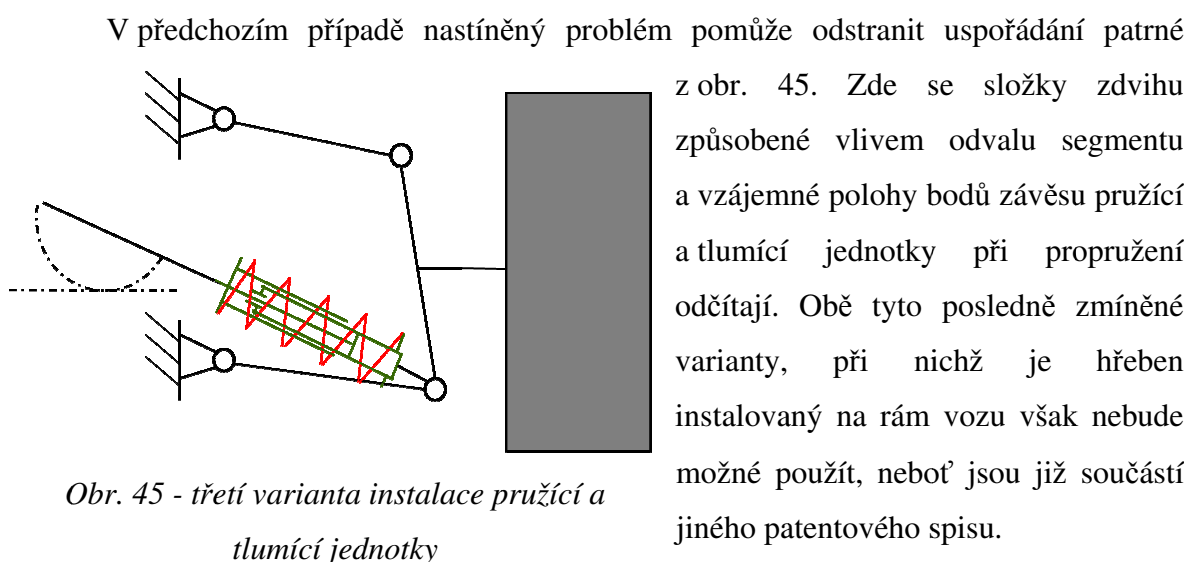
vliv na její rozměry. Z toho vyplývá i větší nárok na prostor, kterého u předních závěsů není vždy dostatek. Při použití dlouhých závěsů, umístěných pod karoserií vozu, hrozí pro změnu riziko kolize přechřívajících částí hřebenů levého a pravého kola.

Poslední zmínka přinesla myšlenku na další použitelnou variantou v podobě instalování ozubeného hřebene na rám vozu. Ten by byl společný pro levé i pravé kolo. Možná potíž by zde nastávala pravděpodobně v možnosti regulace, kde by motor musel být připevněn na pohyblivé části pružící a tlumící jednotky. Výhodou je zde nepatrné zvýšení převodového poměru a poněkud příznivější sklon tlumiče. Zdvih pružící a tlumící jednotky

již není pouze funkcí odvalu ale i vzájemného pohybu obou konců závěsu pružící a tlumící jednotky. Tyto dvě složky se v případě uvedeném na obr. 44 sčítají. To může být nežádoucí z hlediska použití pružiny o vysoké tuhosti, které je z důvodu zástavbových rozměrů nezbytné. Takovéto uspořádání může být následně charakteristické příliš tvrdým pérování vozidla.



Obr. 44 - druhá varianta instalace pružící a tlumící jednotky



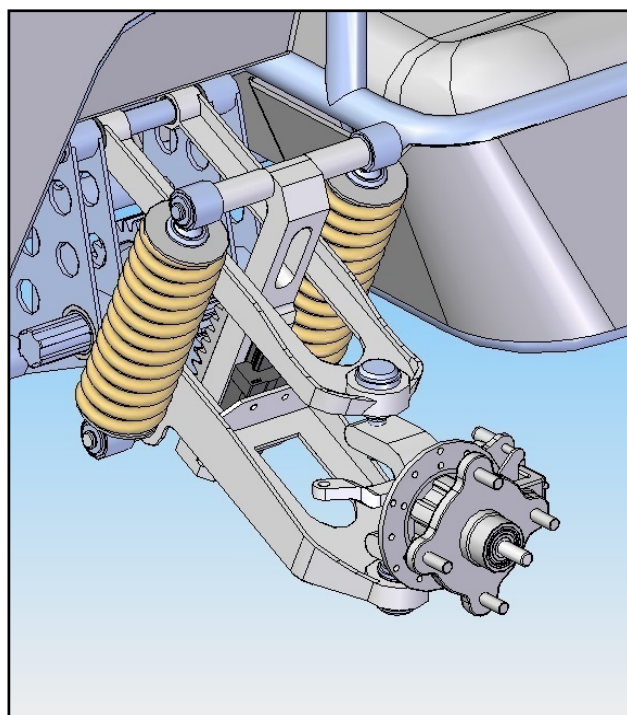
Obr. 45 - třetí varianta instalace pružící a tlumící jednotky

V předchozím případě nastíněný problém pomůže odstranit uspořádání patrné z obr. 45. Zde se složky zdvihu způsobené vlivem odvalu segmentu a vzájemné polohy bodů závěsu pružící a tlumící jednotky při propružení odčítají. Obě tyto posledně zmíněné varianty, při nichž je hřeben instalovaný na rám vozu však nebude možné použít, neboť jsou již součástí jiného patentového spisu.

6.2 Konstrukční návrh zavěšení předních kol

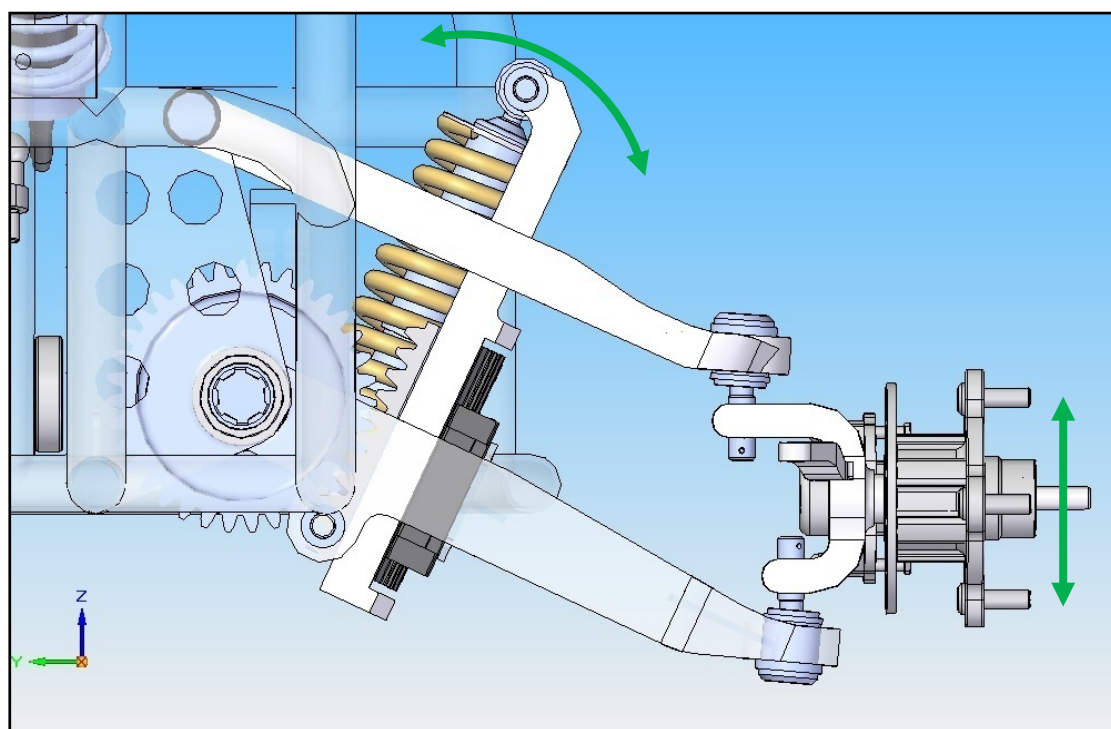
Použitý návrh zavěšení předních kol musí splňovat požadavky na požadovaný zdvih, který byl volen -70 mm pro propad a 130 mm pro odskok kola. Jako nejvhodnější se jeví použití rovnoběžníkového závěsu, ve kterém je spodní rameno odpruženo pružící a tlumící jednotkou upevněnou k rámu dle patentového spisu ČR č. 303603 s možností regulace funkční polohy pružiny. Důležitým hlediskem pro konstrukci bylo umístění kapalinových tlumičů tak, aby jejich funkční poloha byla ve směru svislém k vozovce. Pro značný zdvih předních kol a zároveň nedostatek prostoru musel být volen značný zdvihový poměr závěsu. Takové uspořádání je sice prostorově méně náročné na zástavbu, neboť zdvih a

tudíž i délka pružící jednotky nemusí být značná, avšak klade zvýšené nároky na pružinu a tlumič z hlediska zatěžující síly. Ačkoliv je zásadou konstruování závěsů volit upevnění pružící jednotky z důvodu snížení neodpružených hmot a dosažení nižšího namáhání spodního ramene ohybem co nejblíže kolu, bylo nutné tuto zásadu porušit. Hlavním důvodem jsou vysoké nároky na prostorovou zástavbu pružiny s tlumičem i přes značný zdvihový poměr závěsu a jeho konstrukční uspořádání. Výsledný návrh závěsu je patrný z obr. 46. Zástavbu pružící



Obr. 46 - konstrukční řešení předního závěsu

a tlumící jednotky o potřebné délce se podařilo vyřešit za pomoci protažení vrchního závěsu tlumičů skrze horní rameno závěsu kola. Limitujícím faktorem zde byl úhel natočení pružící a tlumící jednotky v závislosti na propružení předního kola, neboť tento kývavý pohyb se musí odehrávat v rámci dráhy omezené horním ramenem. Zmiňovaný pohyb je naznačen v obr. 47. Celková sestava závěsu je tvořena kompletně osazeným

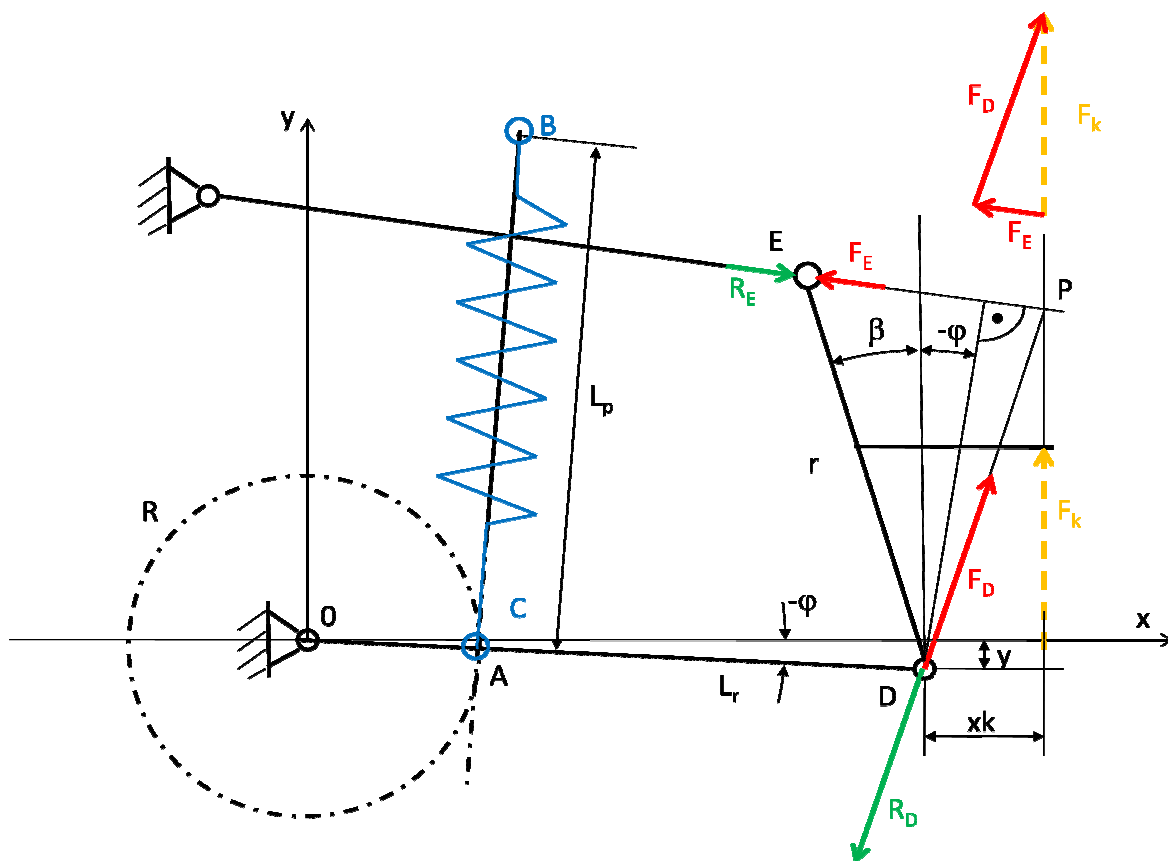


Obr. 47 - kývný pohyb pružící a tlumící jednotky v závislosti na propružení

rejdrovým čepem kola, spodním a horním ramenem závěsu a pružicí a tlumicí jednotkou upevněnou pomocí patentového spisu ČR č. 303603. Použití takového uspořádání přinese jednoznačně výhodu v menším počtu připevňovacích bodů závěsu k rámu, což se projeví i snazší montáží. Oproti standardnímu uspořádání, kdy musí být horní konec pružicí a tlumicí jednotky opatřen samostatným uložením v příslušně vyztuženém místě rámu, je u navrhovaného provedení dle patentového spisu ČR. č. 303603 připevňovací bod pružicí a tlumicí jednotky totožný se spodním ramenem závěsu. Tím se počet připevňovacích bodů závěsu redukuje ze tří na dva. Osa otáčení spodního ramene závěsu je v navrhovaném případě společná s osou natáčení ozubeného kola, které umožňuje regulaci funkční polohy pružiny. Toto spojení je řešeno pomocí hřídele opatřeného rovnobokým drážkováním ČSN 09 4142 o rozměrech 6x26x32, které slouží k přenosu momentů mezi ozubeným kolem, hřídelem a následným pohonem. Spojení spodního ramene s hřídelem je provedeno nasunutým distančním kroužkem, jež zakrývá drážkování, a bronzovým kluzným pouzdem. Toto uložení musí být tuhé z hlediska zachování vhodných záběrových podmínek kola a ozubeného hřebene, který je veden ve spodním ramenu pomocí lineárního vedení. To se skládá z vozíku HGH20HA a kolejnice HGR20R délky 140 mm od firmy HIWIN. Uložení hřídele v rámu vozu je provedeno pomocí dvou kluzných ložisek, vymezující radiální i axiální polohu spodního ramene. Z hlediska zamezení přenosu rázů na rám vozidla by bylo vhodné tato kluzná pouzdra uložit navíc do pouzder pružných, přičemž by při stávajícím uspořádání nemohlo dojít k porušení vzájemné polohy ozubeného kola a ramene nesoucího ozubený hřeben vůči drážkovanému hřídeli. Vrchní závěsné rameno je k rámu připevněno pomocí čepu, se kterým je otočně spojeno pomocí dvou bronzových pouzder. Čep horního závěsného ramene je vůči rámu vozu uložen pružně, pomocí pouzder pružných. Ozubené kolo o průměru 140 mm s modulem 4 mm a šíří 40 mm bylo voleno dle katalogu firmy Haberkorn Ulmer, kde je k dostání i ozubený hřeben. Zavěšení pružicí a tlumicí jednotky je provedeno pomocí ok tlumiče opatřených pružnými pouzdry. Paralelně uspořádané pružiny byly vybrány dle silové rovnováhy v klidovém stavu přední nápravy z katalogu firmy Hennlich s označením 86/2/4. Vrchní i spodní závěsné rameno je konstruováno jako svařenec z plechů tloušťky 4 mm a jejich jednotná délka činí 327 mm. Člen horního závěsu pružicí a tlumicí jednotky tvoří sestavu nesoucí ozubený hřeben, proti kterému je připevněna kolejnice lineárního vedení. Koncové dorazy lineárního vedení jsou součástí závěsného členu pružicí a tlumicí jednotky.

6.3 Kinematika závěsu

Řešení kinematických závislostí a následný výpočet statické rovnováhy přední nápravy včetně určení potřebného předpětí pružin byl proveden za pomoci programu Maple 14. Výpočet je součástí příloh této práce.



Obr. 48 - kinematické schéma a rozklad sil rejdovného čepu

Na obr. 48 je znázorněno kinematické schéma včetně rozkladu sil na rejdovném čepu pro přední závěsy kol. Sílu od kola F_k můžeme rozložit dle silového polygonu na síly F_D a F_E , jež působí v kloubech připevnění rejdovného čepu na závěsná ramena. Tyto síly vyvolají stejně velké reakce R_E a R_D opačného směru. Pro vyšetření závislosti stlačení pružiny na propružení kola postačí se zabývat pouze spodním ramenem délky L_r . Horní rameno zajišťuje pouze správný směr osy svislého čepu. Písmeno r značí vzdálenost bodů D a E. Vzhledem k tomu, že geometrie závěsu byla volena jako rovnoběžník, lze předpokládat, že propružení bodu D bude totožné s propružením kola. Rovněž o úhlu β můžeme prohlásit, že není závislý na propružení kola a je konstantní. Jelikož je střed závěsu spodního ramene i osy regulačního ozubeného kola závěsu totožný, nastane stlačování pružiny pouze vlivem odvalu ozubeného hřebenu.

Pro délku odvaleného oblouku vlivem propružení, která je následně rovna stlačení pružiny, můžeme psát:

$$\delta = R \cdot (\varphi - \varphi_0) \quad (22)$$

při čemž úhel φ_0 je sklon spodního ramene v klidovém stavu. Hodnotu y můžeme zapsat jako součet počáteční polohy a propružení:

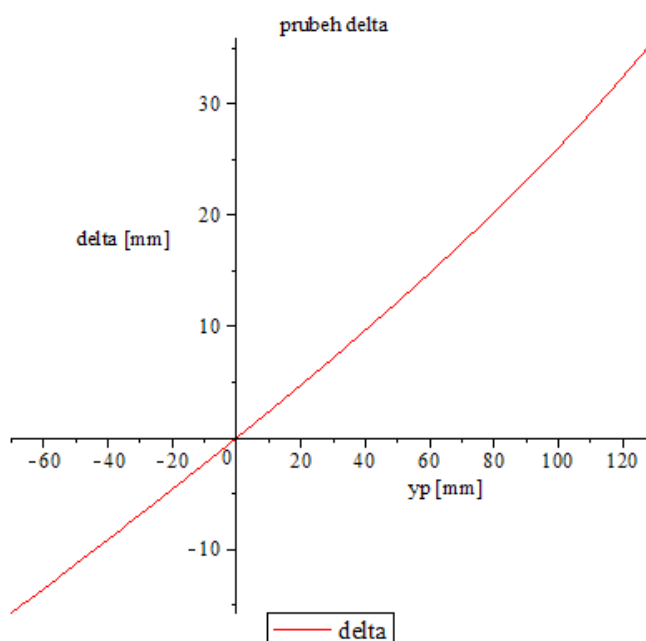
$$y = y_0 + y_p \quad (23)$$

Pro úhly φ_0 a φ následně platí závislosti:

$$\varphi_0 = \arcsin \frac{y_0}{L_r}, \quad \varphi = \arcsin \frac{y}{L_r} \quad (24,25)$$

Pro řešení kinematiky a statické rovnováhy předního i zadního zavěšení kol včetně výpočtu potřebného předepnutí pružin jsem provedl pomocí programu Maple 14. Vytvořené výpočtové programy kinematiky a statické rovnováhy přední nápravy jsou součástí příloh této práce.

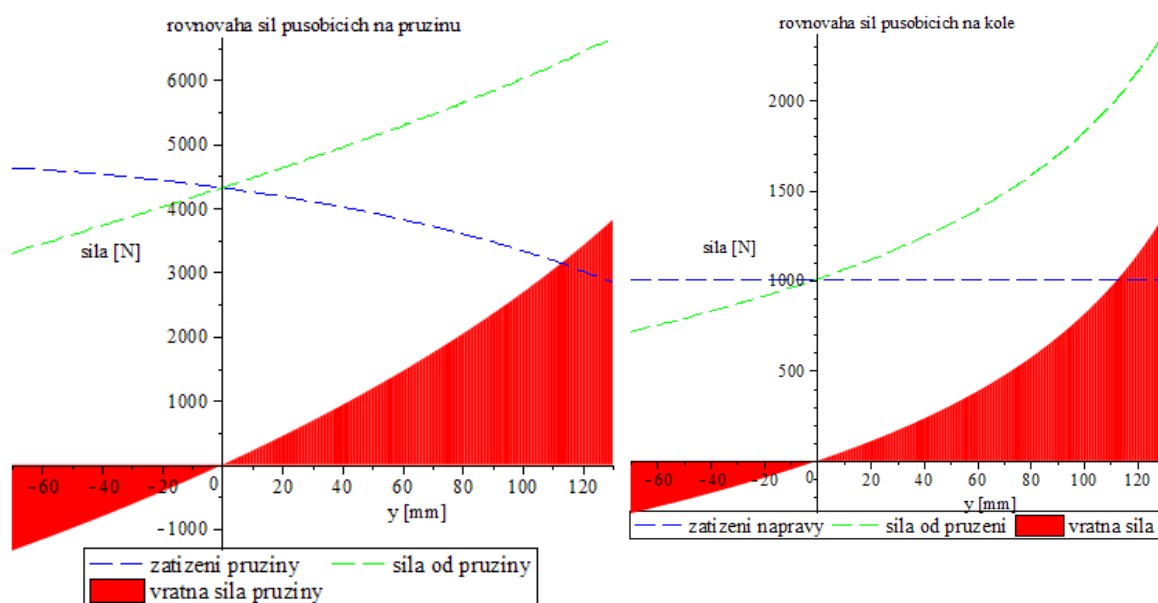
Výsledná závislost stlačení pružiny vlivem propružení předního kola je znázorněna na grafu viz. obr. 49. Stlačení pružiny δ je dáno pouze délkou odvaleného oblouku valivé dvojice tvořené ozubeným hřebenem a kolem, jehož poloměr činí 70 mm. Hodnota kladného propružení y_p je uvažována pro odskok kola. Z grafu vyplývá, že pro požadovaný zdvih 200 mm bude potřebný pracovní zdvih pružiny 52 mm.



Obr. 49 - závislost stlačení pružiny na propružení kola

6.4 Silová rovnováha závěsu předního kola

Jelikož je předem známa požadovaná klidová výška rámu vozu a zároveň i geometrie předních závěsů, můžeme z předem vypočteného zatížení nápravy určit počáteční předpětí pružiny. Vybrané pružiny Hennlich 86/2/4, vyhovující svým zdvihem o tuhosti $k = 32,63 \text{ N/mm}$ jsou v každém závěsu uspořádány paralelně. Celková tuhost takového uspořádání tedy činí $k_p = 2 \cdot k = 65,26 \text{ N/mm}$.



Obr. 50 - rovnováha sil na pružině a na kole přední nápravy

Dle momentové rovnováhy rejdovného čepu k bodu D viz. obr. 48, lze napsat rovnici

$$F_k \cdot x_k - R_E \cdot r \cdot \cos(\beta - \varphi) = 0 \quad (26)$$

Ze silového polygonu na obr. 48 je zřejmé, že složky síly F_D ve směru os x a y můžeme zapsat následujícími vztahy.

$$F_{Dx} = F_E \cdot \cos \varphi = R_E \cdot \cos \varphi \quad (27)$$

$$F_{Dy} = F_k + F_E \cdot \sin \varphi = F_k + R_E \cdot \sin \varphi \quad (28)$$

Momentovou rovnováhu k bodu O viz. obr. 48 lze zapsat rovnicí

$$F_{Dy} \cdot L_r \cdot \cos \varphi - F_{Dx} \cdot L_r \cdot \sin \varphi - F_p \cdot R = 0 \quad (29)$$

Po vyjádření reakce na rejdovný čep R_E ze vztahu (26) a jejím následném dosazení do vztahů (27) a (28) můžeme upravit levou stranu momentové rovnice (29) následovně:

$$\begin{aligned}
 & F_{Dy} \cdot L_r \cdot \cos\varphi - F_{Dx} \cdot L_r \cdot \sin\varphi - F_p \cdot R = \\
 & = \left(F_k + \frac{F_k \cdot x_k}{r \cdot \cos(\beta - \varphi)} \cdot \sin\varphi \right) \cdot L_r \cdot \cos\varphi - \left(\frac{F_k \cdot x_k}{r \cdot \cos(\beta - \varphi)} \cdot \cos\varphi \right) \cdot L_r \cdot \sin\varphi - F_p \cdot R = \\
 & = F_k \cdot L_r \cdot \cos\varphi - F_p \cdot R
 \end{aligned}$$

Upravená rovnice rovnováhy má tedy tvar:

$$F_k \cdot L_r \cdot \cos\varphi = F_p \cdot R \quad (30)$$

Dosazením hodnoty φ_0 do rovnice (30) lze vypočítat potřebné předpětí pružiny F_{p0} pro klidový stav. Počáteční stlačení pružiny δ_0 můžeme následně určit ze vztahu (31):

$$F_{p0} = k_p \cdot \delta_0 \quad (31)$$

Pro předem vypočtené zatížení nápravy 2017,9 N, při čemž na jeden závěs připadá poloviční síla, neboť je každé kolo zavěšeno samostatně, činí potřebné počáteční předpětí pružin předního závěsu $\delta_0 = 66,2$ mm.

Výslednou sílu působící na předním kole lze aproximovat kubickou funkcí v závislosti na propružení kol následovně:

$$F_p = F_0 + k_{p1} \cdot y + k_{p2} \cdot y^2 + k_{p3} \cdot y^3 \quad (32)$$

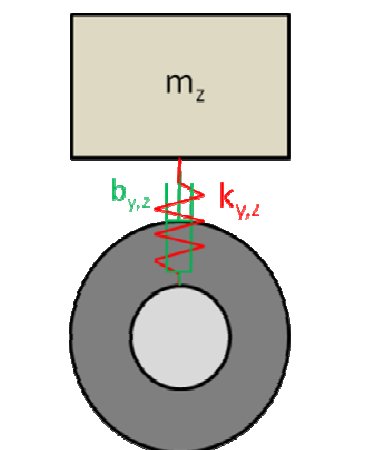
kde $F_0 = 1008,95$ N, $k_{p1} = 4,5413$ N/mm, $k_{p2} = 0,0167$ N/mm², $k_{p3} = 0,0002$ N/mm³

7 Výpočet parametrů tlumičů

Parametry, jimiž lze popsat tlumič jsou tvořeny především požadovaným zdvihem a koeficientem tlumení b , kde dvíh tlumiče je obecně dán použitou geometrií zavěšení kola. To platí obecně pro lineární tlumič, u kterého můžeme konstantu b určit z poměrného útlumu ζ . Ten se pro automobilový tlumič volí přibližně v hodnotě 0,3 a je dán vztahem.

$$\zeta = \frac{b}{b_{kr}} = \frac{b}{2 \cdot \sqrt{k \cdot m}} \quad (33)$$

Ačkoli lze předpokládat, že při použití kapalinových tlumičů bude skutečná charakteristika nelineární, pro výpočet vyjdeme z předpokladu lineárního tlumení.



7.1 Zadní náprava

Pro výpočet požadovaných hodnot zadních tlumičů použijeme poloviční model vozu, kde zadní nápravu zatížíme příslušnou částí celkové hmoty karoserie včetně jezdce. Pro zvolené $\zeta=0,3$ vypočteme $b_{y,z}$ tlumiče ve svislém směru. Hodnotu b_z pro zadní tlumič dostaneme přepočtem ze silového poměru v závěsu a počtu použitých tlumičů.

Obr. 51 - model zadní nápravy

Parametry zadní nápravy:

$k_{y,z} = 9\,566 \text{ N/m}$	tuhost pružení zadní nápravy ve svislém směru
$i_z = 1,45$	silový převod
$m_z = 99,3 \text{ kg}$	část hmotnosti karoserie působící na zadní nápravu
$n_z = 2$	počet tlumičů v závěsu

$$b_{y,z} = \zeta \cdot 2 \cdot \sqrt{k_{y,z} \cdot m_z} = 0,3 \cdot 2 \cdot \sqrt{9\,566 \cdot 99,3} = 585 \text{ Nsm}^{-1} \quad (34)$$

$$b_z = \frac{i_z \cdot b_{y,z}}{n_z} = \frac{1,45 \cdot 585}{2} = 424 \text{ Nsm}^{-1} \quad (35)$$

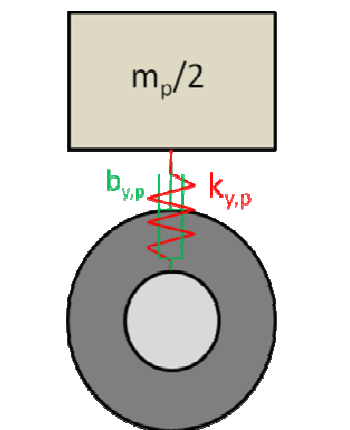
Požadované parametry zadních tlumičů:

$$b_z = 430 \text{ Nsm}^{-1}$$

koeficient tlumení jednoho tlumiče

$$s_{z,\min} = 135 \text{ mm}$$

minimální požadovaný zdvih tlumiče



Obr. 52 - model předního závěsu

7.2 Přední náprava

Pro výpočet požadovaných hodnot předních tlumičů použijeme čtvrtinový model vozu, kde přední kolo zatížíme poloviční částí celkové hmoty karoserie včetně jezdce působící na přední nápravu (dva závěsy). Pro zvolené $\zeta=0,3$ vypočteme $b_{y,p}$ tlumiče ve svislém směru. Hodnotu b_p pro přední tlumič dostaneme opět přepočtem ze silového poměru v závěsu a počtu použitých tlumičů.

Parametry přední nápravy:

$$k_{y,p} = 5\,800 \text{ N/m}$$

tuhost pružení přední nápravy ve svislém směru

$$i_p = 5,5$$

silový převod

$$m_p = 205,7/2 = 102,85 \text{ kg}$$

polovina části hmotnosti karoserie zatěžující přední nápravu

$$n_p = 2$$

počet tlumičů v závěsu

$$b_{y,p} = \zeta \cdot 2 \cdot \sqrt{k_{y,p} \cdot m_p} = 0,3 \cdot 2 \cdot \sqrt{5\,800 \cdot 102,85} = 463,4 \text{ Nsm}^{-1} \quad (36)$$

$$b_p = \frac{i_p \cdot b_{y,p}}{n_p} = \frac{5,5 \cdot 463,4}{2} = 1274,4 \text{ Nsm}^{-1} \quad (37)$$

Požadované parametry předních tlumičů:

$$b_p = 1280 \text{ Nsm}^{-1}$$

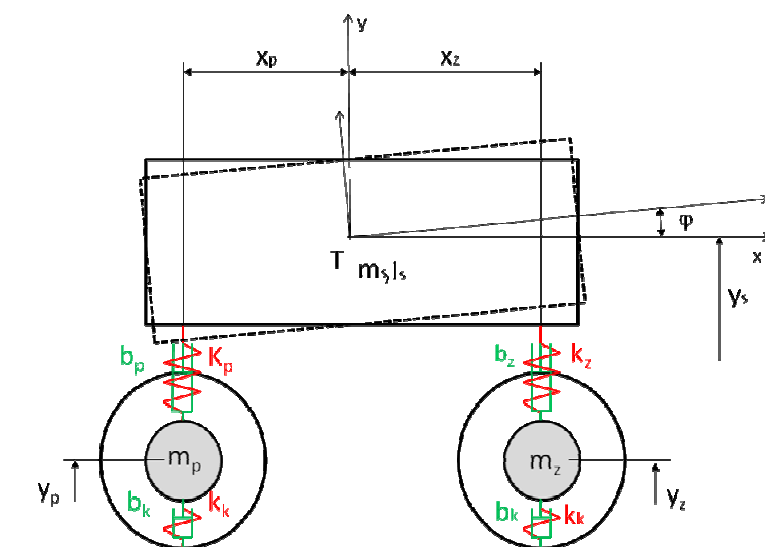
koeficient tlumení jednoho tlumiče

$$s_{p,\min} = 55 \text{ mm}$$

minimální požadovaný zdvih tlumiče

8 Hodnoty vlastních frekvencí

Pro provoz lehkého terénního automobilu, je důležitá znalost rezonančních frekvencí vozidla. Ty by neměly ležet v pásmu očekávaného buzení např. od přejezdu nerovností, neboť při buzení frekvencí, jejíž hodnota je blízká hodnotě rezonanční, rostou výrazně amplitudy výchylek. Z tohoto důvodu je dobré mít hodnoty vlastních frekvencí pokud možno co nejvyšší. Pro vyšetření vlastních hodnot jsem zvolil poloviční model vozu se třemi hmotami a čtyřmi stupni volnosti. Použitý model vozu s možností pohybu hmotných náprav ve svislém směru a hmotného rámu s možností náklonu a propružení je patrný z obr. 53.



Obr. 53 - poloviční model vozu

Pro použitý model bylo nutné přepočítat tuhosti pružení náprav včetně koeficientů tlumení hydraulických tlumičů na hodnoty ve svislém směru působících na kolech. Jelikož i pneumatiku můžeme považovat za soustavu pružiny s tlumičem, je zapotřebí uvažovat i její tuhost včetně tlumení. Ačkoliv je v případě přední nápravy a pneumatik tuhost i tlumení nelineární, budu pro výpočet uvažovat koeficienty tuhosti a tlumení jako konstanty získané pomocí proložení dané funkce přímkou. Rovněž náklon karoserie o úhel φ uvažujme za malý, tudíž platí vztah:

$$\sin \varphi \approx \operatorname{tg} \varphi \approx \varphi \quad (38)$$

8.1 Vstupní parametry výpočtu a výpočet:

Hmotnosti vstupující do výpočtu jsou určeny pomocí CAD modelu s přiřazenými hodnotami hustot součástí dle použitého materiálu. Koeficienty tuhosti a tlumení ve svislém směru vycházejí z kinematiky závěsů a parametrů použitých pružících a tlumících jednotek.

$m_p = 2 \cdot 12 \text{ kg}$	hmotnost přední nápravy
$m_z = 37 \text{ kg}$	hmotnost zadní nápravy
$m_s = 305 \text{ kg}$	hmotnost karoserie včetně jezdce
$I_s = 176,5 \text{ kgm}^2$	moment setrvačnosti karoserie včetně jezdce
$x_p = 0,475 \text{ m}$	vzdálenost přední nápravy
$x_z = 0,984 \text{ m}$	vzdálenost zadní nápravy
$b_p = 2 \cdot 463 \text{ Ns/m}$	koeficient tlumení přední nápravy ve svislém směru
$b_z = 585 \text{ Ns/m}$	koeficient tlumení zadní nápravy ve svislém směru
$b_k = 220 \text{ Ns/m}$	koeficient tlumení pneumatiky
$k_p = 2 \cdot 5800 \text{ N/m}$	tuhost přední nápravy ve svislém směru
$k_z = 9566 \text{ N/m}$	tuhost zadní nápravy ve svislém směru
$k_k = 140000 \text{ N/m}$	tuhost pneumatiky

Při výpočtu vycházíme z rovnic rovnováhy jednotlivých hmotných těles. Dostaneme tak soustavu čtyř diferenciálních rovnic druhého řádu, z nichž první dvě jsou pro přední a zadní kolo a zbylé pro karoserii se dvěma stupni volnosti.

Pro přední nápravu můžeme psát rovnici rovnováhy sil do svislého směru:

$$m_p \cdot \ddot{y}_p + b_k \cdot \dot{y}_p - b_p \cdot (\dot{y}_s - \dot{y}_p - x_p \cdot \dot{\phi}) + k_k \cdot y_p - k_p \cdot (y_s - y_p - x_p \cdot \phi) = 0 \quad (39)$$

Obdobně pro zadní nápravu:

$$m_z \cdot \ddot{y}_z + b_k \cdot \dot{y}_z - b_z \cdot (\dot{y}_s - \dot{y}_z + x_z \cdot \dot{\phi}) + k_k \cdot y_z - k_z \cdot (y_s - y_z + x_z \cdot \phi) = 0 \quad (40)$$

Pro rám vozu se dvěma stupni volnosti platí rovnice:

$$m_s \cdot \ddot{y}_s + b_p \cdot (\dot{y}_s - \dot{y}_p - x_p \cdot \dot{\varphi}) + k_p \cdot (y_s - y_p - x_p \cdot \varphi) + b_z \cdot (\dot{y}_s - \dot{y}_z + x_z \cdot \dot{\varphi}) + k_z \cdot (y_s - y_z + x_z \cdot \varphi) = 0 \quad (41)$$

$$I_s \cdot \ddot{\varphi} - b_p \cdot (\dot{y}_s - \dot{y}_p - x_p \cdot \dot{\varphi}) \cdot x_p - k_p \cdot (y_s - y_p - x_p \cdot \varphi) \cdot x_p + b_z \cdot (\dot{y}_s - \dot{y}_z + x_z \cdot \dot{\varphi}) \cdot x_z + k_z \cdot (y_s - y_z + x_z \cdot \varphi) \cdot x_z = 0 \quad (42)$$

Výše uvedené rovnice lze upravit do maticového zápisu ve tvaru:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{b} \cdot \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{k} \cdot \mathbf{q} = \mathbf{f} \quad (43)$$

kde $\mathbf{M}$ značí matici hmotnosti, $\mathbf{b}$ matici tlumení, $\mathbf{k}$ matici tuhosti, $\mathbf{q}$ polohový vektor a $\mathbf{f}$ vektor vnějších sil.

Po úpravě do maticového zápisu dostáváme matice ve tvaru

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_p & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_z & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_s & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 24 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 37 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 305 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 176,5 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{b} = \begin{bmatrix} b_k + b_p & 0 & -b_p & b_p \cdot x_p \\ 0 & b_k + b_z & -b_z & -b_z \cdot x_z \\ -b_p & -b_z & b_p + b_z & -b_p \cdot x_p + b_z \cdot x_z \\ b_p \cdot x_p & -b_z \cdot x_z & -b_p \cdot x_p + b_z \cdot x_z & b_p \cdot x_p^2 + b_z \cdot x_z^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1146 & 0 & -926 & 439,85 \\ 0 & 805 & -585 & -575,64 \\ -926 & -585 & 1511 & 135,79 \\ 438,85 & -575,64 & 135,79 & 775,36 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{k} = \begin{bmatrix} k_k + k_p & 0 & -k_p & k_p \cdot x_p \\ 0 & k_k + k_z & -k_z & -k_z \cdot x_z \\ -k_p & -k_z & k_p + k_z & -k_p \cdot x_p + k_z \cdot x_z \\ k_p \cdot x_p & -k_z \cdot x_z & -k_p \cdot x_p + k_z \cdot x_z & k_p \cdot x_p^2 + k_z \cdot x_z^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 151600 & 0 & -11600 & 5510 \\ 0 & 149566 & -9566 & -9413 \\ -11600 & -9566 & 21166 & 3903 \\ 5510 & -9413 & 3903 & 11880 \end{bmatrix}$$

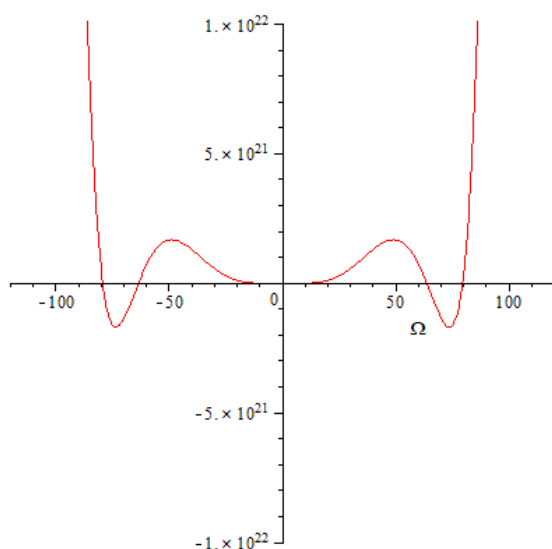
Matice hmotnosti, tlumení a tuhosti jsou uvedeny v základních jednotkách. Matice $\mathbf{M}$ v [kg a kgm²], $\mathbf{b}$ v [Ns/m], $\mathbf{k}$ v [N/m].

Pro řešení vlastních frekvencí předpokládáme řešení ve tvaru $q = q_0 \cdot e^{i\Omega t}$ a rovnici řešíme jako netlumený systém bez buzení:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{k} \cdot \mathbf{q} = \vec{0} \quad (44)$$

po dosazení q a $\ddot{q}$ hledáme netriviální řešení jako determinant výrazu:

$$\det(\mathbf{k} - \Omega^2 \cdot \mathbf{M}) = 0 \quad (45)$$



Obr. 54 - průběh funkce determinantu

Po vykreslení průběhu funkce determinantu dostáváme řešení v bodech, ve kterých nabývá nulové hodnoty viz. obr. 54. Výčet hodnot vlastních úhlových frekvencí je:

$$\Omega = \{6,90, 8,92, 63,62, 79,5\} \text{ rad/s}$$

Což lze vyjádřit v Hertzech pomocí převodu:

$$f_r = \frac{\Omega}{2 \cdot \pi} \quad (46)$$

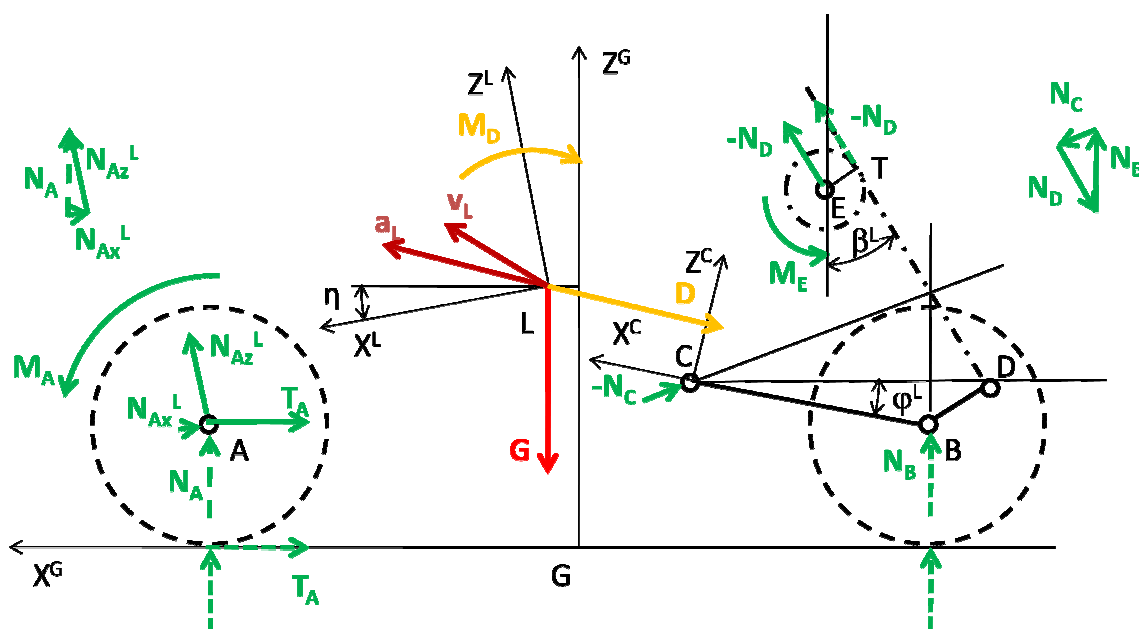
$$f_r = \{1,10, 1,42, 10,13, 12,65\} \text{ Hz}$$

Z vypočtených hodnot je patrné, že vlastní frekvence obsazeného vozu lze očekávat v rozmezí 1-1,5 Hz. Zbylé dvě frekvence platí pro nápravy. Při konstrukci vozidel a návrhu odpružení se dbá na to, aby vlastní frekvence karoserie byly snesitelné pro lidský organismus. Ty by se měly nejlépe pohybovat v rozmezí 60-80 min⁻¹ (tj. 1-1,33 Hz), což je zhruba frekvence lidské chůze. Pro kmitání ve směru svislé osy je lidský organismus nejcitlivější v rozmezí 4-6 Hz. Naopak kmitání s nízkou frekvencí okolo 0,2 Hz může způsobit nevolnost. Rozmezí frekvenčního pásma 1-3 Hz je nepříznivé pouze pro kmitání v příčných směrech. Z toho vyplývá, že vypočtené hodnoty vlastních frekvencí vyhovují z hlediska zatížení lidského organismu, neboť jde o kmitání ve svislém směru.

Zdroj: www.kvm.tul.cz, Kmitání vozidel

9 Dynamika lehkého terénního vozidla

Součástí závěsů dle patentového spisu ČR č. 303603 je možnost řízení funkční polohy pružiny. To může být využito buď při řízení světlé výšky celého vozidla, pro poloaktivní vyrovnávání náklonu karoserie při brzdění, akceleraci a zatáčení nebo ve spojení s automatickým systémem řízení pro stabilizaci vozidla pomocí aktivního řízení náprav. Možnost regulace světlé výšky vozidla je vhodná zvláště při změně charakteru projížděného terénu. Předpokládáme-li jízdu po rovném podkladu, můžeme volit světlou výšku co možná nejnížší. Oproti tomu při jízdě po podkladu s proměnlivou geometrií můžeme volit předepsanou světlou výšku 250 mm. Poloaktivním řízením rozumíme regulaci v závěsu pružících a tlumících jednotek takovou, aby eliminovala náklony rámu vozu při akceleraci, brzdění a zatáčení v závislosti na snímání manuálních prvků řízení, tj. plynového či brzdového pedálu a řidítek. Na toto téma jsem vytvořil pomocí v programu Maple 14 dynamický model vozu, který byl následně podroben analýze brzdění a akcelerace na mezi adheze. Vzhledem k použité tuhé zadní nápravě je model vozu řešen jako rovinný a uvažuje tři stupně volnosti karoserie opatřené nehmotnými nápravami s možností pružení. Pro řešení byl zaveden nový souřadnicový systém, jež se běžně používá pro vozidla, letadla a plavidla. Vozidlo v obecné poloze při brzdění včetně rovnováhy sil je vyznačeno na obr. 55.



Obr. 55 - rovnováha sil vozidla pohybujícího se konstantní rychlostí

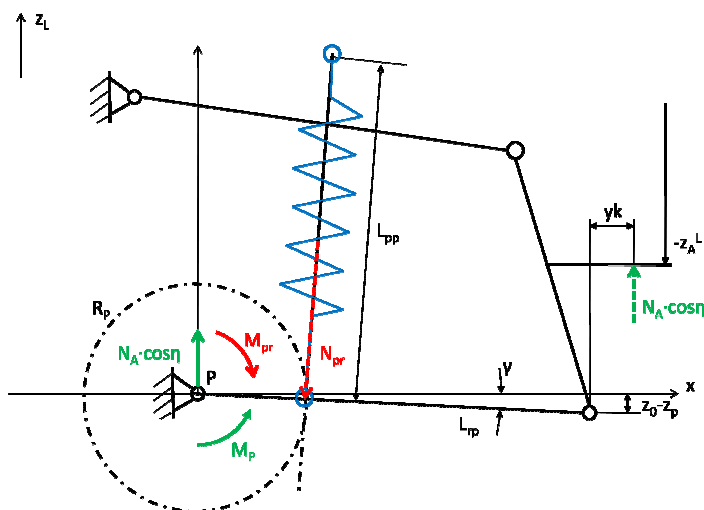
Očekávané výstupy výpočtu jsou časové průběhy momentů na řídicích ozubených kolech závěsů a jejich odval. Z takto určených veličin lze určit potřebný výkon motorů pro aplikaci poloaktivního řízení náprav. Jelikož byla kinematika závěsů řešena již při jejich návrhu, můžeme se obejít bez rozkladu sil na zadní nápravě, který je znázorněn na obr. 55. Díky známosti parametrů použitých pružících a tlumících jednotek a jejich počátečnímu předpětí můžeme vyjádřit síly N_A a N_B pouze v závislosti na jediné neznámé, kterou je propružení náprav v lokálním souřadném systému. Propružení náprav můžeme dále vyjádřit jako funkci propružení a náklonu celého rámu vozu, dle podmínky stálého styku kola s vozovkou. Ty lze zapsat pomocí vektorových smyček následovně:

$$z: \vec{r}_{GA} - \vec{r}_{LA} - \vec{r}_{GL} = \vec{0} \quad (47)$$

$$z: \vec{r}_{GL} + \vec{r}_{LC} + \vec{r}_{CB} + \vec{r}_{BG} = \vec{0} \quad (48)$$

Výše uvedené vektorové smyčky je výhodné psát pouze pro směr osy z , kde platí, že střed kola v globálním systému je v konstantní výšce rovné poloměru příslušného kola.

9.1 Přední závěs



Obr. 56 - přední závěs kola

Při pohledu v protisměru osy x^L lokálního souřadného systému působí na závěs ve směru pružení pouze složka síly N_{Az}^L , tedy $N_A \cdot \cos \eta$. Tu lze posunout do středu závěsu spodního ramene s přidáním momentu M_P , při čemž silový moment M_P musí být v rovnováze s momentem od pružiny M_{pr} . Vodorovná složka síly N_{Ax}^L nezpůsobuje

propružení závěsu a přenáší se pouze do uložení spodních ramen v axiálním směru čepů.

Oba silové momenty můžeme vyjádřit následujícím způsobem

$$M_P = N_A \cdot \cos\eta \cdot L_{rp} \cdot \cos\gamma \quad (49)$$

$$M_{pr} = N_{pr} \cdot R_p \quad (50)$$

kde rovnice (49) vyplývá z rovnice (30). Z momentové rovnováhy spodního ramene závěsu plyne rovnost momentů M_P a M_{PR} .

Stlačení pružící a tlumící jednotky lze zapsat pomocí vztahu:

$$\delta_p = \delta_{0p} + R_p \cdot (\gamma_0 - \gamma) \quad (51)$$

Sílu vyvinutou pružící a tlumící jednotkou lze specifikovat ze známých parametrů pomocí vztahu

$$N_{pr} = k_p \cdot \delta_p + b_p \cdot \dot{\delta}_p \quad (52)$$

Z kinematiky předního závěsu je patrné, že úhel γ je závislý na propružení nápravy.

$$z_0 - z_p = L_{rp} \cdot \sin(\gamma_0 - \gamma) \quad (53)$$

Z výše uvedených rovnic lze vyjádřit sílu N_A jako závislou na propružení předního kola z_p a úhlu natočení karoserie η . Souřadnici z_p je možné zapsat rovněž jako závislou na poloze karoserie z_L a jejím natočení η , což vychází z vektorové smyčky (47). Tím dostáváme velikost síly N_A vyjádřenou pomocí známých parametrů pružící a tlumící jednotky se závislostí na změně polohy rámu vozu z_L a η . Při propružení předního kola je proměnnou souřadnicí v lokálním souřadném systému pouze z_A^L , načež hodnota x_A^L se nemění. To je dáno konstrukcí závěsu.

9.2 Závěs zadní nápravy

Obdobně jako u předního závěsu můžeme postupovat i u zavěšení zadní tuhé nápravy. Pomocí známých parametrů pružící a tlumící jednotky lze specifikovat velikost síly na zadní nápravě N_B pouze jako závislou na změně polohy karoserie.

Stlačení pružící a tlumící jednotky se skládá ze složky odvalu hřebenu po ozubeném kole a změny vzájemné polohy bodu dotyku a spodního závěsu pružící a tlumící jednotky.

$$\delta_z = \delta_{0z} + L_{P0} - L_P + R_E \cdot (\beta - \beta_0) \quad (54)$$

Síla od pružící a tlumící jednotky N_D je závislá na stlačení následovně:

$$N_D = k_z \cdot \delta_z + b_z \cdot \dot{\delta}_z \quad (55)$$

Závislosti úhlu β a vzdálenosti bodu odvalu od upevnění pružící a tlumící jednotky L_p je možné určit z vektorových smyček pro zadní nápravu vyjádřených v lokálním systému následovně

$$\vec{r}_{LC}^L + \vec{r}_{CB}^L + \vec{r}_{BD}^L + \vec{r}_{DT}^L - \vec{r}_{ET}^L - \vec{r}_{LE}^L = \vec{0} \quad (56,57)$$

kde

$$\vec{r}_{LC}^L = \begin{Bmatrix} X_{LC} \\ 0 \\ Z_{LC} \end{Bmatrix}^L, \vec{r}_{CB}^L = \mathbb{T}^{LC} \begin{Bmatrix} -L_r \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}^C, \vec{r}_{BD}^L = \mathbb{T}^{LC} \begin{Bmatrix} X_{BD} \\ 0 \\ Z_{BD} \end{Bmatrix}^C, \vec{r}_{DT}^L = \begin{Bmatrix} L_p \cdot \cos\beta \\ 0 \\ L_p \cdot \sin\beta \end{Bmatrix}^L,$$

$$\vec{r}_{ET}^L = \begin{Bmatrix} -R_E \cdot \cos\beta \\ 0 \\ R_E \cdot \sin\beta \end{Bmatrix}^L, \vec{r}_{LE}^L = \begin{Bmatrix} X_{LE} \\ 0 \\ Z_{LE} \end{Bmatrix}^L, \mathbb{T}^{LC} = \begin{bmatrix} \cos\varphi & 0 & -\sin\varphi \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin\varphi & 0 & \cos\varphi \end{bmatrix}$$

Při čemž úhel φ v závislosti na propružení zadní nápravy můžeme zapsat jako:

$$\sin\varphi = \frac{Z_{LC} - Z_{LB}}{L_{rZ}} \quad (58)$$

Z momentové rovnováhy zadní nápravy můžeme již vypočítat velikost síly N_B v závislosti na výchylce rámu vozidla.

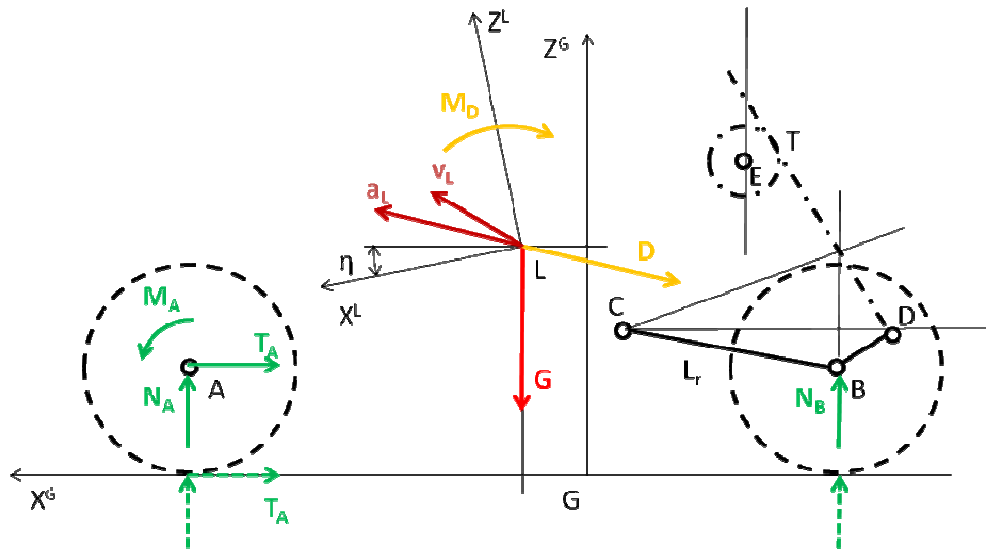
$$\vec{r}_{CB} \times \vec{N}_B + (\vec{r}_{CB} + \vec{r}_{BD}) \times \vec{N}_D = \vec{0} \quad (59)$$

kde

$$\vec{N}_B^G = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ N_{Bz} \end{Bmatrix}, \vec{N}_D^G = \mathbb{T}^{GL} \begin{Bmatrix} -N_D \cdot \sin\beta \\ 0 \\ -N_D \cdot \cos\beta \end{Bmatrix}^L, \mathbb{T}^{GL} = \begin{bmatrix} \cos\eta & 0 & \sin\eta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\eta & 0 & \cos\eta \end{bmatrix}$$

9.3 Dynamika brzdění na mezi adheze

V případě brzdění začíná vlivem pohybu rámu vozu působit dynamická síla a moment, při čemž dochází k přetížení předních kol a odlehčení zadní nápravy. Můžeme předpokládat, že nejnepříznivější zatížení závěsů nastane v případě brzdění na mezi zablokování předních kol. To znamená, že obvodová síla od brzdícího momentu předních kol dosáhne síly na mezi adheze. Rovnováha sil v průběhu brzdění je patrná v obr. 57.



Obr. 57- rovnováha sil při brzdění na mezi adheze

Pro lokální systém a zadní nápravu zavedeme následující transformační matice pro rotace.

$$\mathbb{T}^{GL} = \begin{bmatrix} \cos\eta & 0 & \sin\eta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\eta & 0 & \cos\eta \end{bmatrix}, \quad \mathbb{T}^{LC} = \begin{bmatrix} \cos\varphi & 0 & -\sin\varphi \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin\varphi & 0 & \cos\varphi \end{bmatrix}$$

Pro celý rám vozu lze napsat dvě složkové rovnice rovnováhy sil a jednu momentovou ke středu lokálního souřadnicového systému L. Rovnováhu sil můžeme zapsat vektorovou rovnicí

$$\vec{T}_A + \vec{N}_A + \vec{N}_B + \vec{D} + \vec{G} = \vec{0} \quad (60,61)$$

což lze složkově zapsat pro směry x a z

$$x: \quad -T_A - D_x = 0 \quad (60)$$

$$z: \quad N_A + N_B - D_z - G = 0 \quad (61)$$

Momentová rovnice k bodu L ve vektorovém zápise

$$\vec{r}_{LA} \times \vec{T}_A + \vec{r}_{LA} \times \vec{N}_A + \vec{r}_{LB} \times \vec{N}_B + \vec{M}_D + \vec{M}_A = \vec{0} \quad (62)$$

kde

$$\vec{r}_{LA} = \begin{Bmatrix} x_{LA} \\ 0 \\ z_{LA} \end{Bmatrix}, \vec{r}_{LB} = \begin{Bmatrix} x_{LB} \\ 0 \\ z_{LB} \end{Bmatrix}, \vec{T}_A^G = \begin{Bmatrix} -N_A \cdot f \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}, \vec{N}_A^G = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ N_A \end{Bmatrix}, \vec{N}_B^G = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ N_B \end{Bmatrix}$$

$$\vec{D}^G = m \cdot \ddot{\vec{r}}_L^G = \begin{Bmatrix} -m \cdot \ddot{x}_L \\ 0 \\ -m \cdot \ddot{z}_L \end{Bmatrix}^G, \vec{M}_D^G = \begin{Bmatrix} 0 \\ -I_y \cdot \ddot{\eta} \\ 0 \end{Bmatrix}^G$$

V případě brzdění vycházíme z podmínky, že třecí síla na předním kole je právě na mezi adheze, z čehož můžeme vyjádřit i mezní brzdící moment. Hodnotu koeficientu smykového tření f pro pryž na asfalt v suchém prostředí volím 0,55. Brzdný moment můžeme pomocí součinitele smykového tření a normálové síly N_A specifikovat vztahem

$$\vec{M}_A^G = \begin{Bmatrix} 0 \\ N_A \cdot f \cdot R_A \\ 0 \end{Bmatrix}, \vec{T}_A^G = \begin{Bmatrix} -N_A \cdot f \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}, \vec{N}_A^G = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ N_A \end{Bmatrix}$$

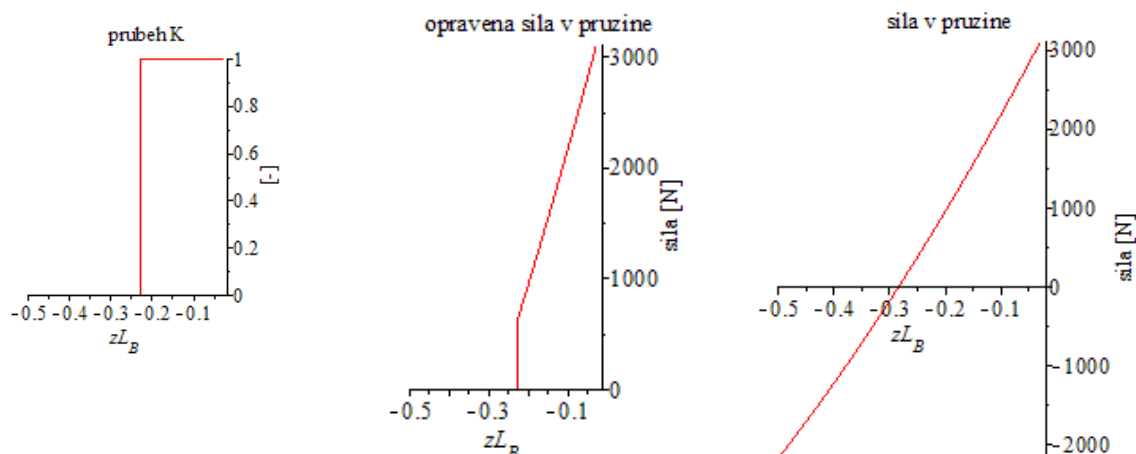
momentovou rovnici (62) můžeme pak zapsat skalárně jako

$$-N_A \cdot f \cdot z_{LA} - N_A \cdot x_{LA} - N_B \cdot x_{LB} - I_y \cdot \ddot{\eta} + N_A \cdot f \cdot R_A = 0 \quad (62)$$

Při odlehčení zadní nápravy je nutné počítat s případem, kdy dojde k opření kyvného ramene o dorazy vymezující maximální zdvih nápravy. V tomto případě zanikne i síla způsobující přítlak kola k vozovce a vůz tak ztratí u zadní nápravy oporu. Tento případ lze podchytit úpravou průběhu funkce znázorňující sílu od pružiny tím, že ji vynásobíme předem připravenou funkcí signum dle níže uvedeného vztahu (63). Hodnota 0,23 m značí maximální možný výkyv nápravy měřený v lokálním souřadném systému. Upravenou sílu od pružic a tlumic jednotky N_D omezenou dorazem pak můžeme zapsat pomocí vztahu (64). Původní a opravený průběh síly od pružic a tlumic jednotky je patrný z obrázku 58.

$$K = 0,5 \cdot \text{signum}(z_{LB} + 0,23) + 0,5 \quad (63)$$

$$N_D = K \cdot (k_z \cdot \delta_z + b_z \cdot \dot{\delta}_z) \quad (64)$$



Obr. 58 - omezení průběhu síly od pružící a tlumící jednotky

Po dosazení výše uvedených závislostí sil N_A a N_B na poloze karoserie x_L , z_L a η do rovnic rovnováhy (60), (61) a (62) dostáváme soustavu tří diferenciálních rovnic druhého řádu. Tu lze snadno přepsat na soustavu šesti diferenciálních rovnic prvního řádu zavedením rychlostí dle vztahů

$$v_x = \dot{x} \quad \text{při čemž} \quad \ddot{x} = \dot{v}_x \quad (65)$$

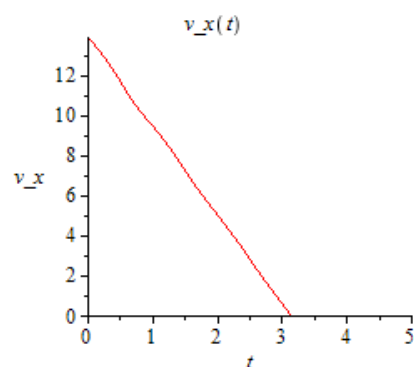
$$v_z = \dot{z} \quad \text{při čemž} \quad \ddot{z} = \dot{v}_z \quad (66)$$

$$\omega = \dot{\eta} \quad \text{při čemž} \quad \ddot{\eta} = \dot{\omega} \quad (67)$$

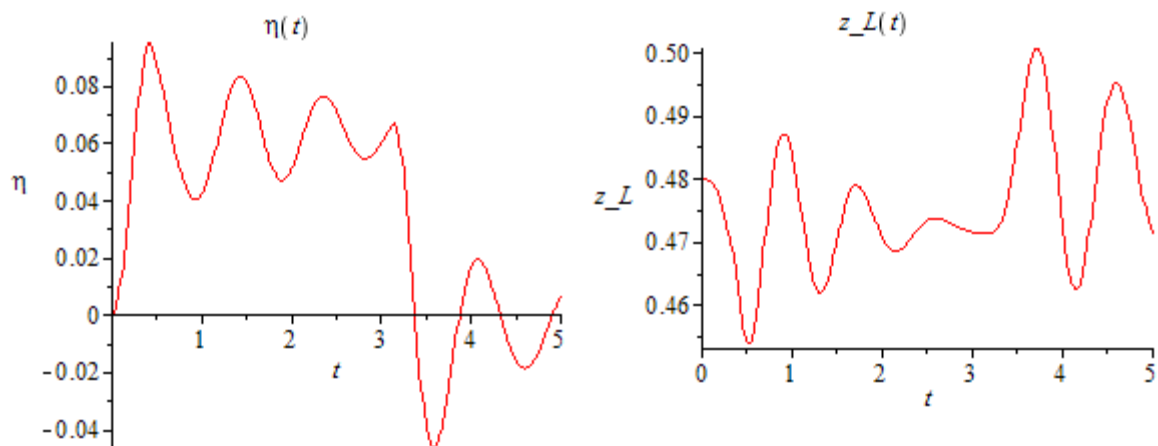
Soustavu diferenciálních rovnic (60), (61), (62), (65), (66), (67) s derivacemi prvního řádu jsem se rozhodl řešit numericky metodou Runge Kutta s pevným krokem a počátečními podmínkami pomocí programu Maple 14.

$$v_{x0} = 13,9 \text{ m/s} \approx 50 \text{ km/h}, v_{z0} = 0, \omega_0 = 0, x_{L0} = 0, z_{L0} = 0,48 \text{ m}, \eta_0 = 0$$

Cílem výpočtu bylo vyšetření chování vozidla při brzdění na mezi adheze z rychlosti 50 km/h. Závislosti náklonu a výškové polohy rámu vozidla jsou patrné z obr. 60. Z průběhu funkcí je zřejmé, že při brzdění dojde k náklonu rámu vozu o hodnotu $3,5^\circ$ a její následné kmitání s max. amplitudou $\pm 1,9^\circ$. Po zastavení jde již jen o tlumené dokmitávání kolem klidových hodnot.

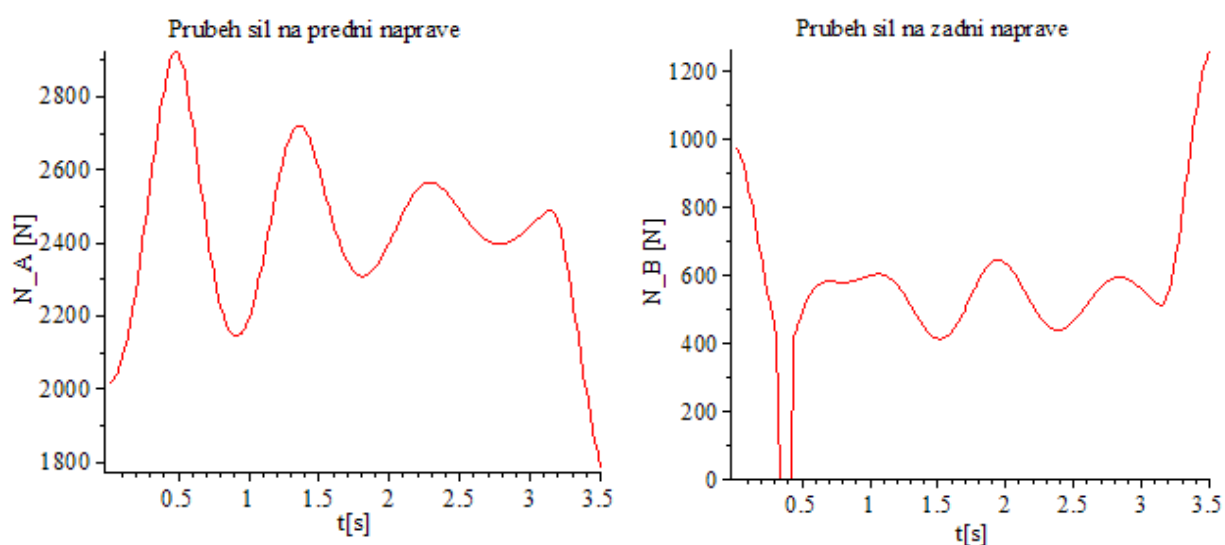


Obr. 59 - průběh rychlosti



Obr. 60 - průběh náklonu a výšky těžiště rámu vozu při brzdění na mezi adheze

K zastavení vozidla při brzdění na mezi adheze dojde v čase 3,15 s. Do tohoto času dochází k přetížení přední nápravy a naopak odlehčení nápravy zadní vlivem působení dynamických sil na rám vozu. Po zastavení vozu přestává působit i dynamická síla ve vodorovném směru, zadní náprava dosedá a celý vůz dokmitává kolem klidových hodnot.

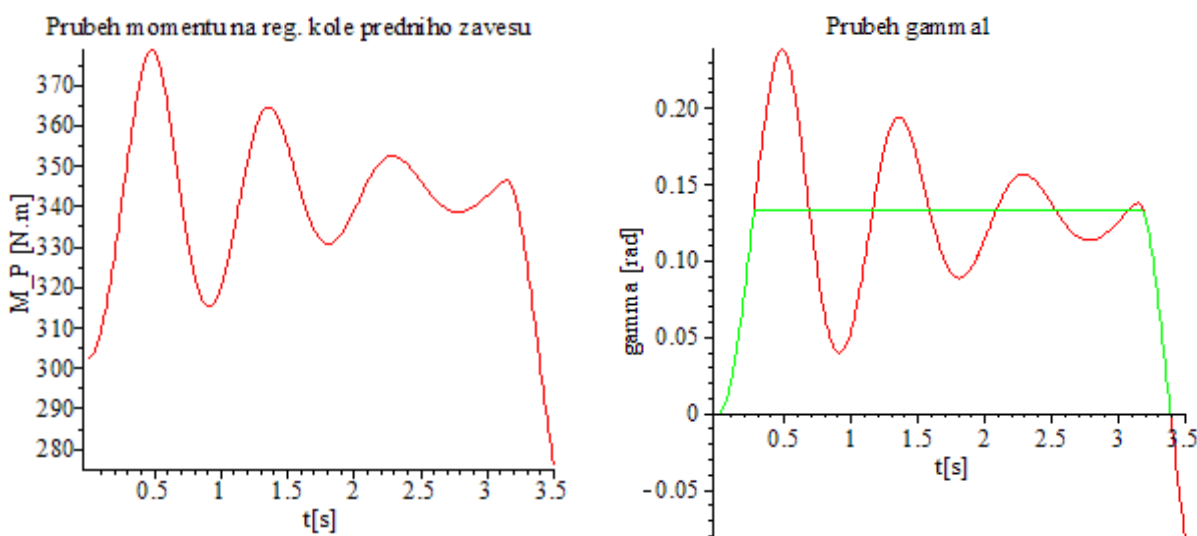


Obr. 61 - průběhy sil na předním a zadním kole při brzdění

Z průběhů sil na nápravách viz. obr. 61 je patrné, že v intervalu časů 0,35-0,42 s dojde k vyčerpání maximálního propružení zadní nápravy, jejíž zdvih je omezen dorazy. V tomto časovém intervalu přestává síla N_B působit.

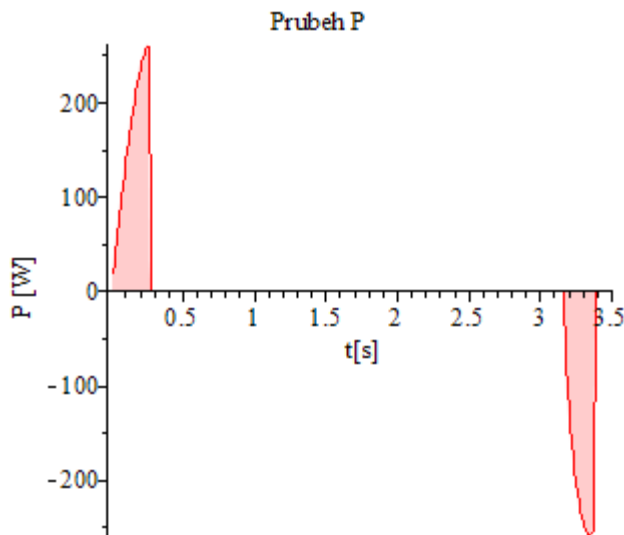
9.3.1 Vyšetření předního závěsu

Výhodou použitých závěsů by měla být možnost poloaktivní regulace upevnění pružící a tlumící jednotky. Vlivem počátku brzdění však dojde k vybuzení soustavy těles, pružin a tlumičů a tudíž i k následnému rozkmitání kolem jisté střední hodnoty. Cílem poloaktivní regulace není snaha o odstranění kmitů, ale posunutí střední hodnoty výchylky zpět do hodnot blízkých hodnotám klidovým. Vstupními parametry pro regulaci pohonů se tak stanou časové průběhy potřebného úhlu natočení a momentu působícího na regulační ozubené kolo.



Obr. 62 - průběhy momentu a úhlu odvalu hřebene u předního závěsu

Z průběhu momentu působícího na regulační ozubené kolo předního závěsu je patrné, že z klidové hodnoty 302 Nm vzroste vlivem brzdění střední hodnota přibližně na 345 Nm. Vlivem stlačení nápravy dojde rovněž k odvalu ozubeného hřebene o 0,13 rad $\approx 7,45^\circ$. Časový průběh natočení regulačního ozubeného kola předního závěsu navrhuji realizovat pomocí nájezdové rampy, která dosáhne v čase 0,3 s od počátku brzdění hodnoty 0,13 rad, následná výdrž během brzdění až do času 3,2 s a plynulý návrat na počáteční výchylku v čase 3,4 s. Tento průběh je znázorněn zeleně v obr. 62. Časovou derivací navrhovaného průběhu natočení regulačního kola dostaneme průběh úhlové rychlosti ω_p , pomocí kterého můžeme určit potřebný výkon regulačních pohonů. Ten lze snadno vypočítat dle vztahu (68).



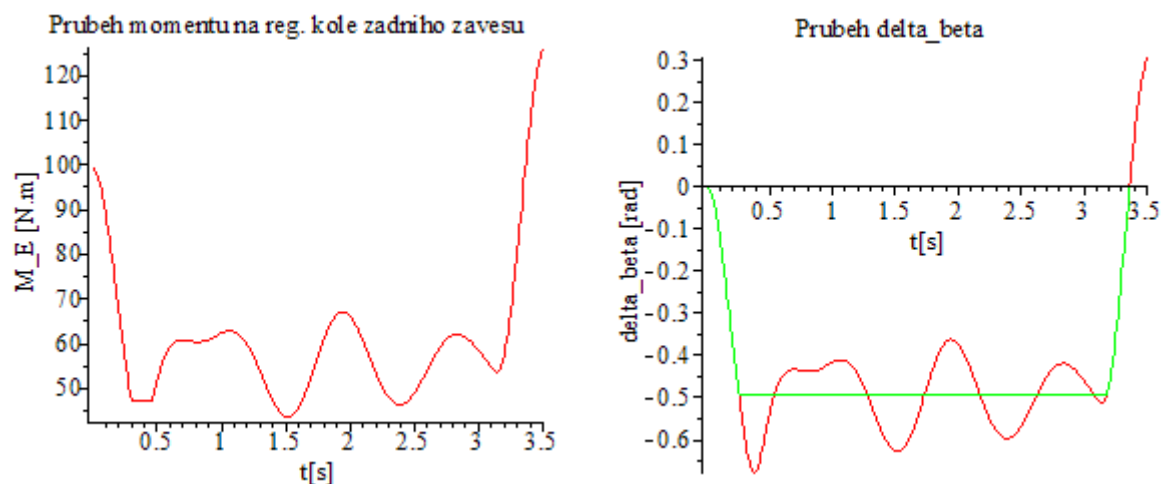
$$P_P = M_P \cdot \omega_P \quad (68)$$

Časový průběh požadovaného výkonu pohonů regulačních ozubených kol předních náprav je zobrazen na obr. 63. V čase 0,3 – 3,2 s je výkon pohonů nulový, neboť časová derivace průběhu navrhované funkce natočení řídicího členu je rovna nule. Z diagramu je možné určit požadovaný výkon pohonů na 270 W.

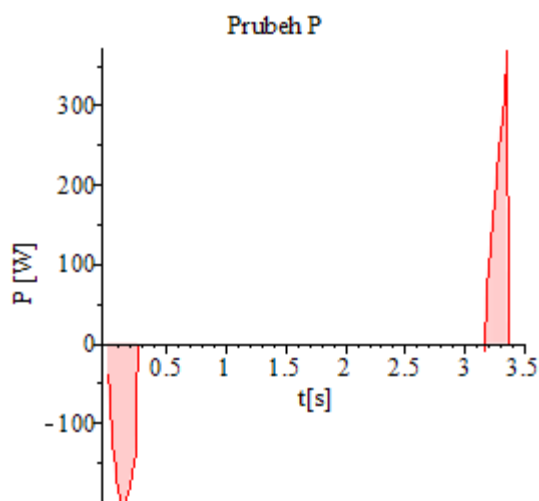
Obr. 63 – průběh výkonu pohonů předních závěsů

9.3.2 Vyšetření zadního závěsu

U zadní nápravy je problematika regulace obtížnější, neboť stlačení pružiny již není pouhou funkcí odvalu ozubeného hřebenu. V tomto případě musí regulační ozubené kolo vyrovnávat celkové stlačení pružicí a tlumicí jednotky. To se tentokrát skládá ze složky odvalu a změny vzdálenosti vzájemné polohy bodu dotyku valivé dvojice a spodního závěsu pružicí a tlumicí jednotky. Časové průběhy momentu působícího na regulační ozubené kolo zadní nápravy a potřebný úhel natočení řídicího ozubeného kola jsou patrné na obr. 64.



Obr. 64 - průběhy momentu a úhlu natočení regulačního kola zadního závěsu



Obr. 65 – průběh výkonu pohonu
zadního závěsu

Průběh momentu M_E na ozubené kolo závěsu s možností regulace je odvozený z průběhu působící síly na zadním kole N_B . Ačkoliv tato síla v čase 0,35-0,4 s přestane působit, skutečný moment M_E nulový nebude, neboť oporou kyvného ramene zadní nápravy se stane doraz rámu vozu a moment bude v tomto čase konstantní. Pro časový průběh natočení regulačního ozubeného kola navrhuji sestupnou rampu na hodnotu 0,49 rad v čase 0,3 s následná výdrž během brzdění až do času 3,1 s a plynulý návrat na počáteční natočení

v čase 3,4 s. Popsaný časový průběh natočení regulačního kola zadního závěsu je zobrazen zeleně v obr 64. Průběh úhlové rychlosti ω_E pohonu ozubeného kola regulačního členu lze získat pomocí časové derivace natočení kola. Následně můžeme určit průběh výkonu pohonné jednotky dle vztahu

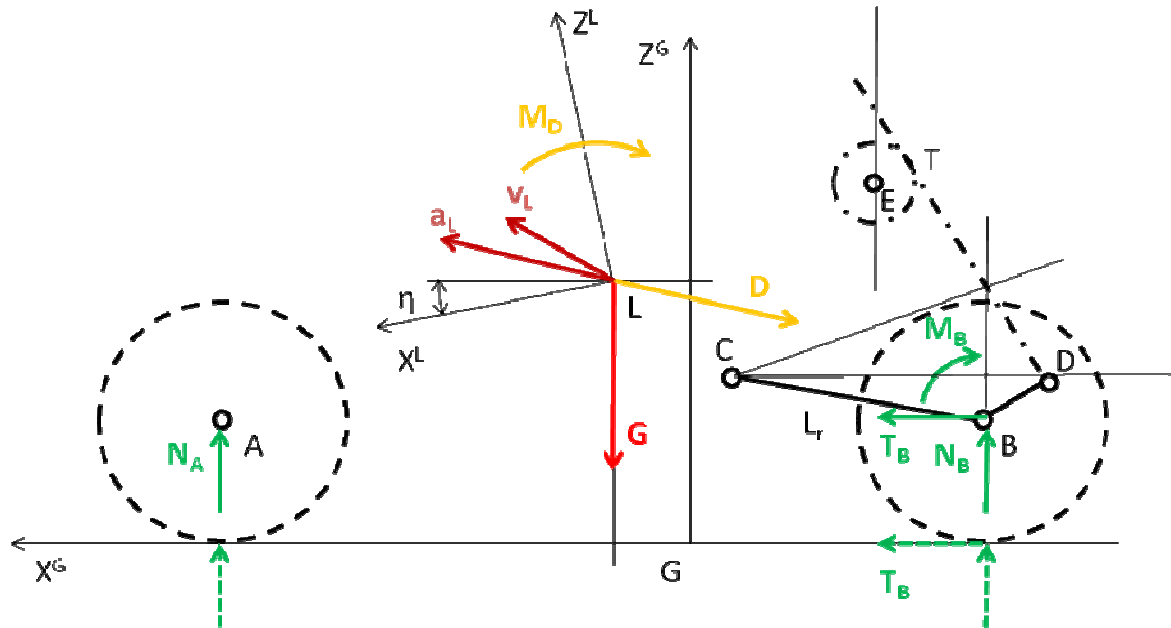
$$P_E = M_E \cdot \omega_E \quad (69)$$

Časový průběh výkonu je zobrazený v obr. 65. Z uvedeného průběhu je patrné, že potřený výkon motoru k regulaci aktivního členu řízení činí 380 W.

Při výše popsané současné regulaci nastavitelných ozubených kol obou závěsů dosáhneme, při brzdění předními brzdami na mezi adheze z rychlosti 50 km/h, vyrovnaní nežádoucího náklonu rámu vozidla. Výpočtový model vozu vytvořený pomocí programu Maple 14 lze beze změny použít pro výpočty brzdění předními koly na mezi adheze z libovolné rychlosti a s libovolnými počátečními podmínkami. Vstupními parametry pro regulaci ozubených členů závěsů kol budou především časové průběhy jejich natočení.

9.4 Dynamika akcelerace na mezi adheze

Nejnepříznivější zatížení náprav při akceleraci můžeme předpokládat, bude-li se hnací moment na zadních kolech pohybovat právě na mezi adheze. V tomto případě dojde k přetížení nápravy zadní a odlehčení nápravy přední. Rovnováha sil akcelerujícího vozidla je patrná z obr. 66.



Obr. 66 – rovnováha sil při akceleraci na mezi adheze

Pro řešení akcelerace vyjdeme z modelu vytvořeného k řešení předešlé úlohy brzdění mezi adheze. Modifikace modelu spočívá především v úpravě rovnic rovnováhy, kdy obdobně jako při brzdění můžeme zapsat dvě rovnice složkové pro síly a jednu momentovou ke středu lokálního souřadnicového systému L. Rovnováhu sil můžeme zapsat vektorovou rovnicí

$$\vec{T}_B + \vec{N}_A + \vec{N}_B + \vec{D} + \vec{G} = \vec{0} \quad (70,71)$$

což lze složkově zapsat pro směry x a z

$$T_B - D_x = 0 \quad (70)$$

$$N_A + N_B - D_z - G = 0 \quad (71)$$

Momentová rovnice k bodu L ve vektorovém zápise

$$\vec{r}_{LB} \times \vec{T}_B + \vec{r}_{LA} \times \vec{N}_A + \vec{r}_{LB} \times \vec{N}_B + \vec{M}_D + \vec{M}_B = \vec{0} \quad (72)$$

V případě akcelerace vycházíme z podmínky, že třecí síla na zadním kole je právě na mezi adheze, z čehož můžeme vyjádřit i mezní hnací moment.

$$\vec{M}_B^G = \begin{Bmatrix} 0 \\ -N_B \cdot f \cdot R_B \\ 0 \end{Bmatrix}, \vec{T}_B^G = \begin{Bmatrix} N_B \cdot f \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}, \vec{N}_B^G = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ N_B \end{Bmatrix}$$

momentovou rovnici (72) můžeme pak zapsat skalárně jako

$$N_B \cdot f \cdot z_{LB} - N_A \cdot x_{LA} - N_B \cdot x_{LB} - I_y \cdot \ddot{\eta} - N_B \cdot f \cdot R_B = 0 \quad (72)$$

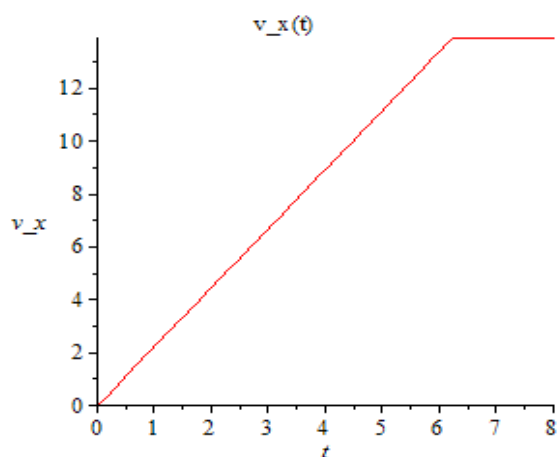
Rozšířením rovnic (70), (71), (72) o rovnice (65), (66), (67) dostáváme opět soustavu šesti diferenciálních rovnic prvního řádu, kterou můžeme řešit numericky metodou Runge Kutta s pevným krokem. Počáteční podmínky pro akceleraci jsou:

$$v_{x0} = 0 \text{ m/s} \approx 0 \text{ km/h}, v_{z0} = 0, \omega_0 = 0, x_{L0} = 0, z_{L0} = 0,48 \text{ m}, \eta_0 = 0$$

Cílem výpočtu je vyšetření chování vozidla při akceleraci na mezi adheze na rychlost $13,9 \text{ m/s} \approx 50 \text{ km/h}$ a následný pohyb s již konstantní rychlostí. Takového průběhu můžeme dosáhnout snadnou úpravou koeficientu smykového tření o hodnotě 0,55 v závislosti na rychlosti následujícím způsobem.

$$f = 0,55 \cdot K_f \quad \text{kdy} \quad K_f = 0,5 \cdot \text{signum}(13,9 - v_x) + 0,5 \quad (73)$$

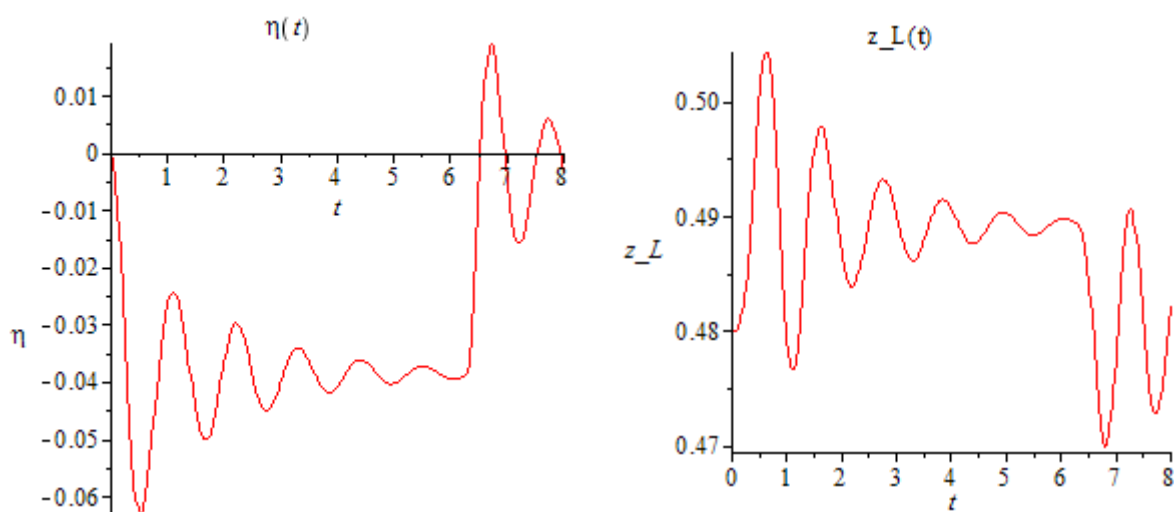
Takovouto úpravou docílíme výsledku, že při rychlosti větší než $13,9 \text{ m/s} \approx 50 \text{ km/h}$ nabývá koeficient smykového tření nulové hodnoty, čímž přestává působit i trakční síla T_B včetně hnacího momentu M_B .



Obr. 67 - průběh rychlosti

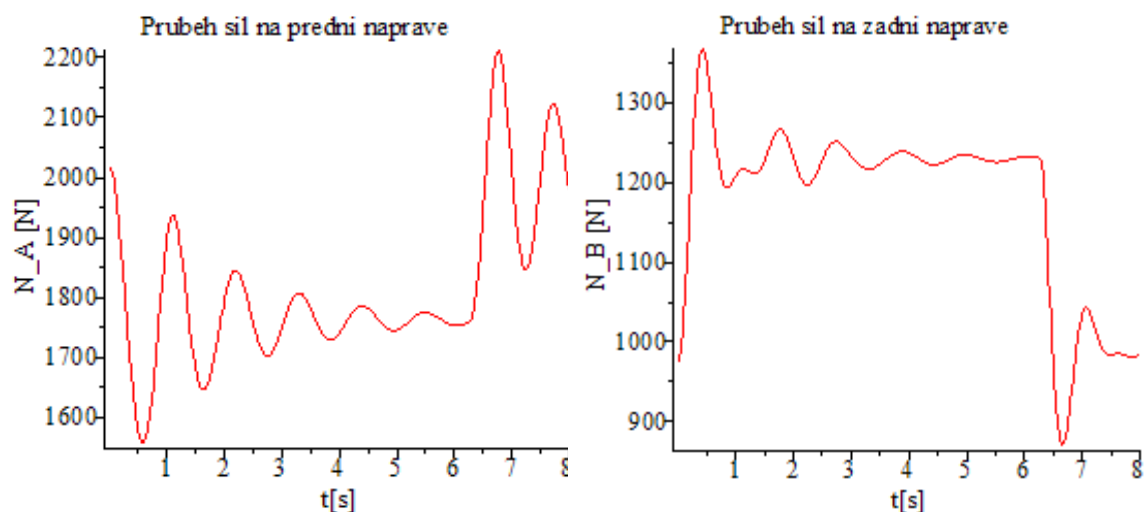
Z obrázku 67 je patrné, že při akceleraci na mezi adheze dosáhne vozidlo rychlosti 50 km/h v čase 6,2 s. Dále se již pohybuje s konstantní rychlostí, při níž zaniká účinek trakční síly a zároveň vodorovné složky síly dynamické.

Závislosti náklonu a výškové polohy rámu vozidla jsou patrné z obr. 68. Z průběhu funkcí je zřejmé, že při akceleraci dojde k náklonu rámu vozu o hodnotu $-2,3^\circ$ a její následné kmitání s max. amplitudou $\pm 1,3^\circ$. Po dosažení zvolené rychlosti, načež je dále rychlost konstantní dochází k vyrovnaní rámu a tlumené dokmitávání kolem klidových hodnot.



Obr. 68 - průběh náklonu a výšky těžiště rámu vozu při akceleraci na mezi adheze

Z průběhů sil na nápravách je patrné, že během akcelerace dochází k přetížení zadní nápravy a odlehčení nápravy přední, dokud vozidlo nedosáhne požadované rychlosti 50 km/h. V tomto okamžiku přestává působit hnací moment na zadních kolech a zatížení náprav se vrací opět do klidových hodnot. Průběhy sil na jednotlivých nápravách jsou znázorněny v obr. 69.



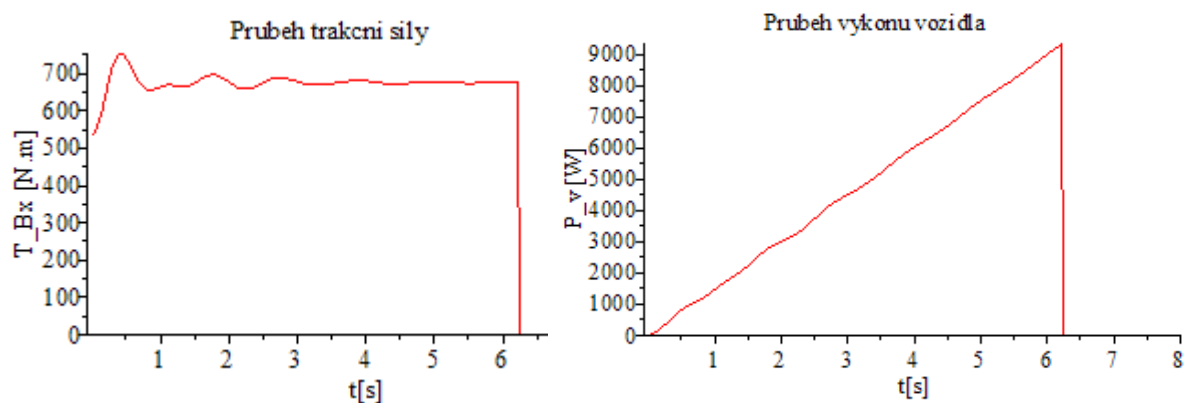
Obr. 69 - průběhy sil na předním a zadním kole při akceleraci

9.4.1 Potřebný výkon a trakční síla vozu

Při řešení úlohy akcelerace vycházíme z podmínky, že trakční síla vozu je právě rovna třecí síle působící ve styku hnacího kola s vozovkou. Ta ovšem závisí na nápravovém tlaku. Ve skutečnosti však může být tato síla omezena maximálním výkonem motoru. Průběh maximální trakční síly vozidla během akcelerace na mezi adheze je patrný z obr. 70. Ze známého časového průběhu hnací síly a rychlosti vozidla, můžeme pomocí vztahu

$$P_V = T_B \cdot v_x \quad (74)$$

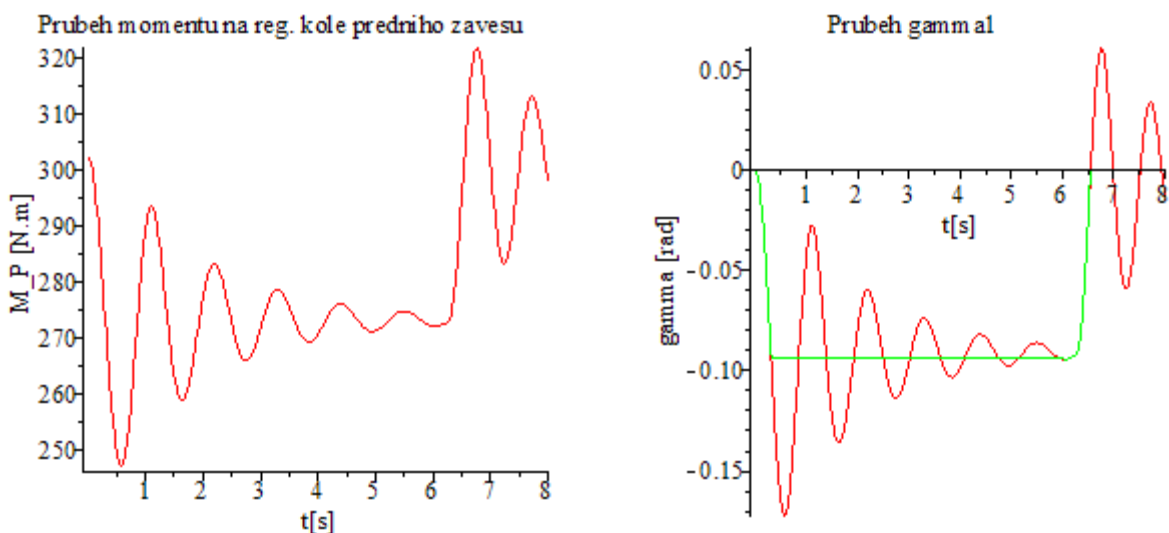
vypočítat závislost výkonu vozidla na čase. Ze znázorněného průběhu výkonu vozidla na obr. 70 je patrné, že svého maxima dosáhne při rychlosti 50 km/h a to konkrétně hodnoty 9,3 kW. Vzhledem k maximálnímu výkonu motoru 16,5 kW lze předpokládat, že k omezení akcelerace parametry motoru nedojde.



Obr. 70 – průběh trakční síly a potřebného výkonu vozidla

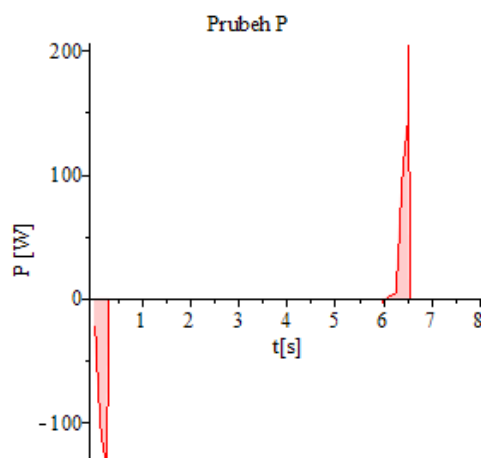
9.4.2 Vyšetření předního závěsu

Obdobně jako u brzdění vozidla můžeme i při akceleraci docílit pomocí poloaktivní regulace závěsů vyrovnání náklonů rámu vozu, nikoliv však jeho kmitání. Vstupními parametry pro řídicí jednotky budou opět časové průběhy natočení a momentu řídicího ozubeného kola závěsu. Ty jsou znázorněny v obr. 71.



Obr. 71 - průběhy momentu a úhlu odvalu hřebene u předního závěsu

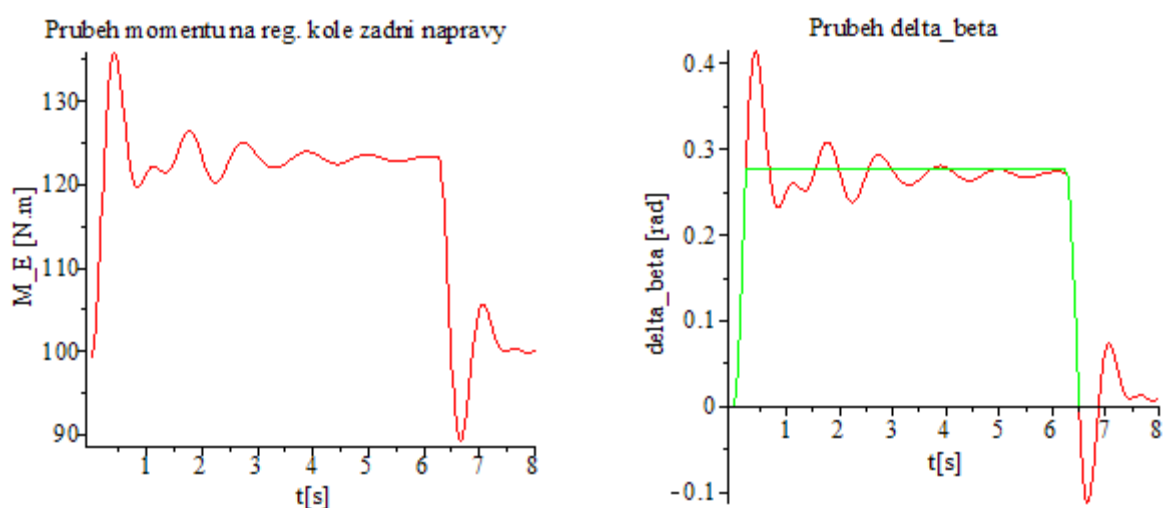
Z průběhů znázorněných na obr. 71 je patrné, že v čase 0 - 6,2 s, kdy vozidlo akceleruje, dochází k odlehčení přední nápravy. Během akcelerace klesne střední hodnota momentu na řídicím ozubeném kole z počáteční klidové hodnoty 302 Nm přibližně na hodnotu 270 Nm. Vlivem pružení kola během akcelerování vozidla dojde k odvalu ozubeného hřebene o hodnotu 0,094 rad $\approx 5,4^\circ$. Tento vliv lze kompenzovat časovým průběhem natočení řídicího ozubeného kola se sestupnou rampou v čase 0,3 s na hodnotu 0,094 rad, následná výdrž až do času 6,1 s a plynulý návrat na počáteční výchylku v čase 6,5 s. Popsaný průběh je znázorněn zeleně v obr. 71. Derivací navrhovaného průběhu natočení řídicího členu závěsu dostáváme časový průběh ω_p , který můžeme využít k vyšetření časové závislosti výkonu použitých pohonů dle vztahu (68). Časový průběh výkonů pohonů předních řídicích členů je znázorněn na obr. 72.



Obr. 72 – průběh výkonu pohonů předních závěsů

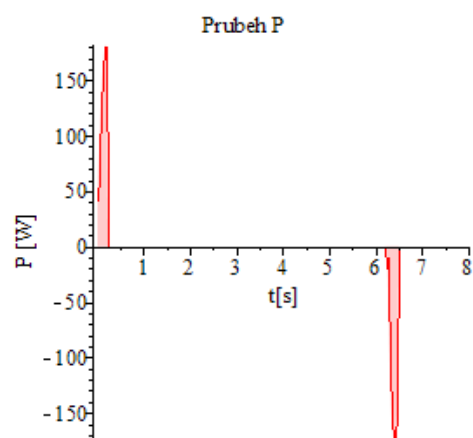
9.4.3 Vyšetření zadního závěsu

Během akcelerační dochází k přetížení zadní nápravy, což se projeví jejím propružením. Chceme-li vliv propružení na rám vozu vykompenzovat, musí se řídící ozubené kolo zadního závěsu natočit o úhel, který pokryje složku propružení vlivem odvalu spolu se změnou vzájemné polohy bodu dotyku ozubeného kola s hřebenem a spodního závěsu pružící a tlumící jednotky. Časové průběhy momentu a potřebného natočení řídícího kola zadního závěsu jsou patrné z obr. 73. Z časového průběhu momentu je patrné, že během akcelerování vozidla dojde ke zvýšení střední hodnoty momentu z 99 Nm na hodnotu 123 Nm. Po dosažení požadované rychlosti v čase 6,2 s moment opět klesá na počáteční hodnotu.



Obr. 73 - průběhy momentu a úhlu natočení regulačního kola zadního závěsu

Časový průběh natočení regulačního ozubeného kola zadního závěsu navrhuji realizovat pomocí nájezdové rampy v čase 0,3 s od počátku brzdění s natočením o hodnotu 0,27 rad, následnou výdrž až do času 6,1 s a plynulý návrat na počáteční hodnotu natočení řídícího kola v čase 6,5 s. Popsaný průběh je znázorněn zeleně v obr. 73. Časovou derivací zmiňovaného průběhu dostaneme závislost úhlové rychlosti ω_E na čase, která poslouží k určení potřebného výkonu pohonu řídícího členu dle vztahu (69). Časový průběh výkonu je znázorněn na obr. 74.



Obr. 74 – průběh výkonu pohonu zadního závěsu

10 Pevnostní výpočty vybraných partií závěsů

Pro pevnostní kontrolu volím pouze nejvíce namáhané části závěsu, jimiž jsou záběr ozubeného hřebene a segmentu (kola). Tyto součásti budou kontrolovány na Hertzovy tlaky a pevnost. Dalším značně namáhaným místem bude spojení náboje ozubeného kola s hřídelem pomocí rovnobokého drážkování. To bude kontrolováno především na otláčení.

10.1 Kontrola spoje předního ozubeného kola a hřídele (drážkování)

Tečná síla působící na ozubené kolo předního závěsu dosáhne při přetížení závěsu celkovou tíhou vozu maximální hodnoty 8 500 N. Poloměr roztečné kružnice předního ozubeného kola činí 70 mm. Spojení kola s hřídelí je provedeno za pomoci rovnobokého drážkování ČSN 01 4942 o rozměrech 6x26x32, jehož skutečná činná plocha činí na 1mm délky $A' = 9,9$ mm. Celková šířka náboje je 40 mm. Ozubené kolo je zhotoveno z oceli C45, jejíž český kvivalent je ocel 12 050 s mezí pevnosti v tahu v zušlechtěném stavu $\sigma_{p,t} = 650$ MPa.

Dovolený tlak ve spoji při bezpečnosti $k = 2$ náboj na hřídeli nehybně

$$p_{\text{dov}} = \sigma_{D,d} = \sigma_{D,t} = \frac{0,6 \cdot \sigma_{p,t}}{k} = \frac{0,6 \cdot 650}{2} = 195 \text{ MPa} \quad (75)$$

Moment přenášený drážkováním:

$$M_t = F_t \cdot r = 8\,500 \cdot 70 = 595\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (76)$$

Tlak ve styčných plochách při přenášení požadovaného momentu:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{M_t}{A' \cdot l} \cdot \frac{4}{D+d} = \frac{595\,000}{9,9 \cdot 40} \cdot \frac{4}{32+26} = 103,6 \text{ MPa} \quad (77)$$

$$p < p_{\text{dov}} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

10.2 Kontrola spoje zadního ozubeného kola a hřídele (drážkování)

Tečná síla působící na ozubené kolo zadního zavěšení nápravy dosáhne při přetížení závěsu celkovou tíhou vozu maximální hodnoty 4 500 N. Poloměr roztečné kružnice zadního ozubeného kola závěsu činí 70 mm. Spojení kola s hřídelí je provedeno pomocí rovnobokého drážkování ČSN 01 4942 o rozměrech 6x26x32, jehož skutečná činná plocha na 1mm délky činí $A' = 9,9$ mm. Šířka náboje je 40mm. Ozubené kolo je zhotoveno z oceli C45, jejíž český ekvivalent je ocel 12 050, s mezí pevnosti v tahu v zušlechtném stavu $\sigma_{p,t} = 650$ MPa.

Dovolený tlak ve spoji při bezpečnosti $k = 2$ náboj na hřídeli nehybně

$$p_{\text{DOV}} = \sigma_{D,d} = \sigma_{D,t} = \frac{0,6 \cdot \sigma_{p,t}}{k} = \frac{0,6 \cdot 650}{2} = 195 \text{ MPa} \quad (75)$$

Moment přenášený drážkováním:

$$M_t = F_t \cdot r = 4\,500 \cdot 70 = 315\,000 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (78)$$

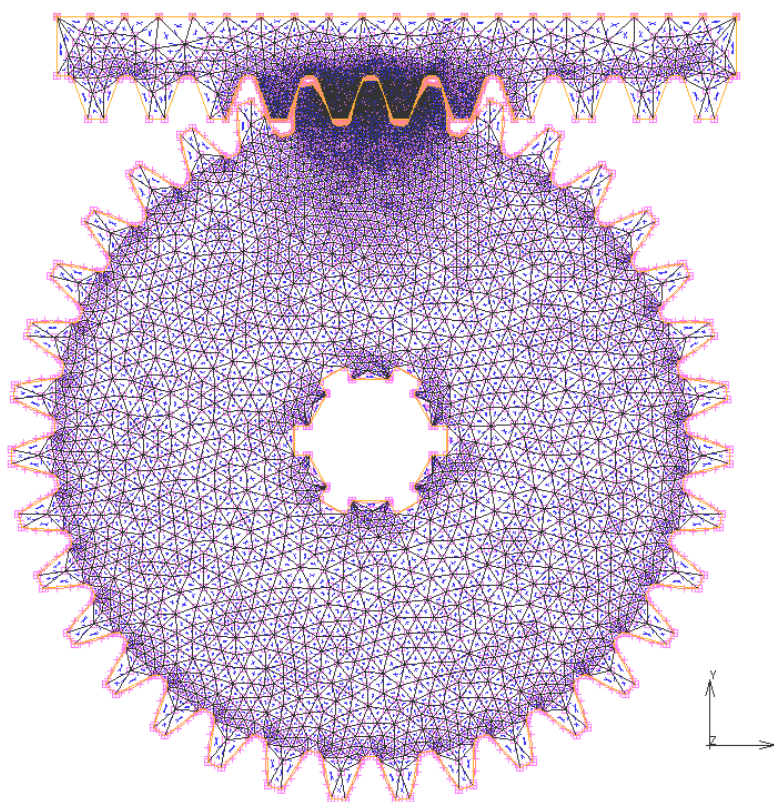
Tlak ve styčných plochách při přenášení požadovaného momentu:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{M_t}{A' \cdot l} \cdot \frac{4}{D+d} = \frac{315\,000}{9,9 \cdot 40} \cdot \frac{4}{32+26} = 54,9 \text{ MPa} \quad (79)$$

$$p < p_{\text{DOV}} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

10.3 Kontrola záběrů ozubeného kola a hřebene

Vzhledem k shodným rozměrům ozubených kol předního i zadního zavěšení jsem kontrolu provedl na totožném modelu s rozdílným zatížením dle příslušných náprav. Kontrola byla zvolena pomocí metody konečných prvků v programu Marc Mentant 2013. Úlohu záběru hřebene s ozubeným kolem jsem řešil jako rovinnou úlohu typu kontakt s uvažovanou šíří ozubení 40 mm. Kontrolován byl kontaktní tlak ve styčných plochách a redukované napětí dle hypotézy HMH. Zkušební model jsem vytvořil exportem křivek ozubeného kola a hřebene z programu SolidEdge ve formátu .dwg. Takto upravené obrysové křivky jsem následně opatřil sítí s použitím trojúhelníkových prvků v programu Marc Mentant. V místě záběru jsem vzhledem k přesnosti zvolil větší hustotu sítě viz. obr. 75. Okrajové podmínky byly zadány pro uzly horní hrany hřebene v podobě odebrání posuvů ve svislém a příčném směru, což bude ve skutečnosti realizováno za pomoci lineárního vedení. Náboj kola byl zavazben jako tuhé vetknutí. Zatížení silou působící v ose hřebene jsem zvolil proměnné v čase, kdy působící síla postupně roste na maximální mez a opět klesá na nulovou hodnotu.



Obr. 75 – zhuštění sítě v místě záběru

Kontrola na kontaktní Hertzův tlak je důležitá z hlediska tvoření pittingu. Jeho dovolená hodnota pro ozubení je dána druhem materiálu a způsobem jeho tepelného či chemicko-tepelného zpracování. Pro navrhovanou zušlechtěnou ocel 12 050 je dovolený jednorázový Hertzův tlak dán vztahem [3]

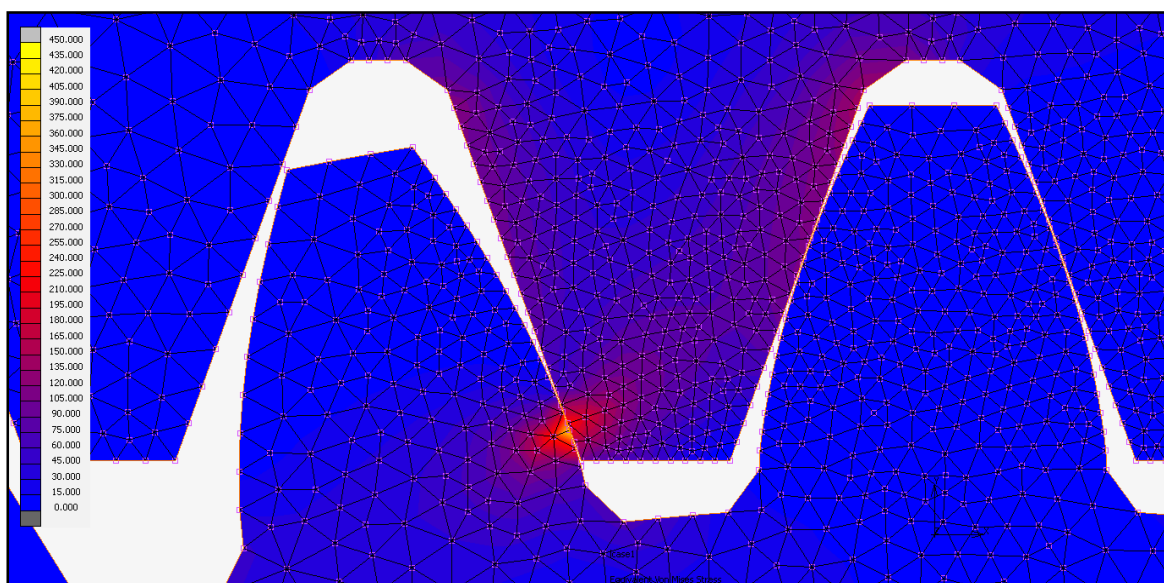
$$\sigma_{HPmax} = 2,8 \cdot R_{p0,2} = 2,8 \cdot 325 = 910 \text{ MPa} \quad (80)$$

Napětí na mezi kluzu pro materiál 12 050 ve zušlechtěném stavu činí $\sigma_{k,t} = 400 \text{ MPa}$. Dovolené napětí pak můžeme určit pomocí vztahu

$$\sigma_{dov} = \frac{\sigma_{k,t}}{k} = \frac{400}{2} = 200 \text{ MPa} \quad (81)$$

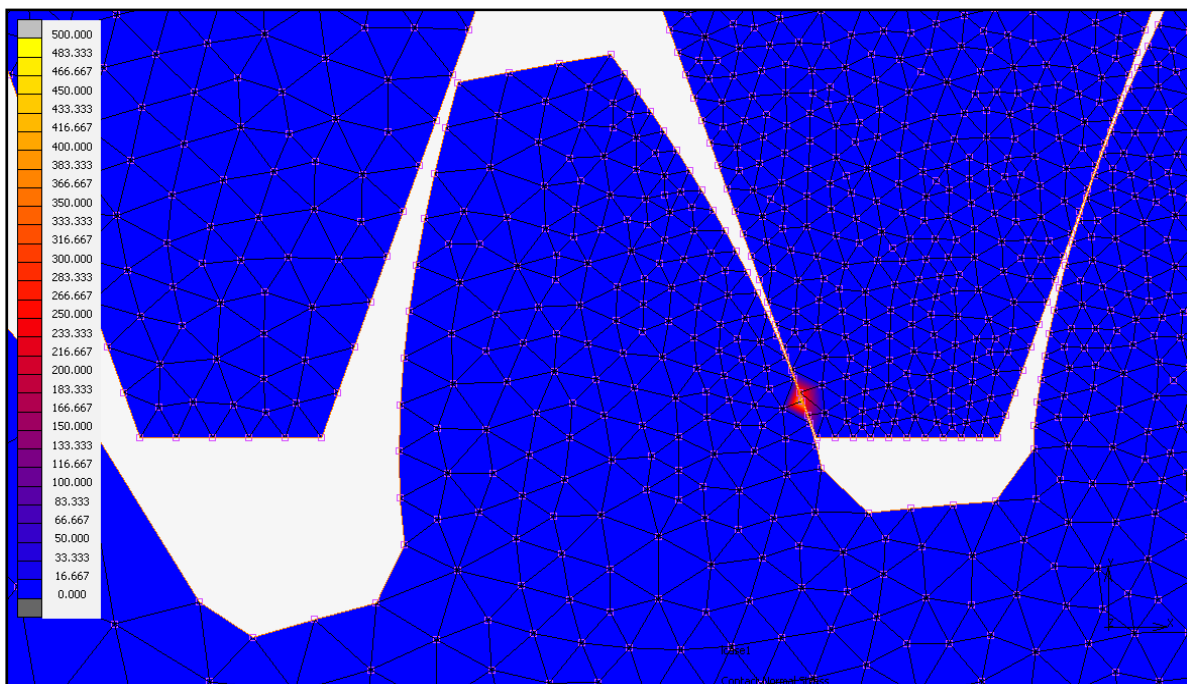
10.3.1 Záběr ozubeného kola a hřebene u přední nápravy

Při kontrole přední nápravy byla uvažována zatěžující síla hřebene 8 500 N. Ta nastane při přetížení nápravy celkovou tíhou vozu. Lze předpokládat, že tato síla nebude působit cyklicky, můžeme tedy hovořit o jednorázovém zatížení.



Obr. 76 – redukované napětí dle hypotézy HMM – přední závěs

Kontrola ozubení dle hypotézy HMH (Huber, Mises, Hencky). Z obr. 76 je patrné, že maximální redukované napětí bude dosaženo v místě dotyku zubů. Zde je však dominantní kontaktní tlak, na který bude ozubení kontrolováno následně. V místě paty zubu je dosaženo redukovaného napětí 180 MPa, které je nižší než dovolené napětí vypočtené dle vztahu (81). S uvažovanou bezpečností $k = 2$, je jeho dovolená hodnota $\sigma_{dov} = 200 \text{ MPa}$.

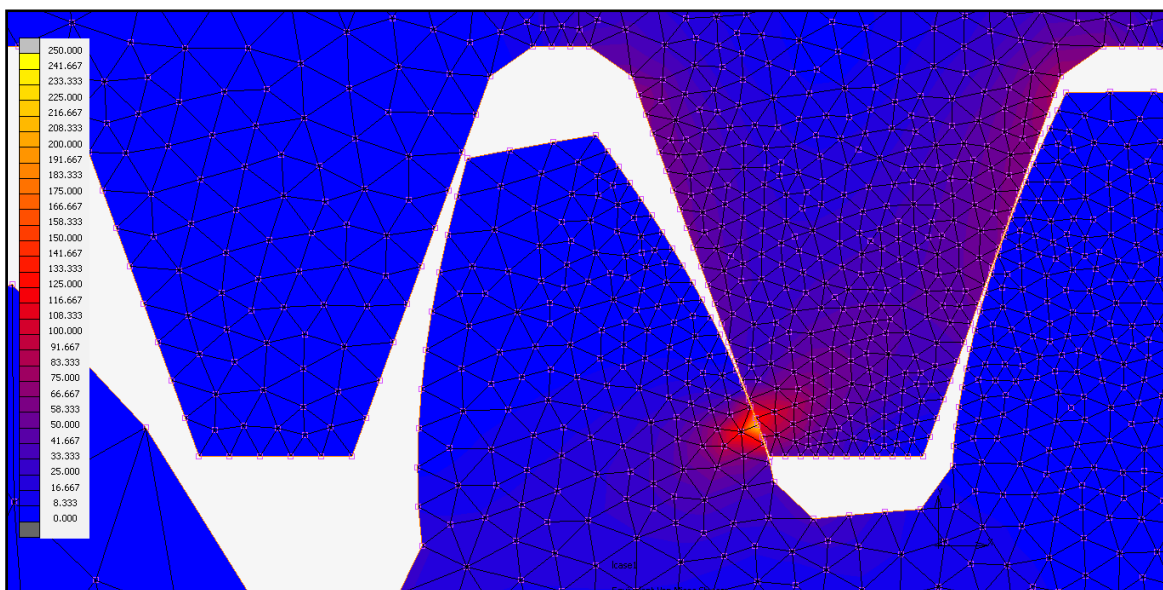


Obr. 77 – kontaktní tlak – přední závěs

Při kontrole na Hertzův tlak bylo dosaženo maximální hodnoty $\sigma_{Hmax} = 497,4 \text{ MPa}$, která je nižší než dovolená $\sigma_{HPmax} = 910 \text{ MPa}$. Ozubení na jednorázový Hertzův tlak tedy vyhovuje.

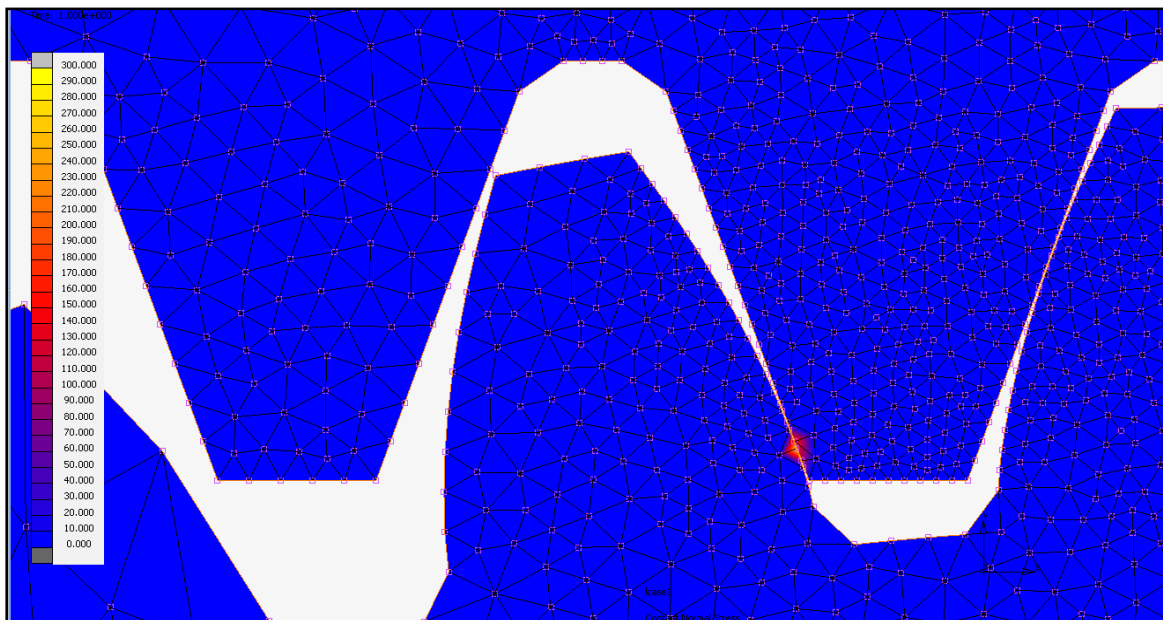
10.3.2 Záběr ozubeného kola a hřebene u zadní nápravy

Při kontrole zadní nápravy byla uvažována zatěžující síla hřebene 4 500 N, což je maximální síla působící na hřeben zadní nápravy při zatížení celkovou tíhou vozu. Lze předpokládat, že tato síla bude opět působit jednorázově.



Obr. 78 – redukované napětí dle hypotézy HMM – zadní závěs

V místě paty zubu je dosaženo redukovaného napětí 90 MPa, které je podstatně nižší než dovolené napětí, vypočtené dle vztahu (81). S uvažovanou bezpečností $k = 2$, je jeho hodnota $\sigma_{\text{dov}} = 200$ MPa.

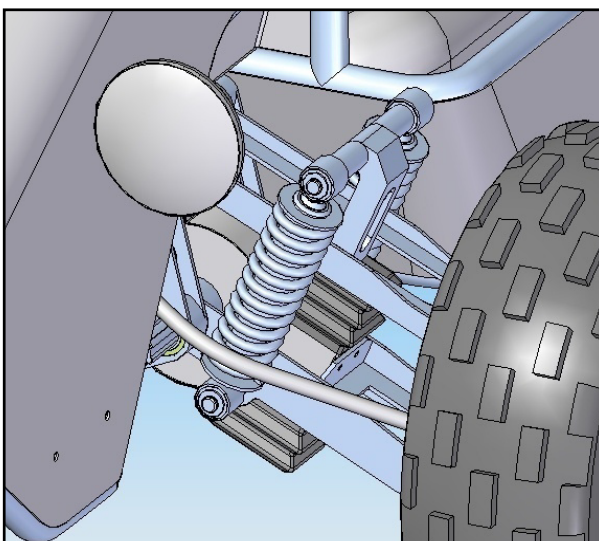


Obr. 79 – kontaktní tlak – zadní závěs

Při kontrole na Hertzův tlak bylo dosaženo maximální hodnoty $\sigma_{\text{Hmax}} = 278$ MPa, který je nižší než dovolený $\sigma_{\text{HPmax}} = 910$ MPa. Ozubení na jednorázový Hertzův tlak tedy vyhovuje.

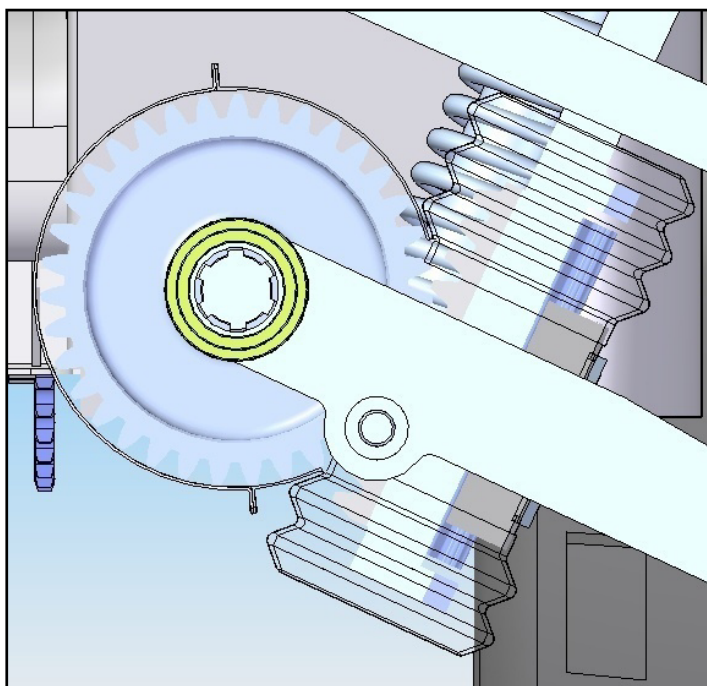
11 Ochranné prvky ozubení

Regulační člen závěsu je tvořen ozubeným kolem, které je v záběru spolu s hřebenem, jež je dále spojen s pružicí a tlumicí jednotkou. Jelikož se ozubení nachází v těsné blízkosti kola, je nutné jej chránit před vniknutím nečistot. Tato ochrana je nutná nejen z hlediska životnosti součástí, ale především z hlediska bezpečnosti, kdy při vniknutí rozměrnějších nečistot, kamínků atp. může dojít i k zaseknutí závěsu nápravy.



Obr. 80 – celkový pohled na zakrytování závěsu předního kola

Zakrytování navrhuji řešit pomocí dvoudílného tuhého plechového krytu ozubeného kola, jež bude možné připevnit ke spodnímu ramenu přední nápravy, či třmenu nesoucího vozík lineárního vedení u nápravy zadní. Takové upevnění bude mít za následek



*Obr. 81 – kryt ozubení předního závěsu
(transparentní zobrazení)*

natáčení krytu okolo osy řídícího ozubeného kola vždy o úhel odvalu. Jelikož se tuhý kryt kola natáčí spolu s ozubeným hřebenem, je vůči krytu pohyb ozubeného hřebene již jen přímočarý posuvný. Díky tomu je možné chránit ozubený hřeben pomocí pryžových měchů, jež umožní potřebný posuv hřebene vůči krytu při propružení. Navrhované provedení krytů, jež chrání jak ozubení tak i lineární vedení, je patrné z obr. 80 a 81.

Závěr

Samotná konstrukce lehkého terénního vozidla se sníženým těžištěm již sama o sobě obsahuje dva protichůdné požadavky, které vedou k nutnosti určitého kompromisu mezi potřebnou světlou výškou pro průchod terénem a minimalizací polohy těžiště. Novým konstrukčním uspořádáním se podařilo docílit vhodného rozložení součástí vozu tak, aby při zachování používané světlé výšky soudobých ATV byla poloha těžiště co nejvíce snížena. Na základě těchto skutečností byl vytvořen CAD model, který je součástí příloh této práce.

Nový konstrukční návrh byl opatřen speciálními závěsy kol, využívající princip možnosti regulace dle patentového spisu ČR č. 303603. Ta může sloužit nejen k nastavení celkové světlé výšky vozu, ale i k regulaci nepříznivých náklonů karoserie při akceleraci, brzdění, či nerovnostech terénu. Nastavitelnost celkové světlé výšky může být využita při změně charakteru terénu, kdy pro jízdu po upraveném rovinném podkladu můžeme volit světlou výšku co nejnižší, čímž vozidlo získá výrazně na stabilitě vhodné pro rychlou jízdu. Oproti tomu při jízdě nerovným terénem, lze světlou výšku upravit na nominální hodnotu, která umožní potřebné propružení náprav. U předních závěsů opatřených pružením dle patentového spisu ČR. č. 303603, lze natočením obou regulačních ozubených kol ve stejném smyslu využít popisované regulace i jako příčného stabilizátoru vozidla pro průjezdy zatáčkou. Použitím popisovaného pružení u předních kol je rovněž redukován počet připevňovacích bodů závěsu k rámu oproti standardnímu provedení ze tří na dva, což umožní i snazší montáž.

Samotná zástavba pružící a tlumící jednotky dle patentového spisu ČR. č. 303603 si vyžádala rozbor používaných závěsů, na jehož základě bylo vybráno provedení nejvíce vyhovující požadavkům atypické zástavby jednotek pružení. Vybrané typy zavěšení kol byly realizovány v CAD modelu vozu a popsány z hlediska kinematiky. Příslušné pružící a tlumící jednotky byly navrženy s ohledem na zdvihové a silové převody závěsů tak, aby výstup odpovídal standardním požadavkům soudobých vozidel.

Navrhované vozidlo opatřené pružinami a tlumiči v závěsech bylo následně podrobeno výpočtu hodnot vlastních frekvencí, jejichž výsledné hodnoty v rozmezí 1 až 1,5 Hz jsou snesitelné pro lidský organismus.

Z hlediska vyšetření chování vozu při akceleraci či brzdění byl vytvořen rovinný model se třemi stupni volnosti popsany odpovídajícím počtem diferenciálních rovnic. Řešením těchto rovnic bylo dosaženo výsledků chování vozidla při brzdění a akceleraci na mezi adheze pro rychlost 50 km/h. Výsledkem této analýzy bylo určení potřebného výkonu řídicích pohonů pro možnou regulaci závěsů kol, jejichž hodnota činí 270 W pro přední a 380 W pro zadní závěs. Rozšířený program pro řešení rovnic lze dále použít pro zjištění potřebných časových průběhů k natočení řídicích členů závěsů z hlediska vyrovnaní nežádoucích náklonů rámu vozu.

Rizikové partie závěsů kol byly následně kontrolovány pevnostními výpočty. Jednalo se především o použité ozubení a spoje ozubených kol s hřídelí. Veškeré pevnostní výpočty byly provedeny s uvažovanou bezpečností $k = 2$ pro krajní případ zatížení nápravy celkovou tíhou vozu.

Ozubení použité v závěsech pro možnost regulace bude do jisté míry rizikovou partií vozidla a pro malé úhly bych jej navrhoval nahradit spíše excentry. Toto riziko lze však zažehnat vhodným zakrytím proti vniknutí nečistot a jeho pečlivou údržbou. Vytvořený model vozu se speciálním podvozkem přináší bezesporu větší stabilitu v terénu a možnost poloaktivní regulace náklonů i světlé výšky karoserie.

Seznam použité literatury a odkazů

1 Použitá literatura

- [1] VLK, František: *Dynamika motorových vozidel*, 1. vydání, Brno 2000, ISBN 80-238-5273-6
- [2] ČERNOCH, Svatopluk: *Strojně technická příručka*, 11 vydání, SNTL 1959
- [3] BUREŠ, Miroslav: *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol* Liberec 2006 (výukový text)
- [4] PEŠÍK, Lubomír: *Části strojů*, 2. díl, Liberec 2010 ISBN 978-80-7372-574-7

2 Použité odkazy

- [5] Ackermannova podmínka, cs.autolexicon.net
- [6] závěsy vozidel, kmitání vozidel, www.kvm.tul.cz
- [7] normalizované součásti ATV, www.weiku.com
- [8] normalizované součásti ATV, www.buyatvsonline.com
- [9] normalizované součásti ATV, www.mwiparts.com
- [10] autobaterie, www.zavodni-baterie.cz
- [11] pneumatiky, disky, www.atv-rakovnik.cz
- [12] pneumatiky, www.motopneumatiky.cz
- [13] disky, www.aligatoravs.cz
- [14] momenty setrvačnosti lidského těla, biomech.ftvs.cuni.cz
- [15] hydraulické tlumiče, www.autoprofiteam.cz
- [16] ozubená kola a hřebeny www.haberkorn.cz
- [17] lineární vedení www.hiwin.cz
- [18] silentbloky www.rubena.cz

Seznam příloh

- Příloha č. 1: *Patentový spis ČR. č. 303603*
- Příloha č. 2: *Návrh lehkého terénního vozidla se speciálním podvozkem - bokorys*
- Příloha č. 3: *Návrh lehkého terénního vozidla se speciálním podvozkem - axonometrie*
- Příloha č. 4: *Ozubené hřebeny - Haberkorn,* www.haberkorn.cz
- Příloha č. 5: *Ozubená kola - Haberkorn,* www.haberkorn.cz
- Příloha č. 6: *Lineární vedení – Hiwin,* www.hiwin.cz

Seznam virtuálních příloh

- Příloha č. 4: *Kinematika a silová rovnováha předního závěsu, Maple 14,*
Vypocet_predni_zaves.mw
- Příloha č. 5: *Kinematika a silová rovnováha zadního závěsu, Maple 14,*
Vypocet_zadni_zaves.mw
- Příloha č. 6: *Výpočet vlastních frekvencí vozidla, Maple 14,*
Vlastni_frekvence.mw
- Příloha č. 7: *Výpočty pro brzdění na mezi adheze, Maple 14,*
Dynamika_brzdeni_50.mw
- Příloha č. 8: *Výpočty pro akceleraci na mezi adheze, Maple 14,*
Dynamika_akcelerce_50.mw
- Příloha č. 9: *Výpočet osové vzdálenosti řetězových kol, Microsoft Excel,*
Delka_retezu.xlsx
- Příloha č. 10: *Výpočty momentu setrvačnosti jezdce, Microsoft Excel,*
Moment_setrvacnosti.xlsx
- Příloha č. 11: *Ackermannova podmínka, Microsoft Excel,*
Ackermannova_podminka.xlsx
- Příloha č. 12: *Pevnostní analýza záběru u předního závěsu, Marc Mentant 2013,*
Predni_zaves.mud
- Příloha č. 13: *Pevnostní analýza záběru u zadního závěsu, Marc Mentant 2013,*
Zadni_zaves.mud
- Příloha č. 14: *CAD model lehkého terénního vozidla, Solid Edge,*

Přílohy

Příloha č.1 – Patentový spis ČR. č. 303603

Závěs kola vozidla, zvláště vozidla pro jízdu v nerovném terénu

Oblast techniky

Vynález se týká závěsu kola vozidla, zvláště vozidla pro jízdu v nerovném terénu, obsahujícího šroubovitou pružinu uspořádanou mezi dvěma členy závěsu kola.

Dosavadní stav techniky

Kola kolových vozidel jsou vůči rámu vozidla uložena na závěsech, jejichž úkolem je tvořit vozidlu vůči pojezdové ploše oporu, která umožňuje pružné a současně tlumené uložení odpružené části vozidla vzhledem k terénu a, pokud se jedná o kolo hnací, zajistit přenos hnací síly na pojezdovou plochu.

Každý závěs je tvořen kinematickou soustavou tuhých těles, která zajišťuje jednoznačné vedení kola vůči základnímu rámu vozidla, a pružicím a tlumicím prostředkem, který zajišťuje dynamický přenos silové reakce vznikající mezi pojezdovou plochou a pojezdovým kolem na základní rám vozidla.

Existuje celá řada kinematických schémat závěsů kol. Současně používané závěsy, například rovnoběžníkové, lichoběžníkové, teleskopické (McPherson), kyvadlové, klikové, úhlové mají specifické vlastnosti pozitivní i negativní. Základním požadavkem je co nejmenší změna geometrie podvozku při propérování, tj. při výchylce závěsu z nominální polohy. Jedná se především o změnu rozchodu a rozvoru kol a změnu polohy čelní roviny kola vzhledem ke svislé podélné rovině symetrie vozidla.

U vozidel určených pro provoz na silnicích je změna těchto parametrů malá, což je dáno malými hodnotami očekávaného propérování. Malé nerovnosti pojezdové plochy nevyžadují použití pružicích a tlumicích prostředků o velkých zdvích, přičemž krajní polohy závěsů vůči základnímu rámu vozidla jsou pak vymezeny pružnými dorazy.

Jiná situace je ovšem u vozidel určených i pro provoz mimo vozovky ve volném terénu, kde je velký zdvih závěsu jednou ze základních požadovaných vlastností podvozku vozidla. Geometrie kinematických uspořádání známých typů

závěsů sama o sobě bez problémů velký zdvih umožňuje. Limitujícími prvky této části podvozku je pružina pérování a tlumič pérování, přičemž jsou tyto prostředky často integrovány do pružicí a tlumicí jednotky.

Na příkladu klikového závěsu zadní tuhé nápravy odpružené centrální pružicí a tlumicí jednotkou uloženou ve vertikální podélné rovině terénního vozidla (obr. 1a, 1b) jsou znázorněny krajní polohy nápravy. Je zřejmé, že pracovní zdvih pružiny omezený jejími krajními polohami je velmi krátký, čímž omezuje zdvih kola. Pro terénní vozidlo je takové uspořádání prakticky nepoužitelné.

Dosavadní stav techniky využívá v podstatě dvou řešení tohoto problému.

První konstrukce při stejném umístění dolního konce pružicí a tlumicí jednotky na klíce závěsu využívá dlouhou pružinu s větším počtem závitů. Při nezměněném průměru drátu a pružiny se tím sníží její tuhost, která větší zdvih umožní. Dlouhá pružina je ale bočně nestabilní, což komplikuje namáhání materiálu a snižuje životnost pružiny. Současně uložení horního konce dlouhé pružicí a tlumicí jednotky působí konstrukční problémy z hlediska prostorových požadavků.

Druhým řešením je použití krátké pružiny. V tom případě je nutné přemístit připojení dolního konce pružicí a tlumicí jednotky ke klíce závěsu blíže k ose kývání kliky. V tomto případě se podstatně zvyšuje namáhání pružiny, která proto musí být ze silnějšího drátu. Vysoká tuhost pružiny zvyšuje ohybové namáhání kliky, která musí být více dimenzována. Tím se zvětší neodpružená hmotnost nápravy se všemi negativními důsledky na jízdní komfort.

Žádné z těchto řešení však neodstraňuje základní problém, kterým je ztráta adheze a tím hnacího účinku nápravy v oblasti maximální délky pružicí a tlumicí jednotky, kdy je síla vyvozovaná pružinou nejmenší. Naopak v oblasti minimální délky pružicí a tlumicí jednotky jsou síly přenášeny do konstrukce vozidla extrémně velké a vyžadují mohutné dimenzování přilehlých partií vozidla.

Cílem vynálezu je odstranit nebo alespoň zmírnit nedostatky dosavadního stavu techniky, především konstrukčním uspořádáním lépe využít možností, která dává pružina pro odpružení vozidla.

Podstata vynálezu

Cíle vynálezu je dosaženo závěsem kola vozidla obsahujícím šroubovitou pružinu, jehož podstatou je to, že jeden konec pružiny je spřažen s pohyblivým členem závěsu kola a druhý konec pružiny je spřažen s řízeným členem valivé kinematické dvojice, jehož valivá plocha je v záběru s konvexní valivou plochou řídicího členu valivé kinematické dvojice, který je uložen na základním členu závěsu kola.

Přitom pohyblivým členem je například klika klikového závěsu nebo dolní rameno rovnoběžníkového závěsu, přičemž základní člen je zpravidla spojený se základním rámem vozidla. Toto uspořádání zjednodušuje konstrukci pohyblivého členu, přičemž uložení řídicího členu valivé kinematické dvojice na základním členu, který je v tomto případě v podstatě nepohyblivý, je rovněž jednoduché.

Cíle vynálezu je rovněž dosaženo závěsem kola vozidla obsahujícím šroubovitou pružinu, jehož podstatou je to, že jeden konec pružiny je spřažen se základním členem závěsu kola a druhý konec pružiny je spřažen s řízeným členem valivé kinematické dvojice, jehož valivá plocha je v záběru s konvexní valivou plochou řídicího členu valivé kinematické dvojice, který je uložen na pohyblivém členu závěsu kola.

Toto řešení redukuje neodpružené hmoty vozidla a současně snižuje prostorové nároky. Pohyblivým členem je s výhodou klika klikového závěsu.

Řídicí člen valivé kinematické dvojice je na základním, nebo pohyblivém členu závěsu kola uložen pevně, což je konstrukčně jednoduché.

Řídicí člen valivé kinematické dvojice je v alternativním provedení na základním, nebo pohyblivém členu uložen pohyblivě, čímž je dosaženo většího zdvihu kola vozidla vzhledem k rámu vozidla.

V případě pohyblivě uloženého řídicího členu valivé kinematické dvojice je výhodné, když je tento řídicí člen spřažen s jiným členem závěsu kola pro vyvolání jeho pohybu vzhledem ke členu závěsu, na kterém je řídicí člen uložen. Zvláště je výhodné, když je k tomuto účelu spřažen se samostatným pohonem. Řízeným pohybem řídicího členu valivé kinematické dvojice lze dosáhnout optimálního průběhu stlačování pružiny, kterým lze buď nastavit pérování vozidla pro různé

povrchy pojezdových ploch, nebo průběžně za jízdy udržovat odpružené části vozidla v žádoucí stabilizované poloze.

V sofistikovaném provedení je s výhodou samostatný pohon sloužící pro vyvolání pohybu řídicího členu valivé kinematické dvojice ovládaný systémem automatického řízení stabilizované polohy částí vozidla spřažených se základním členem. To umožňuje udržovat stabilní, obvykle vodorovnou, polohu rámu vozidla.

Řízeným členem valivé kinematické dvojice je ozubený hřeben, jehož valivá plocha je v záběru s konvexní valivou plochou řídicího členu valivé kinematické dvojice, přičemž konvexní valivá plocha je ozubená. V tomto případě je řídicím členem ozubené kolo nebo alespoň jeho segment.

Výhodné je také, když je řízený člen valivé kinematické dvojice ohebný člen, jehož valivá plocha je v záběru s konvexní valivou plochou řídicího členu valivé kinematické dvojice, přičemž tvar povrchu příslušný konvexní valivé ploše odpovídá tvaru povrchu příslušného valivé ploše ohebného členu a ohebný člen je svým koncem ke konvexní valivé ploše řídicího členu připevněn.

Při pohybu pohyblivého členu závěsu vzhledem ke členu, na kterém je uložen, se ohebný člen navíjí na konvexní valivou plochu řídicího členu, což zmenšuje nároky na zástavbový prostor závěsu.

Výhodné je také, když vzájemnou tečnou polohu valivé plochy řízeného členu valivé kinematické dvojice a konvexní valivé plochy řídicího členu valivé kinematické dvojice zajišťuje lineární vedení. To zvláště v některých provedeních umožňuje geometricky dokonalý záběr řídicího a řízeného členu valivé kinematické dvojice

Zásadní výhodou řešení podle vynálezu je zvětšení zdvihu kola vozidla při zachování adheze bez zvětšení konstrukční délky pružiny v důsledku spolupůsobení členů mechanismu závěsu kola s valivou kinematickou dvojicí. Vhodným tvarováním a pohonem řídicího členu valivé kinematické dvojice lze zajistit řízené stlačování pružiny a tím i řízený průběh charakteristiky velkého zdvihu pružícího kola při přejezdu nerovnosti. Přitom má závěs ve většině provedení kompaktní, technologicky výhodný tvar s minimálními nároky na

zástavbový prostor a sily, kterými závěs působí na rám vozidla jsou lokalizovány do bohatě dimenzovaných partií vozidla.

Přehled obrázků na výkrese

Příkladná provedení uspořádání závěsu kola vozidla a jeho odpružení jsou schématicky znázorněna na výkrese, kde obrázky „a“ znázorňují polohu závěsu před najetím kola na vyvýšeninu pojezdové plochy a obrázky „b“ polohu závěsu v době, kdy je kolo na vyvýšenině pojezdové plochy, přičemž zdvih pojezdového kola je označen ve shodě s čísly obrázků „H1“ až „H7“. Přitom představuje obr. 1 konstrukci klikového závěsu podle dosavadního stavu techniky, další obrázky představují alternativní provedení podle vynálezu, kde značí obr. 2 klikový závěs s pružicí a tlumicí jednotkou spřaženou s ozubeným hřebenem ve funkci řízeného členu valivé kinematické dvojice a nepohyblivým ozubeným segmentem ve funkci řídicího členu valivé kinematické dvojice, obr. 3 klikový závěs s pružicí a tlumicí jednotkou spřaženou s ozubeným hřebenem a pohyblivým ozubeným segmentem, obr. 4 rovnoběžníkový závěs s pružicí a tlumicí jednotkou spřaženou s ozubeným hřebenem a nepohyblivým ozubeným segmentem, obr. 5 závěs nápravy McPherson s pružicí jednotkou spřaženou s jedním koncem ohebného řízeného členu valivé kinematické dvojice, jehož druhý konec je upevněn na válcovou valivou plochu řídicího členu valivé kinematické dvojice, na níž se při pružení navíjí, obr. 6 rovnoběžníkový závěs s pružicí a tlumicí jednotkou spřaženou s ozubeným hřebenem a pohyblivým ozubeným segmentem uloženým na základním členu mimo osy kývání ramen závěsu a obr. 7 klikový závěs s pružicí a tlumicí jednotkou ukotvenou na základním členu a spřaženou s jedním koncem ohebného řízeného členu valivé kinematické dvojice, jehož druhý konec je spojen s řídicím členem valivé kinematické dvojice, na jehož zakřivenou valivou plochu s nekonstantním poloměrem zakřivení je při pružení navíjen, přičemž je řídicí člen valivé kinematické dvojice uložen nepohyblivě na klíce závěsu.

Příklady provedení vynálezu

Na obr. 2a, 2b je uvedeno příkladné provedení vynálezu pro klikový závěs zadní tuhé nápravy terénního automobilu, čtyřkolky ATV nebo pro závěs zadního kola terénního motocyklu.

Odpružený klikový závěs **1** obsahuje pohyblivý člen **2** tvořený tělesem **21**, které na jednom svém konci nese hřídel pojezdového kola **3** a druhým svým koncem je uloženo na základním členu **4** kyvně kolem osy **41**. Uvnitř tělesa **21** je uložena pružicí a tlumicí jednotka tvořená tlačnou šroubovitou pružinou **11** a tekutinovým tlumičem **12** uspořádaným souose s pružinou **11**, přičemž válec **13** tekutinového tlumiče **12** je spojen s tělesem **21**. Tlačná šroubovitá pružina **11** je svým koncem přivráceným kolu **3** opřena o pevnou opěrku **14** upevněnou v tělese **21** odpruženého klikového závěsu **1**. Druhý konec pružiny **11** je v kontaktu s posuvnou opěrkou **15** pevně spojenou s pístnicí **16** tekutinového tlumiče **12**, která je pevně spojena s ozubeným hřebenem **17** posuvně uloženým v lineárním vedení **18** v tělese **21** odpruženého klikového závěsu **1**. Na základním členu **4** je pevně uložen ozubený segment **42**, jehož osa je totožná s osou **41** kývavého pohybu tělesa **21** vůči základnímu členu **4**. Ozubený hřeben **17** zabírá svým ozubením s ozubením ozubeného segmentu **42**.

Ozubený segment **42** jako řídící člen **101** a ozubený hřeben **17** jako řízený člen **102** tvoří valivou kinematickou dvojici, přičemž ozubení segmentu **42** je její konvexní valivou plochu **5**.

V poloze kola **3** před vystupující terénní nerovností má pružina **11** maximální, nebo téměř maximální délku, a posuvná opěrka **15** spolu s pístnicí **16** tekutinového tlumiče **12** a ozubeným hřebenem **17** je v tělese **21** v blízkosti krajní polohy na straně přivrácené k základnímu členu **4**. Při nájezdu kola **3** na nerovnost o výšce **H2** je vzniklou reakční silou kolo **3** tlačeno směrem vzhůru a vykoná vzhledem k základnímu členu **4** vertikální zdvih **H2**. Přitom se ozubený hřeben **17** odvaluje po ozubeném segmentu **42** a současně zasouvá pístnici **16** tekutinového tlumiče **12** do válce **13** tekutinového tlumiče **12** a prostřednictvím posuvné opěrky **15** stlačuje pružinu **11**. Síla pružiny **11** se zvětšuje až do okamžiku dynamické silové rovnováhy tělesa **21**. Závislost síly pružiny **11** na úhlové poloze tělesa **21** odpruženého klikového závěsu **1** tvořícího kliku závěsu je jednoznačně dána charakteristikou pružiny **11** a kinematickou závislostí axiální polohy ozubeného

hřebenu **17** na úhlové poloze tělesa **21**. Tuto závislost lze stanovit z převodu valivé kinematické dvojice, jejímž řídicím členem **101** je ozubený segment **42** a řízeným členem **102** ozubený hřeben **17**.

V neznázorněném provedení může být ozubený segment **42** a ozubený hřeben **17** nahrazen segmentem řetězového kola a obousměrně zatížitelným řetězem, přičemž je příslušně upraveno lineární vedení **18**. Řetěz je svým volným koncem upevněn na segmentu řetězového kola, s jehož konvexní valivou plochou je v záběru. Výhoda této alternativy spočívá v tom, že řetěz je částečně navinut na obvod řetězového segmentu a řešení nevyžaduje prostor v základnímu členu **4**, do kterého ve znázorněném provedení zasahuje konec ozubeného hřebene **17**.

Zdvihů **H1**, **H2** kola **3** vyvolaných různými výškami nerovností pojezdové plochy je dosaženo při stejném stlačení pružin pružicí a tlumicí jednotky. Z porovnání provedení podle dosavadního stavu techniky (zdvih **H1**, obr. 1a, 1b) a provedení podle vynálezu (například zdvih **H2**, obr. 2a, 2b) vyplývá zřejmá výhoda nového řešení. Vyššího zdvihu **H2** kola **3** je dosaženo, aniž by bylo nutno instalovat nepřiměřeně dlouhou pružinu mezi pohyblivým členem **2** tvořeným klikou závěsu a základním členem **4**.

Modifikací popsaného provedení je uspořádání znázorněné na obr. 3a, 3b. Ozubený segment **42** řídicího členu **101** je zde uložen otočně kolem osy **41** kyvného uložení tělesa **21** pohyblivého členu **2** na základním členu **4** a může se například v rozsahu znázorněném na obrázcích součtem tmavých výsečí **43**, **44** pootáčet. Při nájezdu kola **3** na vyvýšeninu se bude ozubený segment **42** nuceně pootáčet ve stejném směru jako těleso **21** tvořící pohyblivý člen **2** odpruženého klikového závěsu **1**, čímž bude při stejném stlačení pružiny **11** dosaženo zdvihu **H3** kola **3** vyššího, než je zdvih **H2** z obr. 2b. Tento pohyb ozubeného segmentu **42** může být spřažen neznázorněným způsobem s úhlovým zdvihem tělesa **21** odpruženého klikového závěsu **1** vzhledem k základnímu členu **4**, nebo může být vyvolán neznázorněným samostatným motorickým pohonem. Tento pohon je v dokonalejším provedení ovládán neznázorněným systémem automatického řízení stabilizované polohy základního členu **4**.

I v tomto provedení je ozubený segment **42** řídicím členem **101** a ozubený hřeben **17** řízeným členem **102** valivé kinematické dvojice, přičemž ozubení segmentu **42** je její konvexní valivou plochu **5**.

Využití vynálezu není omezeno jenom na klikové závěsy pojezdových kol. Na obr. 4a, 4b je znázorněna alternativa rovnoběžníkového závěsu 6, jehož dolní odpružené rameno je pohyblivým členem 2 mechanismu závěsu, který odpovídá výše popsanému odpruženému klikovému závěsu 1. Pohyblivý člen 2 je tvořen tělesem 60, které je jedním svým koncem připojeno kloubově k těhlici 61, která nese kolo 3 a jeho příslušenství. Druhým koncem je těleso 60 kloubově připojeno k základnímu členu 4. Uvnitř tělesa 60 je s ním spojen válec 62 tekutinového tlumiče 63 a pevná opěrka 64, o níž je opřen jeden konec tlačné šroubovitě pružiny 65 uspořádané souose s válcem 62 tekutinového tlumiče 63. Druhý konec pružiny 65 je v kontaktu s posuvnou opěrkou 66 pevně spojenou s pístnicí 67 tekutinového tlumiče 63. Pístnice 67 tekutinového tlumiče 63 je pevně spojena s ozubeným hřebenem 68 řízeného členu 102 posuvně uloženým v lineárním vedení 69 v tělese 60 dolního odpruženého ramena. Na základním členu 4 je v otočné ose 41 kyvného uložení tělesa 60 pohyblivého členu 2 uložen pevný, případně otočný, ozubený segment 42 řídicího členu 101, s jehož ozubením zabírá ozubený hřeben 68.

Funkce provedení podle obr. 4a, 4b odpovídá výše popsanému zařízení znázorněnému na obr. 2a, 2b pro nepohyblivý ozubený segment 42 a na obr. 3a, 3b pro pohyblivý ozubený segment 42. Ozubený segment 42 jako řídicí člen 101 a ozubený hřeben 68 jako řízený člen 102 tvoří valivou kinematickou dvojici, přičemž ozubení segmentu 42 je její konvexní valivou plochu 5.

Na obr. 5a, 5b je znázorněno příkladné provedení vynálezu se závěsem 7 typu McPherson s dolním odpruženým ramenem 2 tvořeným tělesem 70, v němž je umístěna tlačná šroubovitá pružina 71 opřená svým koncem přivráceným k základnímu členu 4 o pevnou průchozí opěrku 72. Druhý konec tlačné šroubovitě pružiny 71, přivrácený ke kolu 3, je v kontaktu s posuvnou opěrkou 73, ke které je připojeno jedním svým koncem lano 74, procházející dutinou tlačné šroubovitě pružiny 71. Lano 74 je svým druhým koncem upevněno na válcovou valivou plochu 5 segmentu 45, na kterou se při pohybu kola 3 nahoru navíjí.

Řídicím členem 101 valivé kinematické dvojice je zde segment 45 a řízeným členem 102 valivé kinematické dvojice je lano 74, přičemž konvexní valivou plochou 5 je válcová plocha segmentu 45.

Segment 45 je pevně spojen se základním členem 4. Tlumení pohybů závěsu při pružení je v tomto provedení zajištěno tekutinovým tlumičem 75, který je samostatným členem mechanismu závěsu 7. V daném případě ovšem musí být tekutinový tlumič 75 poměrně dlouhý, aby pokryl celý rozsah H5 zdvihu nápravy, který dovoluje dolní odpružené rameno.

V neznázorněném provedení je namísto tlačné šroubovitě pružiny 71 použita tažná šroubovitá pružina, která je koncem přivráceným ke kolu 3 upevněna k tělesu 70 dolního odpruženého ramena a druhým koncem přímo k lanu 74 řízeného členu 102, které se navíjí na spojitou konvexní valivou plochu segmentu 45 řídicího členu 101.

V alternativních provedeníh valivé kinematické dvojice je jako ohebný řízený člen 102 použit válečkový řetěz, nebo plochý, klínový či ozubený řemen. Segment 45 řídicího členu 101 je potom opatřen příslušnou konvexní valivou plochou 5 tvořenou valivou plochou řetězového kola, nebo valivou plochou ploché, klínové či ozubené řemenice. Segment 45 může být uložen na základním členu 4 otočně s nuceným rotačním pohybem podobně jako u provedení znázorněných na obr. 3a, 3b, 4a, 4b.

Další alternativou provedení podle vynálezu je rovnoběžníkový závěs 8 kola 3 znázorněný na obr. 6a, 6b. Pružicí a tlumicí jednotka 80 zde není přímo členem kinematického mechanismu závěsu 8, ale je uspořádána samostatně. Pružicí a tlumicí jednotka 80 obsahuje tlačnou šroubovitou pružinu 81, uvnitř které je uspořádán tekutinový tlumič 82. V příkladném provedení je válec 83 tekutinového tlumiče 82 svým slepým koncem kloubově spojen s dolním ramenem 84 rovnoběžníkového závěsu 8 kola 3. Na válci 83 tekutinového tlumiče 82 je upevněna pevná opěrka 85 pružiny 81. Pístnice 86 tekutinového tlumiče 82 je pevně spojena s pohyblivou opěrkou 87 pružiny 81 a její prodloužená část tvoří ozubený hřeben 88 řízeného členu 102 valivé kinematické dvojice. Tlačná šroubovitá pružina 81 je vložena mezi pevnou opěrkou 85 a pohyblivou opěrkou 87. Ozubený hřeben 88 je v záběru s ozubením ozubeného segmentu 42 řídicího členu 101 valivé kinematické dvojice uloženého otočně, nebo v neznázorněném provedení pevně, na základním členu 4. Tečnou polohu ozubeného hřebenu 88 vzhledem k ozubenému segmentu 42 zajišťuje lineární vedení 46, které je uloženo otočně na základním členu 4 souose s osou 47 otáčení ozubeného segmentu 42.

Řídicím členem **101** valivé kinematické dvojice je zde tedy ozubený segment **42** a řízeným členem **102** valivé kinematické dvojice je ozubený hřeben **88**, přičemž konvexní valivou plochu **5** tvoří valivá plocha ozubení segmentu **42**.

Alternativně může být slepý konec válce **83** tekutinového tlumiče **82** namísto s dolním ramenem **84** závěsu **8** spojen neznázorněným způsobem například s těhlicí **89** rovnoběžníkového závěsu **8** kola **3**.

Obr. 7a, 7b znázorňují klikový závěs **9** kola **3** vozidla s pohyblivým členem **2** tvořeným klikou **99**, který obsahuje odpružení uložené v tělese **90**. Těleso **90** je jedním koncem kloubově spojeno se základním členem **4**. Uvnitř tělesa **90** je souose uložena tlačná šroubovitá pružina **91** a tekutinový tlumič **92**. Konec pístnice **93** tekutinového tlumiče **92** je pevně spojen s tělesem **90** v místě jeho připojení k základnímu členu **4**. Válec **94** tekutinového tlumiče **92** je posuvně uložen na své pístnici **93**. Druhý konec tělesa **90** tvoří pevnou opěrku **95** tlačné šroubovitě pružiny **91**. Pohyblivá opěrka **96** tlačné šroubovitě pružiny **91** je pevně spojena s posuvným válcem **94** tekutinového tlumiče **92**, takže se společně s ním posouvá vzhledem k tělesu **90**. Ke slepému konci válce **94** tekutinového tlumiče **92** je připojeno jedním svým koncem lano **97** tvořící řízený člen **102** valivé kinematické dvojice, které je svým druhým koncem upevněno na zakřivenou obvodovou plochu zaobleného tělesa **98** tvořícího řídicí člen **101** valivé kinematické dvojice. V příkladném provedení má zaoblené těleso **98** eliptický tvar konvexní valivé plochy **5** a je připojeno pevně k pohyblivému členu **2** tvořenému klikou **99** klikového závěsu **9**.

V neznázorněných provedeních má zaoblené těleso **98** jiný vhodný tvar konvexní valivé plochy **5** a je na klice **99** uloženo nepohyblivě a v jiné vhodné poloze nebo otočně s osou buď v ose **41** kývání kliky **99**, nebo i mimo ni.

V alternativních provedeních valivé kinematické dvojice může být jako řízený člen **102** použit válečkový řetěz, nebo plochý, klínový či ozubený řemen. Řídicí člen **101** je potom opatřen příslušnou konvexní valivou plochou **5** tvořenou valivou plochou řetězového kola, nebo valivou plochou ploché, klínové či ozubené řemenice.

Zaoblené těleso **98** tvořící řídicí člen **101** valivé kinematické dvojice může být v jiném neznázorněném provedení realizováno ozubeným segmentem a řízený člen **102** ozubeným hřebenem, přičemž je použito lineární vedení ozubeného

hřebenu obdobné provedení znázorněnému na obr. 6a, 6b. V případě, že je ozubený segment kruhový a jeho osa leží v ose kývání kliky 99 může být lineární vedení nepohyblivé vzhledem k základnímu členu 4.

Zaoblené těleso 98 jako řídicí člen 101 a lano 97 jako řízený člen 102 tvoří valivou kinematickou dvojici, přičemž obvodová plocha zaobleného tělesa 98 je její konvexní valivou plochou 5.

Podobně jako pohyblivé segmenty předchozích provedení může otočně uložené zaoblené těleso 98 jako řídicí člen 101 závěsu 9 vykonávat vzhledem k pohyblivému členu 2 relativní pohyb, který je odvozený například od relativního pohybu pohyblivého členu 2 vzhledem k základnímu členu 4 prostřednictvím neznázorněného spřažení, nebo je zprostředkován samostatným pohonem.

Nekruhová, v příkladném provedení eliptická, konvexní valivá plocha 5 umožňuje dosáhnout proměnného převodového poměru mezi úhlovým zdvihem pohyblivého členu 2 a stlačením pružiny 91. Tím lze vhodně ovlivnit průběh zdvihové charakteristiky klikového závěsu 9 kola 3.

Výhodou závěsů kola 3 vozidla pro jízdu v nerovném terénu v provedení 1, 6, 7, 8, 9 podle vynálezu je umožnění velkého vertikálního zdvihu pojezdových kol vozidla při jeho jízdě v terénu, přičemž lze použít relativně krátkých pružin pérování vozidla. To snižuje prostorové nároky na zástavbu závěsu, přičemž síly přenášené ze závěsu do základního členu 4 působí v místech, která bývají dostatečně dimenzována.

Vhodným tvarováním konvexní valivé plochy 5 na řídicím členu 101 valivé kinematické dvojice lze v širokém rozmezí ovlivňovat příznivě zdvihové charakteristiky pérování vozidla.

Je-li řídicí člen 101 valivé kinematické dvojice opatřený konvexní valivou plochou 5 vybaven vlastním pohonem, může být výhodně používán jako akční člen automatického systému řízení stability základního členu 4 vozidla a připojených nástaveb.

Významné je také technologické hledisko. Závěsy kola vozidla v provedení podle vynálezu tvoří většinou kompaktní montážní celky, které se montují do vozidla s úsporou montážního času.

Seznam vztahových značek

- 1 závěs (klikový)
- 11 tlačná šroubovitá pružina
- 12 tekutinový tlumič
- 13 válec (tekutinového tlumiče)
- 14 pevná opěrka (pružiny)
- 15 posuvná opěrka (pružiny)
- 16 pístnice (tekutinového tlumiče)
- 17 ozubený hřeben (řízeného členu)
- 18 lineární vedení
- 2 pohyblivý člen mechanismu závěsu
- 21 těleso
- 3 pojezdové kolo
- 4 základní člen mechanismu závěsu
- 41 osa kývání (pohyblivého členu mechanismu závěsu)
- 42 ozubený segment (řídícího členu)
- 43 výseč vyznačující rozsah pohybu
- 44 výseč vyznačující rozsah pohybu
- 45 segment (hladký)
- 46 lineární vedení (ozubeného hřebenu)
- 47 osa kývání (ozubeného segmentu)
- 5 konvexní valivá plocha
- 6 závěs (rovnoběžníkový s pružicí a tlumicí jednotkou integr. v dolním rameni)
- 60 těleso (pohyblivého členu)
- 61 těhlice (rovnoběžníkového závěsu kola)
- 62 válec (tekutinového tlumiče)
- 63 tekutinový tlumič
- 64 pevná opěrka pružiny
- 65 tlačná šroubovitá pružina
- 66 posuvná opěrka pružiny
- 67 pístnice (tekutinového tlumiče)
- 68 ozubený hřeben (řízeného členu)
- 69 lineární vedení
- 7 závěs (typu McPherson)
- 70 těleso (pohyblivého členu)
- 71 tlačná šroubovitá pružina
- 72 pevná opěrka pružiny
- 73 posuvná opěrka pružiny
- 74 lano
- 75 tekutinový tlumič (samostatný)
- 8 závěs (rovnoběžníkový)
- 80 pružicí a tlumicí jednotka
- 81 tlačná šroubovitá pružina
- 82 tekutinový tlumič
- 83 válec (tekutinového tlumiče)
- 84 dolní rameno rovnoběžníkového závěsu
- 85 pevná opěrka pružiny
- 86 pístnice (tekutinového tlumiče)
- 87 pohyblivá opěrka pružiny

- 88 ozubený hřeben (řízeného členu)
- 89 těhlice (rovnoběžníkového závěsu kola)
- 9 závěs (klikový)
- 90 těleso (pružicí a tlumicí jednotky)
- 91 tlačná šroubovitá pružina
- 92 tekutinový tlumič
- 93 pístnice (tekutinového tlumiče)
- 94 válec (tekutinového tlumiče)
- 95 pevná opěrka pružiny
- 96 posuvná opěrka pružiny
- 97 lano
- 98 zaoblené těleso
- 99 klika (klikového závěsu)
- 101 řídicí člen (valivé kinematické dvojice)
- 102 řízený člen (valivé kinematické dvojice)
- H1-H7 zdvih (pojezdového kola)

PATENTOVÉ NÁROKY

1. Závěs (1, 6, 7, 8) kola (3) vozidla, zvláště vozidla pro jízdu v nerovném terénu, obsahující šroubovitou pružinu (11, 65, 71, 81) uspořádanou mezi dvěma členy závěsu (1, 6, 7, 8) kola (3), **vyznačující se tím, že** jeden konec pružiny (11, 65, 71, 81) je spřažen s pohyblivým členem (2) závěsu (1, 6, 7, 8) kola (3) a druhý konec pružiny (11, 65, 71, 81) je spřažen s řízeným členem (102) valivé kinematické dvojice, jehož valivá plocha je v záběru s konvexní valivou plochou (5) řídícího členu (101) valivé kinematické dvojice, který je uložen na základním členu (4) závěsu (1, 6, 7, 8) kola (3).

2. Závěs (9) kola (3) vozidla, zvláště vozidla pro jízdu v nerovném terénu, obsahující šroubovitou pružinu (91) uspořádanou mezi dvěma členy závěsu (9) kola (3), **vyznačující se tím, že** jeden konec pružiny (91) je spřažen se základním členem (4) závěsu (9) kola (3) a druhý konec pružiny (91) je spřažen s řízeným členem (102) valivé kinematické dvojice, jehož valivá plocha je v záběru s konvexní valivou plochou (5) řídícího členu (101) valivé kinematické dvojice, který je uložen na pohyblivém členu (2) závěsu (9) kola (3).

3. Závěs podle nároku 1, **vyznačující se tím, že** řídící člen (101) valivé kinematické dvojice je na základním členu (4) závěsu uložen pevně.

4. Závěs podle nároku 1, **vyznačující se tím, že** řídící člen (101) valivé kinematické dvojice je na základním členu (4) závěsu uložen pohyblivě.

5. Závěs podle nároku 2, **vyznačující se tím, že** řídící člen (101) valivé kinematické dvojice je na pohyblivém členu (2) závěsu uložen pevně.

6. Závěs podle nároku 2, **vyznačující se tím, že** řídící člen (101) valivé kinematické dvojice je na pohyblivém členu (2) závěsu uložen pohyblivě.

7. Závěs podle nároku 4 nebo 6, **vyznačující se tím, že** řídící člen (101) valivé kinematické dvojice je spřažen s jiným členem závěsu (1, 6, 7, 8, 9) kola (3) pro vyvolání jeho pohybu vzhledem ke členu (4, 2) závěsu, na kterém je řídící člen (101) uložen.

8. Závěs podle nároku 4 nebo 6, **vyznačující se tím, že** řídicí člen (101) valivé kinematické dvojice je spřažen se samostatným pohonem sloužícím pro vyvolání jeho pohybu vzhledem ke členu (4, 2) závěsu, na kterém je řídicí člen (101) uložen.

9. Závěs podle nároku 8, **vyznačující se tím, že** samostatný pohon sloužící pro vyvolání pohybu řídicího členu (101) valivé kinematické dvojice je ovládán systémem automatického řízení stabilizované polohy částí vozidla spřažených se základním členem (4).

10. Závěs podle kteréhokoliv z nároků 1 až 9, **vyznačující se tím, že** řízený člen (102) valivé kinematické dvojice je ozubený hřeben (17, 68, 88), jehož valivá plocha je v záběru s konvexní valivou plochou (5) řídicího členu (101) valivé kinematické dvojice, přičemž konvexní valivá plocha (5) je ozubená.

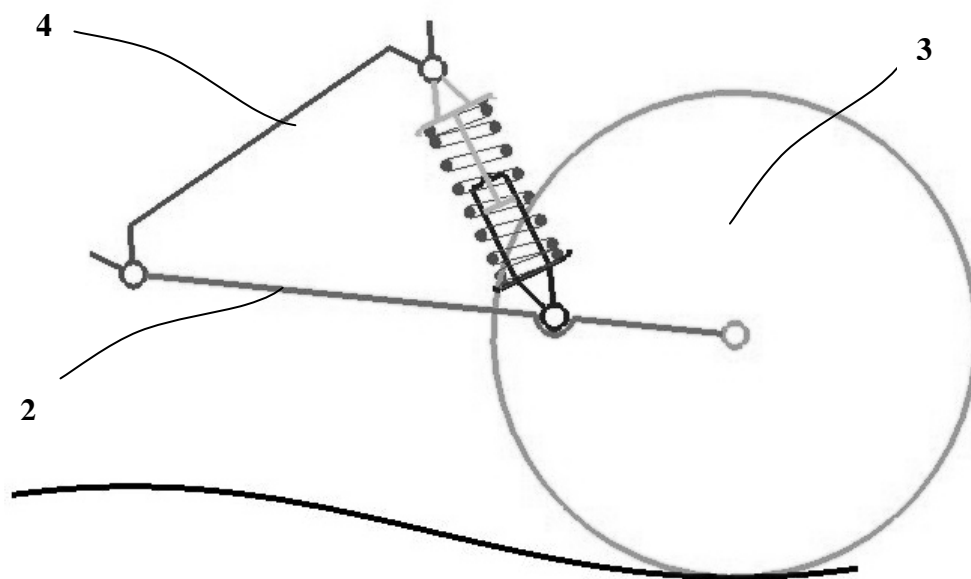
11. Závěs podle kteréhokoliv z nároků 1 až 9, **vyznačující se tím, že** řízený člen (102) valivé kinematické dvojice je ohebný člen (74, 97), jehož valivá plocha je v záběru s konvexní valivou plochou (5) řídicího členu (101) valivé kinematické dvojice, přičemž tvar povrchu příslušný konvexní valivé ploše (5) odpovídá tvaru povrchu příslušného valivé ploše ohebného členu (74, 97) a ohebný člen (74, 97) je svým koncem ke konvexní valivé ploše (5) řídicího členu (101) připevněn.

12. Závěs podle nároku 10 nebo 11, **vyznačující se tím, že** vzájemnou tečnou polohu valivé plochy řízeného členu (102) valivé kinematické dvojice a konvexní valivé plochy (5) řídicího členu (101) valivé kinematické dvojice zajišťuje lineární vedení (18, 46, 69).

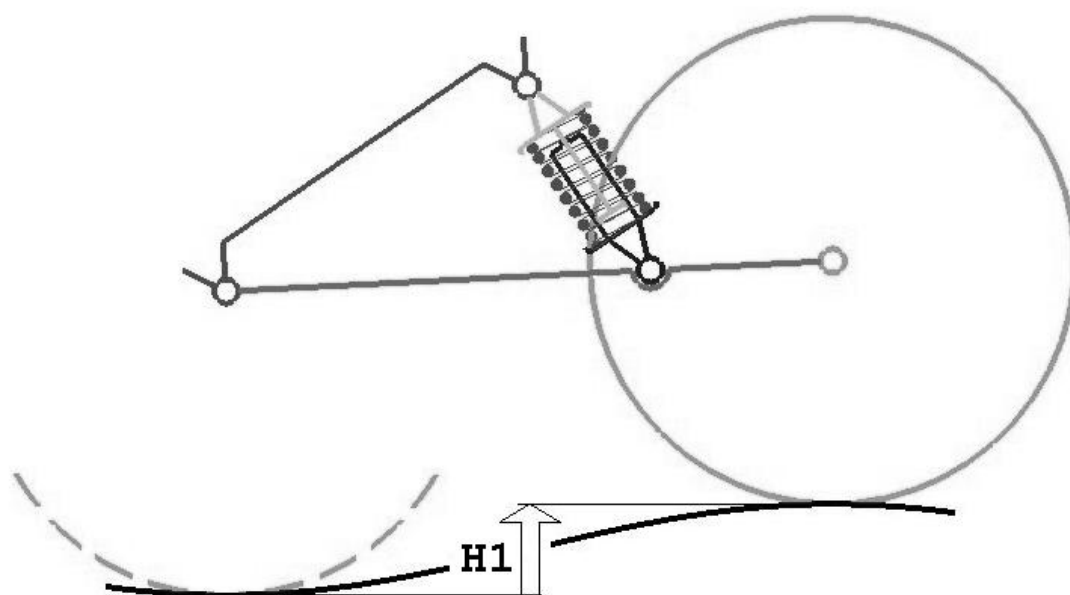
Anotace PV

Název vynálezu: **Závěs kola vozidla, zvláště vozidla pro jízdu v nerovném terénu**

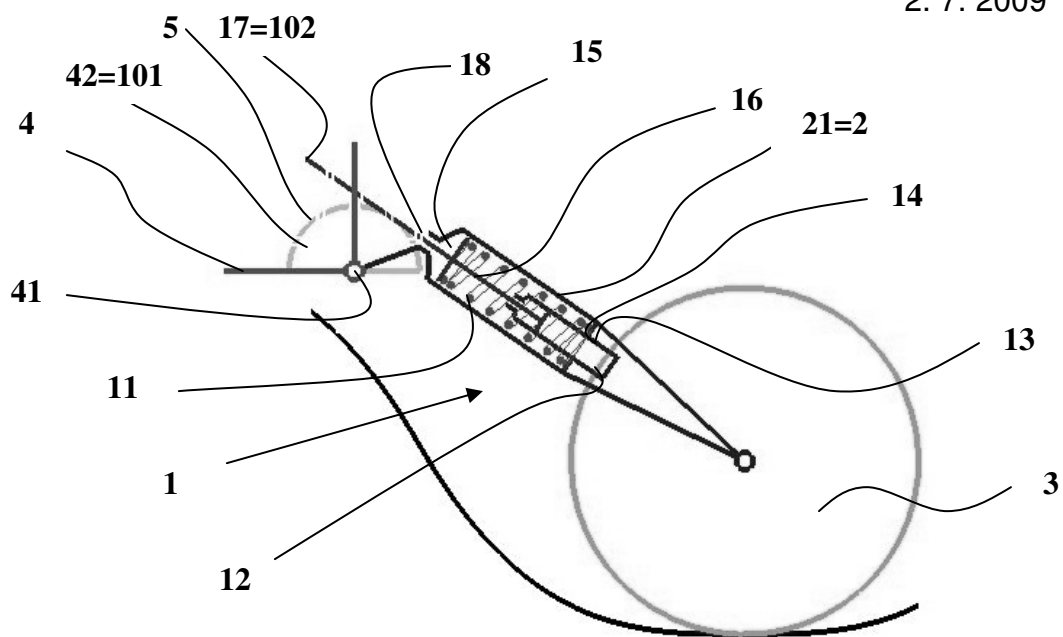
Vynález se týká závěsu (1, 6, 7, 8, 9) kola (3) vozidla, zvláště vozidla pro jízdu v nerovném terénu, obsahujícího šroubovitou pružinu (11, 65, 71, 81, 91) uspořádanou mezi dvěma členy závěsu (1, 6, 7, 8, 9) kola (3). Přitom jeden konec pružiny (11, 65, 71, 81) je spřažen s pohyblivým členem (2) závěsu (1, 6, 7, 8) kola (3) a druhý konec pružiny (11, 65, 71, 81) je spřažen s řízeným členem (102) valivé kinematické dvojice, jehož valivá plocha je v záběru s konvexní valivou plochou (5) řídícího členu (101) valivé kinematické dvojice, který je uložen na základním členu (4) závěsu (1, 6, 7, 8) kola (3). Nebo je jeden konec pružiny (91) spřažen se základním členem (4) závěsu (9) kola (3) a druhý konec pružiny (91) je spřažen s řízeným členem (102) valivé kinematické dvojice, jehož valivá plocha je v záběru s konvexní valivou plochou (5) řídícího členu (101) valivé kinematické dvojice, který je uložen na pohyblivém členu (2) závěsu (9) kola (3).



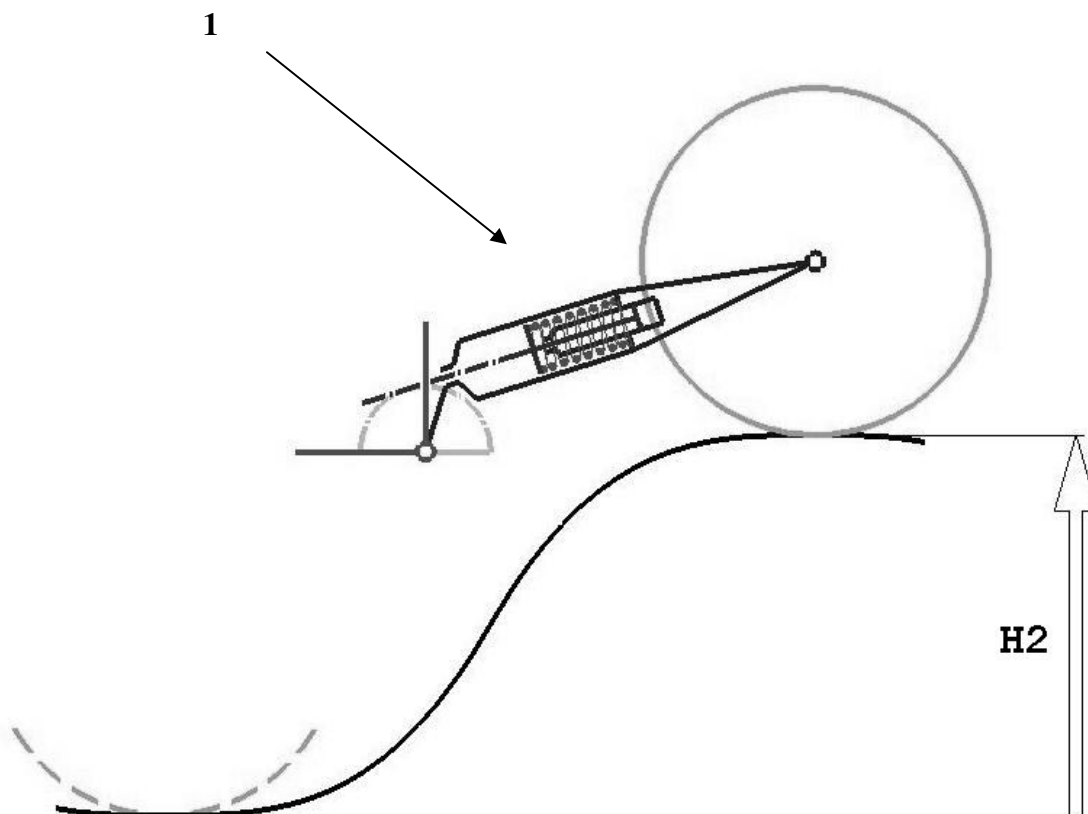
Obr. 1a



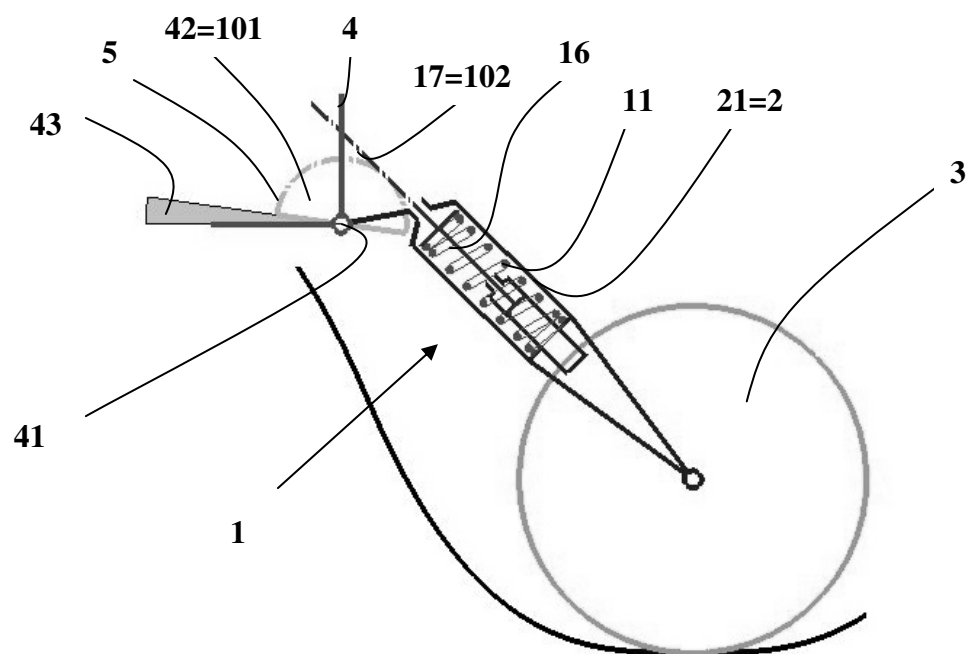
Obr. 1b



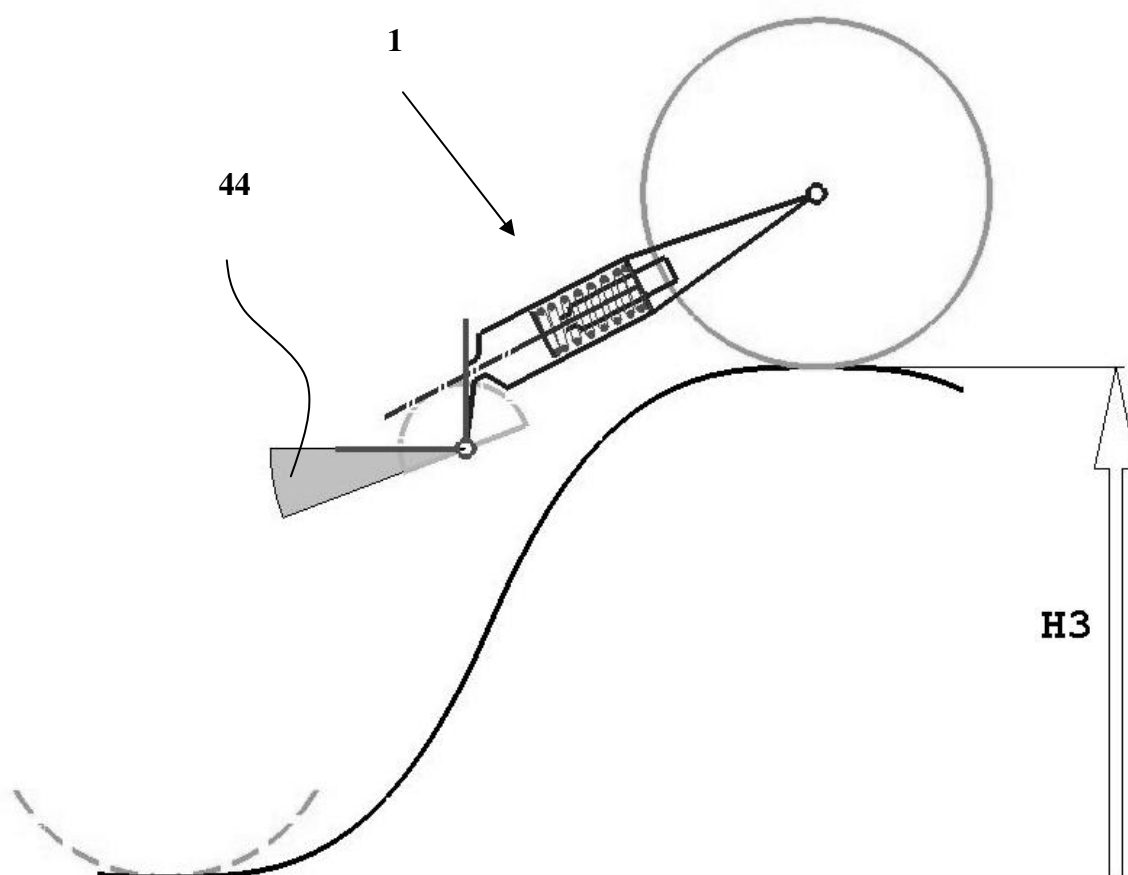
Obr. 2a



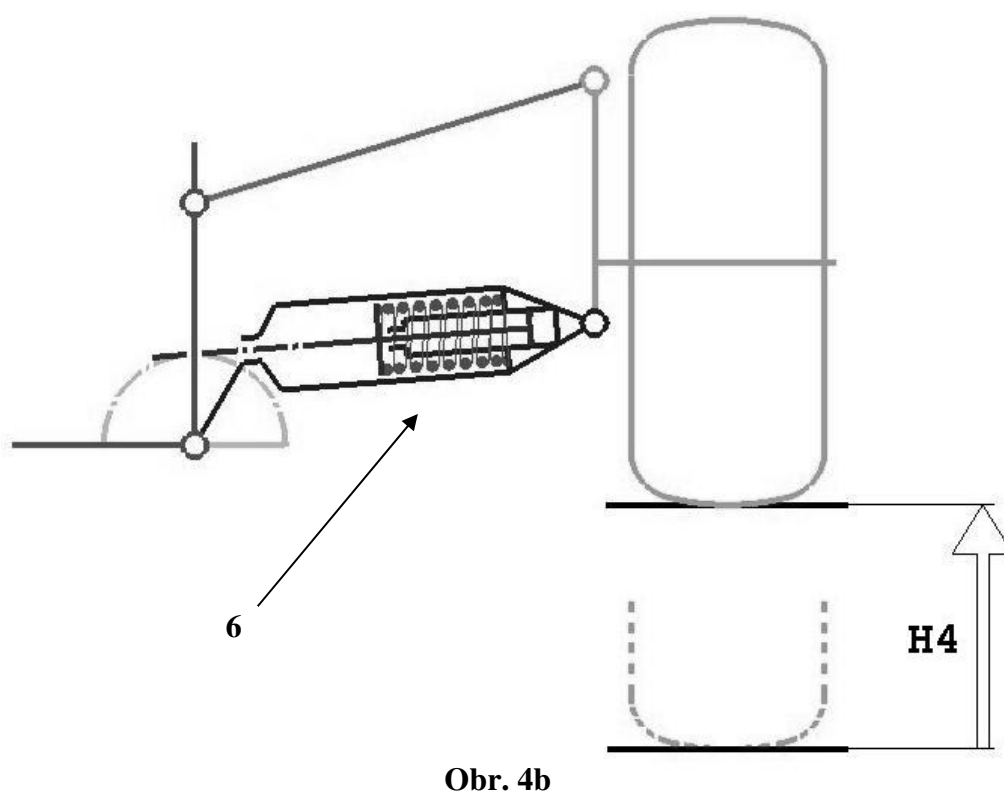
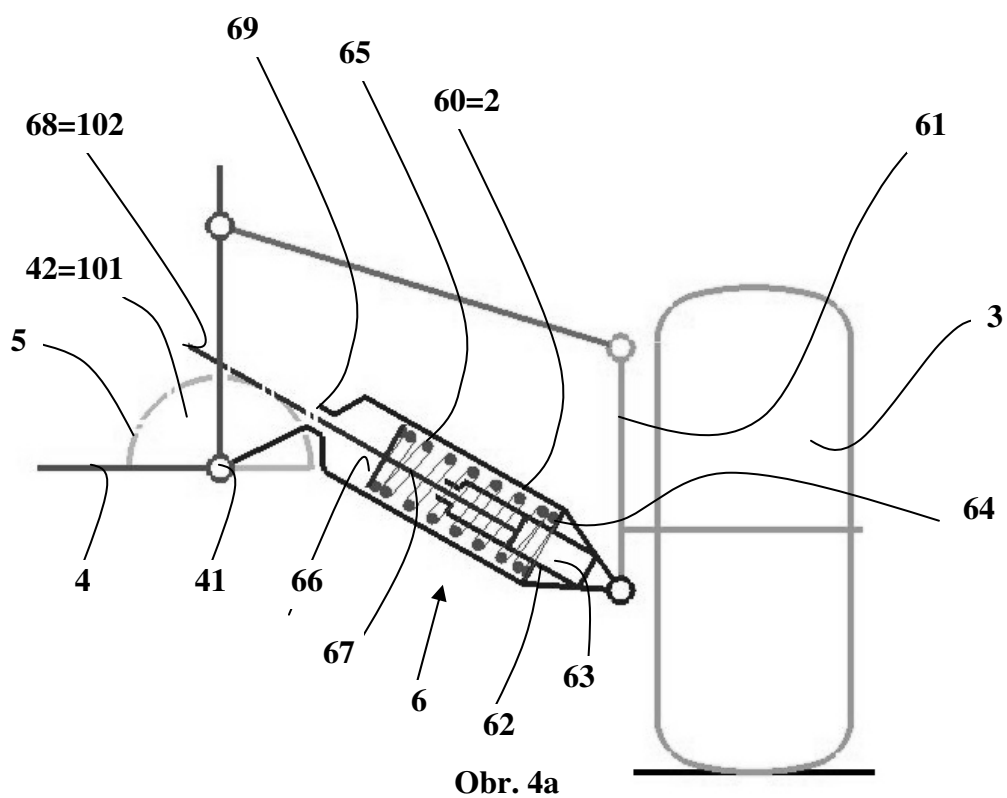
Obr. 2b

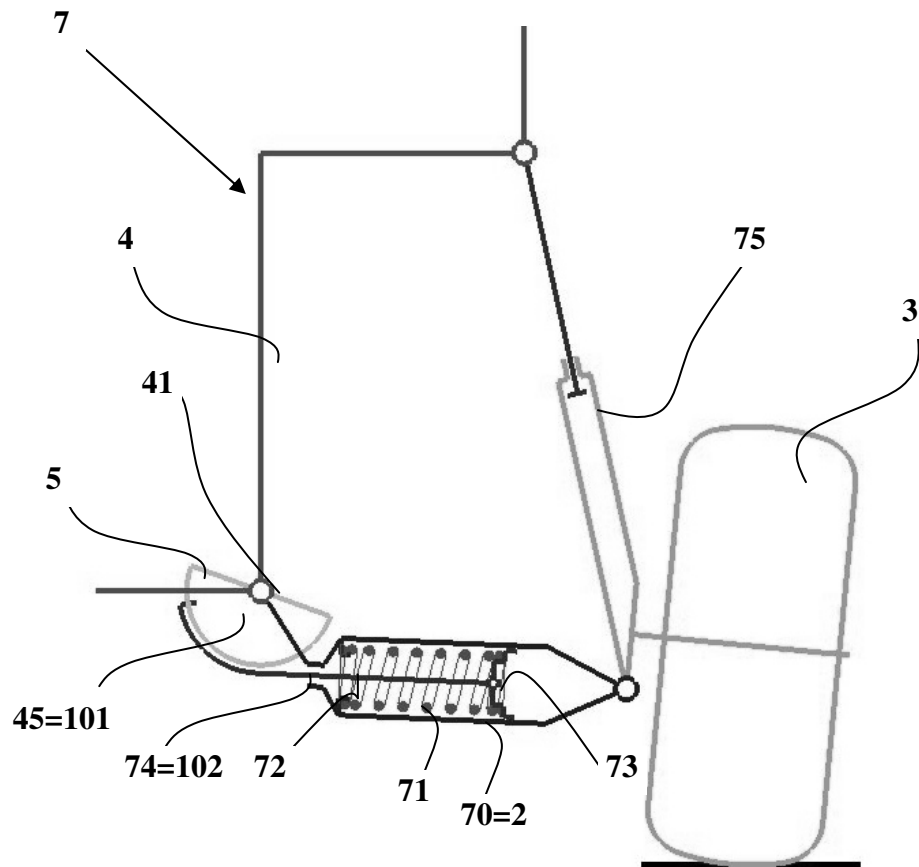


Obr. 3a

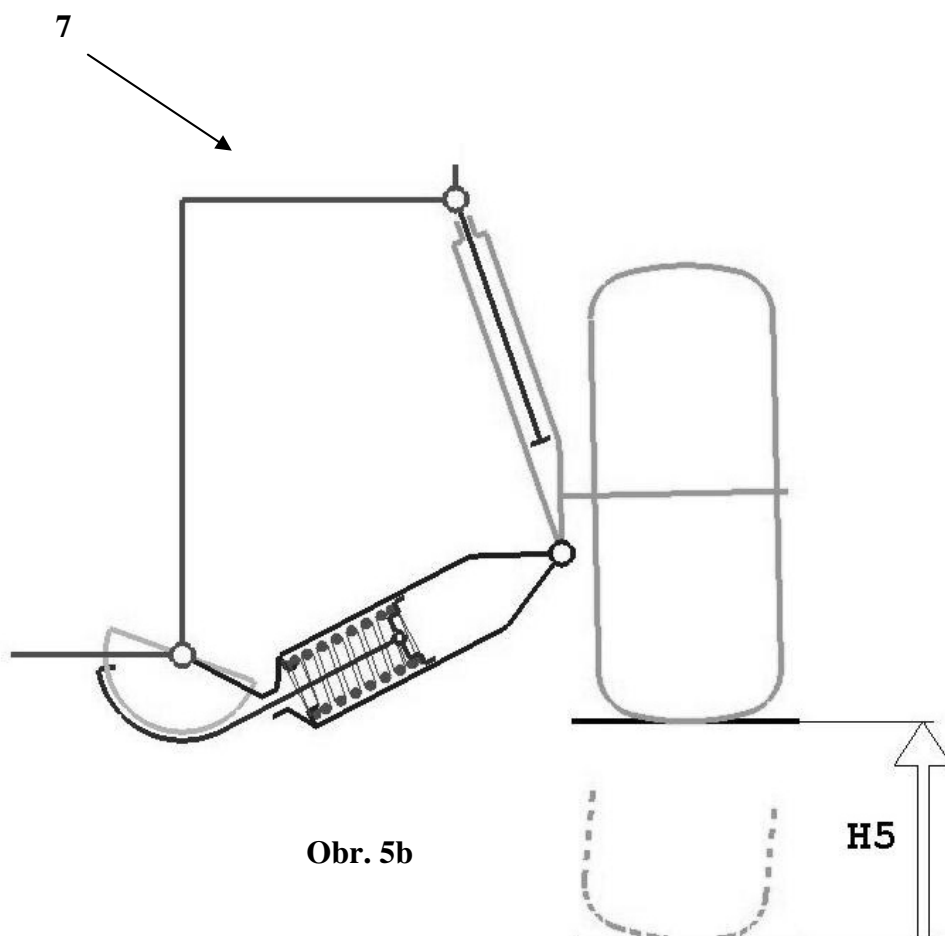


Obr. 3b

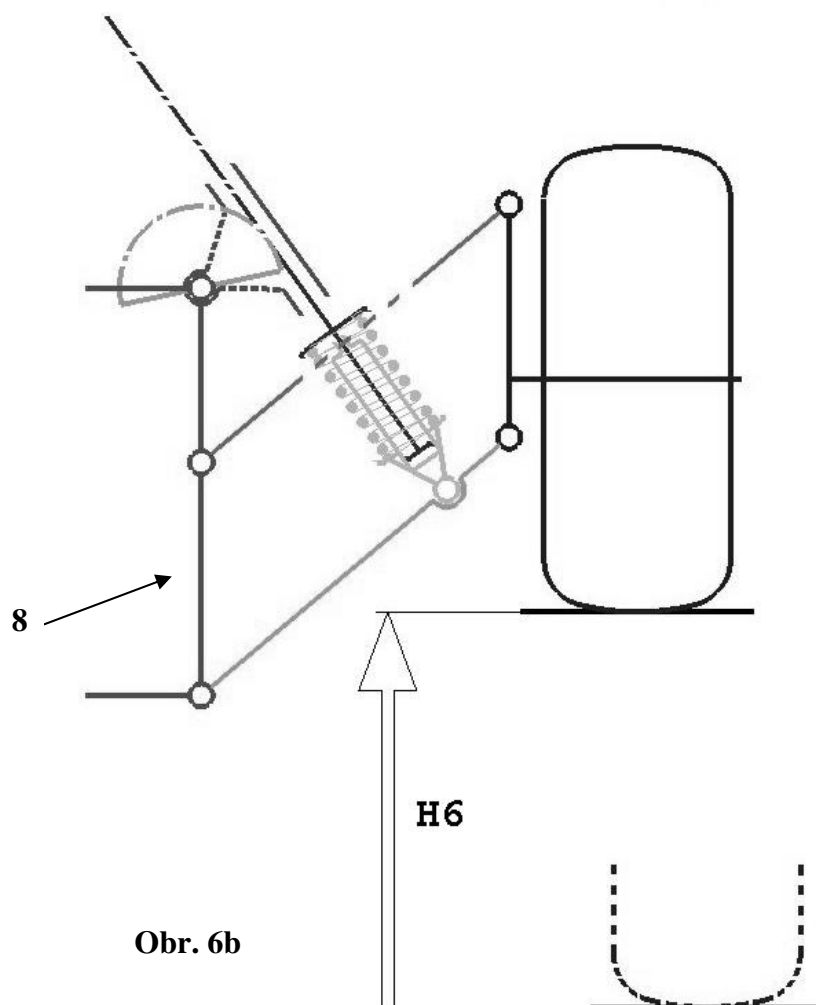
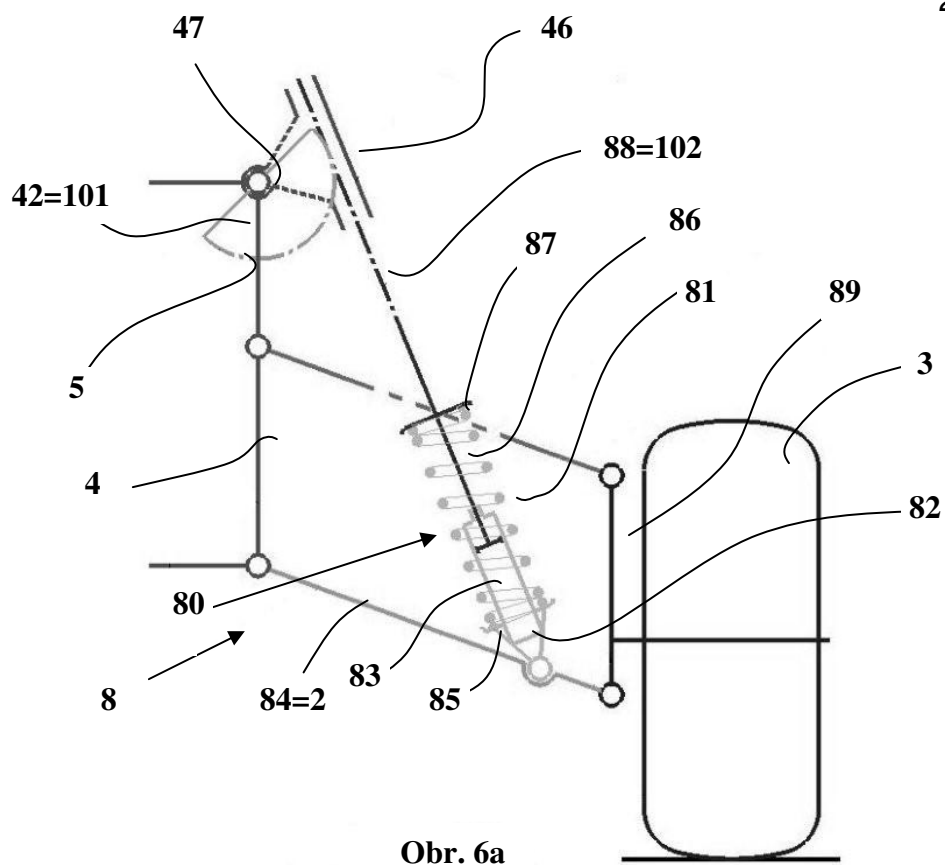


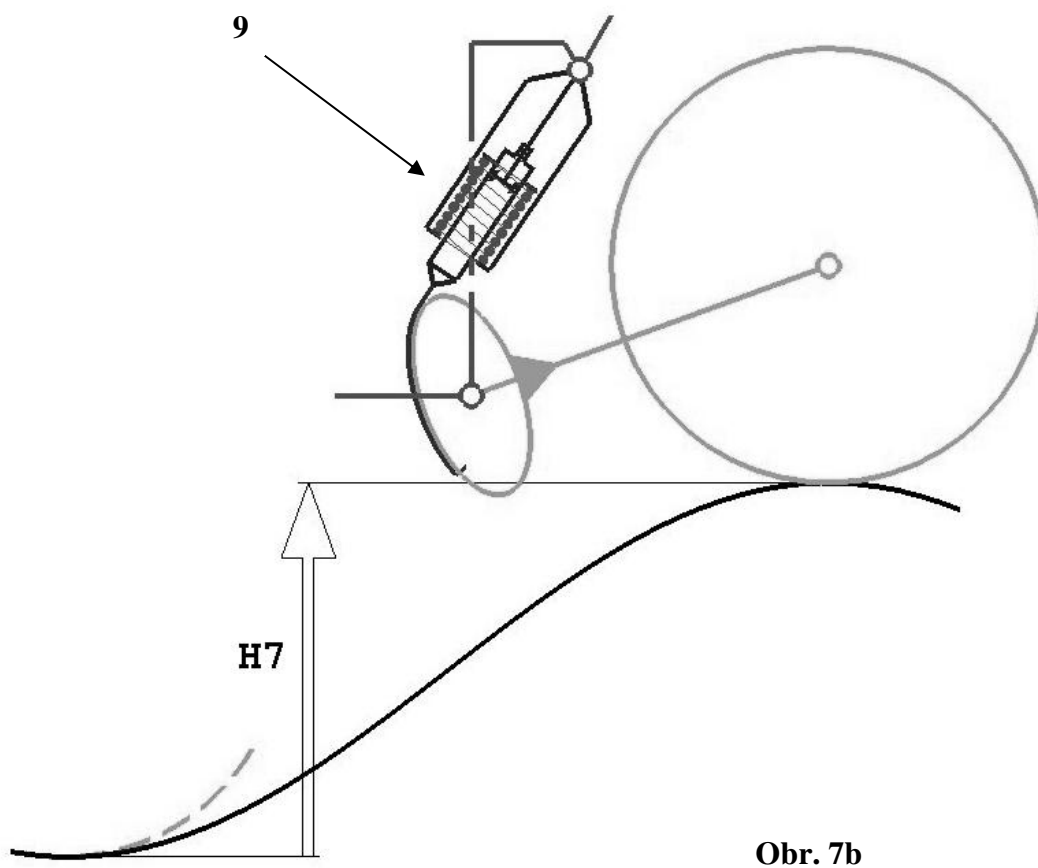
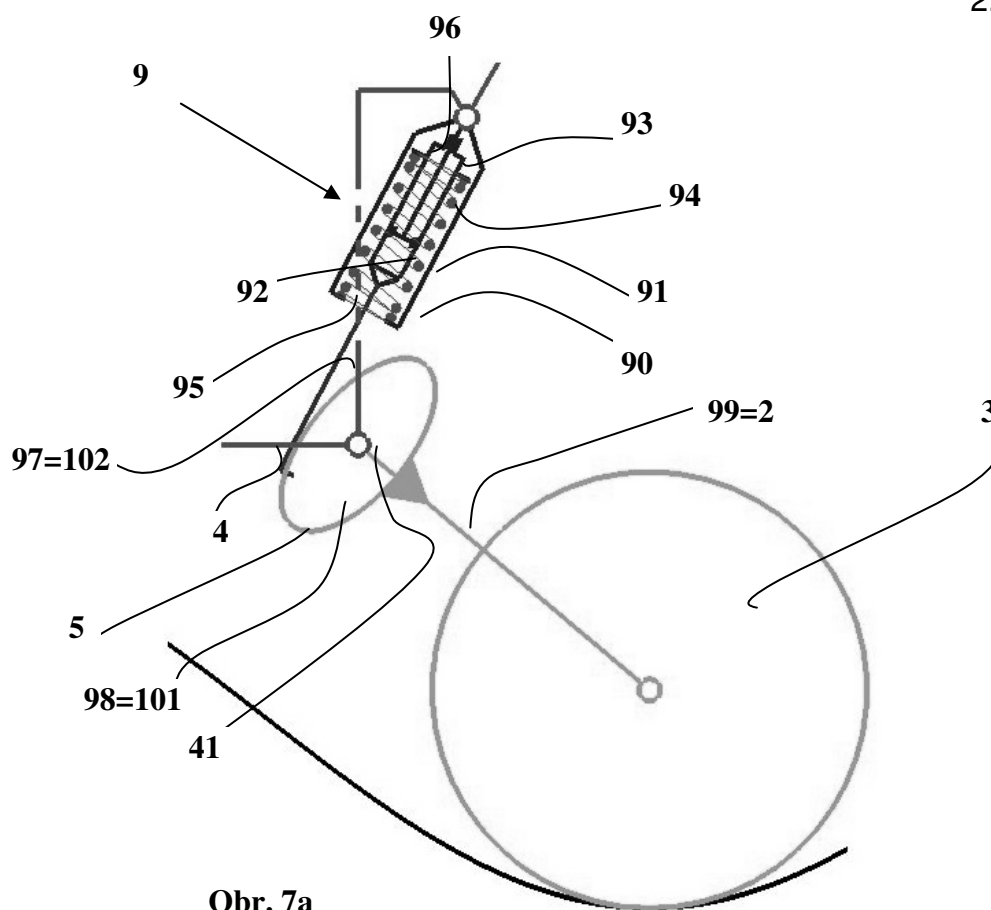


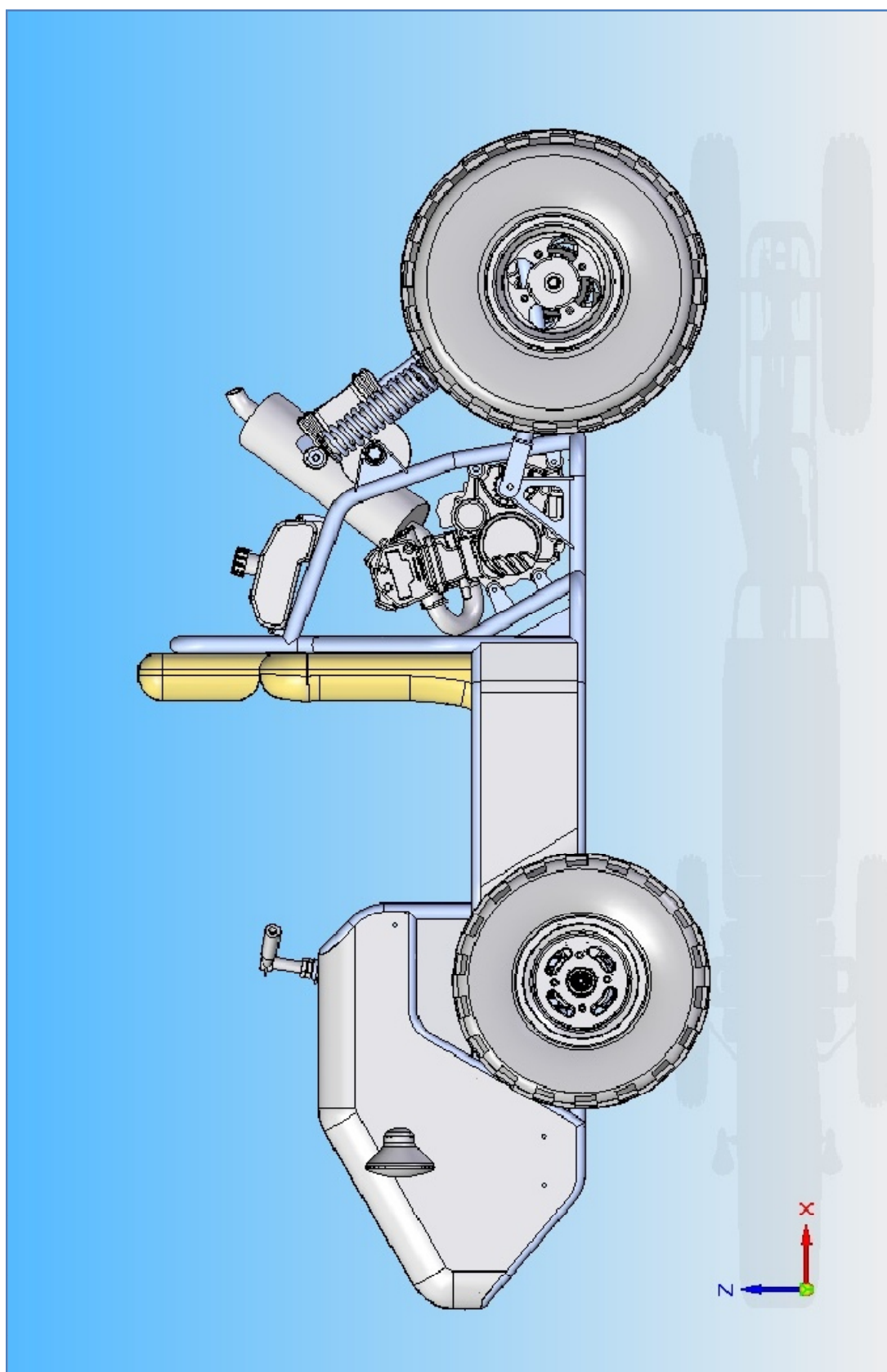
Obr. 5a

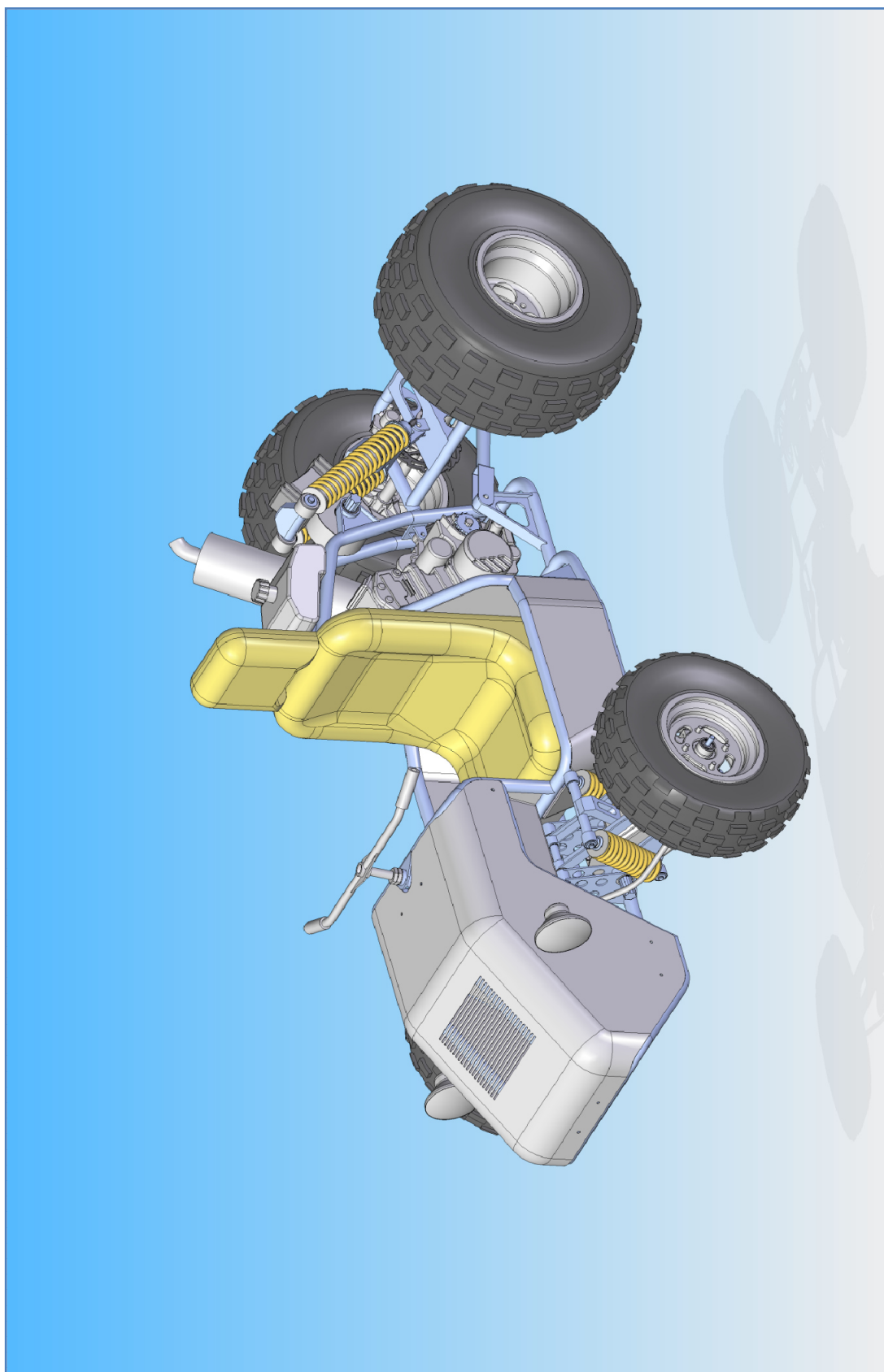


Obr. 5b





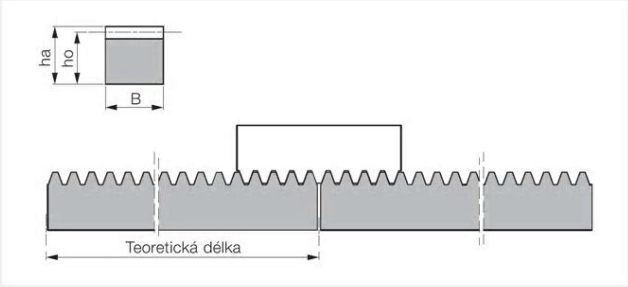




Ozubené tyče / Ozubená kola / Kuželová soukolí
Ozubené tyče

Ozubená tyč s přímým ozubením

Čtvercový průřez, modul 1,0 až 6,0



Poznámky

- vhodné pro kontinuální montáž
- k dodání také v nestandardních délkách (až 6.000 mm)

Technická data

- úhel záběru 20°
- odchylka od počtu zubů +/- 1 zub

Materiál

- ocel C45

Modul	Rozteč	B ^{h11}	ha ^{h14}	Délka	Počet zubů	ho	Hmotnost v kg/m	Obj. kód	Jedn.
1,0	3,1416	15	15	2.000	637	14,0	1,65	T17063	m
1,5	4,7124	17	17	2.000	425	15,5	2,05	T17064	m
2,0	6,2832	20	20	2.000	319	18,0	2,80	T17065	m
2,5	7,8540	25	25	2.000	255	22,5	4,35	T17066	m
3,0	9,4248	30	30	2.000	213	27,0	6,30	T17067	m
4,0	12,5664	30	30	2.000	160	26,0	6,05	T31701	m
	12,5664	40	40	2.000	160	36,0	11,20	T17068	m
5,0	15,7080	50	50	2.000	128	45,0	17,50	T17069	m
6,0	18,8496	60	60	2.000	107	54,0	25,20	T17070	m

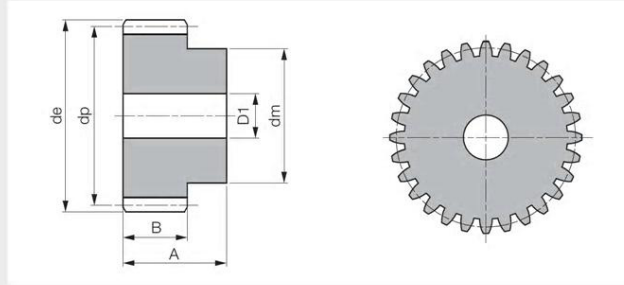
Poznámky k objednání

- všechny rozměry uvedeny v mm

Ozubené tyče / Ozubená kola / Kuželová soukolí
Ozubená kola s nábojem

Ozubené kolo s nábojem a přímým ozubením

Modul 4,0



Technická data

- šířka zubu B
- celková šířka A
- úhel záběru

40 mm
60 mm
20°

Materiál

- ocel C45

Počet zubů	de	dp	dm	D1	Obj. kód	Jedn.	Počet zubů	de	dp	dm	D1	Obj. kód	Jedn.
12	56	48	35	14	T16957	ks	25	108	100	75	20	T16970	ks
13	60	52	40	14	T16958	ks	26	112	104	75	20	T43496	ks
14	64	56	45	14	T16959	ks	27	116	108	75	20	T43497	ks
15	68	60	45	14	T16960	ks	28	120	112	75	20	T16971	ks
16	72	64	50	16	T16961	ks	29	124	116	75	20	T43498	ks
17	76	68	50	16	T16962	ks	30	128	120	75	20	T16972	ks
18	80	72	50	16	T16963	ks	31	132	124	80	20	T43499	ks
19	84	76	60	16	T16964	ks	32	136	128	80	20	T43500	ks
20	88	80	60	16	T16965	ks	33	140	132	80	20	T43501	ks
21	92	84	70	16	T16966	ks	34	144	136	80	20	T43502	ks
22	96	88	70	16	T16967	ks	35	148	140	80	20	T43503	ks
23	100	92	75	20	T16968	ks	36	152	144	80	25	T16973	ks
24	104	96	75	20	T16969	ks							

Poznámky k objednání

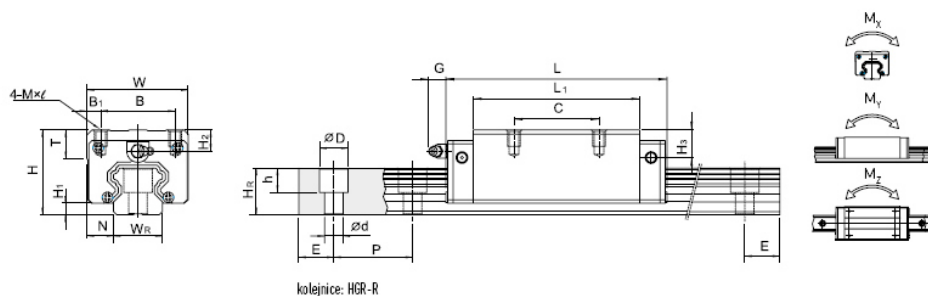
- všechny rozměry uvedeny v mm

Lineární vedení

Typ HG

2.1.14 Rozměry typu HG

1. HGH-CA / HGH-HA



Typ	Montážní rozměry [mm]			Rozměry vozíku [mm]										Rozměry kolejnic [mm]										Šrouby pro kolejnici [mm]	Dynamická únosnost C _d [N]	Statická únosnost C ₀ [N]	Statický moment			Hmotnost	
																											M _x [Nm]	M _y [Nm]	M _z [Nm]	vozík [kg]	kolejnice [kg/m]
	H	H ₁	N	W	B	B ₁	C	L ₁	L	G	Mxℓ	T	H ₂	H ₃	W _R	H _R	D	h	d	P	E										
HGH15CA	28	4,3	9,5	34	26	4,0	26	39,4	61,4	5,3	M4x5	6,0	8,5	9,5	15	15,0	7,5	5,3	4,5	60	*	M4x16	11380	25310	170	150	150	0,18	1,45		
HGH20CA	30	4,6	12,0	44	32	6,0	36	50,5	77,5	12,0	M5x6	8,0	6,0	7,0	20	17,5	9,5	8,5	6,0	60	*	M5x16	17750	37840	380	270	270	0,38	2,21		
HGH20HA							50	65,2	90,3														21180	48840	480	470	470	0,39			
HGH25CA	40	5,5	12,5	48	35	6,5	35	58,0	83,0	12,0	M6x8	8,0	10,0	13,0	23	22,0	11,0	9,0	7,0	60	*	M6x20	26480	56190	640	510	510	0,67	3,21		
HGH25HA							50	78,6	103,6														32750	76000	870	880	880	0,69			
HGH30CA	45	6,0	16,0	60	40	10,0	40	70,0	97,4	12,0	M8x10	8,5	9,5	13,8	28	26,0	14,0	12,0	9,0	80	*	M8x25	38740	83060	1060	850	850	1,14	4,47		
HGH30HA							60	93,0	120,4														47270	110130	1400	1470	1470	1,16			
HGH35CA	55	7,5	18,0	70	50	10,0	50	80,0	112,4	12,0	M8x12	10,2	16,0	19,6	34	29,0	14,0	12,0	9,0	80	*	M8x25	49520	102870	1730	1200	1200	1,88	6,30		
HGH35HA							72	105,8	138,2														60210	136310	2290	2080	2080	1,92			
HGH45CA	70	9,5	20,5	86	60	13,0	60	97,0	138,0	12,9	M10x17	16,0	18,5	30,5	45	38,0	20,0	17,0	14,0	105	*	M12x35	77570	155930	3010	2350	2350	3,54	10,41		
HGH45HA							80	128,8	169,8														94540	207120	4000	4070	4070	3,61			
HGH55CA	80	13,0	23,5	100	75	12,5	75	117,7	165,7	12,9	M12x18	17,5	22,0	29,0	53	44,0	23,0	20,0	16,0	120	*	M14x45	114440	227810	5660	4060	4060	5,38	15,08		
HGH55HA							95	155,8	203,8														139350	301260	7490	7010	7010	5,49			
HGH65CA	90	15,0	31,5	126	76	25	70	144,2	198,2	12,9	M16x20	25,0	15,0	15,0	63	53,0	26,0	22,0	18,0	150	*	M16x50	163630	324710	10020	6440	6440	7,00	21,18		
HGH65HA							120	203,6	257,6														208360	457150	14150	11120	11120	9,82			

* Pokud zákazník neurčí jinak, oba konce E₁ a E₂ jsou symetrické v rozmezí E_{1/2} min. a E_{1/2} max. - viz tab. 2.19.